

UNIVERSITE DE LILLE 1
LABORATOIRE DE MECANIQUE DE LILLE – UMR CNRS 8107
POLYTECH'LILLE

N° d'ordre : 41046

THESE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE LILLE 1

Spécialité : MECANIQUE

Présentée par

Loïc MORTELETTE

Crissement des freins de giration de nacelles d'éoliennes : éléments de compréhension et influence du matériau de friction

JURY

Rapporteurs :

Ichchou Mohamed	LTDS, Ecole Centrale de Lyon	Professeur
Robbe-Valloire François	LISMMA, Supméca, Paris	Professeur

Directeurs :

Dufrénoy Philippe (Directeur)	LML, Université de Lille 1, Polytech'Lille	Professeur
Desplanques Yannick (Co-directeur)	LML, Ecole Centrale de Lille	Professeur
Brunel Jean-François (Co-encadrant)	LML, Université de Lille 1, Polytech'Lille	Maître de Conférences

Examineur

Coorevits Patrice	EPROAD, Université de Picardie Jules Verne	Professeur
-------------------	--	------------

Invités :

Martin Olivier	Flertex SA	Directeur
Beauvais Arnault	STROMAG France	Responsable R&D

Remerciements

Je tiens à exprimer ma gratitude et mes remerciements à Philippe Dufrenoy, Yannick Desplanques et Jean François Brunel, mes directeurs et co-directeur de thèse, avec qui j'ai eu un réel plaisir à travailler. Je les remercie particulièrement pour leur disponibilité, leur conseil et la qualité de leur encadrement.

Cette thèse est le fruit d'une collaboration entre trois partenaires, le Laboratoire de Mécanique de Lille, Stromag France et Flertex. Je tiens à remercier mes partenaires industriels pour leur suivi et leur soutien durant ce travail de thèse. De plus, ce projet a été co-financé par le FEDER, je tiens à saluer ce soutien financier.

Je remercie particulièrement Bruno Geoffroy, Matthieu Chamignon et Lucian Breaban pour leur encadrement au sein de Stromag France et Guillaume Brouillard, Guillaume Vattan, Arnault Beauvais ainsi que Stéphane Kubiak pour l'aide qu'ils ont pu m'apporter lors des périodes que j'ai passées chez Stromag France. Je remercie également Olivier Martin, Michèle Henrion et Guillaume Funck pour leur soutien chez Flertex.

Je tiens à remercier vivement Mohamed Ichchou et François Robbe-Valloire qui ont consacré du temps à l'examen de ce travail et accepté d'en être les rapporteurs.

J'exprime également toute ma reconnaissance à Patrice Coorevits qui a accepté de présider la soutenance de ma thèse.

Je tiens enfin à remercier mes proches, en particulier mes parents et ma soeur pour leur soutien inconditionnel tout au long de mes études et ma compagne Elodie qui a été présente pour moi et à qui je dédie ce travail.

Résumé

Afin de produire de l'électricité, une éolienne doit s'orienter de manière à être face au vent. Cette rotation est assurée par un système de giration placé entre le mât et la nacelle appelé « yaw ». Afin de contrôler la rotation de la nacelle et de ne pas la laisser complètement libre, l'éolienne est équipée d'un disque de frein horizontal du diamètre du mat et solidaire à celui-ci et de plusieurs freins hydrauliques solidaires de la nacelle. C'est lors de la phase de yawing que peut apparaître le phénomène de « crissement » à cause du contact frottant entre les garnitures des freins et le disque.

Dans un objectif de réduction voire de suppression du bruit, une démarche scientifique de compréhension du phénomène comprenant un volet structure et un volet matériau a été mise en place, aucune étude sur le sujet n'ayant jamais été réalisée dans le domaine éolien. L'objectif a été d'apporter des éléments de compréhension en ce qui concerne les phénomènes mis en jeu lors des occurrences de bruit, en particulier sur les conditions favorables à son déclenchement et d'investiguer le rôle du matériau de friction. Les garnitures de freins étant des éléments remplaçables, il est naturel de rechercher des solutions d'atténuation sonore à leur niveau.

La première étape de l'étude a consisté en une caractérisation du problème en conditions réelles sur éolienne. Les données collectées complétées par une étude bibliographique élargie ont permis de définir une stratégie d'étude : de manière globale, cette recherche est basée à la fois sur une approche expérimentale et sur une approche numérique. L'accent est mis sur l'influence du matériau de friction : plusieurs matériaux ont été investigués dont l'un correspond à une « amélioration » d'une formulation industrielle initialement relativement « bruyante ». Ces matériaux sont également décrits et caractérisés en termes de propriétés mécaniques et les surfaces frottées des garnitures ont été observées après essai. Au final, cette étude a permis de maîtriser et d'identifier certains paramètres influents tels que le rôle des garnitures, amenant de nombreux éléments de compréhension des phénomènes mis en jeu afin d'appréhender des voies d'amélioration pour la réduction du bruit.

Abstract

In order to produce electricity, a wind turbine needs to be face to the wind. The system allowing its orientation is placed between the tower and the nacelle and is called ‘yaw’. The wind turbine is equipped with braking system composed by an horizontal disc fixed to the tower and several hydraulic brakes fixed to the nacelle, the goal being to control the rotation of the nacelle. Due to the contact between friction pads and disc during the rotation phases, squeal noise can occur.

In the aim of reducing and even suppressing the noise, a scientific approach has been set up to understand the phenomena involved, including the structure and the friction material aspects, no such study having ever been carried on in the wind turbine domain. The main objective was to bring understanding elements regarding the phenomena involved during squeal noise occurrences, especially on the conditions leading to its apparition and to investigate the role of the friction material. As the friction pads can be changed, it is natural to focus on them to look for solutions to reduce noise.

The first step has consisted in characterizing the problem in real conditions on wind turbines. The collected data and an extended bibliographic study have been used to define a strategy: globally, the study is based both on experimental investigations and numerical simulations. The influence of the friction material has been highlighted: several materials have been investigated, one of them being an “improvement” of a commercial material initially “noisy”. Those friction materials are also described and characterized regarding their mechanical properties and the rubbing surfaces have been observed after tests. In the end, that study has enable to control and identify some influent parameters as the role of the friction pads, bringing a better understanding of the phenomena involved in that squealing noise problematic in order to develop new improvement solutions to reduce noise.

Table des matières

Introduction	11
PARTIE A : Présentation du crissement de yaw d'éolienne, état de l'art et stratégie d'étude	13
I- Le crissement de frein de giration d'éolienne (yaw)	15
a. L'éolienne et le frein de giration (yaw)	15
b. Le problème du crissement des freins de yaw	17
c. Caractérisation du problème de bruit sur éolienne	19
II- Etat de l'art et positionnement du sujet	27
a. Théories des instabilités induites par le contact frottant	29
b. Approches expérimentales	34
c. Approches numériques	43
Bilan et stratégie d'étude	53
PARTIE B : Mise en place des approches expérimentales et numériques	55
III- Approche expérimentale	57
a. Présentation du banc d'essai	57
b. Profil de la barre de freinage	62
c. Protocole expérimental	70
IV- Approche numérique	85
a. Création du modèle numérique	85
b. Modèle complet	94
c. Résultats : répartitions de pression au contact et instabilités	95
d. Analyses sous conditions de crissement	98

PARTIE C : Influences du matériau de friction et du profil de la barre de freinage.....	101
V- Influence du matériau de friction	103
a. Matériaux de friction : élaboration et caractérisation	103
b. Résultats expérimentaux – influence du matériau de friction.....	111
c. Résultats numériques	130
VI- Influence du profil de barre	139
a. Résultats expérimentaux.....	139
b. Résultats numériques	143
PARTIE D : Suivi des surfaces frottées	151
VII- Observation des surfaces frottées	153
a. Essais « courte distance ».....	153
b. Essais « longue distance »	169
Conclusions et <i>perspectives</i>.....	177
Bibliographie	181

Introduction

Afin de produire de l'électricité, une éolienne doit s'orienter de manière à être face au vent. Cette rotation est assurée par un système de giration placé entre le mât et la nacelle appelé « yaw ». Le yaw se compose généralement de deux parties : la première permet la rotation de la nacelle, elle est composée d'une couronne dentée solidaire au mât et de pignons entraînés par des moteurs électriques solidaires de la nacelle. L'autre partie se compose d'un disque de frein horizontal du diamètre du mat et solidaire à celui-ci et de plusieurs freins hydrauliques solidaires de la nacelle. C'est la partie freinage qui fait l'objet de l'étude.

Il existe deux phases de fonctionnement dites « de parking » et « de yawing ». Durant la phase de parking, l'éolienne est face au vent, il n'y a pas de mouvement de rotation de la nacelle, la pression hydraulique dans les freins est élevée (de l'ordre de 160 bars) de façon à fournir l'effort de retenue nécessaire au maintien en position de la nacelle. La phase de yawing correspond au changement d'orientation de l'éolienne pour rester face au vent. Durant cette phase, la pression dans les freins est diminuée (environ 30 bars) et les moteurs électriques entraînent la nacelle en rotation via le système de pignons et couronne dentée. Les moteurs doivent alors fournir un couple nécessaire pour contrer l'effort de retenue du frein. Ceci permet de contrôler la rotation de la nacelle et de ne pas la laisser complètement libre.

C'est lors de la phase de yawing que peut apparaître le phénomène de « crissement » à cause du contact frottant entre les garnitures des freins et le disque. Ce « crissement » peut être audible des habitations environnantes et représente alors une nuisance. Ces nuisances peuvent être à l'origine de l'arrêt des éoliennes, donc de la production d'électricité avec des pertes financières qui peuvent vite devenir importantes. Il y a donc un réel problème qui découle de ces nuisances. Ce sont généralement les constructeurs de freins d'éolienne qui sont mis en cause dans cette problématique.

Jusqu'à présent, la seule solution industrielle apportée afin de pallier ce problème est de nettoyer les surfaces de frottement des garnitures et du disque voire de changer les garnitures de freins pour des neuves du même matériau de friction ou d'un autre. Ceci permet de supprimer le bruit mais sur un temps limité, celui-ci réapparaissant toujours après quelques mois d'utilisation. La sensibilité aux conditions de contact est ainsi mise en évidence, en montrant par exemple qu'un nettoyage complet des surfaces de frottement permet de limiter voire de supprimer de façon temporaire l'apparition du phénomène. Ceci peut être relié à l'orientation horizontale du système de freinage et à l'évolution du contact notamment du troisième corps présent à l'interface.

Dans un objectif de réduction voire de suppression systématique du bruit, il apparaît incontournable de mener une démarche scientifique de compréhension du phénomène. Cette étude comprend à la fois un volet structure et un volet matériau indissociables et justifie la collaboration entre les 3 partenaires : Stromag France, fabricant de systèmes de freinages pour éoliennes, Flertex, fabricant de matériaux de friction pour les applications freinage et le LML (Laboratoire de Mécanique de Lille) qui possède une expérience dans l'étude des systèmes de freinage aussi bien sur les aspects tribologiques, thermomécaniques et vibroacoustiques.

Le sujet de thèse s'intitule **ETUDE DU CRISSEMENT DES FREINS DE GIRATION DE NACELLES D'EOLIENNES (YAWING) – ELEMENT DE COMPREHENSION ET INFLUENCE DU MATERIAU DE FRICTION**. L'objectif est d'apporter des éléments de compréhension en ce qui

concerne les phénomènes mis en jeu lors des occurrences de bruit, en particulier sur les conditions favorables à son déclenchement et d'investiguer le rôle du matériau de friction. Les garnitures de freins étant des éléments remplaçables, il est naturel de rechercher des solutions d'atténuation sonore à leur niveau.

Ce mémoire se décompose en 4 parties (A à D). Le problème n'ayant jamais été étudié au niveau de la bibliographie, la première étape de l'étude a consisté en une caractérisation du problème en conditions réelles. Une campagne d'essai a donc été réalisée sur éolienne. Les résultats des mesures effectuées lors de cette campagne sont décrits dans le premier chapitre du mémoire de thèse. Les données collectées complétées par une étude bibliographique élargie ont permis de définir une stratégie d'étude qui est présentée à la fin de la partie A.

L'état de l'art est également présenté dans la partie A, sans se vouloir exhaustif tant il est difficile à l'heure actuelle de passer en revue toutes les études et résultats publiés sur les instabilités générées dans le contact frottant. Néanmoins, aucune étude sur le sujet n'a jamais été réalisée dans le domaine éolien. Cette thèse constitue donc un premier pas vers la compréhension des phénomènes mis en jeu dans la problématique du crissement de freins de yaw d'éolienne. Les résultats obtenus dans d'autres domaines tels que l'automobile ou le ferroviaire ont montré néanmoins des similarités qui ont permis de définir les choix d'étude.

De manière globale, cette recherche est basée à la fois sur une approche expérimentale et sur une approche numérique. La partie B est dédiée au développement et à la mise en place de ces approches. Pour l'approche expérimentale, un banc de freinage industriel a été mis à disposition par Stromag. Ce banc n'est pas dédié à l'étude du crissement et présente la particularité d'être un banc de translation alternatif. La question de l'analogie avec le système réel qu'est l'éolienne se posera donc dès le départ. De même, le choix du type d'essai à effectuer, des paramètres à considérer et des post-traitements à appliquer sera très important et guidé par les résultats obtenus sur éolienne. L'approche numérique propose de développer un modèle éléments finis du banc d'essai utilisé. La méthode de calcul est l'analyse modale complexe autour de la position d'équilibre statique sous condition de glissement. Celle-ci permet d'obtenir les instabilités du système à partir des répartitions de pression aux interfaces de frottement et d'identifier les composants mis en jeu dans ces instabilités.

La partie C est dédiée aux résultats obtenus grâce aux deux approches mises en place. L'accent sera mis sur l'influence du matériau de friction. Plusieurs matériaux ont été investigués dont l'un correspond à une « amélioration » d'une formulation industrielle initialement relativement « bruyante ». Ces matériaux sont également décrits et caractérisés en termes de propriétés mécaniques.

La dernière partie de ce manuscrit est dédiée à l'observation des surfaces de frottement après essai. Ces observations apporteront de nouveaux éléments de compréhension des phénomènes et permettront de valider et de faire le lien entre différents résultats précédemment obtenus.

La conclusion synthétise les résultats majeurs obtenus en apportant des réponses aux questions soulevées (éléments de compréhension des mécanismes, maîtrise et identification de paramètres influents, rôle de la garniture). L'identification de paramètres influents permet d'appréhender des voies d'amélioration pour la réduction du bruit. Des perspectives sont proposées pour valider ces propositions et approfondir la compréhension du phénomène de crissement.

PARTIE A : Présentation du crissement de yaw d'éolienne, état de l'art et stratégie d'étude

I-	Le crissement de frein de giration d'éolienne (yaw)	15
a.	L'éolienne et le frein de giration (yaw)	15
b.	Le problème du crissement des freins de yaw	17
c.	Caractérisation du problème de bruit sur éolienne	19
II-	Etat de l'art et positionnement du sujet	27
a.	Théories des instabilités induites par le contact frottant	29
b.	Approches expérimentales.....	34
c.	Approches numériques.....	43
	Bilan et stratégie d'étude	53

Cette première partie est consacrée à la présentation du système de frein d' yaw et à la caractérisation du problème de bruit sur éolienne. Seront ensuite abordés les aspects bibliographiques sur le problème du bruit et des vibrations des systèmes frottants.

I- Le crissement de frein de giration d'éolienne (yaw)

a. L'éolienne et le frein de giration (yaw)

Afin de produire de l'électricité, une éolienne doit s'orienter de manière à être face au vent. Cette rotation est assurée par un système placé entre le mât et la nacelle appelé « yaw » (Fig. I-1). Le yaw peut se décomposer en deux parties (Fig. I-2) :

- La première partie permet la rotation de la nacelle, elle est composée d'une couronne dentée solidaire du mât et de pignons entraînés par des moteurs électriques solidaires de la nacelle.
- L'autre partie se compose d'un disque de frein horizontal solidaire du mât et de plusieurs freins hydrauliques solidaires de la nacelle (de 5 à 14 freins suivant les constructeurs et la taille de l'éolienne). A titre d'information, les dimensions du disque sont un diamètre de 2 à 3 m pour une épaisseur de 30 à 45 mm en fonction des constructeurs. C'est cette partie freinage qui fait l'objet de ce travail.

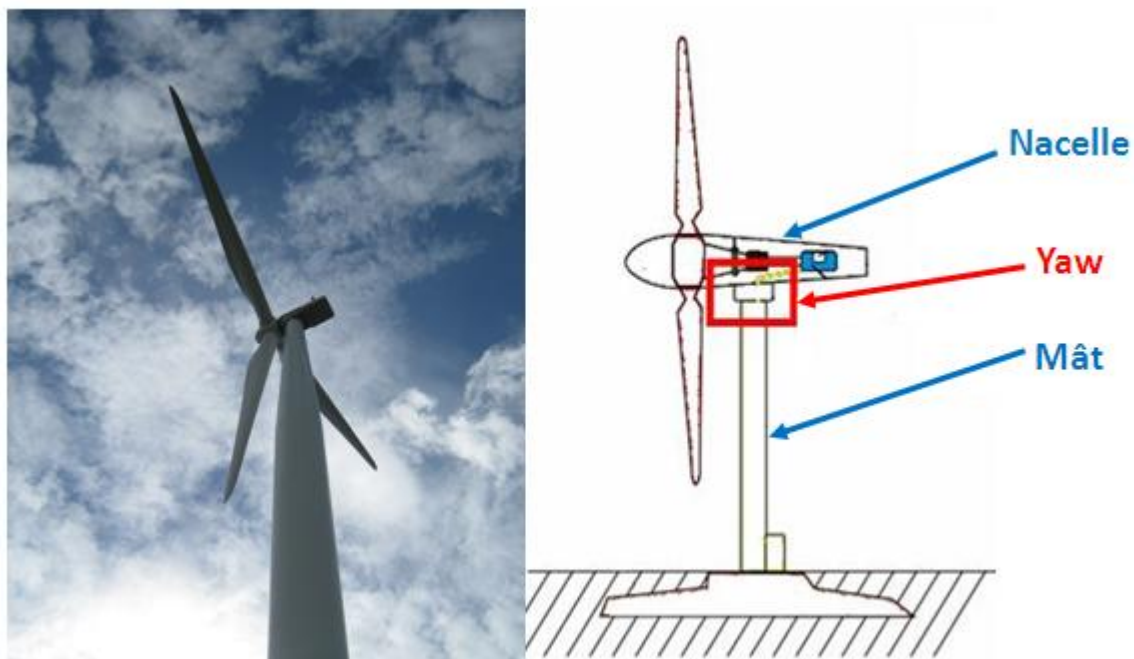


Fig. I-1 : Photos et schéma d'éolienne – position du yaw.

Le frein étudié (Fig. I-3) est de type « fixe » et se compose de deux demi-étriers. Une entretoise est insérée entre les deux demi-étriers, il en existe de plusieurs épaisseurs en fonction de celle du disque de frein, qui peut varier entre 30 et 45 mm. Chaque ensemble demi-étrier se compose d'un corps en fonte dans lequel sont usinés deux logements pour recevoir les deux

pistons en acier. Des trous sont percés dans l'étrier afin de permettre la circulation de l'huile de l'arrière de l'étrier aux logements des pistons. Sur chaque étrier viennent se fixer des butées de maintien des plaquettes de freins. Les butées sont trapézoïdales, tout comme la forme des plaquettes de freins. Cette géométrie permet un montage sans jeu des plaquettes. Les plaquettes se composent d'une tôle support en acier sur laquelle sont collés deux secteurs de matériau de friction. Hormis les plaquettes qui sont fabriquées par Flertex, le reste de l'étrier est fabriqué par Stromag.

Le principe de fonctionnement du frein est assez simple, il s'agit d'un frein hydraulique : une centrale met de l'huile sous pression qui est amené au frein, l'huile sous pression arrive en fond de logement et pousse à l'arrière des pistons qui eux-mêmes poussent l'arrière de la tôle des garnitures transmettant ainsi l'effort de freinage. Le déplacement des pistons dans les logements est assuré par un joint racleur et une bague de guidage, le contact n'est donc pas direct. Par contre il est direct entre la plaquette de frein et les deux butées de serrage trapézoïdales qui assurent maintien et guidage. Au final l'effort de freinage dépend de la pression hydraulique dans l'étrier.

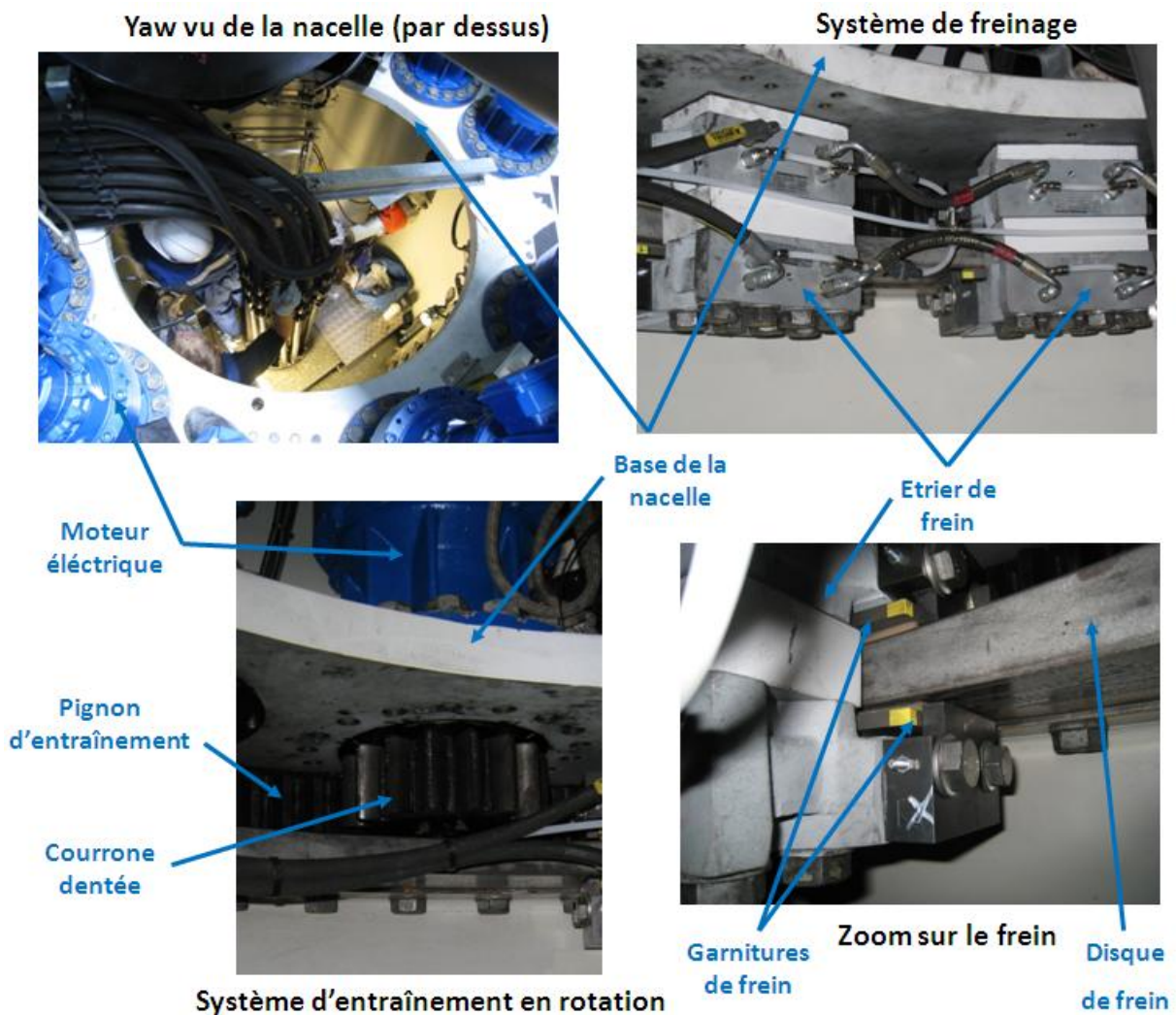


Fig. I-2 : Le yaw – combinaison des systèmes d'entraînement et de freinage.

Etrier de frein sans garnitures

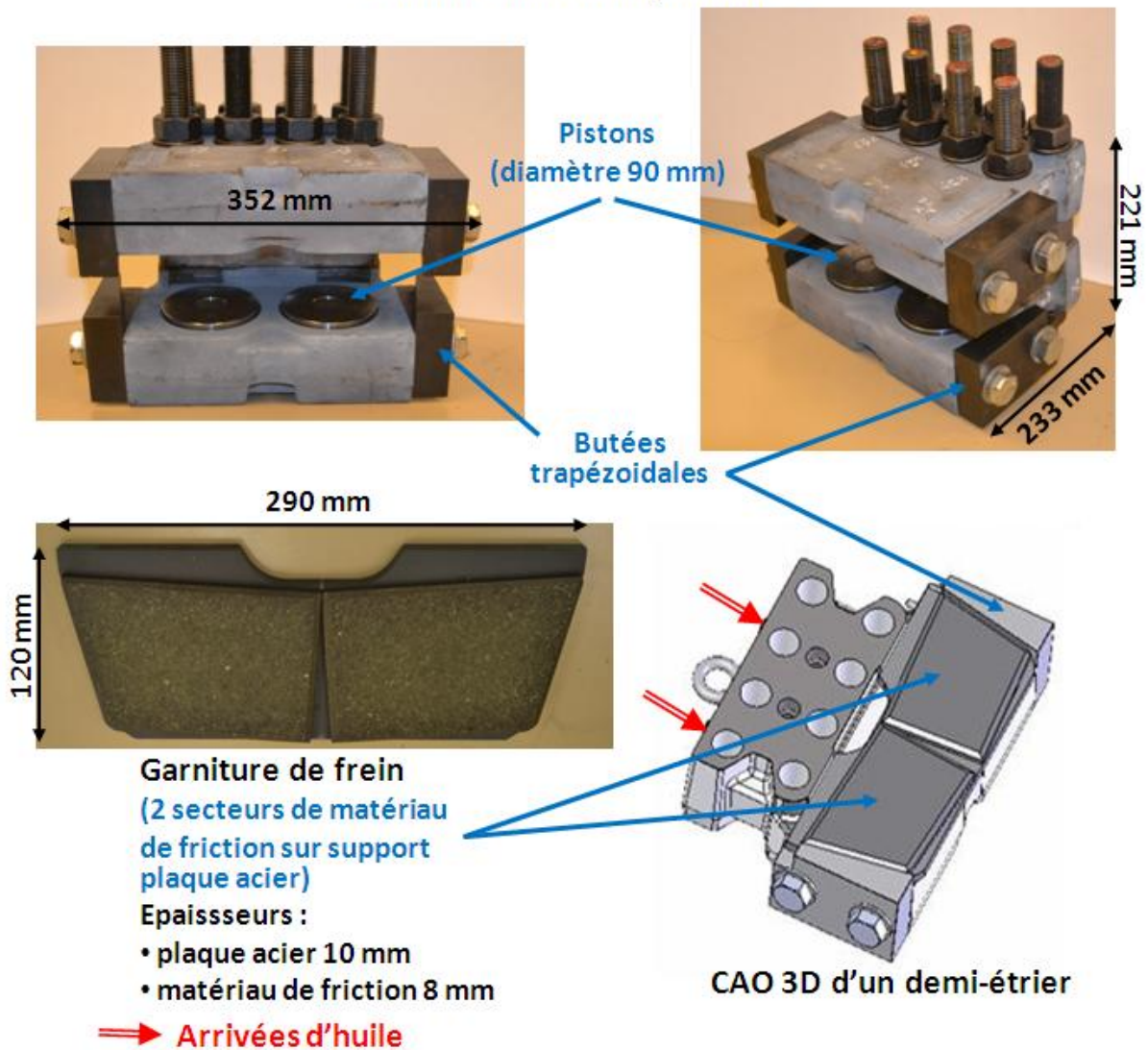


Fig. I-3 : Etrier de frein étudié.

b. Le problème du crissement des freins de yaw

Il y a deux phases de fonctionnement : une phase dite « de parking » et une autre dite « de yawing ». Durant la phase de parking, l'éolienne est face au vent, il n'y a pas de mouvement de rotation de la nacelle, la pression hydraulique dans les freins est élevée (de l'ordre de 160 bars) de façon à fournir l'effort de retenue nécessaire pour maintenir en position la nacelle. Lorsque le vent change de direction, l'éolienne s'oriente de façon à rester face au vent, il s'agit de la phase de yawing. Durant cette phase, la pression dans les freins est diminuée (à environ 30 bars) et les moteurs électriques entraînent la nacelle en rotation via le système de pignons et couronne dentée. Les moteurs doivent donc fournir un couple nécessaire de façon à contrer l'effort de retenue qui subsiste de par le fait que la pression dans les freins n'est pas nulle. Ceci permet de contrôler la rotation de la nacelle qui n'est donc pas complètement libre. Les pressions de parking et de yawing peuvent varier en fonction des constructeurs d'éolienne, cela dépend également du « coefficient de frottement » des garnitures montées sur le frein. Pour

indication, la vitesse de glissement relative entre le disque et les garnitures est de l'ordre de 10 mm/s en phase de yawing.

Lors de la phase de yawing le phénomène de crissement peut apparaître à cause du contact frottant entre les garnitures des freins et le disque. Ce crissement peut être audible des habitations environnantes et représenter ainsi une nuisance sonore pour les habitants. Lors des petites rotations pour l'orientation quand le vent change de direction, les durées du déplacement sont courtes (au plus quelques secondes), la nuisance sonore l'est également. Le plus gros problème est la rotation continue de la nacelle issue de la torsion du toron de câbles électriques dans le mât de l'éolienne (Fig. I-4). Compte tenu des puissances électriques générées puis transmises, il n'y a pas de système de type collecteur tournant : d'où la torsion du toron de câbles. La longueur des câbles étant limitée, le maximum admissible en termes de torsion correspond à trois tours de nacelle. Pour éviter cette situation, la nacelle de l'éolienne effectue un ou plusieurs tour(s) complet(s) dans le sens inverse de manière à « dérouler » le toron de câble. Cette manœuvre est généralement effectuée la nuit et peut durer beaucoup plus longtemps (de 30 à 45 min par tour) ce qui cause d'autant plus de nuisances. En cas de crissement, les éoliennes doivent parfois être arrêtées et les coûts induits par l'arrêt de la production d'électricité peuvent devenir très vite énormes. Il y a donc un réel problème qui découle des nuisances créées par le crissement des freins de yaw d'éolienne. Ce sont les constructeurs de freins d'éolienne tels que Stromag qui sont mis en cause dans cette problématique.

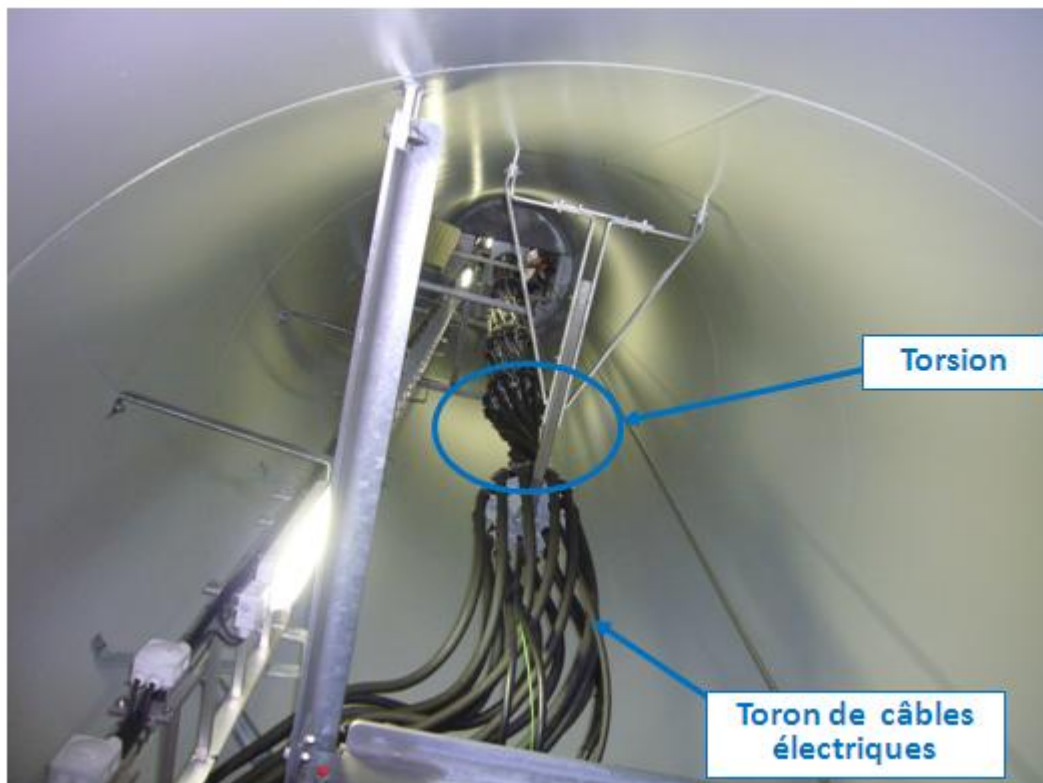


Fig. I-4 : Intérieur du mât de l'éolienne – torsion du toron de câbles électriques descendant de la nacelle.

Jusqu'à présent, la seule solution industrielle apportée afin de pallier ce problème est de changer les garnitures de freins pour des neuves du même matériau de friction ou d'un autre mais sans obtenir de résultat très efficace. En effet, les problèmes de crissement réapparaissent toujours après quelques mois d'utilisation, après semble-t-il que les surfaces de frottement se soient de nouveau « accommodées ». L'objectif est d'apporter des éléments de compréhension en ce qui concerne les phénomènes vibro-acoustiques mis en jeu lors des occurrences de bruit. Le fait d'avoir une meilleure compréhension de ces phénomènes devrait permettre de développer des solutions antibruit de façon à diminuer voire supprimer les nuisances sonores engendrées lors des phases de yawing.

c. Caractérisation du problème de bruit sur éolienne

Dans une première phase d'étude, il a été choisi de caractériser le problème directement sur l'éolienne : une campagne de mesure de bruit sur site a donc été organisée, les résultats servant par la suite de données d'entrée pour établir la stratégie d'étude de la thèse. Les essais sur éoliennes ont eu lieu en Allemagne dans le parc éolien de Dahme (à une centaine de km au Sud de Berlin), en partenariat avec Vestas, un constructeur d'éolienne. Les essais se sont déroulés sur deux éoliennes présentant la même configuration au niveau de leur structure, que ce soit au niveau du nombre de freins (5 freins) ou de leur disposition autour du disque. La seule différence entre les deux éoliennes est le matériau de friction utilisé, chaque éolienne est équipée par un matériau différent, les deux configurations seront désignées par E1 et E2. Dans les conditions d'utilisation normale, les deux éoliennes testées se sont avérées bruyantes. Elles ont d'ailleurs été choisies pour cette raison, les exploitants des éoliennes ont rapporté le caractère bruyant des éoliennes avant les campagnes d'essai. L'objectif étant de caractériser le problème, une éolienne silencieuse ne représente alors aucun intérêt en ce sens.

Les seuls paramètres qu'il est possible de modifier sur une éolienne sont la pression hydraulique du circuit de frein et donc l'effort de freinage, le sens de rotation et la longueur de déplacement (ou durée de freinage). La vitesse de glissement est fixe de l'ordre de 10 mm/s et dépend directement du rapport d'engrenage entre la couronne et les pignons entraînés par les moteurs électriques dont la vitesse de rotation est fixe. Le programme d'essai (Fig. I-5) mis en place consiste en une succession de cycles de freinages, la pression de freinage variant pour chaque cycle. Un cycle se compose de deux freinages de 20 secondes à la vitesse de 10 mm/s, un aller et un retour (sens horaire et antihoraire pour se repérer entre l'intérieur et l'extérieur de l'éolienne). La plage de pression balayée est de 0 à 30 bars par palier de 5 bars. Il est possible de répéter plusieurs fois le programme d'essai suivant les configurations.

Six configurations différentes ont été testées durant cette campagne (Fig. I-6), il est en effet possible de jouer sur différents paramètres :

- Les mesures acoustiques sont faites à l'intérieur ou à l'extérieur de l'éolienne. Il n'a pas été possible de réaliser des mesures intérieures et extérieures de façon simultanée.
- Tous les freins ou un seul peuvent être utilisés à condition de les déconnecter du circuit hydraulique.
- Les garnitures de freins peuvent être changées pour des neuves. En effet les essais ont été effectués sur des éoliennes en service et donc les garnitures présentent un certains niveau d'usure. Cela présente l'avantage de pouvoir effectuer des essais sur des machines dite « bruyantes » par les exploitants.

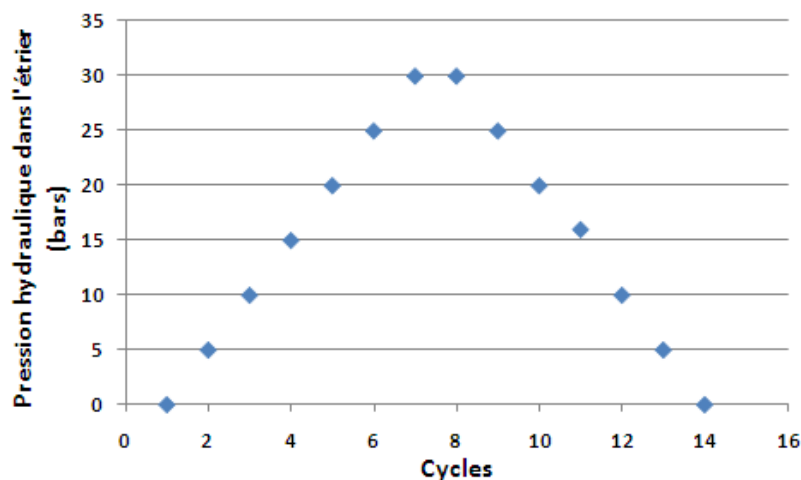


Fig. I-5 : Programme d'essai pour les mesures sur éolienne.

Configurations	Matériau de friction	Position du microphone	Nombre de freins	Etat des garnitures
1	E1	Intérieur	Tous	En cours d'utilisation
2	E1	Extérieur	Tous	En cours d'utilisation
3	E1	Intérieur	1 seul	En cours d'utilisation
4	E1	Intérieur	1 seul	Neuves
5	E2	Intérieur	Tous	En cours d'utilisation
6	E2	Extérieur	Tous	En cours d'utilisation

Fig. I-6 : Configurations d'essais sur éoliennes.

Il est important de préciser qu'une éolienne n'est en rien un banc d'essai et qu'il est très difficile de mettre en place ce genre de campagne. Cela implique en effet l'arrêt de production pendant les essais. De plus les configurations où il n'y a qu'un frein connecté sur le circuit hydraulique sortent totalement de l'utilisation normale en toute sécurité de la machine, de ce fait cette configuration n'a pu être mise en place que sur une seule éolienne et sur une durée limitée. De plus, avec un seul frein, les paliers en pression sont de 10 bars au lieu de 5 afin de limiter la durée des essais (soit 0, 10, 20 et 30 bars).

Durant les essais, un microphone (Fig. I-7) a été utilisé pour mesurer les émissions acoustiques au cours des freinages. Pour les mesures extérieures, le microphone se trouvait à une trentaine de mètres du pied de l'éolienne.



Fig. I-7 : Microphone à l'intérieur et à l'extérieur de l'éolienne.

Deux types de résultats sont générés par le post-traitement des signaux du microphone : les niveaux acoustiques globaux (Fig. I-8 et I-9) et le relevé des fréquences mises en jeu (Fig. I-10 et I-11). Pour chaque configuration d'essai, le programme d'essai (succession de freinages à différentes pressions) a été répété deux fois. Ainsi pour une configuration d'essai donnée, 8 freinages de 20 secondes (4 dans chaque sens) sont effectués pour chaque palier de pression. Le protocole de post-traitement des mesures est le même que celui qui sera décrit par la suite pour les essais au banc. A titre d'information, le spectre acoustique est généré sur une plage de fréquence de 0 à 6 kHz et le niveau acoustique calculé pour chaque freinage :

- La moyenne des niveaux acoustique est calculée pour tous les freinages effectués à une même pression et dans une même configuration d'essai : ces résultats sont représentés dans les deux premiers graphes (Fig. I-8 et I-9).
- Les pics des fréquences émergentes sur les spectres sont relevés pour chaque freinage et les relevés effectués pour tous les freinages d'une configuration d'essai, toutes pressions confondues, sont mis en commun dans un seul graphe (Fig. I-10 et I-11).

Des mesures au microphone ont également été effectuées sans freiner à l'intérieur et à l'extérieur de l'éolienne de façon à pouvoir obtenir une valeur de bruit de fond : 78 dB(A) à l'intérieur et 47 dB(A) à l'extérieur. Des niveaux acoustiques supérieurs au seuil de bruit de fond signifient la présence de bruit lors du freinage. Ce seuil est également utilisé pour relever les pics de fréquences émergentes.

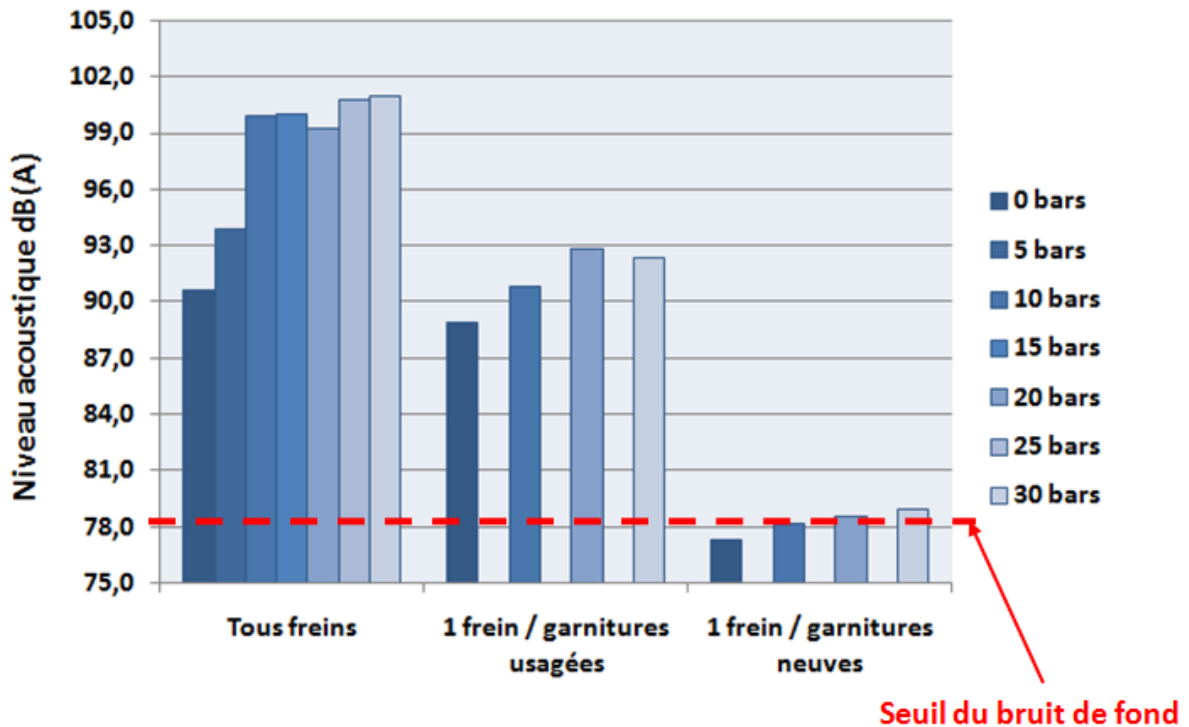


Fig. I-8 : Niveaux acoustiques globaux des mesures à l'intérieur de l'éolienne équipée du matériau de friction E1.

Ces premiers résultats (Fig. I-8) permettent de comparer les niveaux acoustiques globaux des mesures effectuées à l'intérieur de l'éolienne équipée du matériau de friction E1. Dans la configuration avec tous les freins, tous les freinages se sont avérés bruyants quelque soit la pression étrier. L'effet de la pression est visible sur les résultats : à 0 et 5 bars les niveaux acoustiques sont compris entre 90,5 et 94 dB(A) ; pour des pressions supérieures, les niveaux se situent entre 99 et 101 dB(A). Il est à noter qu'il y a du bruit même pour une pression de 0 bars, cela s'explique par le montage ajusté des garnitures entre les butées trapézoïdales du frein et par le fait que les pistons ne reculent pas naturellement dans l'étrier même lorsque la pression est annulée. Il y a ainsi toujours contact entre les garnitures et le disque de frein, contact générant du crissement. Pour les essais effectués avec un seul frein, la même tendance est visible, néanmoins les niveaux sont plus faible dans cette configuration qu'avec tous les freins (93 dB(A)). Ce résultat est plutôt logique : le niveau acoustique augmente avec l'augmentation du nombre de sources de bruit, en l'occurrence du nombre de freins. Aucun bruit de freinage n'a été enregistré après le changement des garnitures pour des neuves dans cette configuration avec un seul frein : les niveaux acoustiques sont équivalents à celui du bruit de fond. Ce résultat montre l'influence de « l'accommodation des surfaces » des garnitures sur le bruit, et de ses conséquences, telle que l'augmentation potentielle du coefficient de frottement sur le bruit. Pour information les garnitures montées sur l'éolienne au début des essais avaient quelques mois d'utilisation. Ce résultat confirme la solution privilégiée par les industriels en cas de bruit : un changement de toutes les garnitures de l'éolienne pour des garnitures neuves.

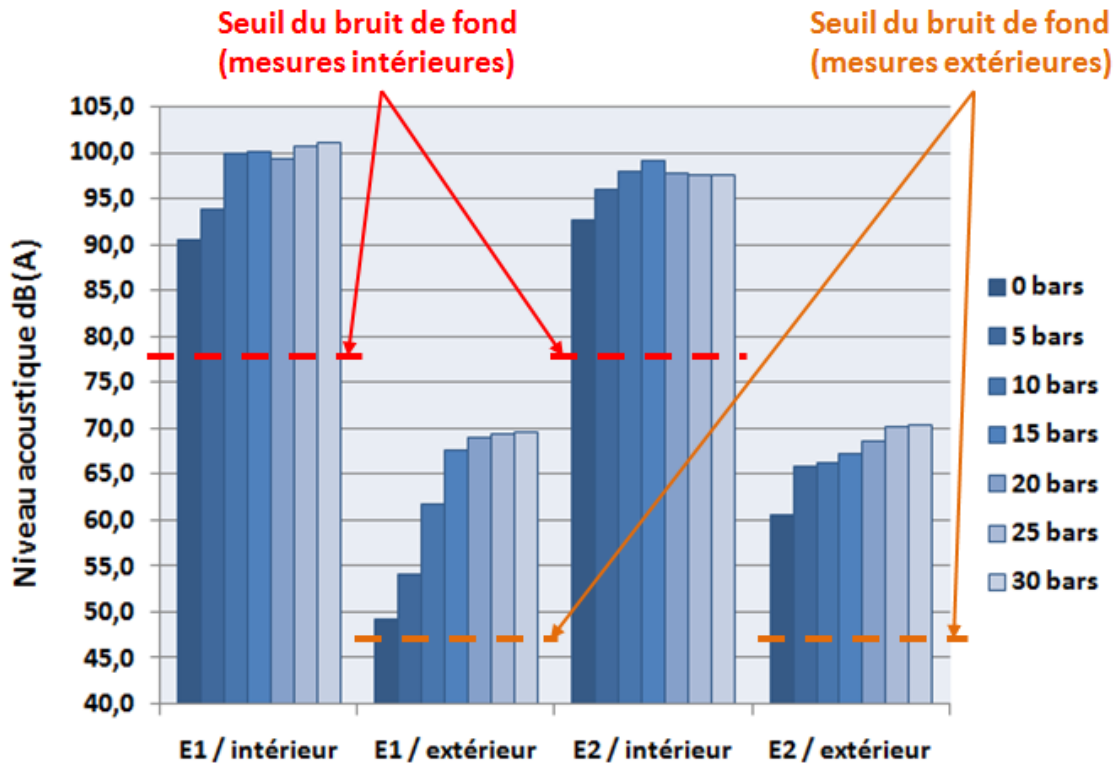


Fig. I-9 : Niveaux acoustiques globaux des mesures à l'intérieur et l'extérieur – comparaison des résultats entre les deux éoliennes.

Les résultats suivants (Fig. I-9) permettent de comparer les mesures effectuées à l'intérieur avec celle effectuées à l'extérieur pour les deux éoliennes équipées chacune d'un matériau de friction différent : E1 et E2. Globalement, les niveaux acoustiques sont équivalents entre les deux éoliennes que ce soit pour les mesures intérieures ou extérieures. Une nuance peut être apportée en ce qui concerne les basses pressions (de 0 à 10 bars) pour les mesures extérieures de l'éolienne 1 : les niveaux acoustiques sont plus bas. L'influence de la pression est une nouvelle fois visible sur ces résultats, le niveau acoustique augmente avec la pression éolienne. La comparaison des résultats entre intérieur et extérieur montre que les niveaux sont plus bas à l'extérieur pour les deux éoliennes même si les niveaux à l'extérieur ne sont pas négligeables (plus de 20 dB(A) en plus par rapport au bruit de fond). En effet, les mesures intérieures sont effectuées à une distance proche du système de freinage source du bruit dans un environnement confiné mettant de plus en jeu des réverbérations contre les parois métalliques de l'éolienne alors que les mesures à l'extérieur sont effectuées en champ libre.

Les relevés des fréquences (Fig. I-10) mises en jeu lors des mesures à l'intérieur de l'éolienne 1 avec tous les freins ne permettent pas de dégager un résultat particulier. Cela montre la complexité des émissions acoustiques. Les relevés à l'extérieur montrent que moins de fréquences sont identifiées. Ce résultat remet en avant l'effet d'atténuation entre l'intérieur et l'extérieur : que ce soit en termes de niveau acoustique ou de fréquences mises en jeu, il y a une atténuation entre l'intérieur et l'extérieur. Les résultats obtenus lors des essais avec un seul frein mettent en avant un schéma harmonique : les fréquences mises en jeu décrivent une organisation en raies régulièrement espacées d'un intervalle dont la valeur est égale à la première fréquence du schéma, dans ce cas 380 Hz.

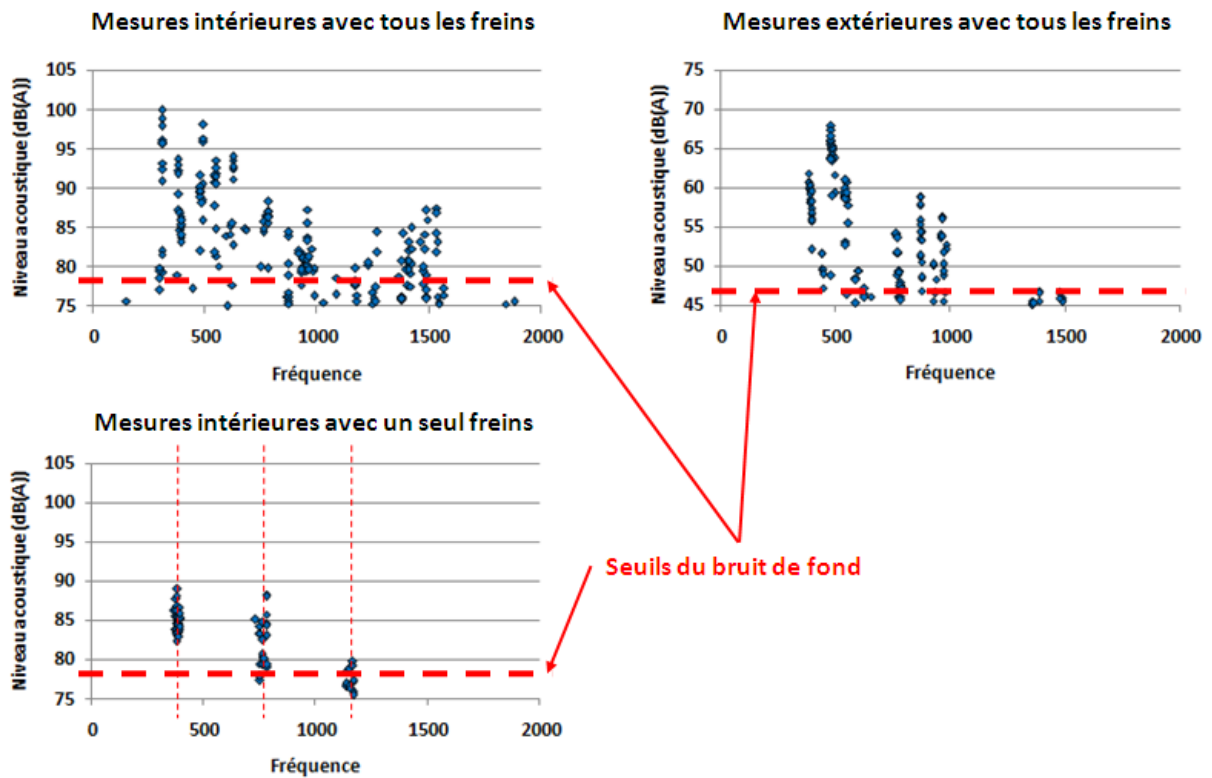


Fig. I-10 : Relevé des fréquences mises en jeu lors des mesures sur l'éolienne 1.

Sur l'éolienne 2 les relevés des fréquences (Fig. I-11) montrent que de nombreuses fréquences émergent parmi lesquelles il semble possible de distinguer des « schémas harmoniques », à basse et haute fréquences, par exemple à $\Delta f = 130$ Hz et plus nettement à $\Delta f = 500$ Hz. Une nouvelle fois l'effet de « filtrage » de l'éolienne se remarque sur ces résultats. Le schéma à plus haute fréquence (ici $\Delta f = 500$ Hz) est celui pour lequel les niveaux acoustiques sont les plus élevés. Il faut remarquer que la gamme de fréquence dans les graphiques présentant les relevés en fréquences s'arrête à 2000 Hz alors que les analyses ont été effectuées sur une gamme allant jusqu'à 6000 Hz : Aucune fréquence émergente n'a été relevée au-delà de 2000 Hz.

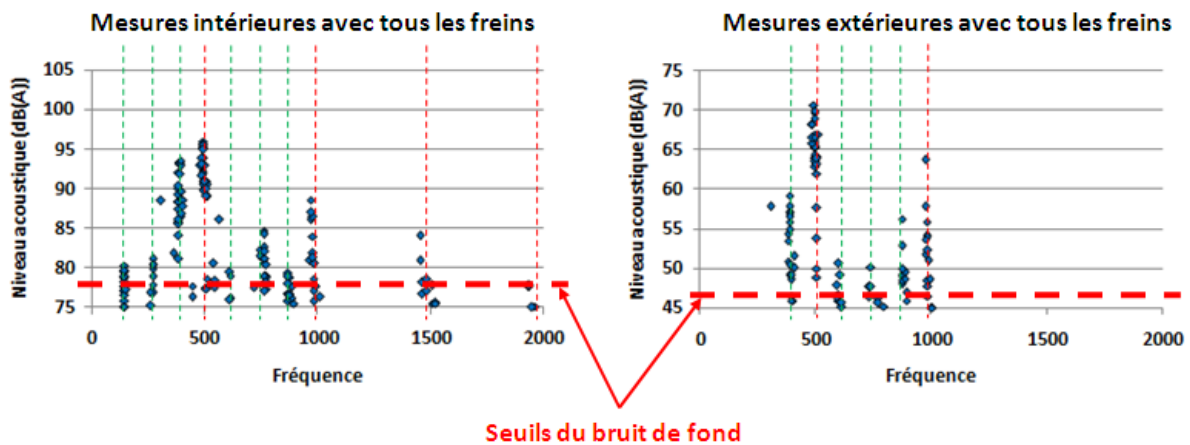


Fig. I-11 : Relevé des fréquences mises en jeu lors des mesures sur l'éolienne 2.

Les campagnes d'essai sur éoliennes ont permis d'étudier et de caractériser les occurrences de bruit apparaissant en conditions réelles d'utilisation :

- Les niveaux de bruit mesurés sont très supérieurs (25 dB(A) de plus) au bruit de fond que ce soit à l'intérieur ou à l'extérieur des éoliennes.
- Les émissions acoustiques ont été caractérisées du point de vue fréquentiel : les résultats mettent en évidence un comportement harmonique, notamment pour les fréquences les plus élevées, pour lesquelles les niveaux acoustiques sont aussi les plus importants. Ce sont ces spectres de raies qui doivent être considérés en priorité.

Ces essais ont également permis de mettre en évidence l'influence de certains paramètres :

- L'état des garnitures semble être l'un des paramètres les plus influents sur le comportement acoustique du système. Les essais réalisés avec des garnitures neuves en configuration un seul frein se sont avérés silencieux. Ces résultats montrent qu'il ne s'agit pas d'un phénomène immédiat mais qu'il faut du temps pour qu'il se mette en place. Le lien peut-il être fait avec la notion d'accommodation des surfaces de frottement des garnitures. C'est un résultat important qu'il faudra prendre en compte lors de la définition de protocoles d'essais de manière à caractériser cette accommodation d'une part et à prévoir des essais suffisamment longs pour qu'elle puisse être obtenue d'autre part.
- La pression étrier semble également être un paramètre influent, en particulier pour des basses pressions (< 10 bars) pour lesquelles des niveaux acoustiques plus faibles ont été observés.
- Le type de matériau de friction ne semble pas aussi influent que les paramètres précédemment cités, tout au moins dans les configurations testées. Il semble néanmoins que le matériau de friction soit influent d'après les utilisateurs. Par retour d'expérience, certains matériaux semblent générer plus de bruit que d'autres. Ce paramètre sera donc également à prendre en compte dans le travail qui fait l'objet de la présente étude.

Dans la suite, les aspects bibliographiques sur la problématique du bruit et des vibrations induites par le frottement sont développés.

II- Etat de l'art et positionnement du sujet

De nombreuses études sur les occurrences de bruit pouvant apparaître au cours du freinage ont été effectuées dans d'autres domaines d'application tels que l'automobile et le ferroviaire. Dans le domaine automobile, il s'agit du problème créant le plus de nuisances pour les utilisateurs des véhicules concernés ou pour l'environnement et l'un des plus onéreux en termes de coûts vis-à-vis des garanties [AKAY 02]. Ces coûts atteignent plus d'un milliard de dollars par an pour l'Amérique du Nord à elle seule. Dans le domaine ferroviaire, le problème du coût n'est pas prépondérant mais les nuisances apparaissent en particulier au moment de l'arrêt des trains, lors de leur arrivée en gare. Par contre, très peu voire aucune étude n'a jamais été effectuée dans le domaine du freinage éolien. Ainsi il n'existe pas de publication dans la littérature sur le freinage éolien de façon générale et sur le crissement associé.

Les vibrations induites par le frottement à l'origine d'émissions acoustiques ont motivé de très nombreux travaux de recherche depuis des décennies impliquant à la fois des scientifiques et des industriels. Il existe un grand nombre de publications traitant des vibrations induites par le frottement, par exemple Ibrahim [IBRA 94a, IBRA 94b] fait la synthèse des théories associées aux mécanismes frottants générant du bruit et présente des exemples où ces phénomènes apparaissent. Plus récemment Kinkaid *et al.* [KINK 03] proposent une revue détaillée sur le crissement des freins à disque et Ouyang *et al.* [OUYA 05] se focalisent plus particulièrement sur les méthodes numériques associées.

Le crissement de frein est un phénomène complexe à étudier, il s'agit d'un type de bruit en particulier, d'autres types de bruit pouvant apparaître. En effet les systèmes de freins sont complexes car ils consistent en l'assemblage de plusieurs pièces. Ces assemblages incluent des liaisons entre les différentes pièces, il peut y avoir des jeux dans ces liaisons et il y a de nombreux contacts entre les différentes pièces en plus du contact frottant entre les garnitures et le disque. Ces jeux et contacts sont potentiellement des sources de vibrations ou de non linéarités qui peuvent favoriser des émissions acoustiques de natures différentes. Des classifications ont été faites en fonction de la fréquence des différents types de bruit, c'est le cas de celle proposée par Akay [AKAY 02] donnée en exemple dans la Fig. II-1. Dans cette classification deux groupes se détachent : les bruits basses fréquences (ici inférieures à 1 kHz) qui sont à associer au phénomène de vibrations forcées et les bruits hautes fréquences plutôt associée au phénomène d'excitations auto-entretenues du contact.

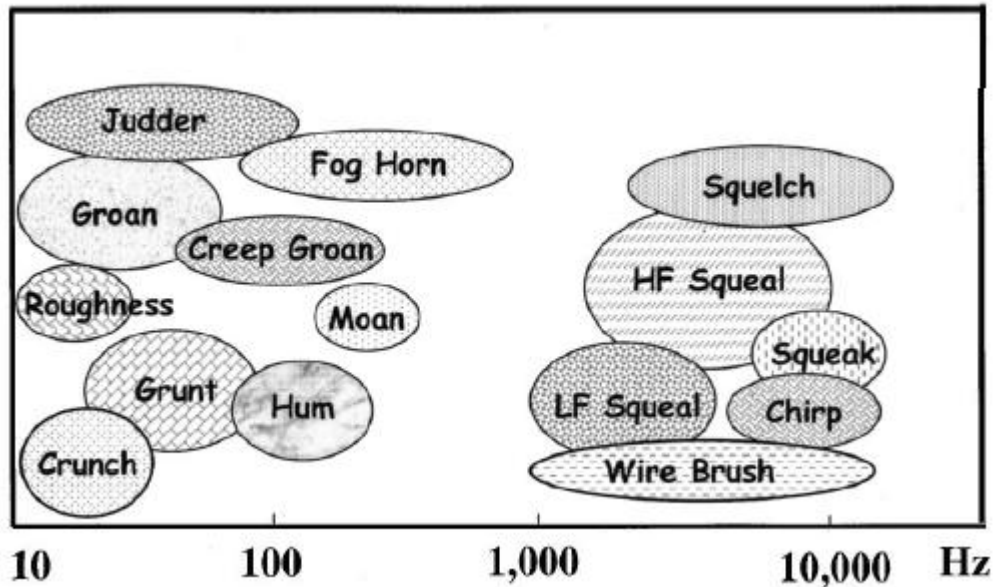


Fig. II-1 : Classification des différents types de bruits apparaissant lors du freinage en fonction de la fréquence proposée par Akay [AKAY 02].

Du point de vue du crissement, il n'y a pas vraiment de définition universelle même si certaines conclusions s'accordent sur plusieurs points :

- Le crissement de frein est un phénomène complexe causé par les vibrations induites au cours du freinage.
- Ce sont les forces au contact disque / garnitures qui peuvent induire des instabilités dynamiques dans le système.
- Le crissement de frein est caractérisé par une émission acoustique de type harmonique.
- La gamme de fréquence mise en jeu est généralement comprise entre 1 et 20 kHz, et même plus.
- Le crissement est associé au mécanisme à l'origine de son apparition : les vibrations auto-entretenues.
- Le crissement peut être divisé en deux catégories en fonction des fréquences mises en jeu : basses fréquences et hautes fréquences. La valeur de fréquence permettant de départager ces deux catégories n'est pas non plus universelle, elle peut varier autour de 1 à 5 kHz suivant les domaines d'études.

De nombreux paramètres régissent et influent sur l'apparition du crissement, d'où son caractère fugitif, et cette problématique inclut également les interactions mécaniques dans le système de frein et les problèmes de non-linéarités dans les contacts à l'interface de frottement et au niveau des interactions entre les différents composants du frein. Les matériaux de friction utilisés dans les garnitures de frein sont également complexes, leur hétérogénéité, leur comportement non-linéaire et les transformations physico-chimiques qu'ils subissent ajoutent de la difficulté pour l'analyse et la compréhension des mécanismes conduisant au crissement. Enfin le contact frottant, élément essentiel dans le freinage, est un phénomène lui aussi très complexe de par les aspects tribologiques et non-linéaires qui le régissent. De plus, une autre

difficulté vient de la nature multi-physique du problème de crissement : les aspects thermiques jouent un rôle très important dans la problématique du freinage. Les différents composants du frein se dilatent, les propriétés des matériaux de friction évoluent, les surfaces de frottement sont également impactées. C'est ce qui rend le crissement complexe à étudier et, malgré plusieurs décennies de recherches, fait qu'il s'agit d'un problème encore mal résolu.

Différentes approches ont été mises en place pour étudier la problématique du crissement : les modèles analytiques minimaux qui permettent d'expliquer le passage à l'instabilité du système avec contact frottant, les modèles numériques ou encore les campagnes expérimentales sur les systèmes réels ou sur des bancs simplifiés spécialement conçus. L'utilisation de bancs simplifiés permet de s'affranchir de la complexité de la dynamique et d'avoir un meilleur contrôle des paramètres influents et plus de facilité pour effectuer les mesures. Les aspects dynamiques et tribologiques sont ceux qui ont été principalement étudiés jusqu'à maintenant.

Ce chapitre présente les principales théories formulées pour expliquer les phénomènes à l'origine des vibrations sonores et notamment du crissement. Les différentes approches expérimentales et numériques adoptées par les chercheurs sont ensuite décrites. L'objectif est de mettre en avant certaines conclusions apportées par la communauté scientifique afin dans un premier temps de pouvoir apporter des éléments de compréhension à ce qui a pu être observé au cours des essais sur éolienne. Il s'agit ensuite de pouvoir faire des choix pour la mise en place des campagnes d'essais sur banc que ce soit au niveau des protocoles, des grandeurs à mesurer et des phénomènes à caractériser. Des choix seront également effectués en ce qui concerne le développement d'un modèle éléments finis du banc. L'étude bibliographique guidera ces choix. Enfin, les résultats tirés de la bibliographie permettront d'aider à l'interprétation des phénomènes mis en évidence dans cette étude.

a. Théories des instabilités induites par le contact frottant

i. Décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse

La première théorie pour expliquer le phénomène du « crissement » a été avancée par Mills en 1938 [MILL 38]. Elle est basée sur l'écriture du coefficient de frottement μ_k comme une fonction décroissante de la vitesse de glissement v_s . Cette condition nécessaire au déclenchement de vibrations se traduit par la relation $d\mu_k / dv_s < 0$. Une telle relation engendre un amortissement négatif dans le système et amène des oscillations à amplitude croissante. Cette théorie peut être illustrée en considérant le système suivant (Fig. II-2) :

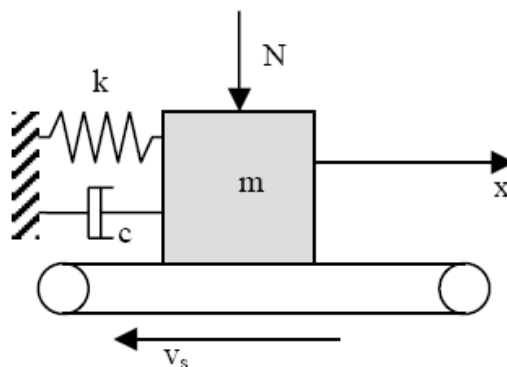


Fig. II-2 : Système masse – ressort – amortisseur sur une surface en translation.

Basée sur certaines observations expérimentales, une relation entre le coefficient de frottement et la vitesse relative est introduite sous forme polynomiale [RUDO 01] :

$$\mu = \mu(v_r) = \mu_1 - \mu_2 v_s \dots \pm \mu_k v_s^k \quad (2-1)$$

En utilisant une approximation linéaire de l'équation (2-1), le système est régi par l'équation suivante :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \mu_1 N - \mu_2 (v_s - \dot{x})N \quad (2-2)$$

Avec : x le déplacement horizontal de la masse m autour de sa position d'équilibre,
 c l'amortissement visqueux,
 k la raideur du ressort,
et N la force normale.

La force de frottement, proportionnelle à la vitesse de la masse, introduit un terme additionnel dans le coefficient d'amortissement et ainsi une valeur d'amortissement « apparent » :

$$c_{app} = c - N\mu_2 \quad (2-3)$$

Lorsque $\mu_2 > c/N$, l'amortissement apparent (2-3) devient négatif et provoque des vibrations d'amplitude croissante.

Plus tard, Fosberry et Holubecki [FOSB 61] ont utilisé la même approche pour étudier la génération du crissement, considérant un coefficient de frottement statique supérieur au coefficient dynamique ou un coefficient dynamique décroissant avec la vitesse de glissement. Une approche similaire basée sur l'étude de l'influence de l'évolution du coefficient de frottement attribue la génération du crissement au phénomène du « stick-slip », c'est-à-dire à une variation entre les coefficients de frottement statique et dynamique.

Cette approche reste limitée, certaines études ayant montré que le crissement peut apparaître avec ou sans décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement [CHEN 03] [ERIK 01].

ii. Théorie du sprag-slip

La théorie du sprag-slip a été avancée par Spurr en 1961. Il a relié le « crissement » à des oscillations instables du système sans dépendance du coefficient de frottement à la vitesse de glissement [SPUR 61]. Dans sa théorie, la variation du coefficient de frottement provient de la variation de l'effort normal elle-même due à la géométrie du système. Spurr a considéré le système de la Fig. II-2 pour formuler sa théorie.

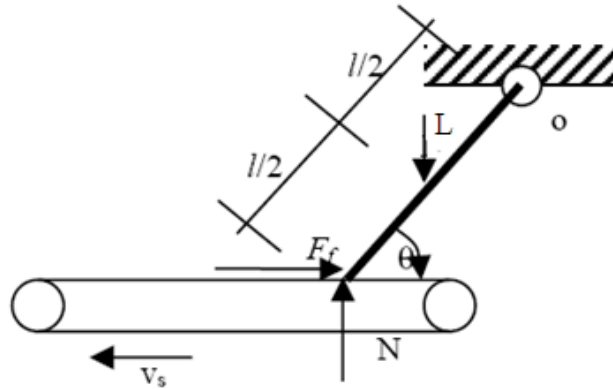


Fig. II-3 : Système rigide considéré par Spurr. Une tige rigide est soumise à un chargement sur un plan en translation [SPUR 61].

L'interaction entre les degrés de liberté d'un système peut augmenter la valeur de l'effort de contact sans limite à condition de considérer des corps rigides. Spurr a démontré que la force de frottement F_f (2-4) tend vers l'infini lorsque θ tend vers $\tan^{-1}(1/\mu)$. C'est cette condition critique qu'il a nommée « spragging ».

$$F_f = \mu \cdot \frac{L}{2(l - \mu \cdot \tan(\theta))} \quad (2-4)$$

Pour relier sa théorie au crissement de frein, Spurr a introduit l'élasticité des composants de frein et a remarqué que le système fléchi, réduisant les forces de frottement pour revenir à son état d'origine, puis répète ce cycle. Spurr a ensuite défini un cycle de chargement correspondant au cycle limite des vibrations du crissement. Il a également expliqué le caractère aléatoire du crissement par les changements de géométrie au sein du système de freinage, ces changements étant dus à l'usure (sur une période de temps longue) et aux déformations thermiques (période courte).

La théorie du sprag-slip a été adoptée par d'autres chercheurs dont Earles [EARL 78] et Jarvis et Mills [JARV 63] entre autres. Murakami *et al.* [MURA 84] ont émis l'hypothèse que le crissement serait généré par la combinaison du sprag-slip et de la décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement.

Au final, le mécanisme de sprag-slip est plutôt relié au comportement de la structure, il s'agit d'excitations forcées sollicitant une réponse dynamique du système. Les bruits apparaissant dans le cas du sprag-slip se caractérisent par de basses fréquences qui correspondent à des phénomènes de « coincement » ou « d'arc-boutement ». Ces phénomènes basses fréquences ne correspondent pas au crissement proprement dit, de fréquence relativement élevée.

iii. *Vibrations auto-entretenues avec coefficient de frottement constant : le « mode lock-in »*

En 1972, North [NORT 72] est le premier à considérer les vibrations auto-entretenues avec un coefficient de frottement constant comme étant à l'origine du crissement. A partir d'un modèle à huit degrés de liberté, North a décrit les forces au contact comme des « forces suiveuses », introduisant une asymétrie dans la matrice de raideur du système.

L'équation régissant le système s'écrit :

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2-5)$$

Avec M la matrice masse et K la matrice raideur du système.

La matrice raideur comprend les paramètres de raideur du système et les composantes provenant des forces de frottement, c'est ce qui rend la matrice asymétrique et qui implique que les valeurs propres des modes obtenus à l'équilibre du système soient sous forme complexe, imaginaires purs (éventuellement avec une partie réelle négative si l'amortissement est pris en compte). Il est possible de suivre l'évolution des différentes valeurs propres en fonction de la variation d'un des paramètres du système. Au cours de leur évolution, les valeurs propres peuvent se rapprocher jusqu'à prendre la même valeur (coalescence de modes) puis se séparer. Dans le cas de la coalescence de modes, les parties imaginaires sont égales et la partie réelle d'une des fréquences devient positive. Cela correspond à un amortissement négatif qui rend le système instable. Akay [AKAY 00] a appelé ce phénomène de coalescence de fréquences propres « mode lock-in ».

Cette approche est celle qui a été la plus utilisée par la suite par d'autres chercheurs sur divers modèles. Elle peut être illustrée par le modèle de Hoffmann [HOFF 02], il s'agit d'un modèle à deux degrés de liberté, illustré dans la Fig. II-4.

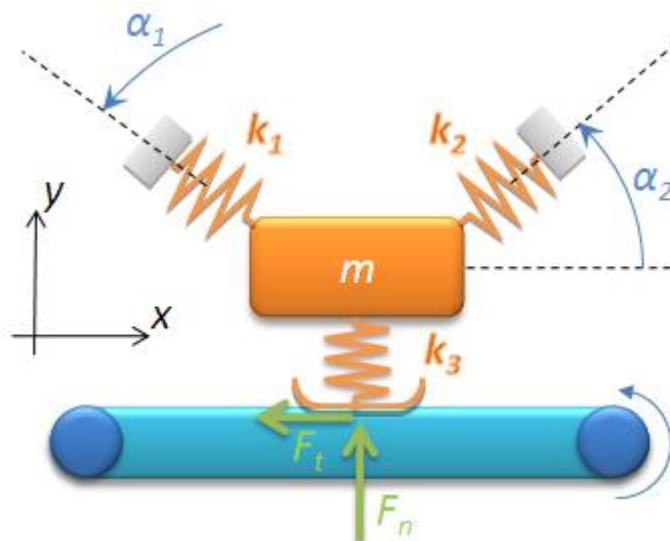


Fig. II-4 : Modèle à deux degrés de liberté de Hoffmann [HOFF 02].

Les équations régissant ce système peuvent s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu.k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2-6)$$

Avec μ coefficient de frottement constant et k_i les raideurs de couplage dépendant des angles α_1 et α_2 .

La dissymétrie de la matrice raideur est mise en évidence dans ce modèle qui présente ainsi une instabilité géométrique où le frottement couple les deux degrés de liberté normal et tangentiel. Les évolutions des fréquences propres et des parties réelles sont tracées dans la Fig. I-5. Les deux modes évoluent en fréquence : ils coalescent et deviennent égaux en un point appelé bifurcation de Hopf. A partir de ce point, il y a « mode lock-in » et en parallèle les parties réelles se séparent et l'une d'elle devient positive. En condition de mode lock-in, la position d'équilibre statique devient instable pour toute perturbation, aussi faible soit-elle.

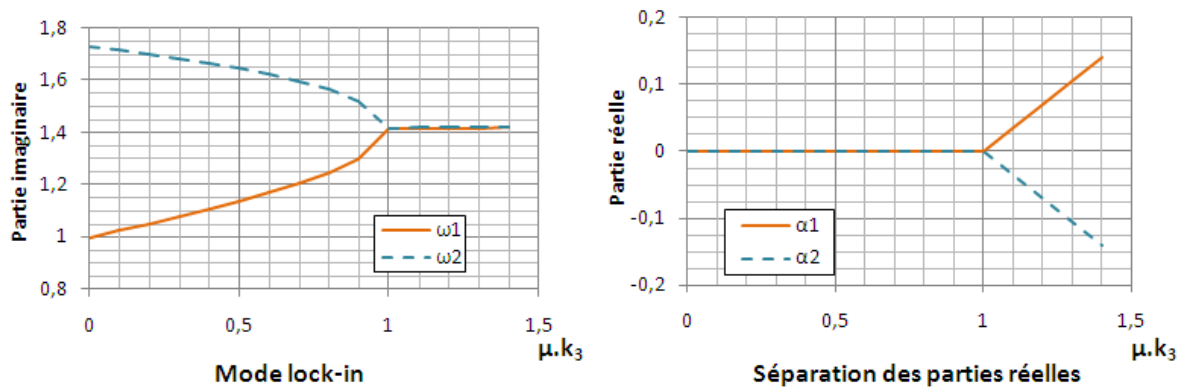


Fig. I-5 : Evolution des parties imaginaires et réelles [HOFF 02].

La réponse dynamique du système est de la forme :

$$(x, y) = \varphi \exp(\lambda t) \quad (2-7)$$

Avec φ mode propre associé à la valeur propre complexe $\lambda = \alpha + i\omega$.

Deux cas peuvent se produire :

- Pour une partie réelle $\alpha < 0$, le système est stable.
- Pour une partie réelle $\alpha > 0$, les oscillations générées croissent de façon exponentielle au cours du temps. En l'absence de non linéarité dans le modèle, la croissance des oscillations n'est pas bornée. Leur amplitude tend vers l'infini pour $t \rightarrow \infty$.

La présence de telles oscillations en l'absence d'excitation extérieure est due au mécanisme de « feed-back » : il existe en effet un déphasage de 90° entre les oscillations normales et tangentielles ce qui traduit l'échange d'énergie mécanique entre les deux directions. C'est le caractère non-symétrique de la loi de Coulomb dans l'équation du mouvement qui entraîne le couplage asymétrique en agissant uniquement dans la direction de glissement (l'effort de frottement est généré par l'effort de contact mais la réciproque n'est pas vraie, c'est une relation univoque).

Le phénomène de couplage de mode ou mode lock-in est celui qui est aujourd'hui adopté généralement pour étudier le crissement de frein, et le sera en particulier dans cette étude. En effet, l'étude s'intéresse aux spectres de raies « haute fréquence » identifiés lors des essais sur éolienne. Le système est à priori assez rigide et met en jeu des masses élevées, ce qui tend à limiter les fréquences par rapport à celles rencontrées classiquement en freinage, notamment automobile. Les études basées sur la théorie du mode lock-in nécessitent néanmoins des validations expérimentales du point de vue physique, les travaux expérimentaux sont d'ailleurs présentés dans la suite de ce chapitre. De plus il faut indiquer que cette théorie reste « simplifiée » car elle ne tient pas forcément compte des non linéarités inhérentes aux phénomènes mettant en jeu un contact frottant. Elle a été présentée ici sur des cas simples mais sa mise en œuvre sur des modèles plus complexes de systèmes réels mettant en jeu un nombre de degré de liberté beaucoup plus important n'est sûrement pas aussi aisée. Les travaux basés sur les modèles numériques sont également présentés par la suite, qu'il s'agisse de modèles simplifiés dits « minimaux » ou de modèles éléments finis.

b. Approches expérimentales

i. Aspects dynamiques

De part le nombre d'études réalisées sur le sujet, cette présentation des travaux sur les aspects dynamique ne peut être exhaustive mais les résultats significatifs et marquants sont ici décrits.

Le crissement de frein reste complexe à appréhender, l'approche expérimentale est la plus utilisée pour l'étude des phénomènes mis en jeu mais c'est également celle qui a permis d'obtenir les résultats le plus importants. Les inconvénients liés à l'approche expérimentale sont la dépendance au système et la dispersion des résultats. Les différentes expérimentations conduites au cours des dernières décennies ont été effectuées sur différents dispositifs. De par les différences entre les dispositifs utilisés, que ce soit en termes de géométrie ou de matériaux, il est très difficile de comparer les résultats obtenus. De plus ces résultats présentent des dispersions qui peuvent être importantes, ce qui entraîne plusieurs interprétations des causes d'apparition du crissement. Les résultats sont d'ailleurs parfois contradictoires.

Il n'est pas évident de mettre en place une campagne expérimentale afin d'étudier le crissement de frein : aucun dispositif ne s'avère totalement silencieux ou totalement crissant et il est très difficile de maîtriser les conditions favorisant ou non l'apparition du bruit. Oberst et Lai [OBER 11] ont récemment écrit un article sur le caractère chaotique du phénomène du crissement de frein. Ainsi la plupart des chercheurs ont conduit leurs investigations sur des dispositifs d'essais simplifiés afin de pouvoir contrôler au mieux les différents paramètres mis en jeu et influant sur le phénomène du crissement. Les bancs d'essais sont utilisés pour valider ou non les mécanismes théoriques décrits précédemment.

Les premières études expérimentales du crissement de frein ont été menées par Mills en 1938 sur des freins à tambour [MILL 38]. Il a tenté de montrer que les occurrences de crissement peuvent être corrélées avec la diminution du coefficient de frottement lorsque la vitesse de glissement augmente au cours du freinage. Mills n'est pas parvenu à une conclusion définitive à ce sujet.

Plus tard, Fosberry et Holubecki [FOSB 59 61] ont poursuivi dans la même direction que Mills. Ils ont effectué leurs essais sur un système de frein à disque et ont montré que la plupart des occurrences de crissement coïncident avec la diminution du coefficient de frottement. Ces travaux s'appuient notamment sur la théorie du stick-slip de Mills. Ils n'ont pas réussi à établir une corrélation de façon complète. Ils ont par ailleurs remarqué que le disque constitue la partie résonnante et qu'il vibre suivant des modes de flexion hors plan caractérisés par leur diamètre nodaux. Les garnitures de freins vibrent avec des amplitudes comparables à celles du disque alors que l'étrier de frein présente des amplitudes de vibrations moindres.

Spurr [SPUR 61] a utilisé des garnitures de freins découpées afin de réduire la zone de contact avec le disque dans le but de confirmer sa théorie du sprag-slip, la zone de contact étant réduite à une bande de frottement étroite qui peut être placée vers l'avant ou l'arrière de la garniture. Spurr a montré que le crissement n'apparaît que lorsque cette bande de contact est suffisamment proche du bord d'attaque de la garniture et qu'inversement le comportement peut être amélioré (moins de crissement) lorsque cette bande est déplacée vers le bord arrière de la garniture. Ces résultats peuvent être corrélés à ceux obtenus par Jarvis et Mills [JARV 63] et par Earles dans différentes études [EARL 71 78 84 87].

Au milieu des années 70, les avancées technologiques ont permis d'introduire les techniques d'interférométrie holographiques à double exposition (DPHI) dans les études du crissement. Cette technique a permis d'observer les déformations du système en conditions de crissement, une synthèse de ces aspects expérimentaux a été proposée plus tard par Kinkaid [KINK 03].

En mesurant les déformées du système, Felske *et al.* [FELS 78] ont établi que le système de frein en entier vibre lors du crissement et que c'est le couplage entre les vibrations du système de frein qui mène à l'apparition du crissement. Ils ont également montré que plus le coefficient de frottement est élevé, plus le crissement est susceptible d'apparaître. Enfin ils ont conclu que les modes de vibration mis en jeu au niveau des garnitures de frein sont des modes de flexion et que les bruits audibles proviennent principalement des vibrations des garnitures et de l'étrier. Cette dernière conclusion est contradictoire avec celles formulées par Fosberry et Holubecki. Néanmoins, du point de vue des amplitudes de vibration, les deux études sont en accord. D'autres études plus récentes ont d'ailleurs confirmé que les amplitudes de vibration sont de l'ordre de quelques μm comme par exemple celle de Talbot et Fieldhouse [TALB 01] dans laquelle une autre technique de mesure optique, l'ESPI (Electronical Speckle Pattern Interferometry), a été utilisée.

Murakani *et al.* [MURA 84] ont également utilisé des techniques holographiques. Ils ont aussi conclu que le crissement est généré par le couplage de modes de vibration du système de frein. Ils n'ont pas discuté du rôle prépondérant ou non de certains composants en particulier. Par contre ils ont conclu que les chances d'apparition du crissement augmentent si les fréquences propres des différents composants du système de frein sont proches ou encore si le coefficient de frottement décroît lorsque la vitesse de glissement augmente.

En 1989, Nishiwaki *et al.* [NISH 89] ont aussi utilisé la technique DPHI afin de caractériser les vibrations du système de frein lors du crissement. Ils ont d'une part observé les modes de vibration du système complet en condition de crissement et d'autre part observé chaque composant (disque, garnitures et étrier) individuellement en l'excitant à l'aide de vibrations électromagnétiques. Ils ont montré que les modes et les fréquences des composants

en condition de crissement sont très proches des modes et fréquences obtenus lors des caractérisations individuelles des différents composants et que le mode de disque mis en jeu est du type flexion hors plan avec diamètre nodaux. Ils ont également mis en évidence le caractère stationnaire des modes de vibration qui ne suivent donc pas la rotation du disque.

D'autres méthodes d'étude existent : Ichiba et Nagasawa [ICHI 93] ont utilisé des accéléromètres qu'ils ont placés sur la tôle support du matériau de friction de la garniture d'un frein commercial, mesurant ainsi les accélérations dans les directions normale et tangentielle. Ils ont observé deux types de comportement en fonction de la fréquence : en dessous de 7 kHz, la garniture se comporte comme un « corps rigide » mettant en jeu des déplacements d'ensemble alors qu'au dessus de cette fréquence, les déformées mises en jeu correspondent à des modes de flexion.

De leur côté, Fieldhouse et Newcomb [FIEL 93 96] ont montré grâce à des techniques holographiques (Fig. II-6) que les modes de disque sont caractérisés par des diamètres nodaux. La nouveauté est qu'ils ont obtenu des cas où les déformées ne sont pas des ondes stationnaires mais progressives. Ils ont également pu observer que les déformées des garnitures sont plus complexes que ce qui avait été décrit auparavant et qu'en plus de vibrations en flexion, elles se composent également de vibration en torsion en particulier au niveau du bord d'attaque des garnitures.

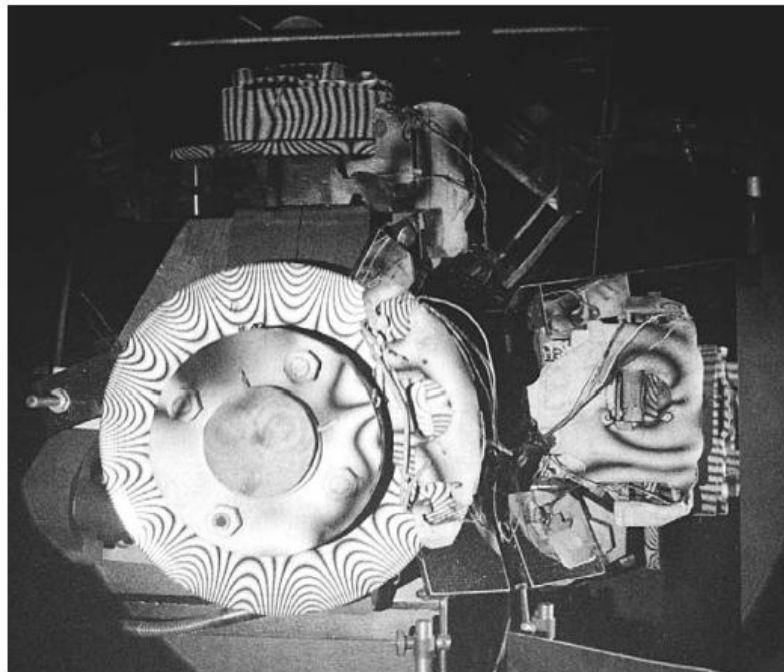


Fig. II-6 : Franges d'interférences du système de frein à disque observées en conditions de crissement par Fieldhouse et Newcomb : le disque tourne à 10 tr/min, le disque présente 8 diamètres nodaux pour une fréquence de crissement de 10750 Hz. Les ondes tournent dans le même sens que le disque à 1344 Hz environ. [FIEL 93].

Matsuzaki *et al.* [MATS 93] se sont penchés sur la caractérisation des vibrations à l'origine du crissement et ont montré que le rôle des vibrations longitudinales est prépondérant sur les vibrations transverses. Dans le même esprit, Chen *et al.* [CHEN 02] ont observé expérimentalement que le couplage entre les modes dans le plan et les modes de flexion du disque peuvent être un facteur clé pour l'obtention de crissement.

Les études plus récentes ont essentiellement été effectuées sur des bancs d'essai dédiés et des systèmes simplifiés. Il est en effet difficile de contrôler et de comprendre les différents paramètres liés à la géométrie et au comportement dynamique des systèmes réels. Les techniques de mesures ont également évolué permettant d'aller plus loin dans l'étude et la compréhension du phénomène de crissement.

Ainsi Akay *et al.* [AKAY 00] ont travaillé sur une évolution du banc cantilever-disque utilisé par Jarvis et Mills [JARV 63] appelé « beam-on-disc » (Fig. II-7). Ils ont particulièrement étudié le phénomène de « lock-in » entre deux modes du système, expliquant le crissement par un couplage de modes instables. Ce dispositif a aussi été utilisé par Allgaier *et al.* [ALLG 02] et Tuchinda *et al.* [TUCH 01 02], ces deux groupes de chercheurs ont également étudié le phénomène de « lock-in ».

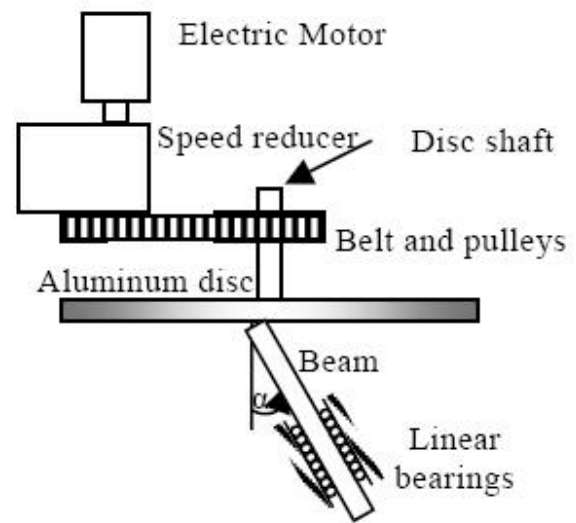
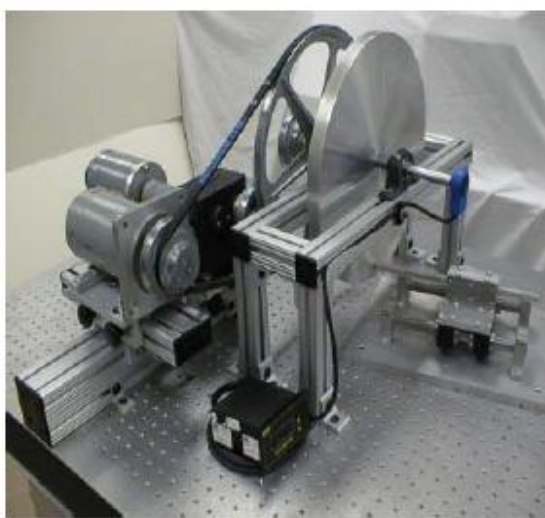


Fig. II-7 : Dispositif d'essai de type « beam-on-disc » [MASS 06].

Ce dispositif a encore évolué par la suite pour devenir un « laboratory brake » ou encore un « tribobrake ». L'objectif est de se rapprocher du système réel en permettant de prendre en compte une gamme de paramètres plus importante. Ces systèmes permettent ainsi d'étudier les aspects tribologique et dynamique sous conditions de contact. Ils sont principalement utilisés pour étudier les phénomènes de couplage de modes. Des études récentes ont été menées sur de tels dispositifs par Giannini *et al.* [GIAN 06 07 08], Massi *et al.* [MASS 06 08] et Akay *et al.* [AKAY 09]. Un schéma du dispositif d'essai de type « laboratory brake » utilisé par Giannini et une photographie du « tribobrake » utilisé par Massi sont représentés dans la Fig. II-8. Les couplages de modes mis en évidence dans ces travaux montrent qu'il y a une forte dépendance au type de dispositif utilisé et qu'il est par conséquent difficile de généraliser des résultats qui restent dédiés à un type d'essai en particulier.

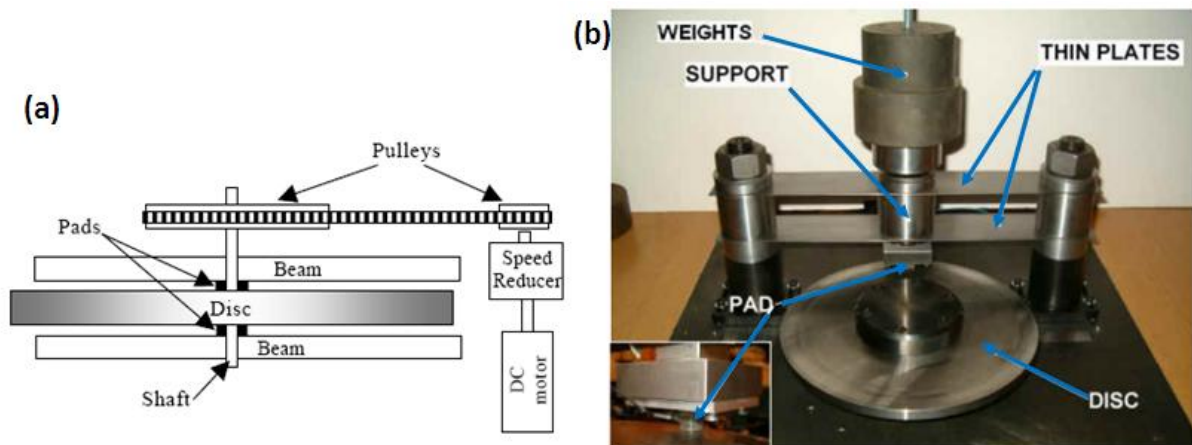


Fig. II-8 : Schéma du « laboratory brake » utilisé par Giannini (a) et photographie du « tribobrake » utilisé par Massi (b) [MASS 06].

Les différentes études expérimentales mettent en avant certains comportements associés au phénomène du crissement :

- les modes mis en jeu sont plutôt de type hors plan
- en dessous de 7 kHz (environ), les déformées mises en jeu sont de types déformées d'ensemble
- au-delà de 7 kHz, ce sont plutôt les déformées des garnitures qui sont mises en jeu.

Les bancs simplifiés sont le moyen privilégié pour l'étude des phénomènes dynamiques à l'origine est mis en jeu dans les phénomènes du crissement. Ils présentent comme avantage la maîtrise de la plupart des paramètres du système et des possibilités d'instrumentation accrues par rapport aux configurations réelles. L'inconvénient est que de par leur aspect simplifié, ces bancs sont limités par rapport au système réel multi-composants de l'échelle 1 et ne permettent pas de rendre compte de toute la complexité des phénomènes, rendant parfois le lien entre les deux échelles délicat.

Il est néanmoins très difficile d'effectuer des études complètes sur le système réel et de travailler à l'échelle 1 de part la dynamique souvent très complexe. C'est le cas dans la présente étude puisqu'un banc d'essai industriel sera utilisé. Il n'est pas à l'origine dédié à l'étude du crissement, ce qui soulève dès le départ la question de la possibilité de reproduire les phénomènes observés sur éolienne et de les étudier.

ii. Aspects tribologiques

En plus des aspects dynamiques, le frottement et l'usure jouent un rôle très important dans la problématique du crissement de frein. De nombreuses études sur les aspects tribologiques et leur rôle dans la génération de crissement ont été réalisées à partir de la fin des années 80.

Le premier chercheur à avoir introduit la notion de troisième corps est Godet en 1984 [GODE 84]. Ce concept a ensuite été développé par Berthier [BERT 96 01] : le disque et les garnitures de freins constituent les premiers corps et le troisième corps issu des débris d'usure se forme entre les deux. D'une part le troisième corps assure une continuité matérielle entre les deux premiers corps mais il se caractérise par une composition qui lui est propre et d'autre part,

il prend un sens cinématique (Fig. II-9 (a)) car il assure l'accommodation de vitesse entre les deux premiers corps. Le triplet tribologique se définit alors par comme l'ensemble constitué par les deux premiers corps, le troisième corps et le mécanisme assurant le frottement. De plus Descartes [DESC 02] a introduit la notion de circuit tribologique (Fig. II-9 (b)) en définissant différents débits de troisième corps mis en jeu au contact : débit interne, de recirculation et d'usure.

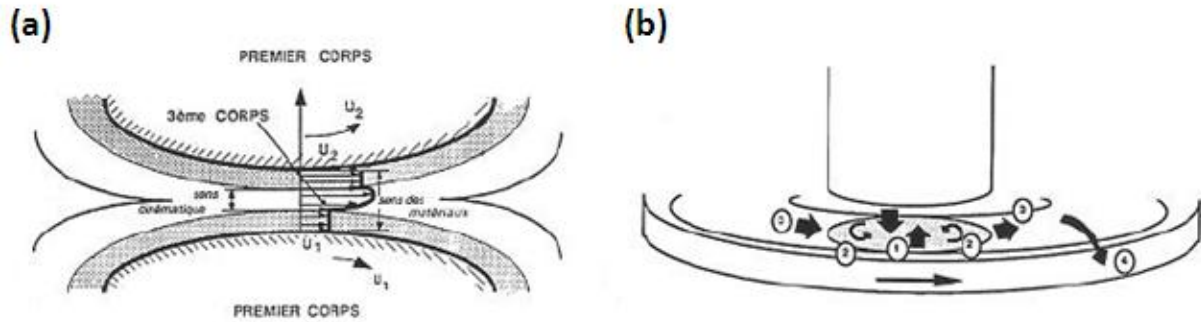


Fig. II-9 : Contact à trois corps (a) et circuit tribologique (b) [BERT 88].

Le circuit tribologique a été utilisé dans le domaine du freinage automobile par Eriksson et al. [ERIK 99 00 02] et dans le domaine du freinage ferroviaire par Roussette [01 03 05] et Desplanques [DESP 03 04 08] (Fig. I-10).

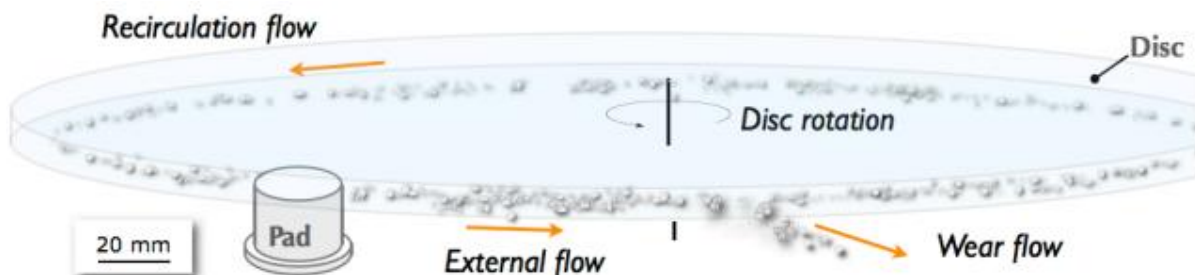


Fig. II-10 : Schématisation du circuit tribologique en freinage [DESP 08].

En 1990, Rhee *et al.* [RHEE 90] ont étudié la formation et la disparition de couches de troisième corps sur le disque ainsi que leurs effets sur le crissement de frein. Ils ont conclu que les couches de troisième corps proviennent de la compaction de débris d'usure issus du disque et du matériau de friction des garnitures de frein. Ils ont également observé que le coefficient de frottement augmente avec la formation des couches de troisième corps et que le crissement de frein n'apparaît que lorsque les couches sont formées et que le coefficient de frottement est stabilisé.

Au milieu des années 90, de nombreux travaux sur les aspects tribologiques à l'interface disque-garnitures sur le crissement de frein ont été entrepris par Bergman et Eriksson, ils sont regroupés dans leurs mémoires de thèse [BERG 99a] [ERIK 00]. Eriksson *et al.* [ERIK 99 02] ont travaillé sur la notion de contact réel entre le disque et les garnitures de frein. Ce contact n'est pas uniforme mais il consiste en une série de plusieurs petits plateaux de contact (Fig. II-10). Les résultats montrent qu'un nombre important de petits plateaux de contact à la surface de la garniture de frein favorise la génération de crissement par rapport à une surface composée de larges plateaux en plus petit nombre. Ils ont aussi remarqué que la température du disque a un

effet sur la taille des plateaux de contacts et sur la génération de crissement. Plus la température est élevée, plus les débris d'usure ont tendance à s'agglomérer formant des plateaux de plus grande taille.

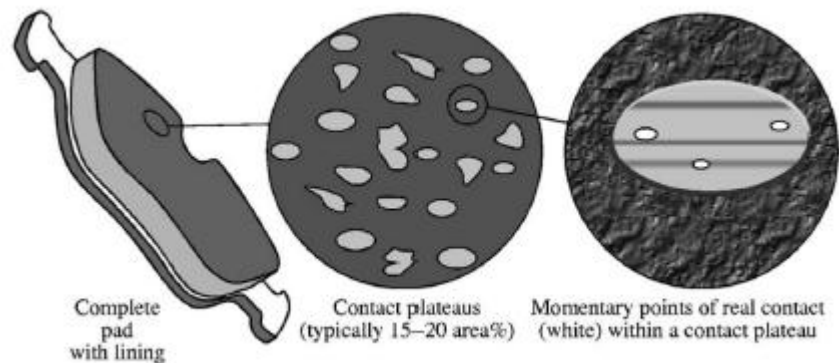


Fig. II-10 : Surface globale de la garniture de frein, zoom sur les plateaux de contact et sur les zones de contact réelles au sein des plateaux de contact [ERIK 00].

Bergman a effectué des essais sur un banc équipé d'un frein automobile commercial utilisé sur le train avant de la Volvo 850. Il s'est plus particulièrement intéressé au coefficient de frottement des garnitures légèrement modifiées par rapport à leur version commerciale : celui-ci augmente avec le nombre de freinages passant d'un peu plus de 0.2 à plus de 0.4. Bergman a mis en avant une valeur critique du coefficient de frottement à partir de laquelle les occurrences de crissement augmentent sensiblement [BERG 99b] (Fig. II-11). Il a également étudié l'influence de la taille des zones de contact sur le crissement [BERG 00]. Il a aussi étudié l'influence du matériau de friction et en particulier celle des lubrifiants solides [BERG 98 99c].

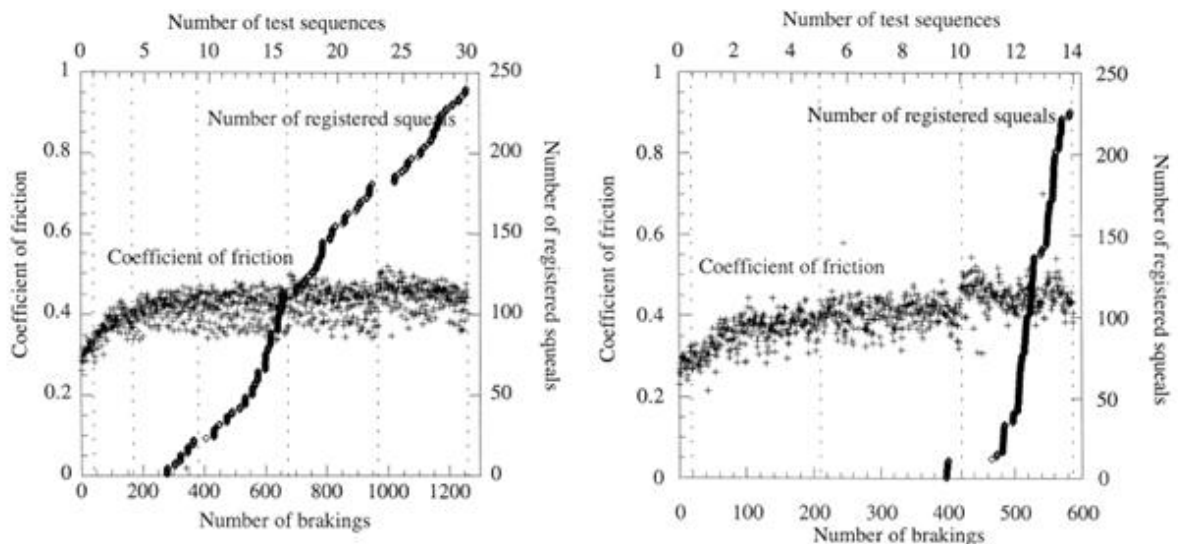


Fig. II-11 : Résultats expérimentaux obtenus par Bergman : occurrences de crissement et coefficient de frottement en fonction du nombre de freinage. [BERG 99b].

En 2000, Ibrahim *et al.* [IBRA 00] ont étudié l'effort normal et l'effort tangentiel agissant sur un élément frottant en contact avec un disque en rotation. Ils ont remarqué que ni l'effort normal ni le coefficient de frottement ne sont restés constant mettant ainsi en avant leur caractère aléatoire et non-Gaussien.

Chen *et al.* [CHEN 03] ont observé les zones de contact des garnitures : ils ont montré qu'en présence de crissement, les surfaces présentent des aspérités alors que dans le cas silencieux, les surfaces sont lisses, l'état de surface est même qualifié de « poli miroir ». Ils ont de plus montré que le crissement pouvait apparaître indépendamment du rapport entre coefficient de frottement et vitesse de glissement et que les fréquences du crissement sont très proches des fréquences propres du système.

L'un des enjeux majeurs est de pouvoir corrélérer les phénomènes locaux au contact au comportement dynamique du système et au crissement en particulier. L'objectif est de pouvoir construire des modèles prédictifs en intégrant ces paramètres. AbuBakar [ABU 05a] travaille plus particulièrement sur ces aspects. Il a étudié les répartitions de contact entre le disque et les garnitures en conditions statiques (sans rotation du disque) [ABU 05b] (Fig. II-12) afin de les introduire dans un modèle éléments finis [ABU 08]. Les résultats montrent que l'aire de contact des garnitures neuves augmente avec le nombre de freinages et que la rugosité des surfaces diminue avec l'augmentation de l'usure. AbuBakar a par ailleurs obtenu une bonne corrélation entre résultats numériques et expérimentaux en ce qui concerne les répartitions de pression de contact (Fig. II-13) et les fréquences instables prédites par rapport à celles mesurées lors des occurrences de crissement dans les essais (Fig. II-14). Il a de plus montré que l'usure est plus importante en entrée de contact qu'en sortie de contact. Enfin il a modifié la formule d'usure proposée par Rhee [RHEE 70] permettant ainsi une meilleure prédiction de l'usure et des changements au niveau de la topographie des surfaces de frottement.

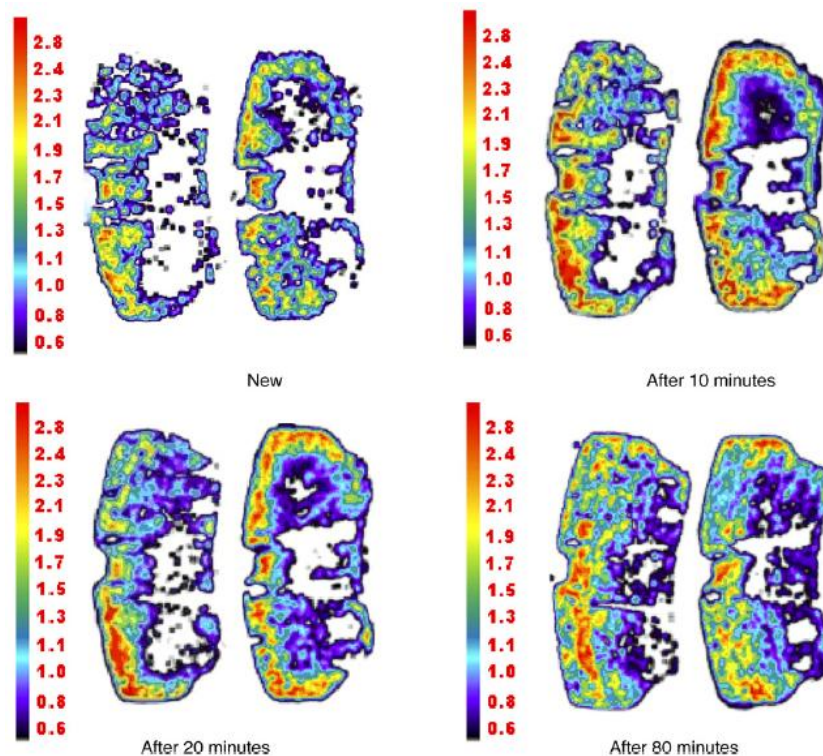


Fig. II-12 : Répartition de contact à la surface des garnitures mesurée après différentes durées de freinage (entrée de contact en haut, unité en MPa) [ABU 08].

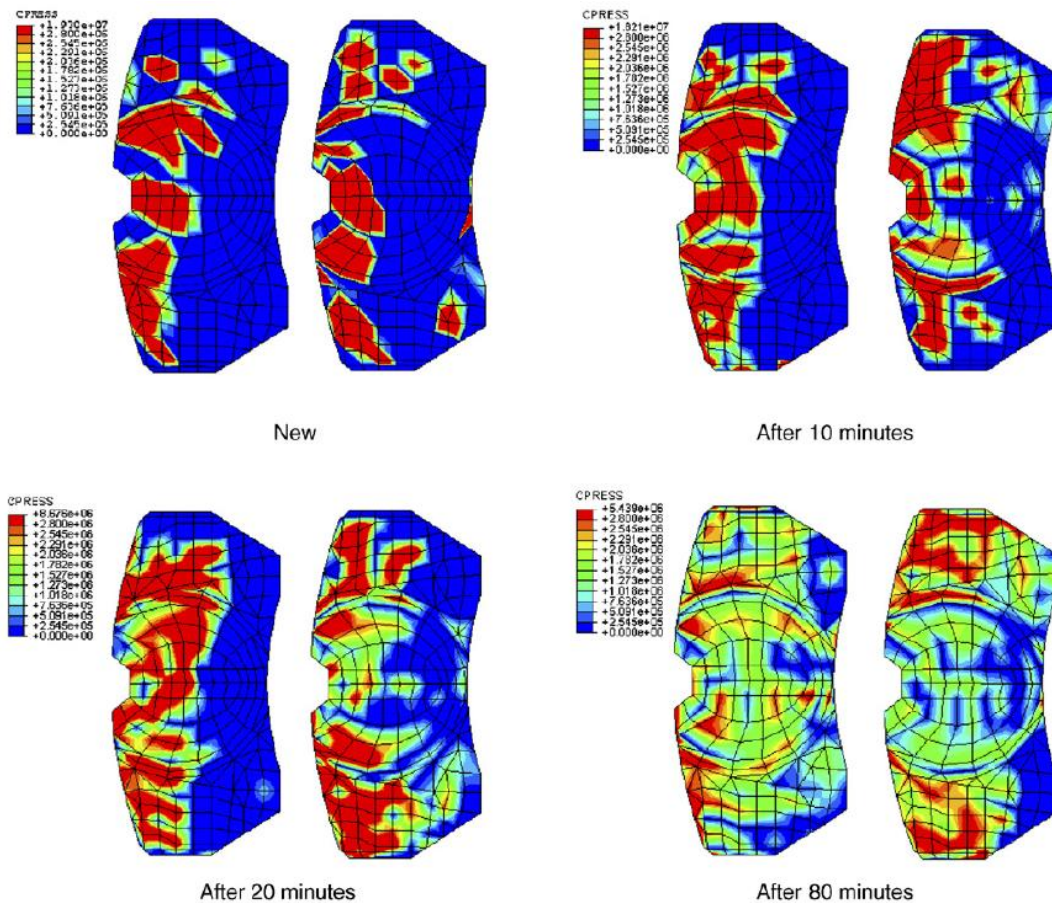


Fig. II-13 : Prédiction des répartitions de pression pour différentes durées de freinages (entrée de contact en haut, unité en MPa) [ABU 08].

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)

Fig. II-14 : Résultats et prédictions du crissement [ABU 08].

Les différentes études sur les aspects tribologiques mettent en avant l'importance des conditions de contact entre les garnitures et le disque. Il existe un effet du niveau de frottement et de l'état des surfaces de frottement : l'accommodation des surfaces est un facteur influent sur la génération de crissement. L'influence de ces paramètres permet d'introduire la notion « d'effet d'histoire » qui implique que les mesures et observations faites à un instant donné de l'essai des garnitures soient tributaires des événements et de l'évolution qui en découle amenant à cet instant. Le parallèle peut être fait avec les résultats obtenus sur éolienne en particulier ceux obtenus avec les garnitures neuves : cette configuration s'est avérée silencieuse. C'est un paramètre qu'il faudra prendre en compte lors des essais sur le banc.

c. Approches numériques

i. Modèles minimaux

Dès les années 60, des modèles ont été construits pour étudier le crissement. Ces modèles sont basés sur les théories exposées précédemment et ont évolué au fil des années mettant en jeu un nombre de degrés de liberté de plus en plus important et des lois de contact de plus en plus complexes. Malgré ces évolutions, l'utilisation de ces modèles à faible nombre de degrés de liberté dits « minimaux » reste limitée : ils permettent de formuler des théories pour expliquer les phénomènes de manière assez simples, ils sont adaptés pour décrire le comportement de systèmes de freins simplifiés, mais ils ne peuvent pas rendre compte de la complexité des systèmes de freinage réels et des nombreux degrés de libertés mis en jeu. Ce paragraphe propose de présenter les modèles développés et les résultats obtenus les plus significatifs.

Les premiers chercheurs à mettre en place ce type d'étude sont Jarvis et Mills en 1963 [JARV 63]. Ils ont utilisé un modèle de pion frottant sur disque à trois degrés de liberté basé sur la théorie du sprag-slip de Spurr. Grâce à leur modèle, ils ont pu montrer que la décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement n'est pas une condition nécessaire dans la génération de vibrations instables mais que les instabilités dépendent de la configuration géométrique des deux éléments modélisés.

D'autres chercheurs dont Earles et al. [EARL 84 86] ont également développé des modèles de pions frottants à plusieurs degrés de liberté sur la théorie du sprag-slip. Ils ont montré que des vibrations apparaissent avec un coefficient de frottement constant de part l'interaction du degré de liberté dans la direction normale avec celui dans la direction du frottement.

En 1972, North [NORT 72] a développé un modèle linéaire à 8 degrés de liberté. Dans un premier temps ce modèle lui a permis de prendre en compte la relation entre les déplacements normaux et tangentiels et il a utilisé les valeurs propres complexes comme critère de stabilité. Il a ensuite simplifié ce modèle par un modèle de barre rigide à 2 degrés de liberté représentés par 2 modes du disque. Il a ainsi décrit le mécanisme générant les oscillations comme une instabilité flottante des deux modes du disque considérant pour la première fois les efforts de frottement comme des forces suiveuses et déstabilisantes.

Millner [MILL 78] a développé un modèle à 6 degrés de liberté pour étudier l'ensemble disque-garniture-étrier. Il a montré l'influence du coefficient de frottement, de la masse et des raideurs des constituants en particulier celles de l'étrier sur les instabilités du système. Flint et Hulten [FLIN 02] ont utilisé par la suite les mêmes critères d'instabilité dans leurs modèles analytiques.

D'autres études ont été développées en intégrant la flexibilité du disque et des garnitures, c'est le cas pour Mottershead. Il publie d'ailleurs une synthèse de ses différents travaux sur les instabilités de disques induites par le frottement en 1998 [MOTT 98]. Ainsi, Chan et Mottershead [CHAN 94] ont considéré un modèle de disque fixe avec garnitures en rotation. Ils ont modélisé les garnitures par un système à un degré de liberté (masse-ressort-amortissement) et le frottement par une force suiveuse. Ils ont réussi à obtenir deux types

d'instabilités : des instabilités liées à la résonance des paramètres et d'autres causées par les interactions de frottement qui déstabilisent les modes exhibant des diamètres nodaux. Ouyang *et al.* [OUYA 98] ont fait évoluer ce modèle en modélisant la garniture par un système à 2 degrés de liberté en ajoutant un degré de liberté dans la direction tangentielle (Fig. II-15 (a)) et en gérant le contact par une relation de décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse (Fig. II-15 (b)). Ils ont montré que l'amortissement dans le plan introduit de nouvelles résonances paramétriques mais que les régions d'instabilité des autres résonances sont réduites.

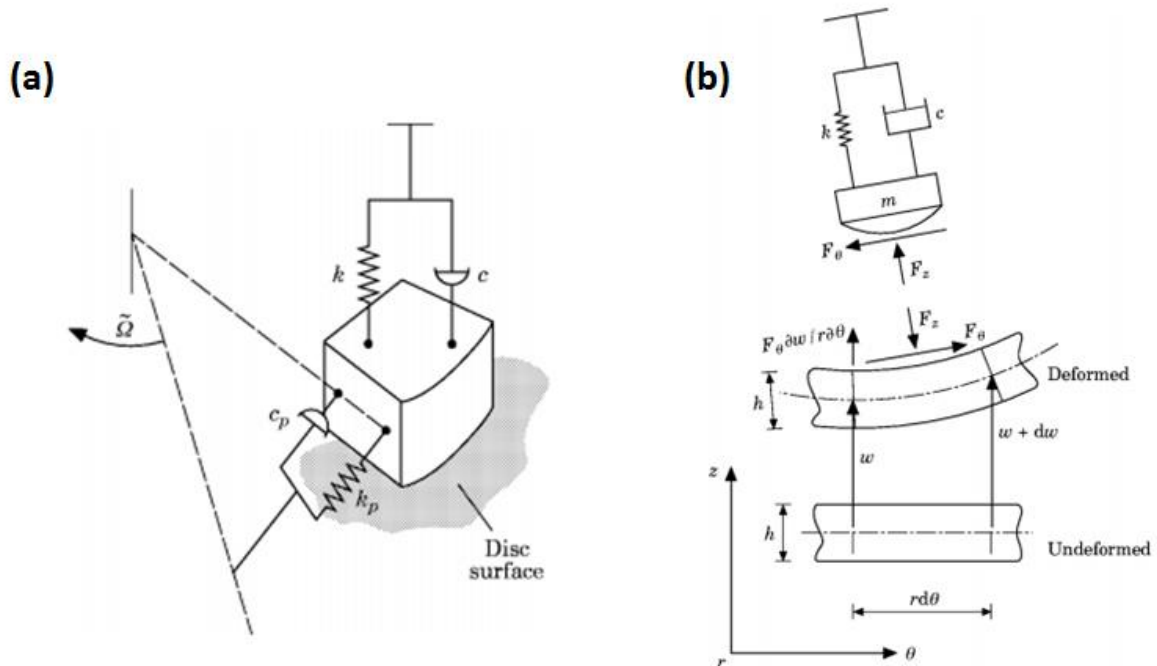


Fig. II-15 : Modèle de garniture à deux degrés de liberté (a) et gestion du contact (b) proposés par Ouyang *et al.* [OUYA 98].

D'autres modèles « minimaux » utilisant seulement deux ou trois degrés de liberté et un coefficient de frottement constant ont été développés pour étudier le phénomène du crissement de frein. Ces modèles ont permis à Bengisu et Akay de montrer et définir le phénomène du couplage de modes grâce à l'analyse modale complexe et la détection de bifurcations [BENG 94]. Un autre exemple de modèle permettant d'illustrer le couplage de modes, le modèle de Hoffman [HOFF 02] a été présenté précédemment. Sinou *et al.* [SINO 04] ont par la suite fait évoluer le modèle de Hoffman de manière à y inclure des non linéarités en employant des raideurs cubiques (Fig II-16).

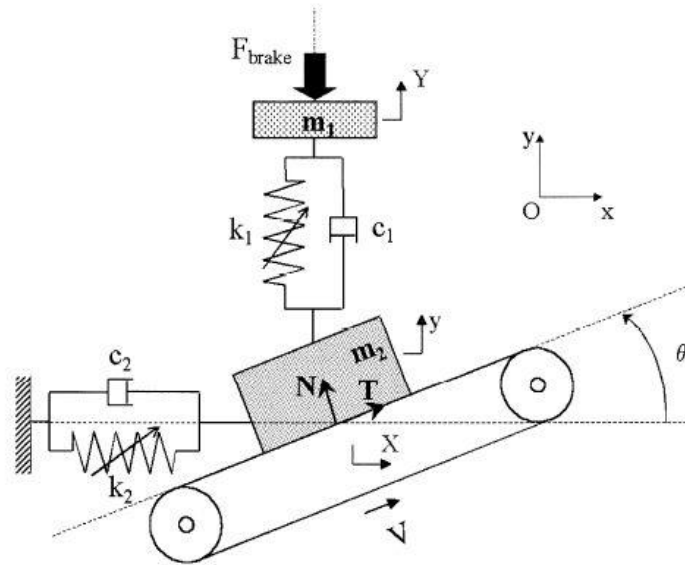


Fig. II-16 : Evolution du modèle de Hoffman développé par Sinou [SINO 04]

Une synthèse des recherches basées sur des modèles minimaux les plus significatifs est par ailleurs proposée par Wagner et al. [WAGN 07], ils développent également leur propre modèle minimal à deux degrés de liberté de disque vacillant en contact avec deux garnitures (Fig. II-17). Ils montrent que la propension au crissement augmente avec le coefficient de frottement et la pression de freinage. De plus leur modèle permet une meilleure compréhension des mécanismes d'excitation conduisant au crissement.

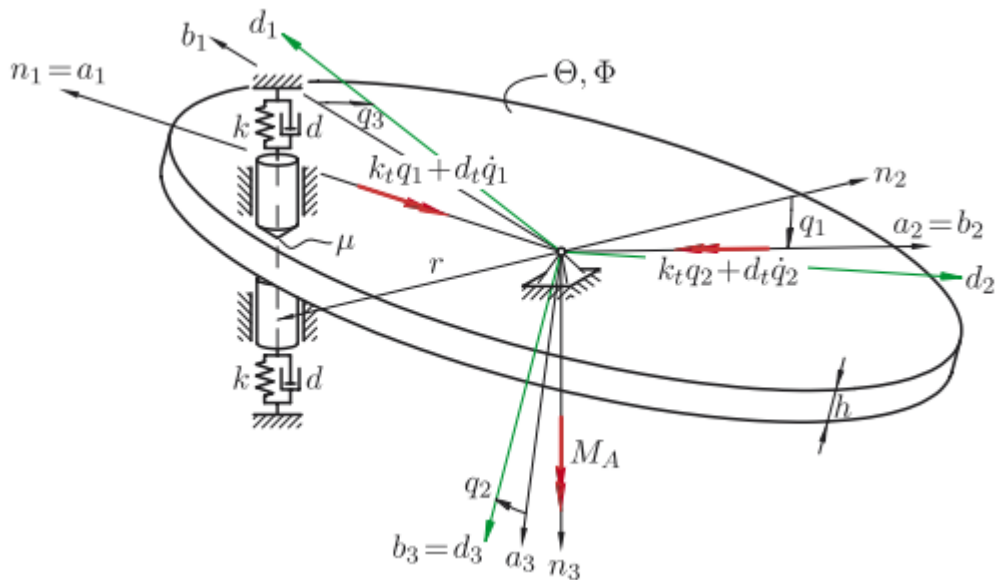


Fig. II-17 : Modèle de disque vacillant proposé par Wagner et al. [WAGN 07].

Plus récemment des modèles analytiques permettant de prendre en compte les aspects matériaux, les raideurs de contacts en particulier, ont été développés. C'est le cas par exemple d'Oura [OURA 09a 09b] qui a développé un modèle à 3 degrés de liberté prenant en compte les hétérogénéités au contact (Fig. II-18). Pour cela il modélise le contact par plusieurs raideurs qui dépendent de la pression locale en prenant en compte des coefficients de non linéarité pour

relier ces deux grandeurs. Il a par ailleurs développé des moyens de mesure afin d'investiguer les raideurs de contact entre le disque et les garnitures de manière à expliquer les mécanismes de dépendance entre les fréquences du crissement et les niveaux acoustiques mis en jeu et la pression de freinage. Il a ainsi montré que la raideur dynamique de la zone de contact ne dépend pas de la fréquence de vibration et qu'elle peut donc être considérée directement comme la raideur de contact, que chaque garniture a sa propre raideur de contact, que les fréquences de crissement et les niveaux acoustiques dépendent de la raideur de contact. Il a relevé des raideurs dynamiques supérieures à celles statiques et a obtenu des résultats probants vis-à-vis de la dépendance à la pression de freinage (occurrences du crissement et fréquences associées).

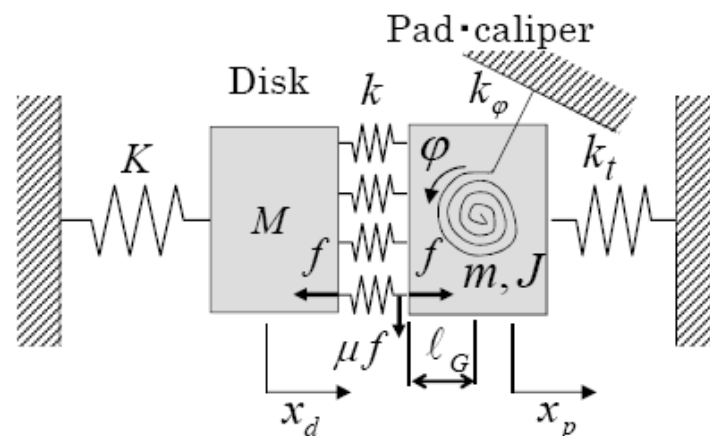


Fig. II-18 : Modèle à 3 degrés de liberté prenant en compte les hétérogénéités au contact [OURA 09b].

Afin de modéliser les hétérogénéités de contact, Magnier *et al.* [MAGN 12] ont développé un modèle à 3 degrés de liberté (Fig. II-97 (b)) correspondant à un dispositif d'essai simplifié [DUBO 10] (Fig. II-19 (a)). Le modèle inclut une distribution hétérogène des propriétés matériaux à l'interface de contact disque-garniture représentée par une distribution de raideur de contact. En partant d'un cas homogène, le matériau considéré comme hétérogène en introduisant une répartition Gaussienne de raideur centrée sur la valeur du cas homogène. 100 dispersions d'hétérogénéités différentes en termes de variances et de taille de patch (zone de raideur uniforme) ont été générées puis introduites dans le modèle pour une analyse modale complexe. Les résultats obtenus montrent l'importance du rôle de la répartition des hétérogénéités sur le mécanisme de mode lock-in lorsque la taille des patches est grande. Par contre les cas avec une taille de patches faible tendent vers la configuration homogène (Fig. II-20). Cela montre l'influence d'hétérogénéités au contact (matériau et troisième corps) sur les occurrences de crissement même s'il existe une notion d'échelle d'hétérogénéités critique au dessous de laquelle il n'y a plus d'influence. Ces simulations ont été effectuées avec des cas générés numériquement de manière aléatoire. Une perspective serait de concilier ce type de modèle avec des valeurs réelles de répartitions générées à partir de caractérisations des matériaux de friction et de surfaces.

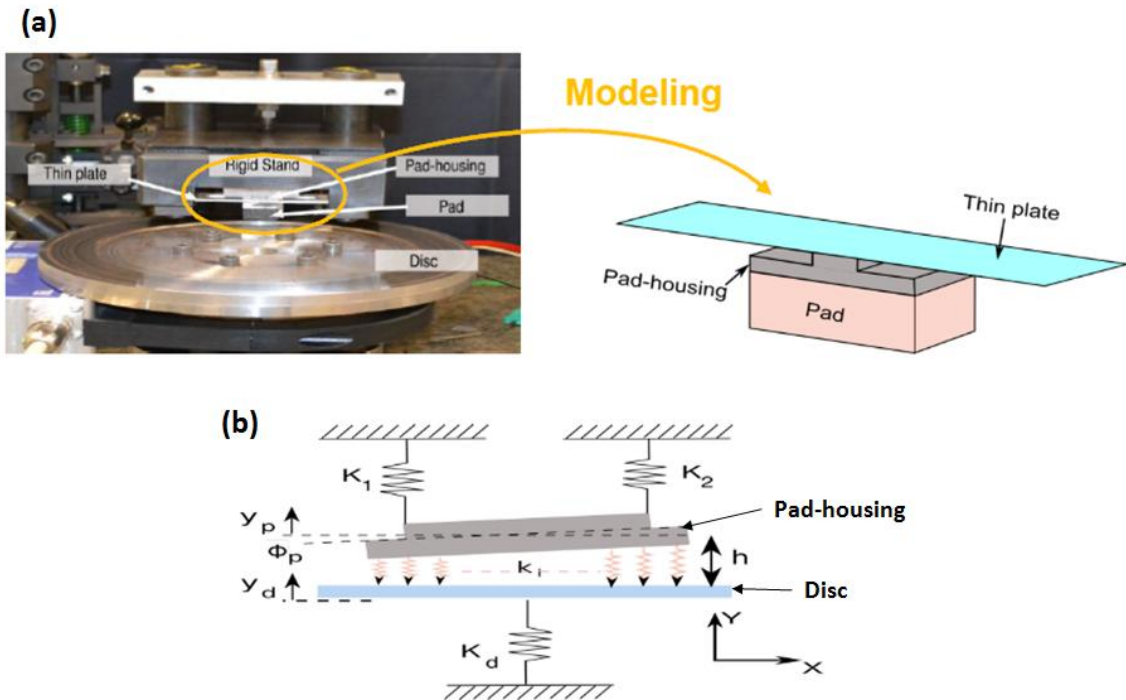


Fig. II-19 : Banc simplifié développé au Laboratoire de Mécanique de Lille (a) et modèle à 3 degrés de liberté correspondant (b) [MAGN 12].

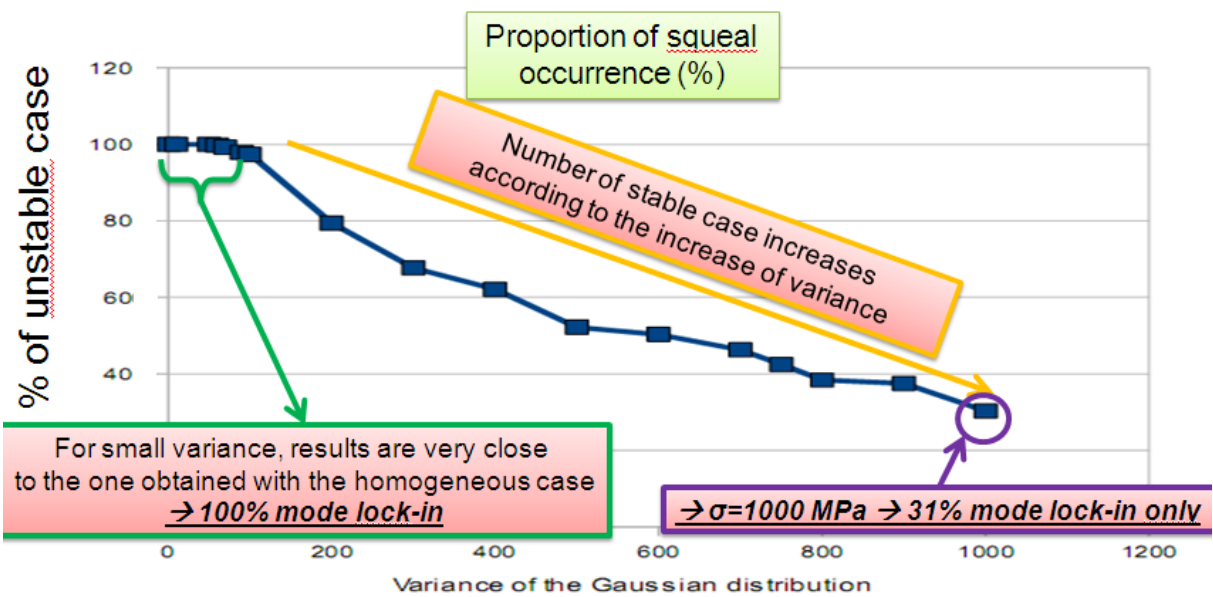


Fig. II-20 : Exemple de résultats illustrant l'influence de la répartition des patches de raideur sur le nombre de cas instables [MAGN 12].

ii. Modèles éléments finis

Grâce aux évolutions technologiques et en particulier l'accroissement des capacités de calcul des ordinateurs, il a été possible d'enrichir les modèles numériques en implémentant des modèles éléments finis pour étudier les phénomènes de crissement. Par rapport aux modèles minimaux, cette méthode a pour avantage de permettre de modéliser plus finement les systèmes de manière continue tout en discrétisant les équations du mouvement associées. La méthode permet en particulier de prendre en compte les conditions aux limites, les chargements et les matériaux de façon plus réaliste.

Un des enjeux majeurs réside dans la modélisation du contact entre les garnitures et le disque étant donné le rôle que jouent les forces de frottement sur les instabilités du système. En réalité l'interface de contact a un comportement extrêmement non-linéaire mais il est généralement approximé par des éléments linéaires dans les modèles. Il s'agit de « régulariser » le contact. La manière la plus répandue pour effectuer cette linéarisation est l'utilisation d'une « pénalisation » qui peut se représenter par un élément ressort reliant deux à deux les nœuds en contact appartenant aux surfaces du disque et des garnitures. Il en résulte que la matrice de raideur de contact devient asymétrique (Fig. II-21), il est par la suite possible d'obtenir des valeurs propres instables et ainsi d'étudier les instabilités du système pouvant mener à l'apparition de crissement.

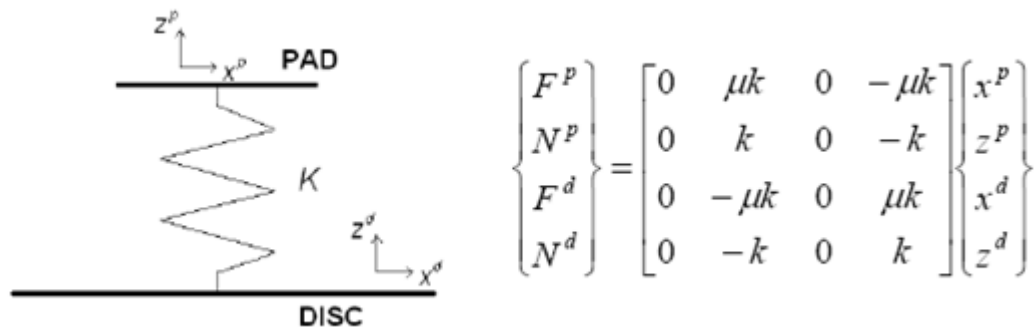


Fig. II-21 : Représentation du contact par un élément ressort linéaire et matrice de raideur asymétrique associée.

La définition de ces raideurs est délicate et conditionne grandement la validité et la stabilité du modèle. Une forte raideur permet de rapprocher les conditions de contact de la formulation exacte mais entraîne le mauvais conditionnement de la matrice de rigidité et pose des problèmes numériques. L'hypothèse forte retenue est que les nœuds en contact à l'équilibre stationnaire restent glissants lors des oscillations auto-entretenues. Ainsi il en résulte des matrices de plus petite taille et ne contenant pas de termes liés aux raideurs de contact.

Deux méthodes basées sur les éléments finis peuvent être principalement utilisées pour étudier la problématique du crissement : l'analyse modale complexe et l'analyse dynamique transitoire. Ouyang [OUYA 05] a proposé une synthèse bibliographique sur les travaux numériques entrepris pour étudier le crissement de frein.

Analyse modale complexe

En 1989, Liles [LILE 89] est le premier à utiliser une modélisation éléments finis d'un système de frein comprenant un étrier, deux garnitures et un disque. Il a construit son modèle en s'appuyant sur des analyses modales expérimentales effectuées sur chaque composant. Les liaisons entre les composants ont été placées de manière intuitive et l'interface de contact est gérée grâce à l'utilisation de raideurs comme décrit précédemment. A partir de son modèle, Liles a effectué une étude paramétrique qui lui a permis de mettre en avant les influences du coefficient de frottement et de l'usure sur les occurrences de crissement.

Par la suite, Nack [NACK 95 00] a décrit une méthode pour modéliser la raideur de contact. L'utilisation de l'analyse modale complexe prend alors tout son sens pour déterminer les conditions nécessaires pour qu'un système devienne instable jusqu'à l'installation d'un cycle limite.

Par ailleurs, des travaux sur le crissement basés sur des modèles éléments finis ont été menés dans le but d'obtenir les déformées modales du disque [NISH 89]. Dans cet esprit, Bae *et al.* [BAE 00] et Tzou *et al.* [TZOU 98] ont étudié l'influence de l'épaisseur du disque et des dimensions du bol du disque sur son comportement vibratoire. Ils ont ainsi déterminés qu'il est possible d'obtenir différents modes à différentes fréquences mais avec un nombre de diamètres nodaux similaire.

Depuis, de nombreux travaux [OUYA 05] ont permis d'obtenir de bons résultats en termes de corrélation entre les prédictions obtenues par analyse modale complexe numérique et occurrences de crissement expérimentales.

Une évolution de ces modèles est l'introduction des hétérogénéités dans la répartition des pressions de contact due à la topographie des surfaces des garnitures. C'est le cas d'AbuBakar [ABU 05a 05b 08] dont les résultats ont été illustrés précédemment.

De manière générale, les modèles éléments finis permettent de décrire les géométries complexes des systèmes de freinage et par la suite d'extraire les paramètres modaux de façon à construire des modèles simplifiés (réduction de modèles) plus adaptés aux études paramétriques [TUCH 02] [GIAN 06].

Analyse dynamique transitoire

De part l'intérêt grandissant pour le comportement vibratoire non linéaire des systèmes de freinage lors du crissement et grâce à l'augmentation de la puissance de calcul des outils numériques, l'analyse dynamique transitoire a été développée et de plus en plus utilisée ces dernières années. Les analyses transitoires permettent la simulation de la dynamique du système frottant avec la mise en évidence de cycles d'adhérence-glissement-décollement au contact induisant une excitation dynamique du système. Le principal avantage de ce type d'analyse par rapport à l'analyse modale complexe est la possibilité d'introduire les non linéarités provenant du contact et des matériaux de frottement. Les analyses transitoires permettent ainsi la simulation du comportement vibratoire des systèmes de manière réaliste. Un autre avantage est de pouvoir suivre le comportement des contraintes locales dans le contact au cours du crissement, ce qui amène de nouveaux éléments pour étudier les mécanismes instables dus aux forces de contact, cette étude n'étant pas réalisable de manière expérimentale. Ce type

d'analyse présente par contre un inconvénient majeur : les temps et les coûts de calcul sont beaucoup plus importants que dans le cas de l'analyse modale complexe. De plus l'analyse transitoire est généralement focalisée sur une instabilité en particulier ce qui implique des validations avec les résultats expérimentaux.

Les premiers travaux décrivant une analyse transitoire éléments finis d'un frein à disque ont été publiés par Nagy et al. [NAGY 94]. Ils ont modélisé le contact en incluant une fonction de pénalité et ont montré que les instabilités du système sont principalement influencées par le couplage dans le frottement.

Plus récemment, AbuBakar et Ouyang [ABU 06] ont comparé les deux types d'analyses (modale complexe et transitoire) sous ABAQUS en utilisant les trois régimes de contact proposés dans le logiciel. Leurs conclusions est que l'analyse modale complexe surestime les modes croissants (un seul mode obtenu pour un seul régime de frottement dans le cas de l'analyse transitoire) et que la modélisation du contact est très complexe à modéliser.

Baillet [BAIL 06] a étudié les vibrations d'un parallélépipède glissant sur une poutre (Fig. II-22) et a montré l'influence de la raideur et des dimensions du parallélépipède ainsi que de la vitesse de glissement par le biais du code PLAST 3D qu'il a développé. Il a obtenu un régime d'adhérence-glisserment-décollement (Fig. II-23) à une fréquence de vibration correspondant à un mode instable. Cette instabilité est due au couplage d'un mode normal avec un mode dans la direction du glissement. L'influence de la vitesse est également mise en évidence : pour des faibles vitesses, seul le stick-slip apparaît alors qu'à partir d'un certain seuil, du décollement apparaît. Baillet a également mis en valeur la notion de coefficient de frottement local et global : de part les décollements, la surface effective de contact évolue et de ce fait le coefficient de frottement global n'est plus égal à la moyenne des coefficients de frottement locaux. Il a également mis en évidence la notion de cycles de déplacement autoentretenus des nœuds de la garniture.

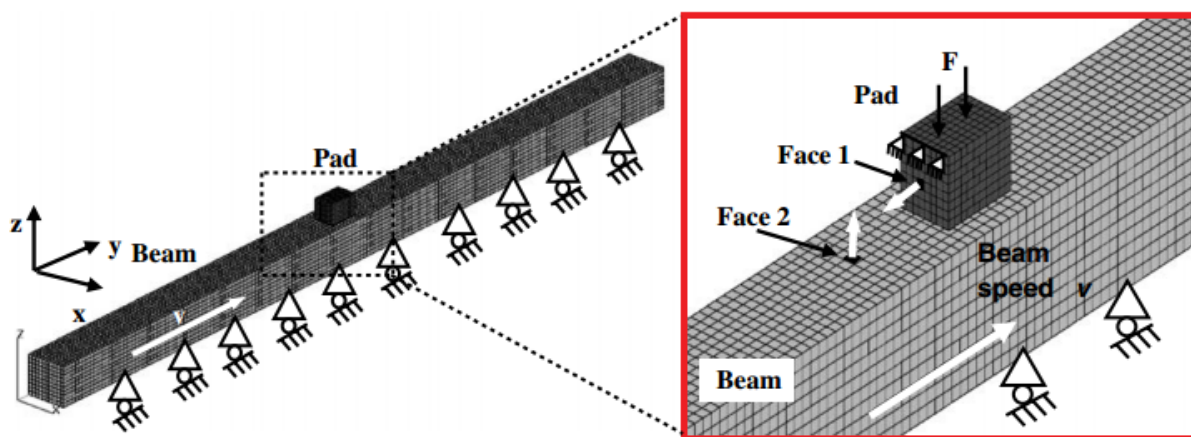


Fig. II-22 : Modèle éléments-finis d'un pion glissant sur une poutre en translation [BAIL 06].

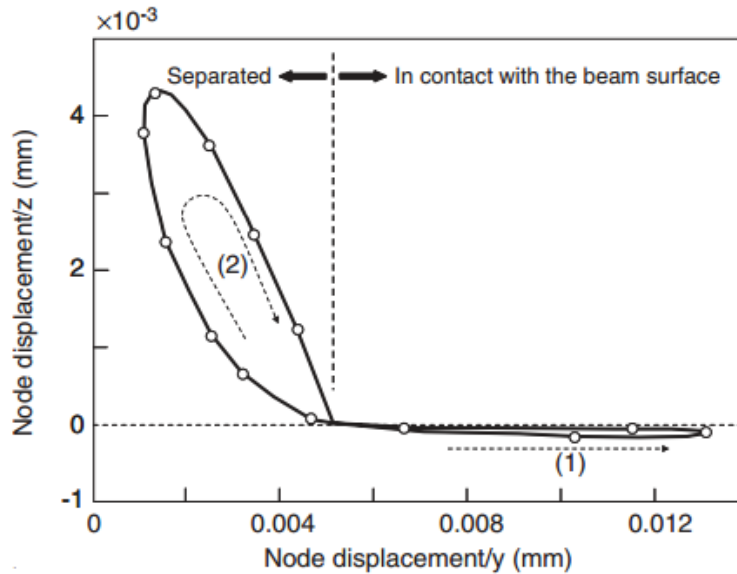


Fig. II-23 : Trajectoire d'un nœud situé à la surface du pion illustrant la notion de cycle d'adhérence-glisserment-décollement.

Méziante *et al.* [MEZI 07] ont repris un modèle de parallélépipède glissant sur un disque et ont montré en plus du phénomène d'adhérence-glisserment-décollement, des impacts produisant des vibrations dont le spectre contient les harmoniques de la fréquence fondamentale instable sont générés. Ils ont de plus obtenu une bonne corrélation lorsqu'ils ont comparé ces résultats avec leurs observations expérimentales.

Massi *et al.* [MASS 07] ont également comparé les résultats obtenus entre les deux types d'analyses en modélisant un banc d'essai de type « beam-on-disc ». Comme AbuBakar et Ouyang, ils ont montré que l'analyse modale complexe surestime le nombre d'instabilités. Ils ont de plus obtenu une fréquence instable correspondant à celle obtenue lors de leurs essais et ils ont montré que c'est le phénomène de couplage de mode qui est à l'origine des instabilités.

Dans le domaine ferroviaire, Lorang [LORA 07] propose d'utiliser la démarche d'analyse dynamique transitoire pour étudier le crissement de frein du TGV. Le système de frein est spécifique puisqu'il s'agit non plus de plaquettes mais d'une multitude de plots frottants qui viennent au contact du disque, recouvrant ce dernier sur environ 1/4 de sa surface.

Enfin, Vermont des Roches *et al.* [VERM 08 11] ont modélisé un système de frein de manière très détaillée. Leur modèle prend en compte le disque, les garnitures l'étrier et le système de maintien du frein. Ils ont développé une méthode originale de réduction de modèle permettant de diminuer la taille du système final en ne considérant que les interfaces de contact en EF et en réduisant les autres parties du modèle sur une base de modes propres couplés sans frottement et du mode de déformation statique. Le contact est géré par une loi de raideur exponentielle provenant de mesures d'essai rendant compte probablement de l'écrasement des aspérités à la surface des garnitures.

Le développement de modèles numériques a permis d'étudier plus en détail les phénomènes mis en jeu dans la problématique du crissement quelle que soit la méthode utilisée. Ils apportent des éléments de compréhension nouveaux. La nécessité de validations expérimentales est très importante pour l'obtention de résultats significatifs exploitables. Les modèles restent peu prédictifs, notamment sur des systèmes complexes, mais ils s'avèrent intéressants pour identifier les composants mis en jeu et étudier l'influence des paramètres du système sur l'apparition d'instabilités, les fréquences de ces instabilités et les déformées du système associées. La tendance est à la prise en compte des hétérogénéités des matériaux et des surfaces de contact de manière à décrire les phénomènes de manière plus fidèle.

Dans l'étude faisant l'objet de cette thèse, un modèle numérique sera développé. La méthode utilisée sera l'analyse modale complexe. En effet, s'agissant d'une première étude dans le domaine, l'objectif est de mettre en avant des instabilités potentielles du système et l'influence de certains paramètres. Ainsi cette méthode est rapide et permet de déterminer les instabilités sur le système même si toutes ne seront pas crissantes lors des essais. L'analyse dynamique transitoire est à utiliser une fois les instabilités identifiées et corrélées avec le système réel. Ce type d'analyse se concentre sur cette instabilité et permet d'en suivre l'apparition et l'évolution.

Pour construire le modèle numérique il sera nécessaire d'effectuer des analyses expérimentales : analyses modales de tout ou partie du système et caractérisations des matériaux.

Bilan et stratégie d'étude

Les campagnes d'essai sur éoliennes permettent de mettre en évidence certains constats pratiques :

- La caractérisation des émissions acoustiques montre la présence d'une excitation de type « large bande » avec la présence de multiples fréquences. Un spectre de raies a pu être identifié : il en résulte des pressions acoustiques élevées et une fréquence « fondamentale » autour de 0.5 kHz accompagnée d'harmoniques.
- L'effet d'histoire est également mis en valeur avec notamment le caractère non bruyant des essais effectués avec des garnitures neuves.
- Selon l'expérience des exploitants, le matériau de friction est également un paramètre influent.

L'étude bibliographique permet d'interpréter et d'émettre des hypothèses au regard des résultats obtenus sur éolienne :

- Les émissions acoustiques caractérisées par un spectre de raies correspondent à une situation de « crissement ». Les fréquences mises en jeu sont certes inférieures à 1 kHz mais cela peut s'expliquer par le fait que le système soit de grande taille et qu'il mette ainsi en jeu des masses élevées, ce qui a tendance à diminuer les fréquences.
- L'effet d'histoire peut être relié à l'évolution des surfaces effectives de contact (échelle macroscopique), des états de surfaces (rugosités...) et de l'interface (3^{ème} corps).
- L'importance de mener des essais couplés aux calculs (modélisation) ressort également :
 - Les essais permettent l'identification de conditions de crissement même si cela reste parfois difficile compte tenu de la complexité dynamique du système, à l'échelle 1 en particulier.
 - Les calculs permettent d'obtenir des compléments d'interprétation des essais. Ils ne sont néanmoins pas prédictifs de par la difficulté d'introduire les non-linéarités inhérentes au système, aux matériaux et aux phénomènes étudiés. Les effets de surface sont également complexes à introduire dans les modèles.

Quelques questions essentielles émergent à ce stade :

- Le banc d'essai de Stromag (présenté ultérieurement) est-il utilisable pour l'étude du crissement ?
- Quelle est l'influence du matériau de friction ?
- Y'a-t-il d'autres paramètres influents et quelle est leur influence ?

Tout cela permet d'établir une stratégie d'étude :

- Les essais seront effectués sur le système de frein à l'échelle 1 sur un banc d'essai « imposé », les actions importantes à mener sont les suivantes :
 - Mesurer et caractériser la dépendance du système, ce qui signifie déterminer les paramètres « système » influents.
 - Mener des essais avec différents matériaux de friction en suivant les évolutions du frottement, des surfaces et interfaces dans le but de caractériser l'effet d'histoire.

- Pour le modèle numérique, la théorie du mode « lock-in » est retenue et l'analyse modale complexe sera utilisée :
 - Elle permet de définir les conditions modales au contact nécessaires au « crissement ».
 - Elle permet également de déterminer des « propensions aux instabilités », en fonction des conditions de contact et des propriétés matériaux notamment.
 - Cette méthode est tout de même limitée : les conditions utilisées dans les modèles sont nécessaires mais ne sont pas suffisantes, ce qui entraîne l'obtention d'un nombre de « candidats » supérieur au nombre de fréquences réellement crissantes. La prise en compte des non linéarités provenant des liaisons entre les composants du système, des matériaux et des surfaces et également limitée.
- Il sera nécessaire de caractériser les matériaux de friction :
 - Les comparaisons des propriétés des matériaux pourront servir d'élément d'interprétation des résultats d'essai.
 - Les liens entre résultats et formulations des matériaux pourront également être effectués
 - Les propriétés caractérisées serviront comme données pour la construction des modèles numériques.

La suite de ce mémoire de thèse est composée de trois parties en adéquation avec la stratégie d'étude :

- La partie B présente les « outils » expérimentaux et numériques développés, ainsi que leur confrontation.
- La partie C présente les résultats expérimentaux et numériques en fonction des différents matériaux de friction considérés et des paramètres influents du système.
- La partie D présente les analyses et le suivi des surfaces de frottement au cours des essais permettant d'apporter des éléments d'interprétation complémentaires aux résultats précédemment présentés.

PARTIE B : Mise en place des approches expérimentales et numériques

III- Approche expérimentale.....	57
a. Présentation du banc d'essai.....	57
b. Profil de la barre de freinage.....	62
c. Protocole expérimental.....	70
IV- Approche numérique	85
a. Création du modèle numérique	85
b. Modèle complet	94
c. Résultats : répartitions de pression au contact et instabilités	95
d. Analyses sous conditions de crissement	98

Cette partie présente les deux approches utilisées dans cette étude. L'objectif des essais est de caractériser le comportement acoustique des différents matériaux de friction testés et d'identifier des paramètres influant sur leur comportement. Le modèle numérique permettra d'enrichir l'identification de ces paramètres et de mieux comprendre les mécanismes physiques associés. Le couplage des deux approches permet d'obtenir des éléments de compréhension sur les phénomènes mis en jeu lors de la génération de bruit au freinage et de positionner les résultats obtenus sur le banc d'essai par rapport aux phénomènes identifiés sur éolienne. D'une part l'approche expérimentale est présentée avec la description du banc d'essai utilisé, du protocole d'essai et de l'instrumentation mise en place pour les campagnes expérimentales réalisées au cours de la thèse. D'autre part le modèle numérique du banc d'essai est décrit avec les différentes étapes nécessaires pour obtenir un modèle le plus fidèle possible par rapport à la partie expérimentale. De plus certaines caractérisations expérimentales autres que les essais de freinages sur banc seront décrites dans ce paragraphe, ces caractérisations servant à construire le modèle, il s'agit d'analyses modales expérimentales et d'essais fortement instrumentés pour l'identification de déformées en conditions de crissement. Cette partie présente uniquement les moyens et méthodes retenus, néanmoins des exemples de résultats expérimentaux et numériques seront présentés à titre d'illustration.

III- Approche expérimentale

a. Présentation du banc d'essai

Les essais sur banc ont été effectués sur le banc 50 tonnes de Stromag France. Il s'agit d'un banc en translation. Le nom « 50 tonnes » fait référence à l'effort de retenue maximal qu'il est possible de tester. Ce banc est un banc de qualification qui est classiquement utilisé pour vérifier les capacités des freins, leurs caractéristiques mécaniques, les efforts de retenue fournis, la tenue en fatigue des différentes pièces du système de frein ou encore les coefficients de frottement des garnitures. Ce banc va être utilisé pour l'étude des phénomènes vibratoires et acoustiques bien qu'à la base il ne soit pas dédié à ce type d'étude.

Le banc d'essai en translation alternée (Fig. III-1) se compose de deux parties (Fig. III-2) :

- Une partie mobile en translation composée d'une barre d'acier, qui fait office de disque, montée sur un chariot mobile actionné par deux vérins placés sous le châssis. Les deux vérins permettent d'obtenir un mouvement de translation alternée. La barre de freinage est une barre de section rectangulaire de longueur de 1440 mm, de hauteur 120 mm et d'épaisseur 28 mm. Le montage de la barre sur le banc se fait par l'intermédiaire de deux fourches, une à chaque extrémité (Fig. III-3). La liaison entre la barre et chaque fourche se fait via un axe monté sur des paliers lisses.
- Une partie fixe composée du châssis, de chaises porteuses et d'un capot. Le frein est monté sur la traverse du capot de façon à ce que le « disque » vienne se placer entre les deux garnitures de freins.

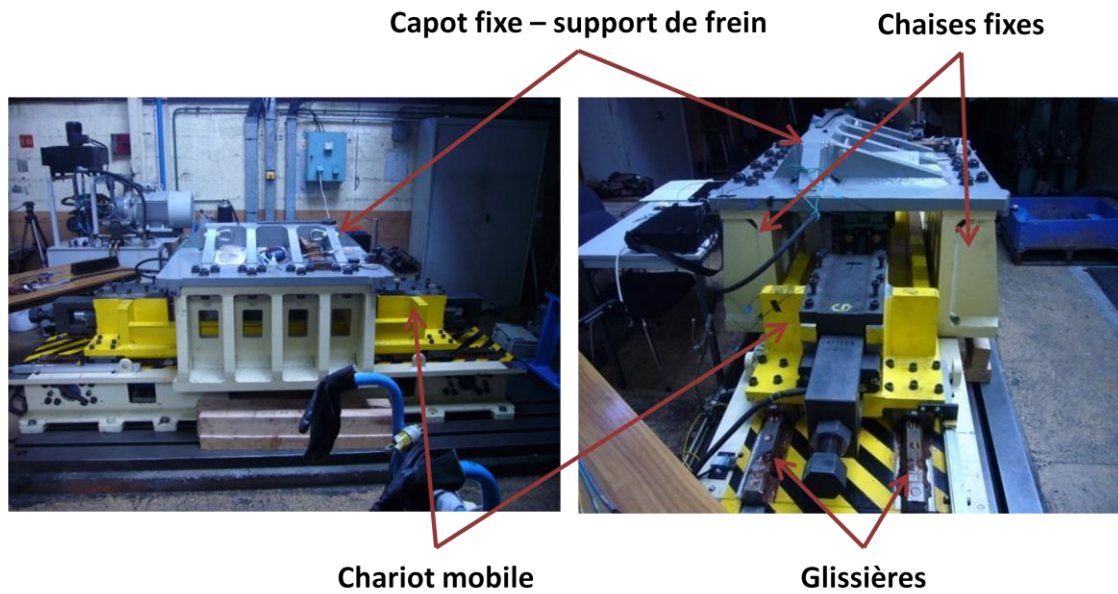


Fig. III-1 : Photos du banc d'essai 50 tonnes complet.

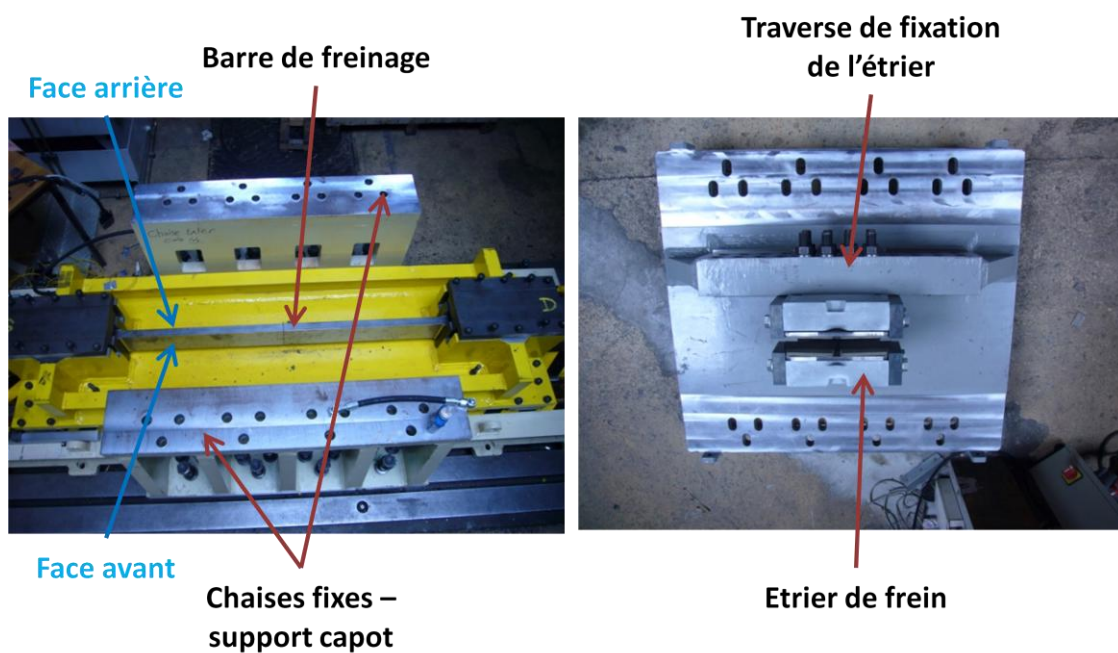


Fig. III-2 : Photos du banc démonté : barre de freinage et chariot de translation (photo de gauche), étrier monté sur le capot (photo de droite).

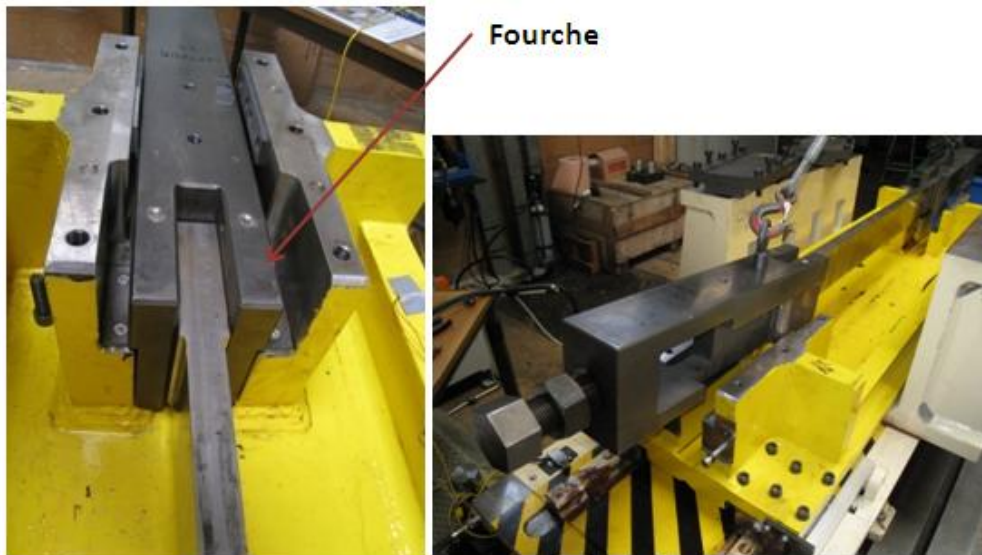


Fig. III-3 : Liaison de la barre avec les fourches à chaque extrémité.

La cinématique de ce banc d'essai est particulière. Les schémas cinématiques (Fig. III-4) permettent d'expliquer le fonctionnement du banc :

- Pour la partie mobile : l'effort de translation est délivré par deux vérins hydrauliques situés sous le chariot, la répartition des efforts fournis par chaque vérin se fait au ratio des surfaces de poussée (surfaces cylindriques complète à l'opposé des tiges de poussée et couronne cylindrique du côté des tiges). Ce ratio est de deux tiers / 1 tiers. L'effort est directement transmis au chariot via les axes de fixation des tiges de poussée des vérins. La transmission de l'effort du chariot à la barre de freinage se fait par l'intermédiaire des capteurs d'effort (Fig. III-5) lorsque le contact est établi avec la vis de butée située au bout des fourches de fixation de la barre de freinage. En position neutre, il n'y a pas de contact et lorsque les vérins actionnent la translation dans un sens, le contact devient effectif, le chariot pousse ainsi la fourche concernée par l'intermédiaire du capteur d'effort et de la vis de butée, ce qui a pour effet de tirer la barre de freinage. Les capteurs d'efforts servent d'une part à transmettre l'effort de déplacement et d'autre part à le mesurer : il s'agit de l'effort tangentiel.
- Pour l'étrier de frein, le principe est plus simple, la pression hydraulique est délivrée via une pompe dans les logements des pistons. Cette pression hydraulique impose l'effort normal à l'arrière des pistons qui transmettent alors directement cet effort à l'arrière des tôles des garnitures de freins jusqu'à obtention du contact entre le matériau de friction et la surface de la barre de frottement en translation. L'effort normal est calculé via la mesure de pression hydraulique. Pour rappel, le guidage des plaquettes de freins se fait via les butées trapézoïdales de l'étrier.

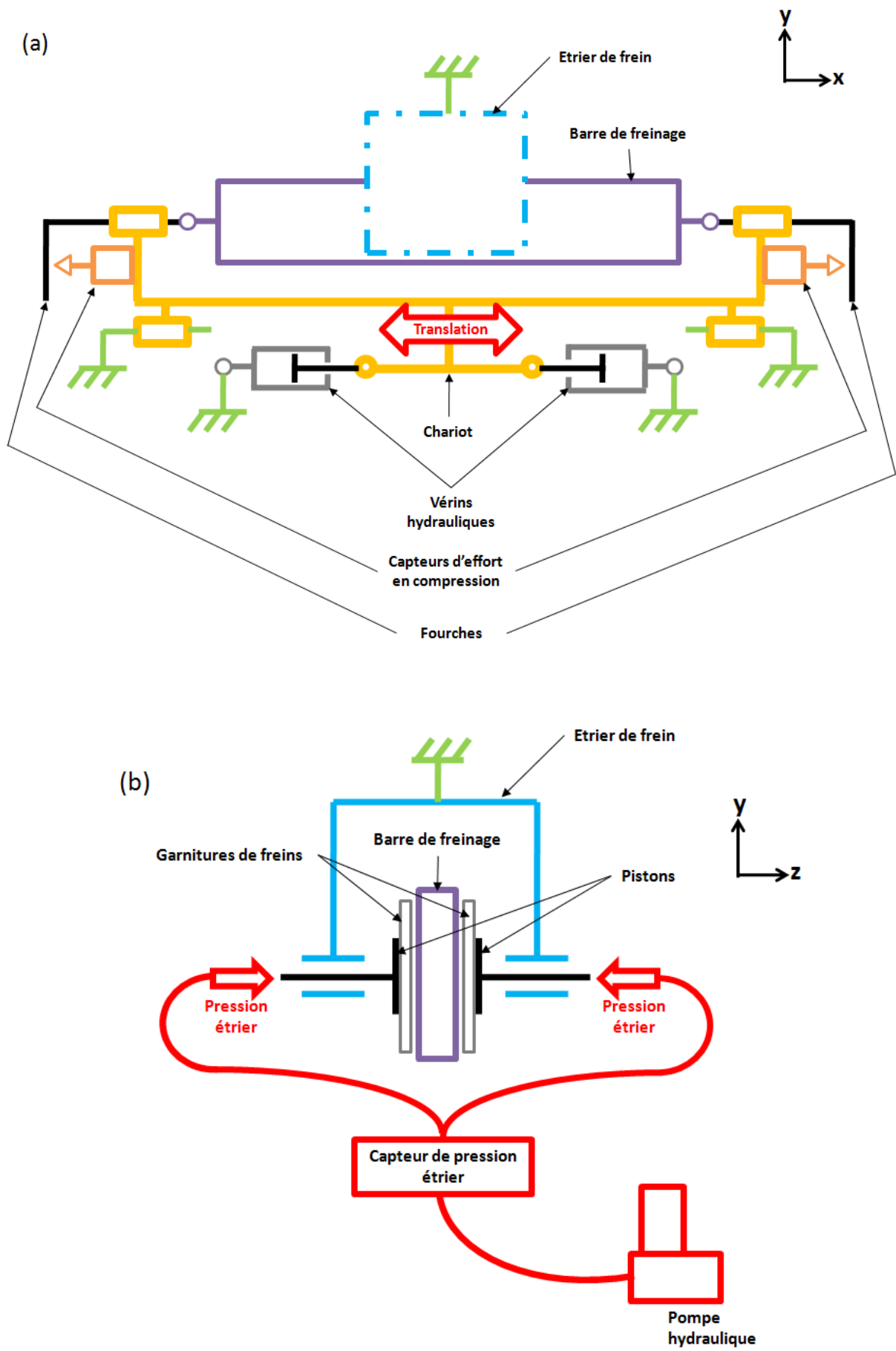


Fig. III-4 : Schémas cinématiques du banc, partie en translation (a) et étrier de frein (b).

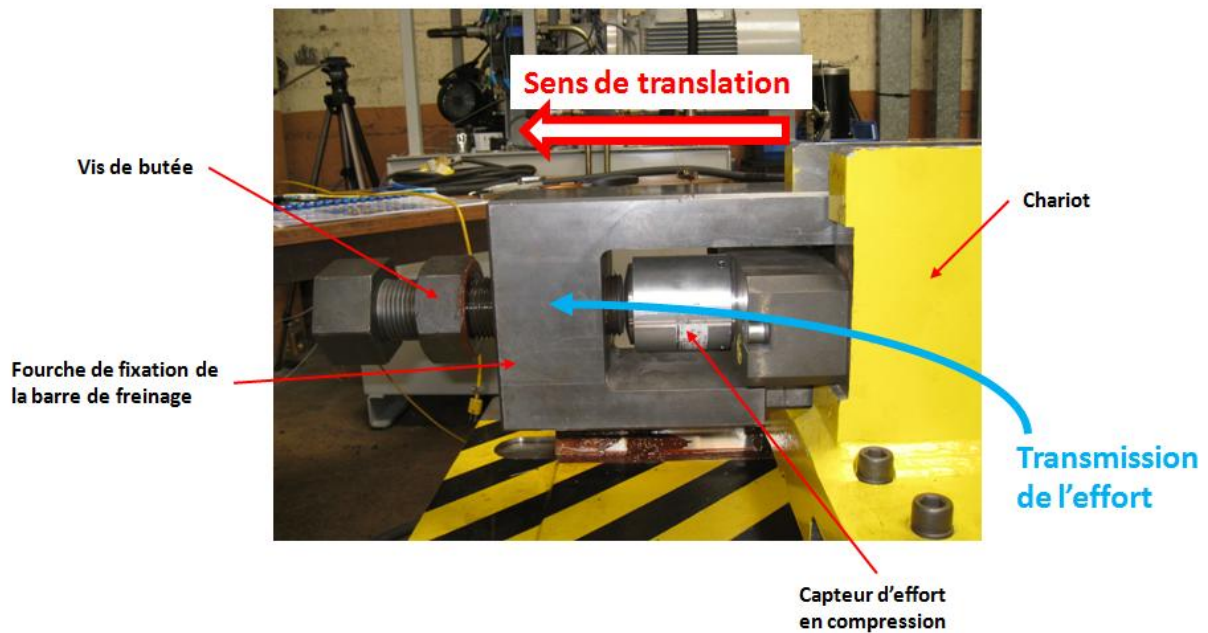


Fig. III-5 : Liaison du chariot de translation avec la fourche de fixation de la barre de frottement.

Il est possible de faire varier différents paramètres du banc d'essai :

- La pression hydraulique dans l'étrier de frein, de 0 à 200 bars.
- La vitesse de glissement, de 0 à 25 mm/s.
- Le déplacement sur la barre, il s'agit d'un banc de translation alternatif. La course maximale est de 300 mm (+/- 150 mm par rapport à la position de référence qui est le centre de la barre).
- Le nombre de cycles effectués, ce qui correspond au nombre d'allers-retours et donc à la distance de freinage parcourue.

La température est mesurée à l'aide de thermocouples placés dans de la barre : deux trous sont percés permettant de positionner les thermocouples au milieu de la barre de frottement, à la hauteur moyenne (60 mm) et à 3 mm de profondeur sous chaque surface de frottement. Le plan de perçage de la barre de frottement est donné en Fig. III-6. Etant donné le faible diamètre des trous pour loger les thermocouples (1,5 mm), un trou au diamètre de 3 mm est d'abord percé jusqu'à 50 mm de profondeur puis les 10 mm supplémentaires sont percés au diamètre de 1,5 mm pour atteindre au total la profondeur de 60 mm. Cela permet de ne pas percer avec un foret de faible diamètre sur une trop grande profondeur évitant ainsi toute casse de l'outil. La température est utilisée comme critère d'arrêt d'un essai de façon à ne pas dégrader les matériaux de friction en respectant des plages de températures acceptables (inférieures à 150°C) par rapport à l'utilisation en conditions réelles (arrêt des essais pour une température de barre dépassant 80°C, mesurée sur la tranche supérieure).

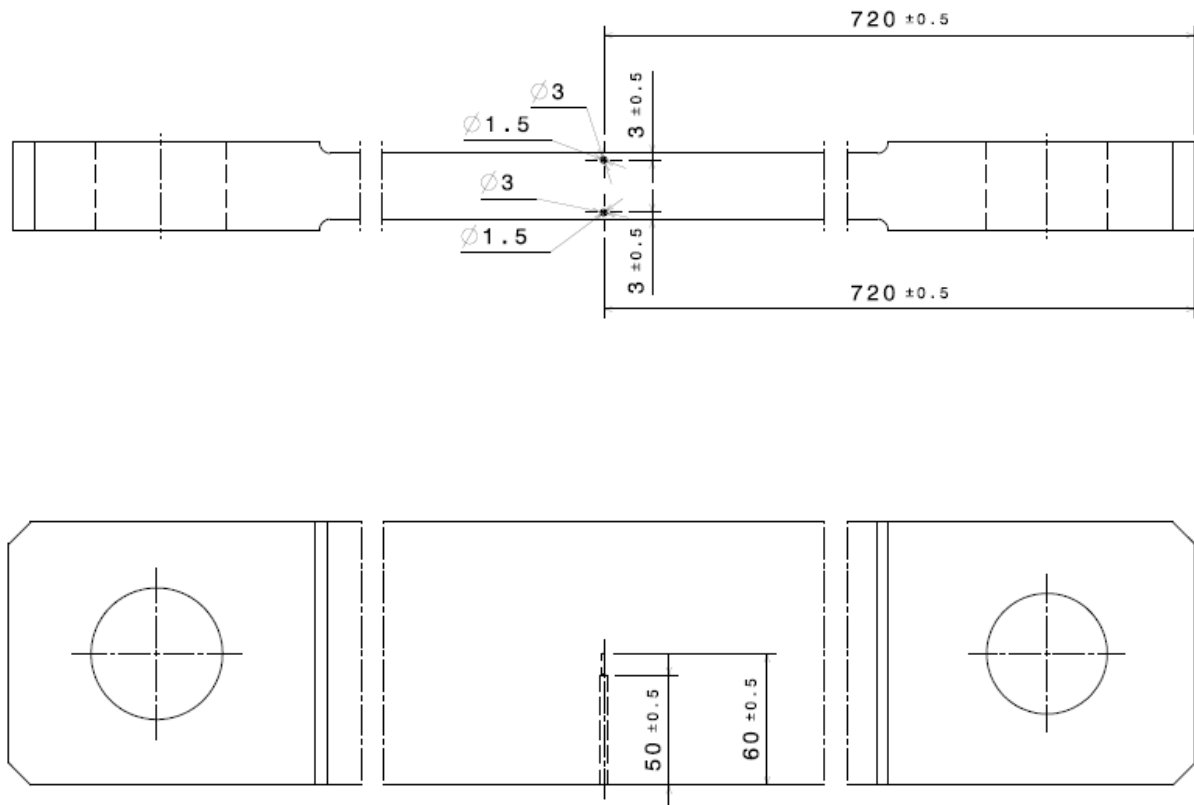


Fig. III-6 : Position des perçages des deux trous pour les thermocouples dans la barre de frottement.

b. Profil de la barre de freinage

Lors des premiers essais (campagne prospective), la barre de freinage utilisée était une barre qui avait déjà servi à des essais de qualification dans le cadre de son utilisation industrielle normale. La barre de freinage à très vite été remplacée par une barre neuve dédiée à l'étude du bruit et il a été remarqué qu'elle avait une influence sur le comportement acoustique du système. La seule différence entre les deux barres étant l'usure et donc leur profil de surface, un suivi a été effectué au cours des différentes campagnes d'essais. Le profil de la barre (mesures longitudinales) a été mesuré régulièrement sur le banc à l'aide de comparateurs. Ces mesures ont par la suite été comparées avec une série de mesures effectuées sur une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT) à la fin des essais. Ces mesures et leurs résultats sont décrits dans ce paragraphe.

i. Mesures in situ

Des comparateurs sont fixés sur le bâti du banc (Fig. III-7) et la mesure de chaque face est effectuée en déplaçant la barre et en relevant les écarts mesurés tous les 2 cm, la mesure est faite sur la ligne moyenne de la barre. Les faces de la barre sont désignées comme ‘face avant’ et ‘face arrière’ : la face arrière est celle située du côté de la traverse du capot servant à fixer l’étrier de frein et la face avant celle du côté libre. Avec l’étrier sur le frein, la barre ne sort pas complètement d’un côté ou de l’autre, il faut donc effectuer les mesures de chaque côté de l’étrier et recoller ensuite les deux courbes obtenues, le problème étant que la zone de recouvrement des deux courbes n’est que d’un point de mesure, ce qui représente en fait la partie commune de la barre à laquelle il est possible d’accéder de chaque côté de l’étrier en utilisant la course maximale de déplacement du banc. Dans ce paragraphe, seuls les deux exemples de mesures extrêmes sont présentés et analysés : après usinage de la surface de la barre et à la fin des essais dans sa configuration la plus usée (Fig. III-8). D’autres mesures ont pu être effectuées au cours des essais.

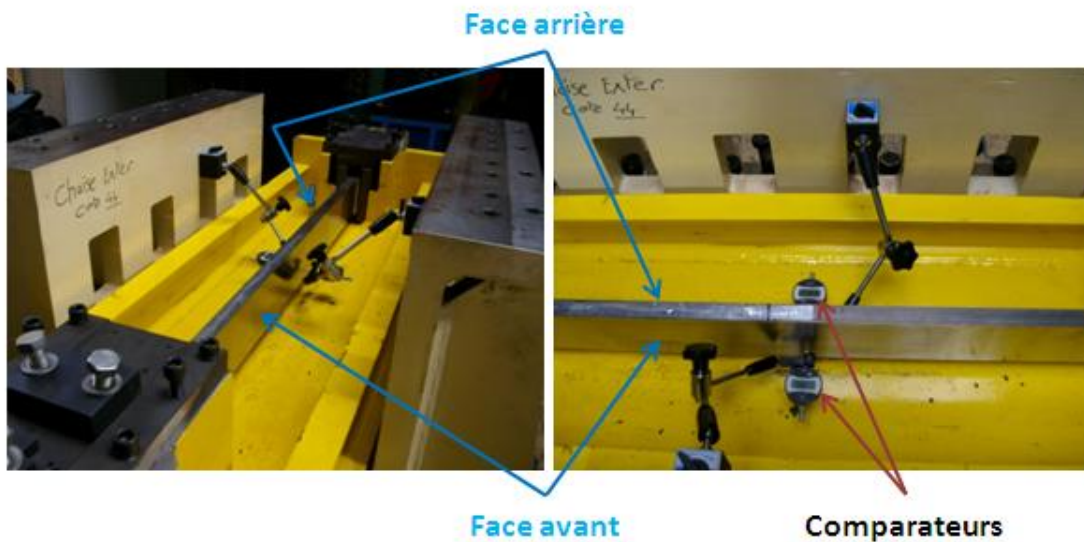


Fig. III-7 : Mise en place des comparateurs pour les mesures in-situ des profils de barre longitudinaux.

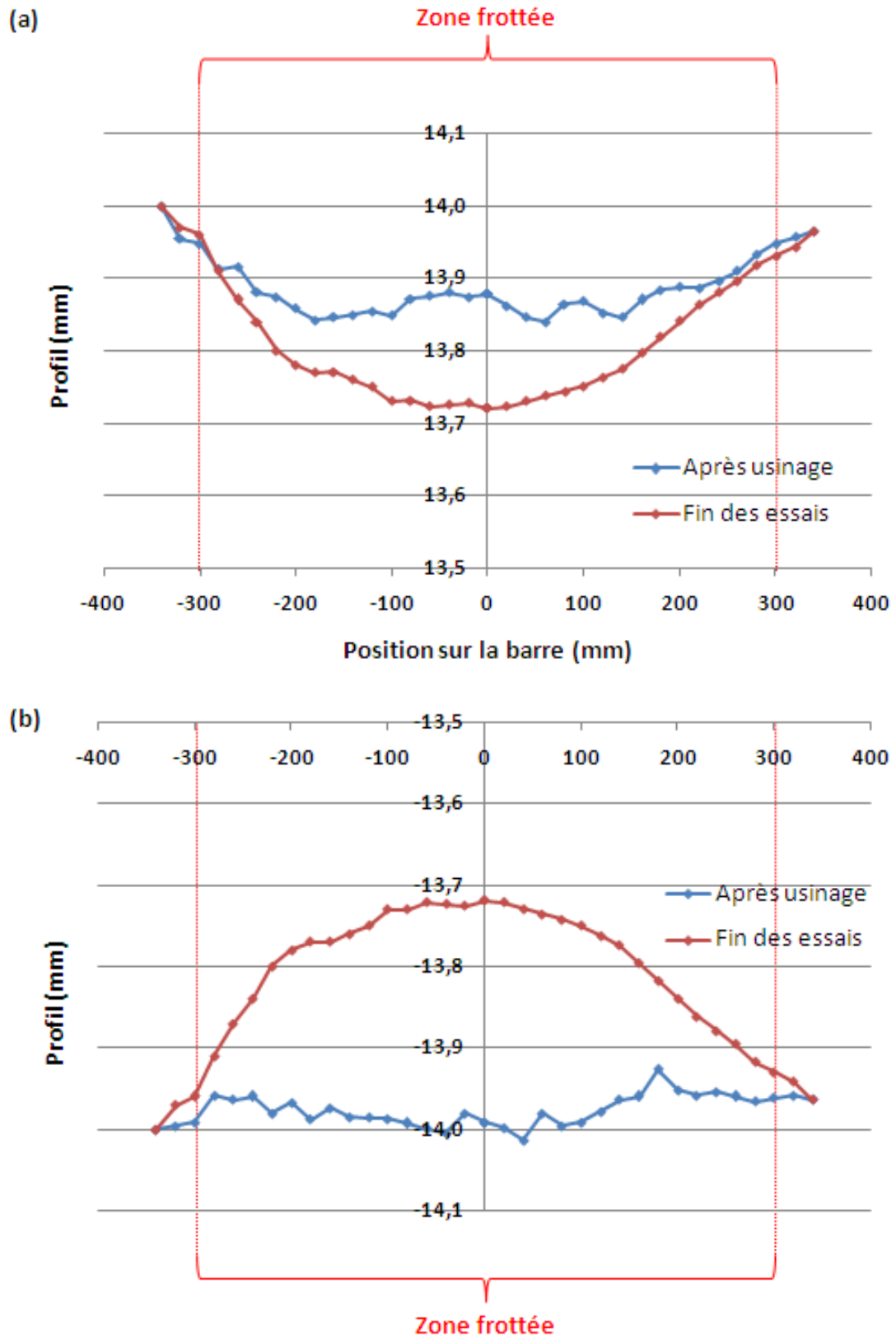


Fig. III-8 : Mesures de profil longitudinal de la barre de freinage au milieu de la hauteur après usinage et à la fin des essais, face arrière (a) et face avant (b).

Les mesures ont été effectuées entre -340 et 340 mm par rapport au milieu de la barre de freinage. Les points de mesures des deux faces situés en position - 340 mm sont hors de la zone de frottement sur le disque. Il n'y a pas d'usure à cet endroit : d'une mesure à une autre au cours de la vie de la barre, la géométrie à cette position reste inchangée. Il est donc possible de caler toutes les courbes par rapport à ces points : l'épaisseur théorique de la barre après usinage étant de 28 mm, les points de mesures à la position -340 mm sur la barre de freinage ont donc été placés à plus ou moins 14 mm en profondeur pour toutes les courbes.

Les faces après l'usinage sont plus plates qu'une fois usées après les essais, surtout pour la face avant avec moins de 0.1 mm de variation de profil. Pour la face arrière, la variation du profil est plus importante mais la surface située dans la zone de frottement (entre -300 et 300 mm) montre moins de 0.1 mm de variation de profil. Les surfaces après essai montrent des profils longitudinaux creusés avec une variation maximale de 0.3 mm en fond de creux.

ii. Mesure sur machine à mesurer tridimensionnelle

Dans un souci de vérification et de validation des mesures in-situ au comparateur, des mesures sur machine à mesurer tridimensionnelle (MMT) ont été effectuées. Pour ces mesures, la barre a été placée sur le marbre de la machine de mesure en appui sur deux cales placées sous les trous de fixation de façon à reproduire au mieux les conditions de montage sur le banc.

Une première étape a consisté en la construction d'un repère de mesure (Fig. III-9) :

- Les deux trous de fixation de la barre ont été palpés afin de construire leurs axes permettant de définir l'axe médian de la longueur de la barre.
- Les quatre surfaces de la barre servant dans la liaison avec les fourches du banc (deux à chaque extrémité de la barre) ont été palpées afin de construire les deux plans extérieurs de la barre, un plan médian à ces deux plans a été créé, il s'agit du plan milieu de l'épaisseur de la barre.

L'origine du repère de mesure a ainsi pu être définie comme intersection de l'axe médian de la longueur de la barre et du plan médian de l'épaisseur de barre. Les directions du repère sont alors naturellement obtenues grâce aux différents axes et plans médians définis précédemment.

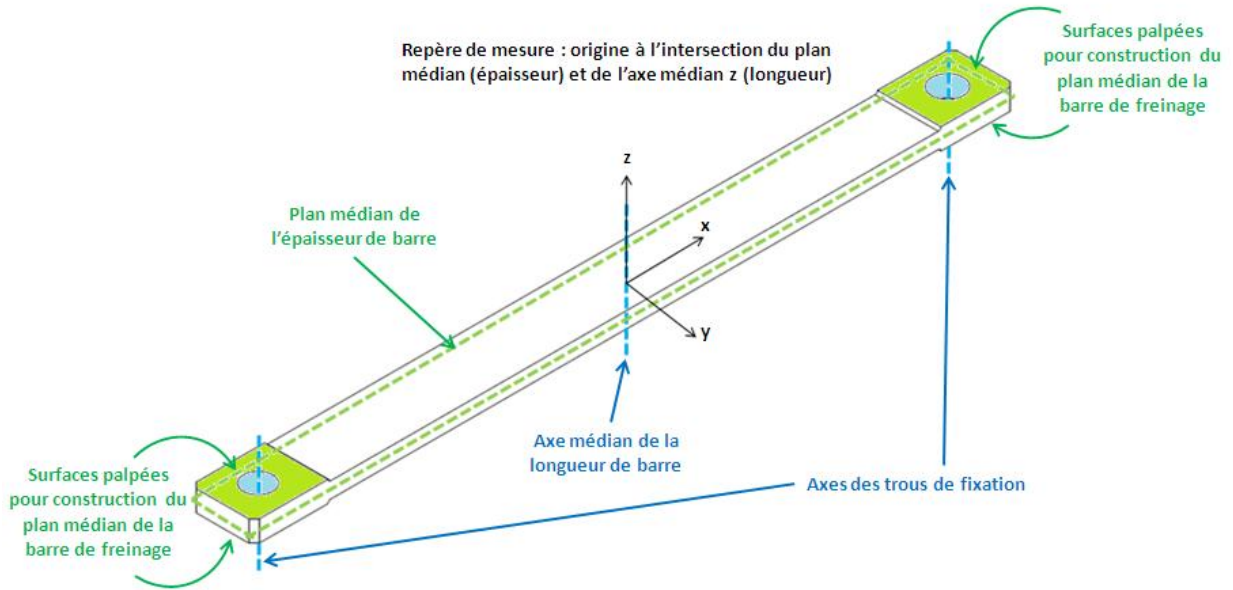


Fig. III-9 : Construction du repère pour les mesures de profil de barre sur MMT.

Les mesures sur chaque face sont réalisées les unes en face des autres. Les mesures correspondent aux écarts entre la surface de la barre de freinage mesurée et deux plans théoriques créés et placés à -14 et 14 mm du plan médian théorique de la barre (l'épaisseur théorique de la barre au niveau de la zone de frottement étant de 28 mm). Pour chaque face, cinq lignes horizontales (suivant la direction longitudinale \vec{x}) sont balayées entre -400 et 400 mm par rapport au milieu de la barre. Chaque ligne de mesure comporte 161 points de mesure. Le schéma suivant (Fig. III-10) présente la disposition de ces lignes de mesure sur la surface de la barre.

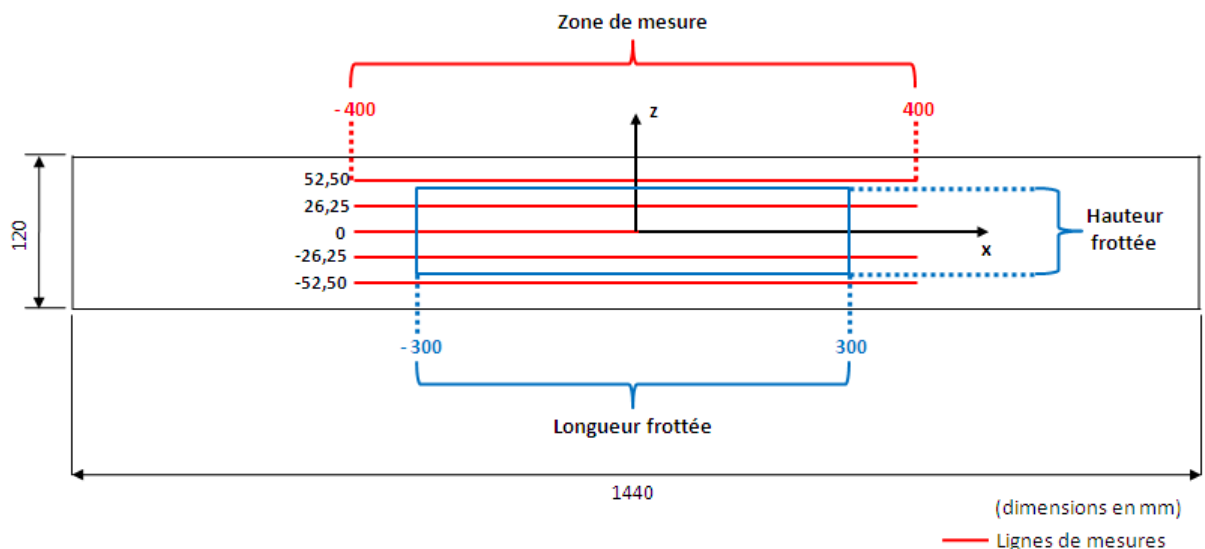


Fig. III-10 : Position des lignes de mesures horizontales sur la barre de freinage.

Les résultats des mesures sont présentés sur les courbes de la Fig. III-11. Pour la représentation des écarts par rapport aux plans de référence situés à -14 et + 14 mm, un décalage de +13.5 mm et -13.5 mm a été effectué. Ce décalage permet d'avoir les deux faces sur le même graphique et de s'affranchir des effets d'échelle. Aucun redressement n'a été appliqué à ces courbes.

Les profils hors de la zone de frottement (en $z = 52.5$ et -52.5) ne sont pas creusés comme ceux de la zone de frottement (en $z = 26.25, 0$ et -26.5). Ces derniers sont donc bien dus à l'usure de la barre lors des freinages successifs. Les variations en fond de creux sont de l'ordre de 0.3 mm et les creux d'usure sont relativement uniformes sur la hauteur frottée. Il est également intéressant de remarquer que les profils des faces avant et arrière ont tendance à être de plus en plus proches lorsque la hauteur diminue : l'épaisseur de la barre diminue avec sa hauteur.

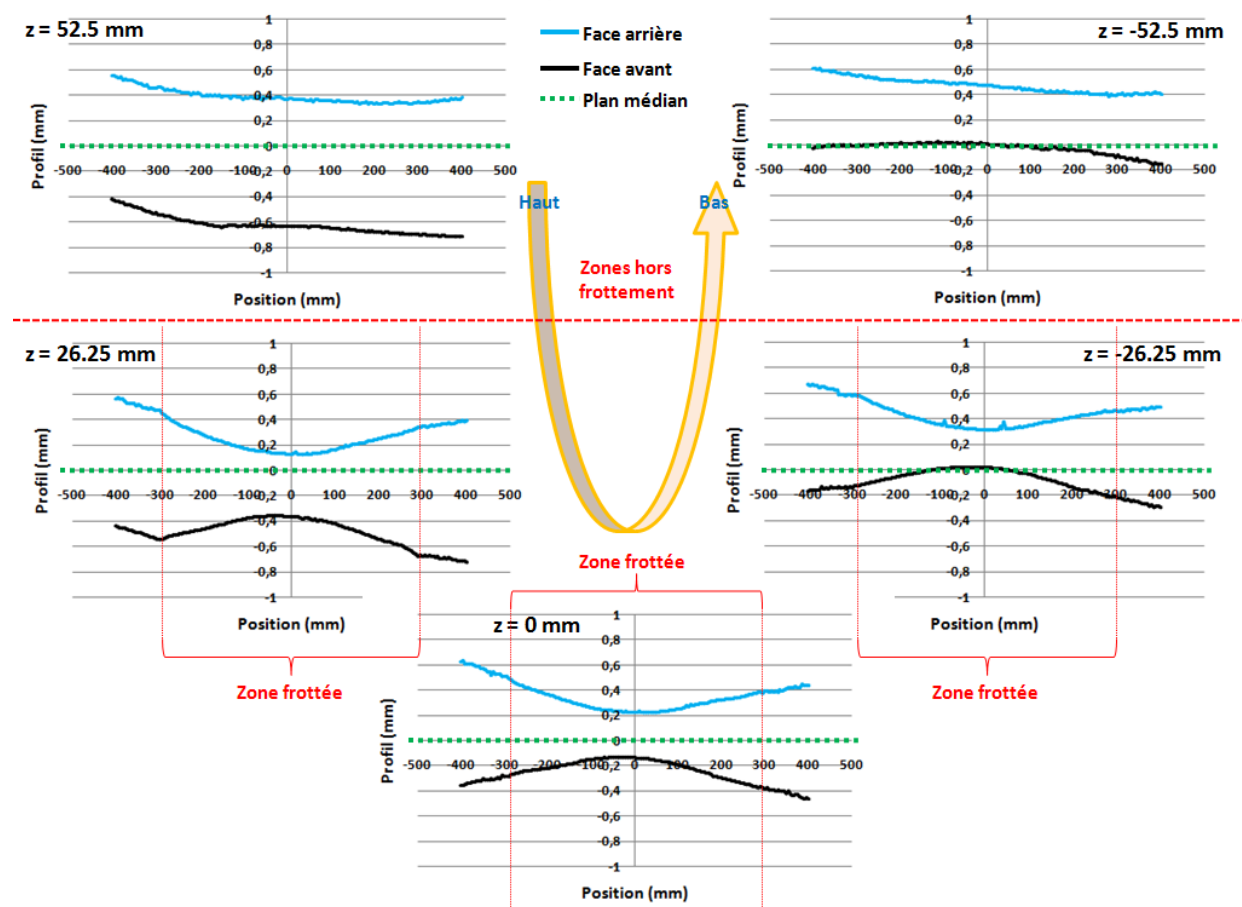


Fig. III-11 : Mesures des profils longitudinaux des faces de la barre de freinage, 5 hauteurs de mesure, sur MMT (cas de barre « usée »).

Des mesures supplémentaires sur la MMT ont été effectuées suivant des profils verticaux : pour chaque face sept lignes verticales sont balayées entre -52.5 et 52.5 mm par rapport au milieu de la barre. Chaque ligne de mesure comporte 56 points de mesure. Le schéma suivant (Fig. III-12) présente la disposition de ces lignes de mesure sur la surface de la barre. Les courbes de la Fig. III-13 présentent ces mesures.

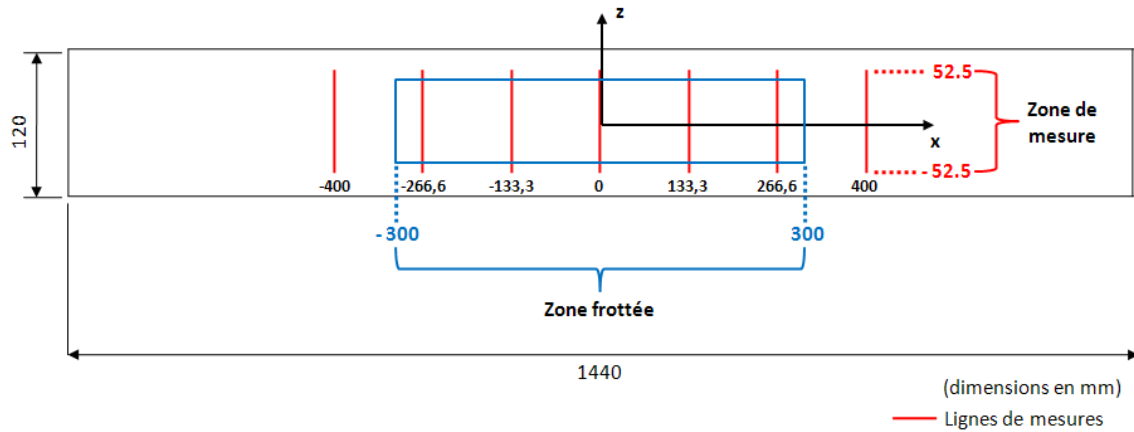


Fig. III-12 : Position des lignes de mesures verticales sur la barre de freinage.

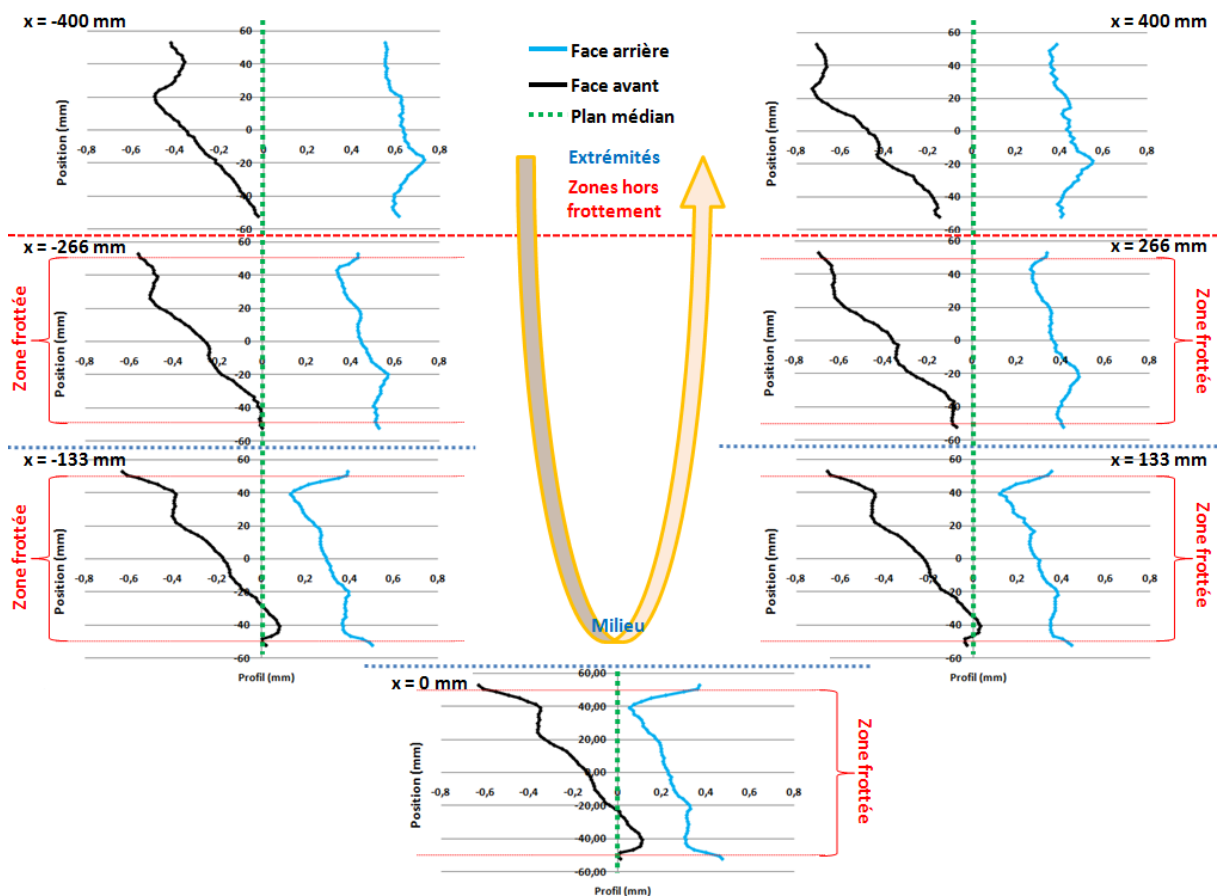


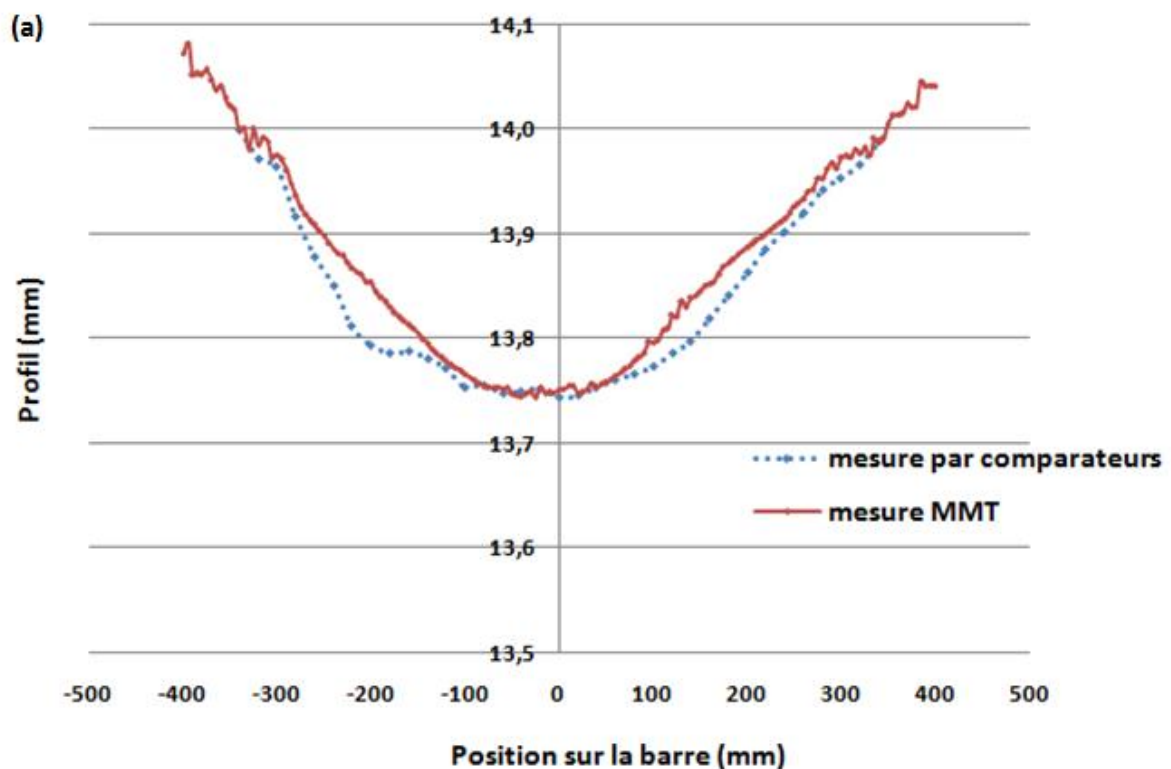
Fig. III-13 : Mesures des profils verticaux des faces de la barre de freinage, 7 mesures, sur MMT.

Comme pour les mesures longitudinales, ces courbes ont été décalées de +13.5 et -13.5 mm. De manière globale, il est à noter que les surfaces de la barre de freinage sont légèrement inclinées. Plus le profil est proche du milieu de la barre de freinage et plus les deux faces sont proches, ce qui correspond bien à une épaisseur plus faible et donc à l'usure en creux dans la direction longitudinale. De plus, les profils des deux faces se rapprochent lorsque la hauteur diminue, ce qui confirme la diminution de l'épaisseur de la barre de freinage, tendance

observée précédemment sur les courbes de mesure dans la direction longitudinales. On observe enfin la présence de deux bosses sur chaque profil. Hormis le défaut dû à l'usure, les autres caractéristiques de ces profils sont probablement dues à l'usinage : la barre à été posée à plat sur chacune des faces tour à tour sur la fraiseuse et l'usinage a été effectué en fraisage de profil. La surface de la barre est donc l'image du profil de la fraise utilisée pour réaliser cet usinage.

iii. Comparaison des deux méthodes de mesure

Les graphiques de la figure III-14 permettent de comparer les deux méthodes de mesure des profils de barre. Les mesures au comparateur ont été effectuées à la fin des essais sur le banc puis la barre de freinage a été démontée et mesurée sur MMT. Aucun freinage n'a donc été effectué entre les deux mesures qui sont ainsi comparables car au même stade d'usure. Il est à préciser que la comparaison est faite pour les mesures suivant la direction longitudinale à la hauteur $z = 0$. Les courbes des deux méthodes de mesures sont très proches. Ces résultats montrent une bonne similitude entre mesures au comparateur et MMT. Cela permet de valider la méthode de mesure au comparateur, qui même si elle ne prend en compte qu'un seul point de recouvrement pour reconstruire la courbe complète, donne de bons résultats.



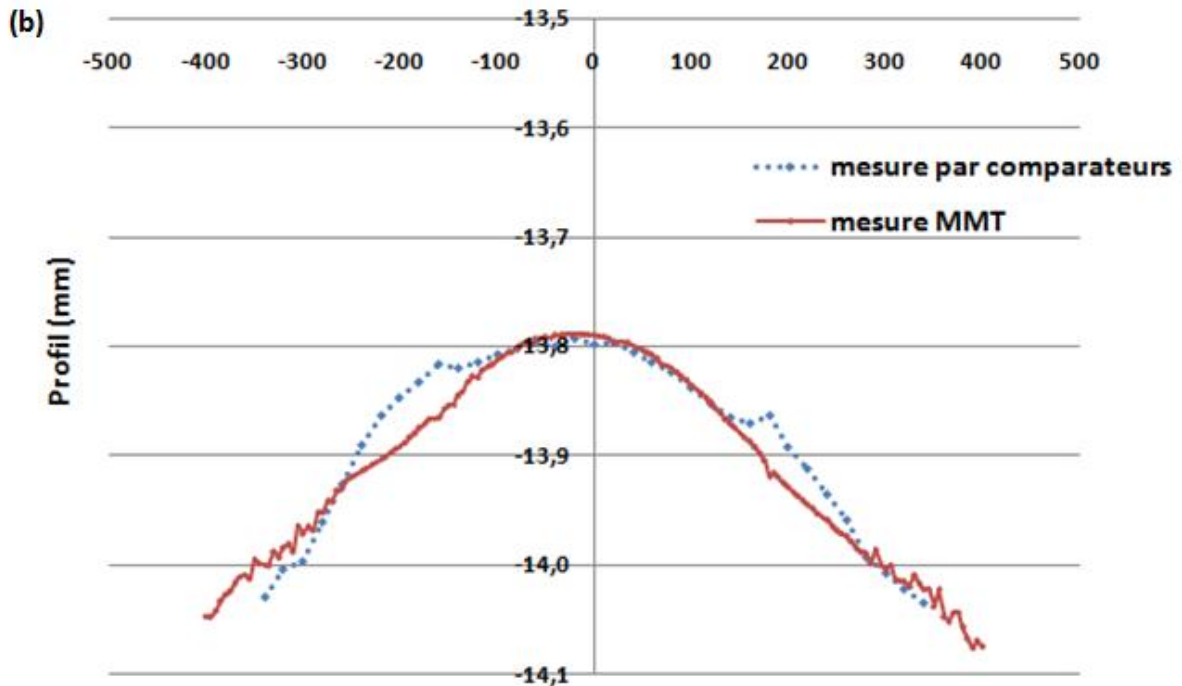


Fig. III-14 : Comparaison des deux méthodes de mesures de profil longitudinal à $z = 0$ de la barre de freinage (par comparateur et MMT), face arrière (a) et face avant (b).

c. Protocole expérimental

L'objectif des essais est de caractériser les performances acoustiques de différents matériaux à différentes distances de frottement. Les essais se sont déroulés en plusieurs phases (Fig. III-15) : une première phase de rodage, une phase intermédiaire qui consiste à parcourir de la distance et enfin une troisième phase de mesures acoustiques au cours d'un programme d'essai dédié. Les deux dernières phases peuvent être répétées pour effectuer des essais à différentes distances. Ces différentes phases vont être décrites dans ce paragraphe.

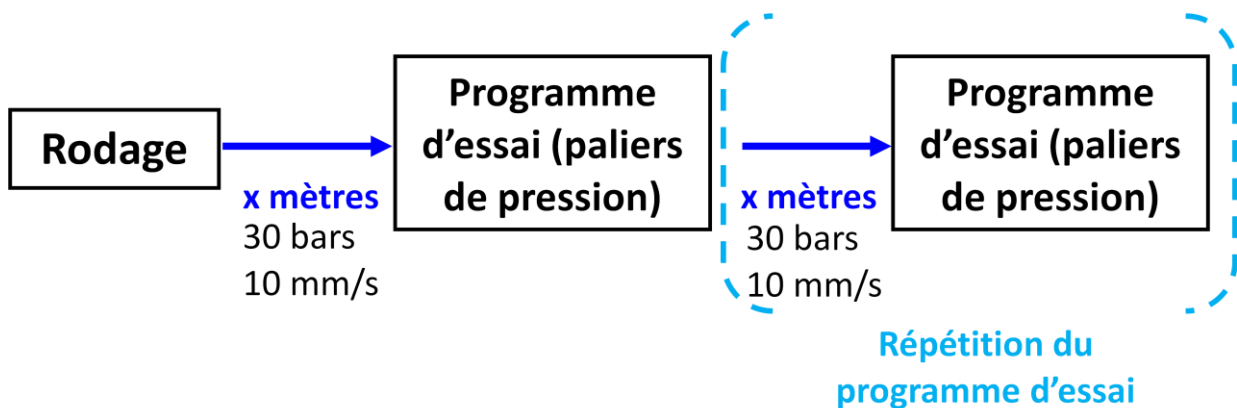


Fig. III-15 : Phases du protocole expérimental pour les essais acoustiques sur banc.

i. Rodage

La phase de rodage consiste à mettre en conformité les surfaces de frottement des garnitures et du disque. Le critère de rodage adopté pour les essais sur le banc 50 tonnes est la stabilisation du coefficient de frottement. En effet, lorsque les garnitures sont neuves, le coefficient de frottement reste faible avant d'avoir effectué une certaine distance de freinage (de l'ordre de 100 m en général). C'est pour cela qu'une première phase de rodage est nécessaire. Les paramètres du banc utilisés pendant la phase de rodage sont 30 bars de pression hydraulique dans le frein, une vitesse de translation de 10 mm/s et un critère en température qui permet d'arrêter l'essai à une température de barre de 80°C et de le reprendre lorsque la température est retombée à 60°C, ces paramètres correspondent à ceux de la phase dite de « yawing ». Pour rappel la température est mesurée à l'aide de deux thermocouples placés dans la barre de frottement.

Le protocole pour les mesures de coefficient de frottement est le suivant :

Une mesure de coefficient de frottement est effectuée pour plusieurs distances : en général lorsque les garnitures sont neuves (soit 0 m) puis tous les 50 m. A chaque distance pour laquelle il a été choisi de caractériser le coefficient de frottement, quatre mesures sont effectuées pour des pressions hydrauliques étier variant de 10 à 110 bars par palier de 20 bars. Pour chaque palier de pression, le coefficient mesuré est un coefficient « statique » qui correspond à l'instant où la barre de freinage commence à translater, c'est-à-dire quand le glissement apparaît. La Fig. III-16 présente les efforts normal et tangential mesurés au cours d'un essai à 30 bars ainsi que le coefficient de frottement des garnitures, donné par le rapport de l'effort tangential sur l'effort normal (Coulomb).

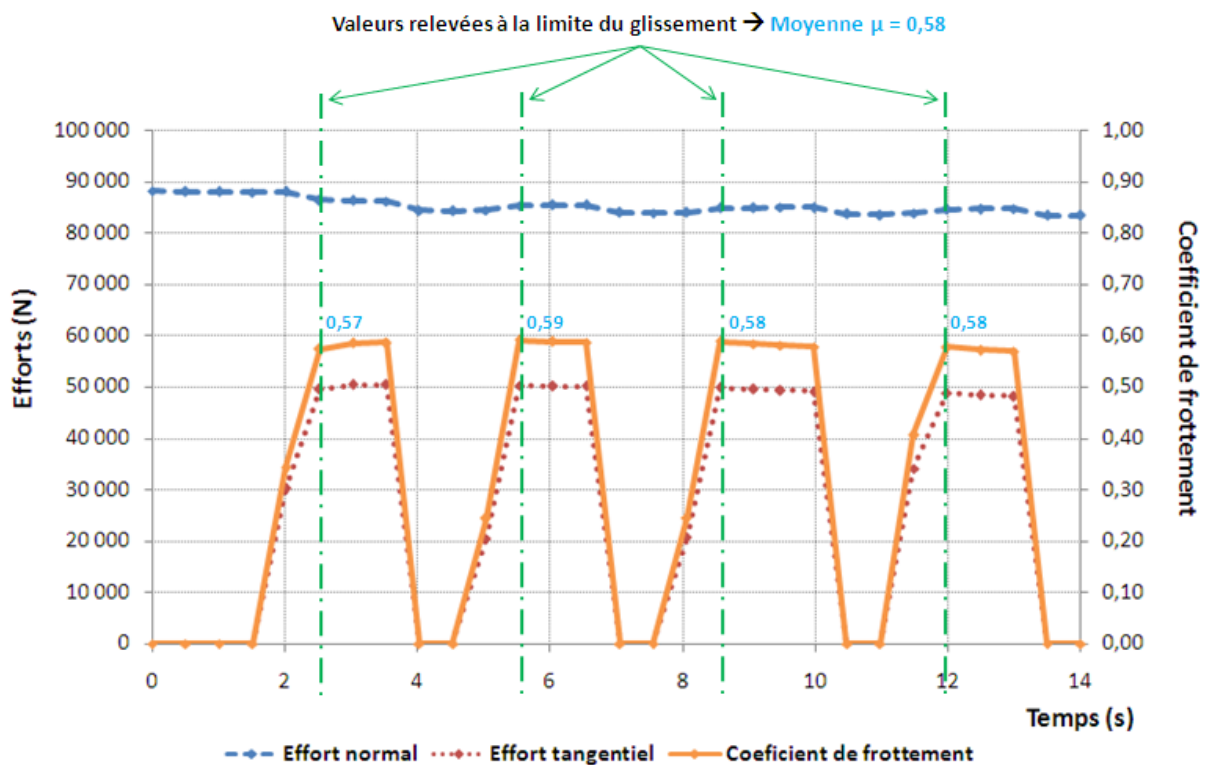


Fig. III-16 : Efforts normal et tangential mesurés et coefficient de frottement calculé pour le matériau N1 après 100 m de rodage et au palier de pression 30 bars.

L'effort tangentiel est l'effort de retenue qui est mesuré sur le banc à l'aide des deux capteurs d'efforts placés aux extrémités de la barre de freinage. L'effort normal est calculé à partir de la pression hydraulique mesurée dans le frein. Sur la courbe présentée dans la figure III-16, quatre glissements successifs de la barre apparaissent, les valeurs prises pour effectuer les calculs sont les valeurs à la limite du glissement de la barre. Une fois les quatre coefficients de frottement calculés à partir de ces valeurs, une moyenne est effectuée (Fig. III-17). Ainsi pour chaque mesure, on obtient un coefficient de frottement pour une pression étrier et à une distance de rodage donnée.

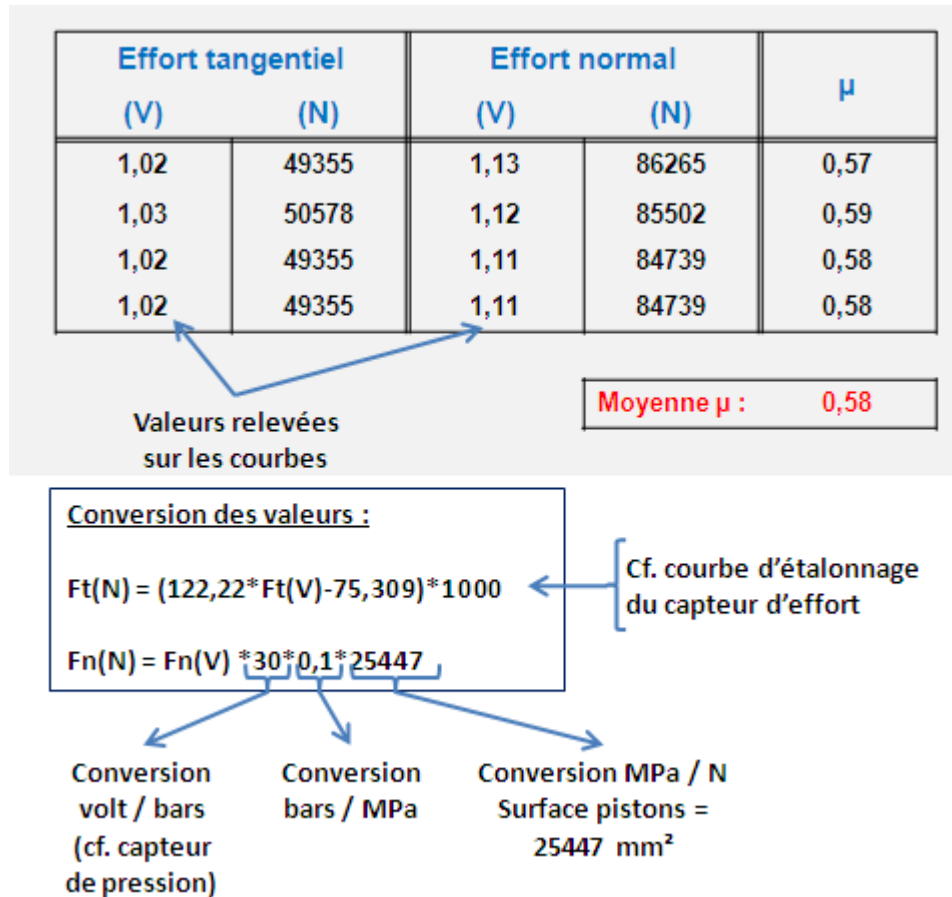


Fig. III-17 : Conversion des valeurs mesurées par les capteurs d'efforts et de pression hydraulique pour le calcul des coefficients de frottements.

Le graphique suivant (Fig. III-18) présente un exemple du suivi de coefficient de frottement au cours du rodage. On peut observer que ce coefficient est élevé une fois la garniture rodée, il est voisin de 0,6 et qu'il est atteint dès 50 m de rodage. Une forte évolution est par ailleurs visible entre 0 et 50 m. De plus le coefficient de frottement reste très stable en fonction de la pression hydraulique pour des pressions étrier supérieures à 30 bars.

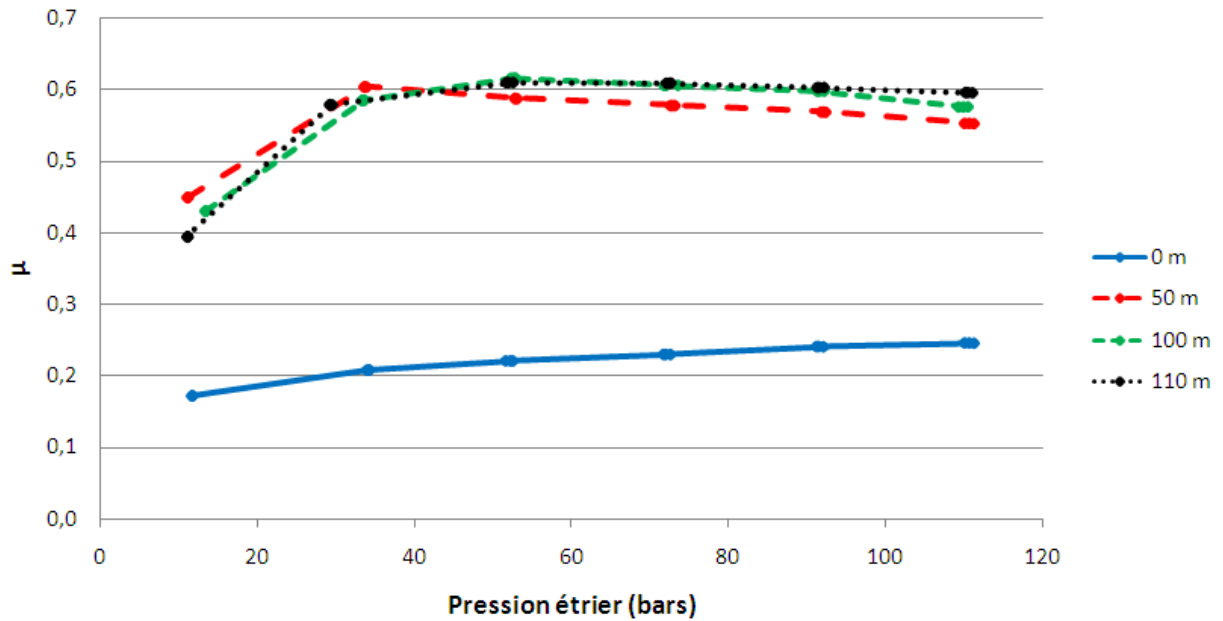


Fig. III-18 : Exemple de suivi du coefficient de frottement au cours du rodage.

ii. Phase d'essais acoustiques

Pour les essais acoustiques, un microphone est utilisé afin de mesurer les émissions acoustiques lors de l'apparition de crissement. La photo suivante (Fig. III-19) montre la position du microphone sur le banc d'essai. La fréquence d'acquisition utilisée pour les mesures au microphone est de 50 kHz.



Fig. III-19 : Position du microphone sur le banc d'essai.

Lors des essais sur le banc 50 tonnes, certains paramètres sont fixes pour tous les essais : la vitesse de translation de la barre, la longueur de déplacement, le nombre de cycles et d'allers-retours par cycle et le critère en température. Le seul paramètre qui varie est la pression hydraulique étrier et donc l'effort de freinage (seul paramètre qu'il est possible de changer sur une éolienne).

Les différents paramètres des essais sont récapitulés ci-dessous :

→ Vitesse de translation : 10 mm/s.

→ Longueur de déplacement : 300 mm, soit la course maximale.

→ Allers retours par cycles : 3,5 soit 1,05 m en distance. Le cycle se décompose comme suit : ½ aller, 1 retour, 1 aller et un retour. A cause de la conception du banc et de son pilotage en déplacement, le cycle décrit précédemment est le cycle minimal : le premier ½ cycle est dû à la prise d'origine (zéro) qui se trouve en position centrale, l'essai démarre donc en milieu de barre. De plus le banc ne peut s'arrêter que sur un retour d'où le deuxième retour. Sans cette conception, le premier retour et le deuxième aller (celui qui est complet) seraient suffisants pour les essais.

→ Critère en température : ce critère reste inchangé par rapport aux phases précédentes, l'essai est arrêté lorsque la température de barre atteint 80°C et il est repris lorsque la température est descendue à 60°C, ceci pour correspondre aux températures maximales atteintes sur éolienne.

→ Pression hydraulique étrier : c'est le paramètre qui varie au cours de l'essai. Elle est changée pour chaque cycle par palier de 10 bars entre 10 et 50 bars, cette plage correspond à celle utilisée classiquement en phase de yawing sur éolienne.

→ Le programme d'essai est donné par le graphique Fig. III-20, il se compose de deux phases successives similaires comprenant 10 cycles. La pression est augmentée à chaque cycle pour les 5 premiers puis diminuée pour les 5 suivants. Ce programme d'essai peut être répété à différentes distances.

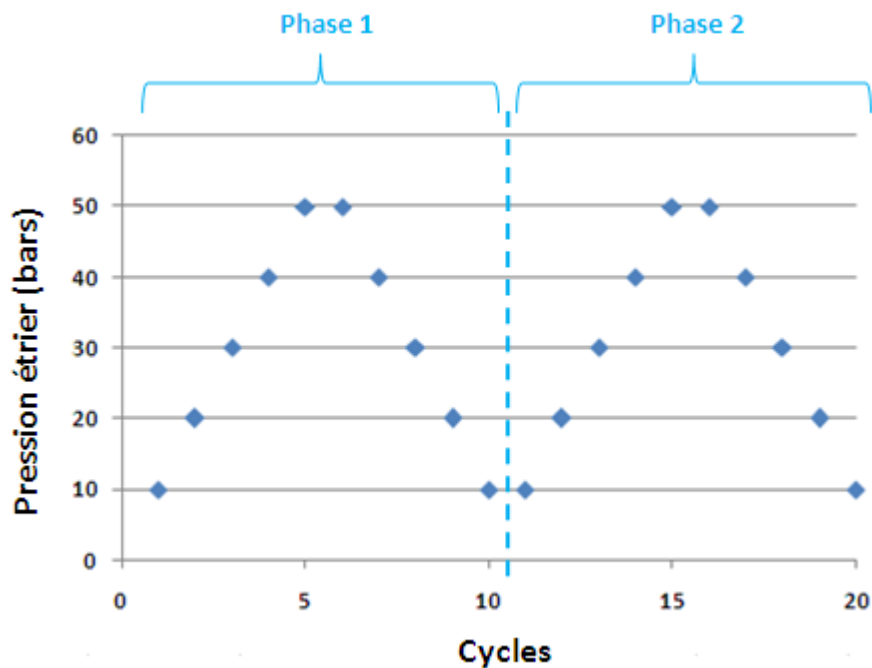


Fig. III-20 : Programme d'essai sur banc 50 tonnes, évolution de la pression étrier au cours des cycles de freinages.

iii. Résultats acoustiques – démarches de post-traitement

Pour rappel, les résultats donnés en exemple sont ceux concernant le matériau de friction N1. L'objectif de cette partie est d'expliquer les démarches mises en place afin de post-traiter les données d'essai, en partant de résultats globaux vers l'identification d'une signature acoustique propre à chaque matériau de friction. Les signaux temporels (dont un exemple est donné figure III-21) permettent de déterminer si le freinage a été bruyant ou non. Dans l'exemple donné en figure III-21, les quatre freinages sont bruyants. Le critère pour déterminer le caractère bruyant des freinages est visuel : les niveaux de pression acoustique au cours freinage sont bien supérieurs aux niveaux de pression acoustique entre les freinages, il s'agit de « temps morts » sans mouvement de la barre pendant lesquels la pression dans les vérins est inversée pour changer la direction de poussée et enchaîner le freinage suivant. Les signaux temporels sont ainsi exploités pour obtenir deux informations qui sont le pourcentage de freinages bruyants et le temps de crissement lors de ces freinages bruyants. Ces informations peuvent par ailleurs être moyennées sur le programme d'essai entier ou pour chaque valeur de pression étrier, ce qui permet d'observer l'influence de cette dernière. Ces indicateurs même s'ils permettent de faire des comparaisons restent cependant très globaux et le nombre de freinages (16) sur lequel les moyennes sont effectuées reste faible pour réellement parler de résultats statistiquement représentatifs.

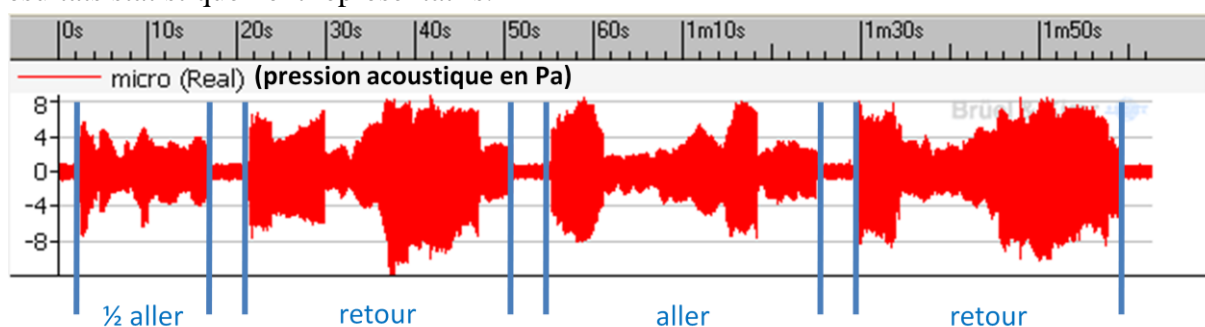


Fig. III-21 : Signal temporel brut du microphone (Pa), un cycle complet à 30 bars pression étrier, matériau de friction N1.

Les signaux du microphone enregistrés au cours des essais sont traités à l'aide du logiciel fourni avec le système PULSE de Brüel & Kjaer, un traitement FFT (Fast Fourier Transform) est utilisé. Dans le domaine fréquentiel, deux types de post-traitement sont utilisés :

- Le spectre de tout ou d'une partie du signal : il s'agit d'une représentation moyenne du spectre acoustique. A partir de ce spectre, il est possible d'obtenir un niveau acoustique moyen sur la durée pendant laquelle l'analyse est effectuée ainsi que les fréquences émergentes.
- Le diagramme temps-fréquence : il s'agit d'empiler les spectres fréquentiels les uns sur les autres pour en observer l'évolution au cours du temps.

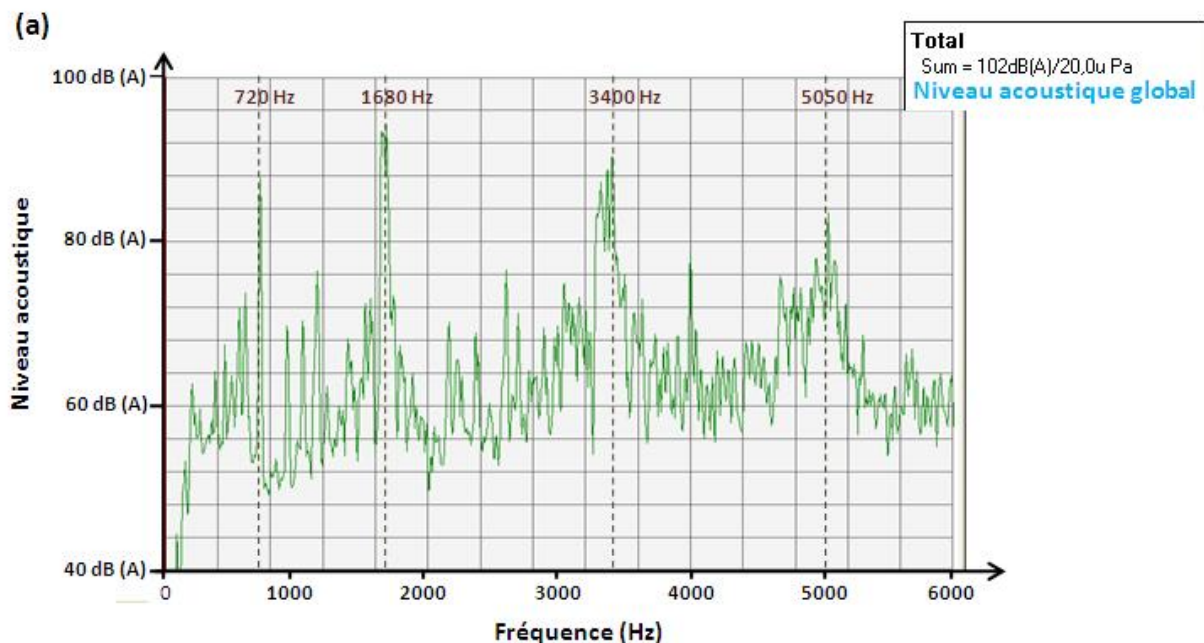
Le spectre du premier aller (entre 54 s et 1 min 25 s) du signal temporel de la figure III-21 et le diagramme temps-fréquences correspondant sont représentés dans la figure III-22. Les niveaux acoustiques sont exprimés en dB (A). Les analyses fréquentielles sont effectuées sur une plage de fréquence de 12,8 kHz, soit une plage utile de 6 kHz (théorème de Shannon), les spectres sont générés toutes les 125 ms (qu'ils soient moyennés ou empilés) et chaque spectre est discrétisé avec un pas de 8 Hz.

Le niveau acoustique moyen du spectre est ici de 102 dB (A), il est important de préciser que le niveau moyen du bruit de fond lors des essais est de 76 dB (A), ce freinage peut donc être qualifié de très bruyant. Il est possible de relever plusieurs raies émergentes à 720, 1680, 3400 et 5050 Hz. La première raie est essentiellement présente durant les premières secondes du freinage au moment de l'engagement du freinage. Les raies suivantes correspondent à un schéma du type fréquence fondamentale + harmoniques ($\Delta f = 1700\text{Hz}$). Ce type de comportement avait pu être observé lors des essais sur éolienne. Ces informations se retrouvent dans le diagramme temps-fréquence correspondant mais il est également possible de suivre l'évolution du comportement acoustique au cours du freinage.

Le diagramme temps-fréquence présente le suivi d'un freinage au cours d'un retour (le premier de l'essai décrit en Fig. III-21). Au cours de ce freinage, plusieurs « comportements » sont remarquables :

- Durant la quasi totalité du freinage, des raies à 1700, 3400 et 5100 Hz sont présentes.
- La raie à 3400 Hz est présente seule entre 10 et 16 s et à la fin du freinage (à partir de 28 s).
- Le comportement est parfois très net avec les seules raies décrites dans les deux points précédents et souvent plus complexe : les raies principales sont « encadrées » de raies multiples.

Ces schémas fréquentiel complexes correspondent à différents phénomènes successifs. Le lien peut être effectué avec le profil de barre qui évolue dans la direction longitudinale. Sur le signal temporel, de fortes variations d'amplitude pouvant être corrélées avec ces changements de fréquences sont constatées. Sur ce même signal, le niveau de bruit est supérieur dans les phases durant lesquelles de multiples raies sont observées.



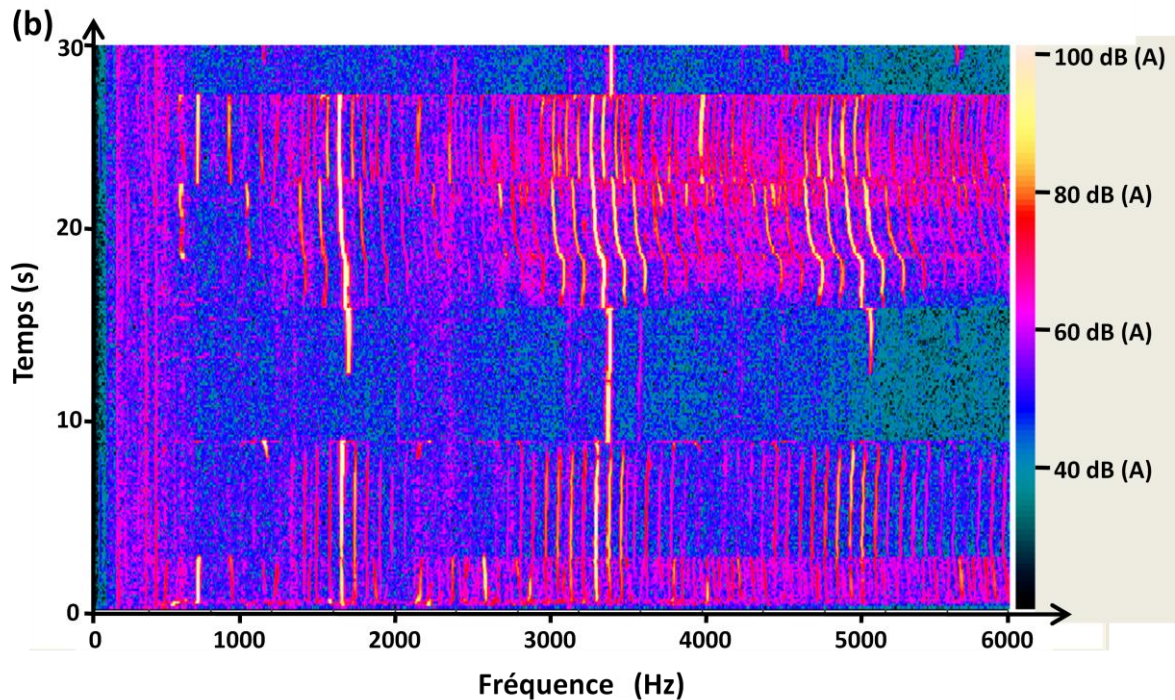
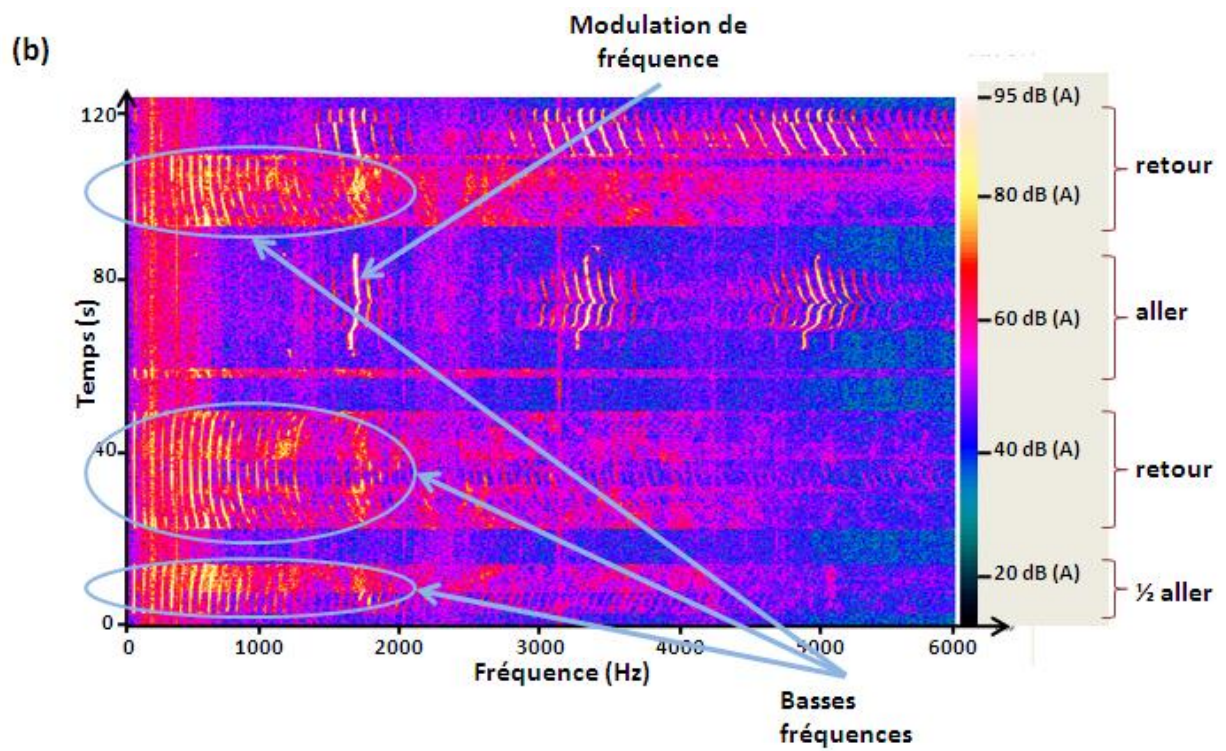
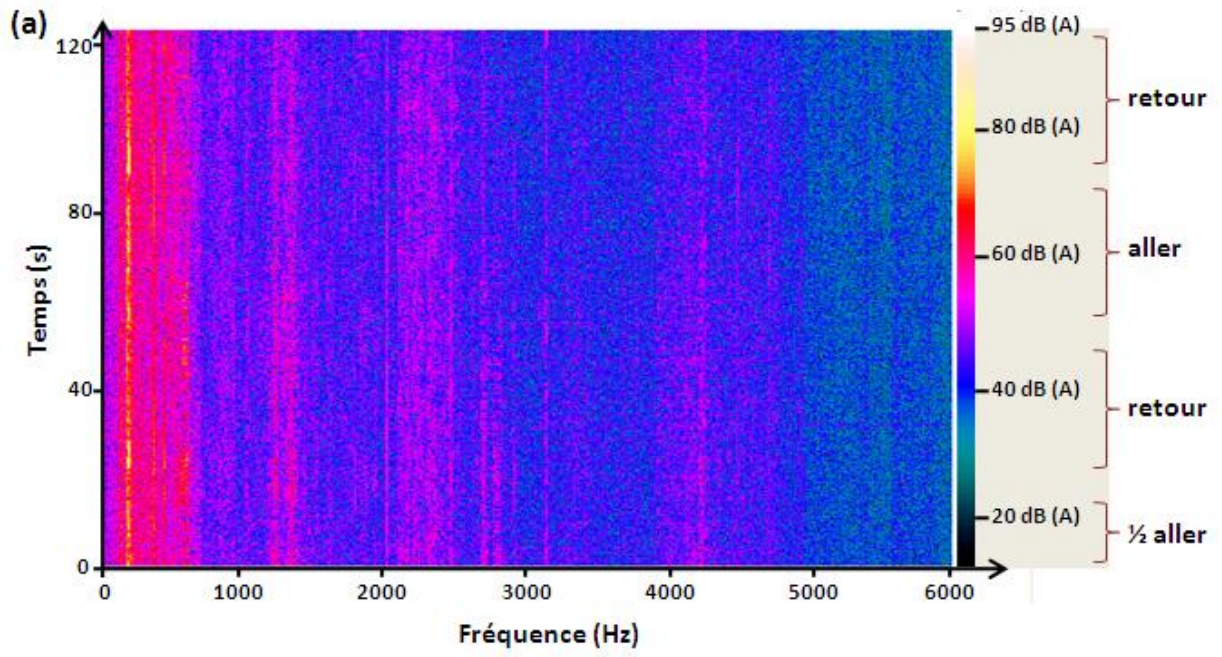


Fig. III-22 : Exemple de spectre moyenné (a) et de diagramme temps-fréquence (b) d'un freinage - matériau N1, retour 1 du relevé temporel fig. II-21, pression étrier de 30 bars.

Les spectres moyennés ont été générés et analysés pour tous les freinages du programme d'essai. Grâce aux signaux temporels et aux spectres moyennés, il est possible de déterminer si le freinage a été bruyant ou non. Il est également possible de déterminer la durée du bruit par rapport à la durée totale du freinage ainsi que le niveau acoustique global pour chaque freinage.

L'observation des diagrammes temps-fréquences permet de suivre plus précisément le comportement acoustique des garnitures au cours du programme d'essai par palier de pression :

- Pour une pression étrier de 10 bars (Fig. III-23 (a)), peu d'occurrences de crissement ont été enregistrées. Sur le diagramme donné en exemple, aucune occurrence de crissement n'émerge au cours du temps, ce diagramme représente indirectement le bruit de fond au cours des essais.
- Pour des pressions étrier de 40 et 50 bars (Fig. III-23 (b)), un bruit basse fréquence apparaît. Il est caractérisé par une première fréquence à 70 Hz et un spectre de raies multiples elles-mêmes espacées de 70 Hz. Il peut s'agir d'un bruit dû à l'engagement des garnitures lors du freinage correspondant à des vibrations de types forcées. L'étude ne porte pas sur ce type de bruit. Sur le graphique donné en exemple, des modulations de fréquence apparaissent sur la raie principale et sur les harmoniques.
- Les occurrences de bruit peuvent être générées sur certaines zones de la barre de freinage (milieu de freinage) et dans une seule direction de freinage (Fig. III-23 (c)). Ce phénomène a pu être observé pour des pressions étrier de 30, 40 et 50 bars.



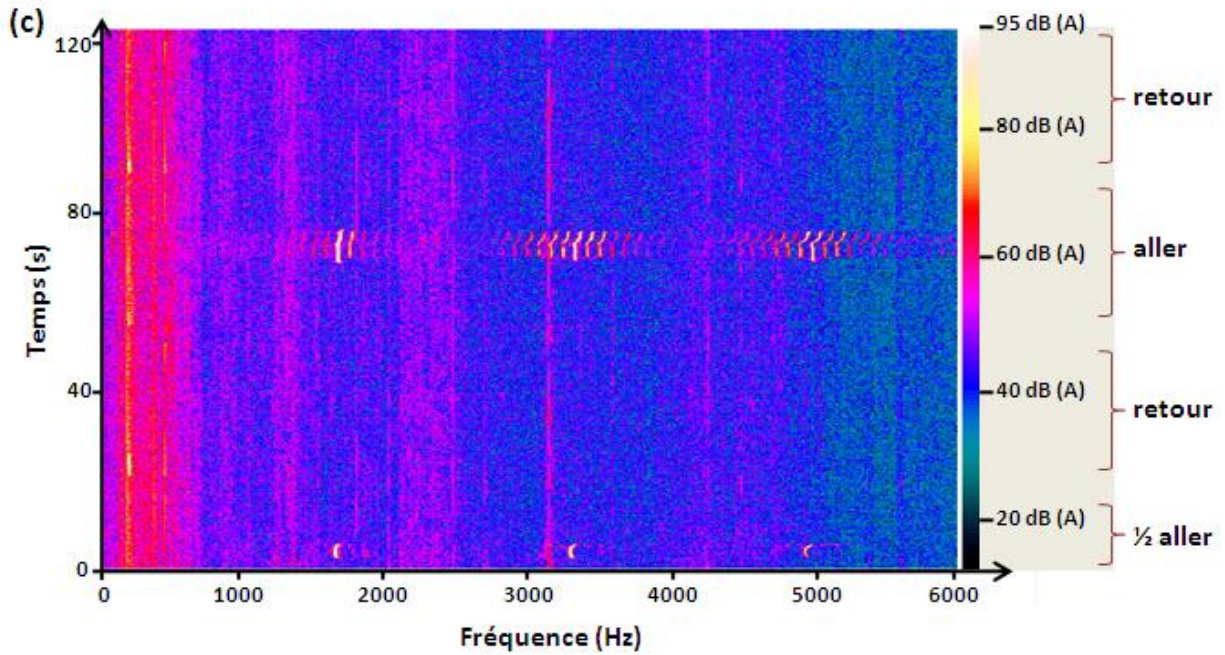


Fig. III-23 : Diagramme temps-fréquences de cycles complets illustrant différents comportements: absence de bruit (a), bruit basses fréquences (b) et dans un seul sens (c), lors des essais avec le matériau N1.

Cette représentation présente l'avantage de pouvoir suivre le comportement acoustique en particulier les fréquences mises en jeu et leur évolution au cours du freinage contrairement aux résultats globaux. L'étude de ces diagrammes présente néanmoins plusieurs inconvénients :

- Le volume de données générées est très compliqué à utiliser : pour chaque coup de frein, un diagramme temps-fréquences est obtenu. Par conséquent il est très difficile de rendre compte de ces résultats de façon exhaustive.
- L'analyse d'un diagramme est elle-même très complexe avec de nombreuses fréquences harmoniques activées autour des fréquences principales, des modulations de fréquences, de nombreux sauts en fréquences ou encore la présence de basses fréquences.

Pour ces différentes raisons, une méthode d'analyse a été mise en place : elle permet de globaliser les résultats provenant des diagrammes temps-fréquences. Cette méthode d'analyse a été mise en place afin de rendre compte du comportement fréquentiel des différents matériaux de friction, l'objectif n'étant pas de suivre les fréquences au cours des freinages mais de mettre en évidence leur apparition et de pouvoir représenter ces résultats de façon exhaustive afin de comparer les matériaux de friction sur l'ensemble des freinages : pour chaque freinage, le spectre moyenné sur la durée totale du freinage a été généré afin d'en relever les pics en fréquences émergents (Fig. III-24). L'analyse est effectuée entre 0 et 6000 Hz et seuls les pics émergents au dessus de 70 dB(A) sont pris en compte. Les résultats obtenus pour l'ensemble des freinages sont ensuite reportés dans un graphique niveau acoustique en fonction de la fréquence permettant ainsi d'avoir une vision complète du programme d'essai.

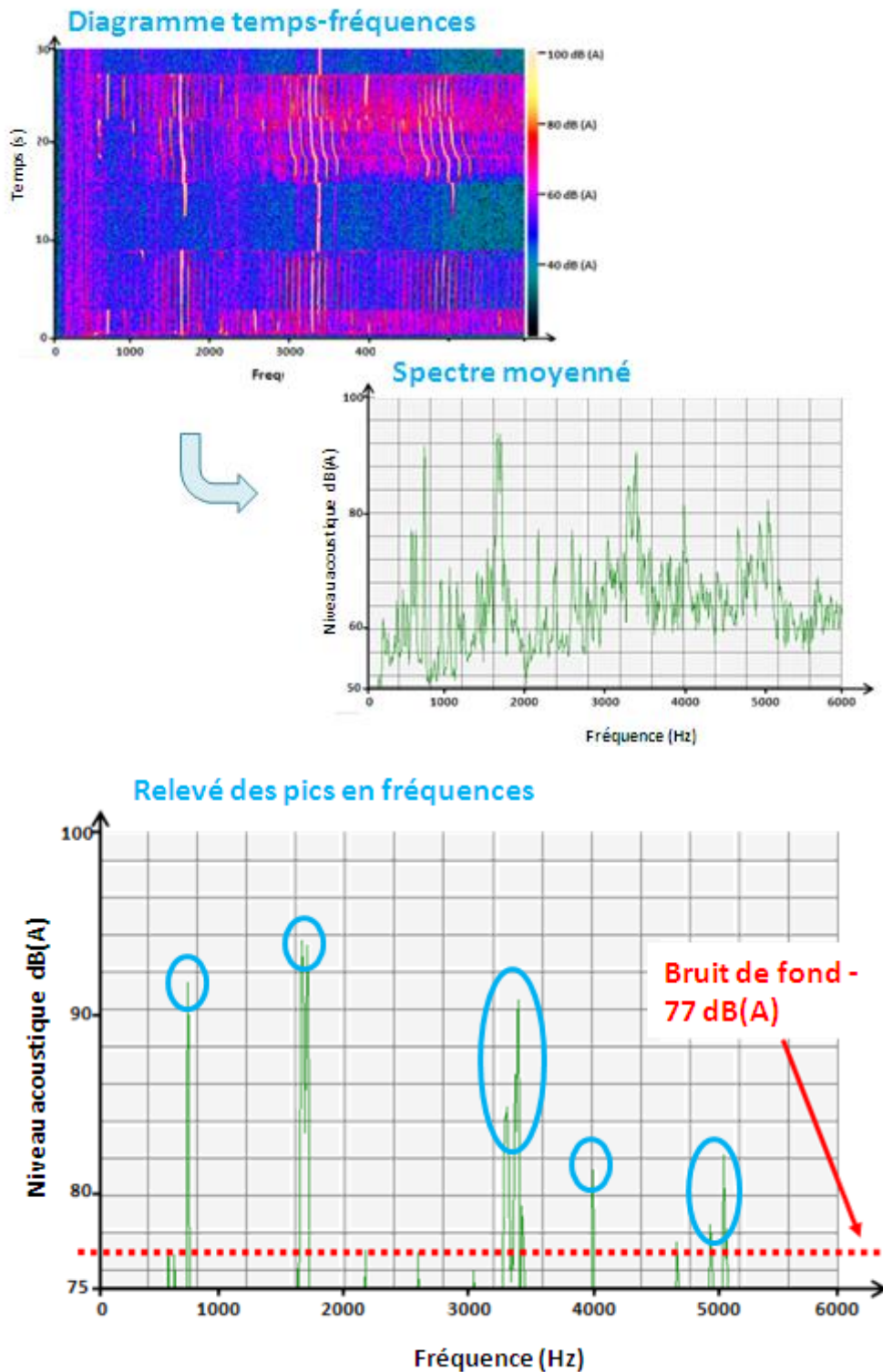


Fig. III-24 : Méthode d'analyse des spectres moyennés pour relever les fréquences émergentes au cours d'un freinage.

Les fréquences émergentes ont ainsi été relevées pour tous les freinages constituant le programme d'essai étudié. Ces relevés (niveau acoustique en fonction de la fréquence) sont ensuite représentés dans des graphiques. Un exemple de résultat brut est présenté (Fig. III-25), dans cet exemple tous les pics sont pris en compte pour des niveaux acoustiques supérieurs à 77

dB(A) (seuil du bruit de fond). Une mesure acoustique à été effectuée en condition d'essai sans frottement afin de déterminer ce bruit de fond. De plus, les résultats concernant le bruit de type basses fréquences et leurs harmoniques ont été ôtés. Les résultats à analyser sont donc représentés pour des fréquences comprises entre 0 et 6000 Hz et pour des niveaux acoustiques supérieurs à 77 dB(A). Ce graphique permet ainsi de rendre compte de l'ensemble des freinages du programme d'essai complet pour chaque matériau de friction et de pouvoir ainsi les comparer. Un résultat remarquable est la présence du schéma fréquentiel 1700-3400-5100 Hz (en pointillés sur la Fig. III-25) correspondant au comportement apparaissant en « milieu » de barre.

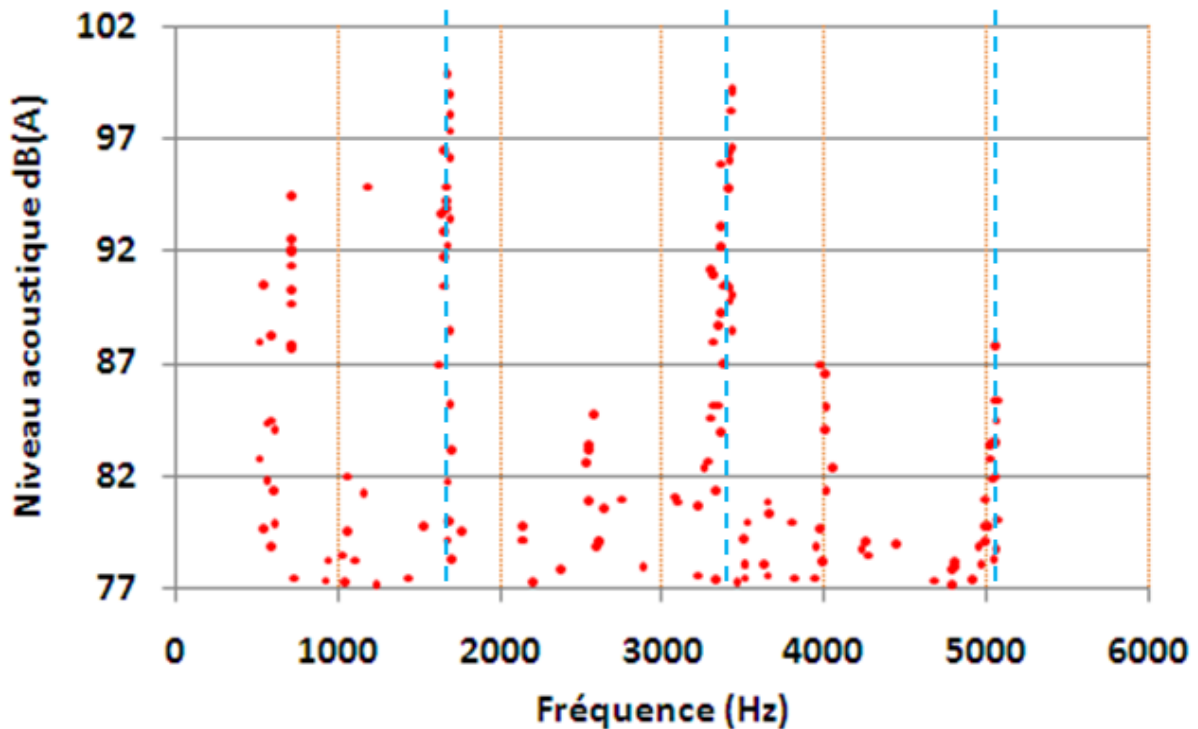


Fig. III-25 : Relevé des fréquences émergentes sur l'ensemble des freinages du programme d'essai effectué avec le matériau N1 – hors « basses fréquences » et au-delà d'un seuil de bruit de fond à 77 dB.

Le banc industriel '50 tonnes' permet la caractérisation des garnitures de frein en termes de frottement et de comportement acoustique :

- L'instrumentation du banc permet la mesure des efforts normaux et tangentiels et ainsi d'obtenir les coefficients de frottement statique des garnitures.
- Un protocole d'essai dédié à l'étude acoustique a été mis en place avec plusieurs méthodes d'analyse des signaux acoustiques.
- Les paramètres d'essai ont été choisis en se basant sur les données recueillies lors des campagnes d'essai sur éolienne : vitesse de glissement, plage de pression, seuils de température et durée des essais permettant l'établissement de conditions nécessaires à l'apparition du bruit (accommodation de surfaces, stabilisation du coefficient de frottement).

Les mesures au microphone permettent d'obtenir plusieurs types de résultats en fonction de la méthode d'analyse utilisée :

- L'observation des signaux bruts temporels et des spectres fréquentiels moyennés sur tout ou partie d'un cycle/freinage permet d'obtenir des résultats moyennés sur le programme d'essai complet voire par palier de pression.
- Le comportement global en termes de fréquences mises en jeu est obtenu en relevant les pics en fréquence émergents sur les spectres moyennés de chaque freinage.
- Les mesures permettent également de construire les diagrammes temps-fréquences de chaque freinage permettant de suivre de manière détaillée le comportement fréquentiel au cours de chaque freinage.

Quelques exemples de résultats ont été présentés faisant apparaître certains paramètres influents :

- Les résultats montrent de façon générale que la tendance au bruit augmente avec la pression étrier (occurrences et niveaux). Le même type d'évolution se retrouve au niveau des coefficients de frottement 'statique' (obtenus lors du rodage) : le coefficient augmente avec la pression étrier pour se stabiliser à partir de 30 bars.
- Différentes fréquences sont mises en évidence, elles sont souvent accompagnées d'harmoniques. Ces fréquences n'apparaissent pas forcément en même temps mais peuvent varier d'un freinage à l'autre voire au cours d'un même freinage.
- Les basses fréquences sont distinguées par rapport aux plus élevées et sont retirées pour les analyses.
- Le profil de barre (dont la méthode de caractérisation a également été présentée dans cette partie) semble également influencer sur le comportement acoustique des garnitures : les occurrences de bruit peuvent parfois n'être générées que sur une zone bien précise de la barre. L'analogie peut être faite avec certaines observations effectuées dans le domaine automobile : le voile du disque de frein a tendance à favoriser les occurrences de crissement. De par la cinématique de translation alternative du banc, la génération de bruit sur certaines zones de la barre de freinage est accélérée et favorisée.
- Dans cette partie, un seul matériau a été pris en compte pour illustrer les différentes méthodes de mesure et de post-traitement des signaux. Néanmoins le paramètre matériau a été étudié au cours de la thèse. Ainsi, les paramètres matériau de friction et géométrie du système verront chacun une partie dédiée à leur étude par la suite.

L'influence de la pression se retrouvera dans la partie dédiée au matériau de friction sans qu'une partie spécifique ne lui soit consacrée. Les résultats seront alors présentés de façon plus détaillée dans les parties suivantes par rapport aux exemples déjà donnés précédemment.

Ces résultats montrent que la transposition entre le banc d'essai et l'éolienne n'est pas aisée :

- Il faudrait vérifier l'influence du profil du disque sur éolienne, le profil de la barre semble en effet être un paramètre du premier ordre quant à son influence sur le crissement.
- Le banc d'essais permet d'obtenir la génération de bruits au freinage. Différents types de bruit sont générés : du crissement et du bruit basse fréquences de type vibrations forcées à priori. Le comportement en crissement sur le banc est assez analogue au comportement sur éolienne. Les valeurs des fréquences ne sont pas les mêmes mais les schémas fréquentiels harmoniques apparaissent dans les deux configurations. La différence en fréquence peut sans doute être imputée aux différences de structures entre le banc et l'éolienne, la structure du banc est moins rigide et les masses mises en jeu sont moindres.

Au final, le banc d'essai permet d'obtenir la génération de bruit de manière assez répétitive (ce qui sera confirmé par les résultats présentés plus loin dans la partie C). De même que sur éolienne, la génération de bruit n'est pas immédiate (effet d'histoire). De par la structure du banc d'essai les spectres en fréquence sont très larges avec des situations vibratoires assez variables. Seul le crissement fait l'objet de cette étude, l'hypothèse retenue étant que les phénomènes mis en évidence sur le banc sont analogues à ceux identifiés sur éolienne mais à des fréquences plus élevées.

IV- Approche numérique

En parallèle de la démarche expérimentale précédemment décrite, un modèle numérique basé sur les éléments finis a été développé. Le logiciel utilisé est Ansys®. L'objectif de l'approche numérique est d'apporter des éléments de compréhension aux phénomènes mis en jeu dans les mécanismes vibratoires du banc conduisant au crissement. Une fois qu'un modèle recalé avec l'approche expérimentale sera en place, il sera possible d'en faire varier les paramètres et d'en voir les effets afin de mettre en avant ceux qui influencent l'apparition du crissement. La modélisation numérique sera alors un outil permettant d'étudier la sensibilité des paramètres influents.

Pour rappel, la méthode de calcul utilisée dans cette étude est l'analyse modale complexe. Le calcul s'effectue en deux étapes : la première étape est un calcul quasi statique qui permet d'obtenir les répartitions de pressions au niveau des zones de contact. La seconde étape du calcul est l'analyse modale complexe qui prend en compte les répartitions de pression au contact obtenues lors du calcul quasi-statique. Cette étape permet d'obtenir les modes du système, pour chaque mode sont associées une fréquence et une déformée du système. Les modes obtenus se présentent sous forme complexe $\alpha + j\omega$ où ω est la fréquence associée au mode et α son taux d'instabilité.

Cette partie est consacrée à la mise en place du modèle numérique avec les différents recalages avec l'expérimental mis en œuvre. Des résultats types sont par la suite donnés en exemple. L'exploitation du modèle sera faite dans la partie C.

a. Création du modèle numérique

Plusieurs étapes sont nécessaires pour construire le modèle numérique :

- Le choix des géométries et les éléments du système réel à prendre en compte.
- Le choix des maillages sur les différentes pièces du système modélisées.
- La mise en place des conditions aux limites du système
- La mise en place des différents contacts entre les différentes pièces du système.

L'objectif est d'obtenir un modèle le plus fidèle aux analyses expérimentales tout en créant un modèle le plus simple possible en terme de pièces modélisées et de nombre d'éléments (maillages) afin d'alléger les temps et les coûts de calcul. Pour un recalage qui se voudrait exhaustif, il faudrait que toutes les pièces ainsi que toutes les liaisons entre celles-ci soient étudiées en conditions statiques et dynamiques afin d'effectuer des comparaisons à la fois en fréquences et en déformées. Un tel travail demande du temps et du matériel dédié. Dans le cadre de cette thèse, le temps et le matériel mis à disposition n'ont pas permis d'obtenir une telle exhaustivité. Néanmoins un gros travail de recalage a été effectué pour les éléments suivants :

- Le recalage de la barre de freinage, en libre-libre, sous conditions de montage sur le banc en statique et sous conditions de crissement donc en dynamique.
- Le recalage de l'ensemble capot + étrier en libre-libre et sous conditions de montage.

Ces diverses analyses ont permis de définir les pièces à modéliser : la barre de freinage, l'étrier de frein (garnitures et pistons compris) et le capot support d'étrier. Ils ont également permis de choisir les maillages et les conditions aux limites à leur appliquer. Une dernière étape a ensuite consisté à mettre en place les zones de contact entre les différentes pièces du système. Ces différentes étapes sont décrites dans cette partie.

i. Barre de freinage

La barre de freinage a été recalée en condition statique et dynamique. Seul le recalage statique est présenté dans cette partie, le recalage dynamique soit en conditions de crissement a été effectué en utilisant les résultats finaux issus de l'analyse modale complexe du modèle complet. Ce recalage sera donc présenté avec ces résultats. En statique, deux configurations ont été prises en compte : libre-libre et sous conditions de montage sur le banc d'essai. Pour chacune des deux configurations, une analyse modale expérimentale et numérique a été effectuée, l'objectif étant de recalibrer au mieux les deux méthodes. Pour l'expérimental, la méthode de mesure consiste à équiper l'élément à caractériser avec des accéléromètres et à l'exciter au marteau de choc. Il est important de préciser que seules les fréquences des modes sont identifiées ici, pas les déformées.

Pour le numérique, un modèle de la barre de freinage est créé et un calcul d'analyse modale est réalisé, ce calcul permet d'obtenir les fréquences et déformées des modes du système. Ce sont ces fréquences qui doivent être recalées avec celles obtenues expérimentalement.

La méthode et les configurations de mesure expérimentale sont tout d'abord exposées puis il en est de même pour le calcul numérique. Enfin les résultats des deux approches sont comparés dans la suite de ce paragraphe.

L'analyse modale de la barre en libre-libre consiste à effectuer les mesures sans conditions aux limites, pour cela la barre est suspendue par une élingue (Fig. IV-2). Deux séries de mesures ont été effectuées : en collant les accéléromètres sur une surface de frottement de la barre de freinage puis sur la tranche de la barre. Cela permet de distinguer les modes hors plan et les modes dans le plan. Cinq accéléromètres et deux positions de collage ont été utilisés pour chaque direction de mesure : afin de s'affranchir du fait que des accéléromètres puissent se trouver sur des nœuds de vibration qui ne vibrent pas. Les coups de marteaux sont donnés en trois endroits. Le schéma de la figure IV-1 présente la position des accéléromètres et des impacts sur la barre de freinage. Sur ce schéma, les accéléromètres sont représentés sur la face de la barre de freinage, ce qui correspond à l'identification des modes hors plan. Pour les modes dans le plan, les accéléromètres sont collés sur la tranche de la barre aux mêmes positions, les impacts au marteau sont également aux mêmes positions sur la tranche.



Fig. IV-1 : Barre suspendue pour l'analyse modale en libre-libre, les accéléromètres sont collés sur la tranche pour les mesures hors plan.

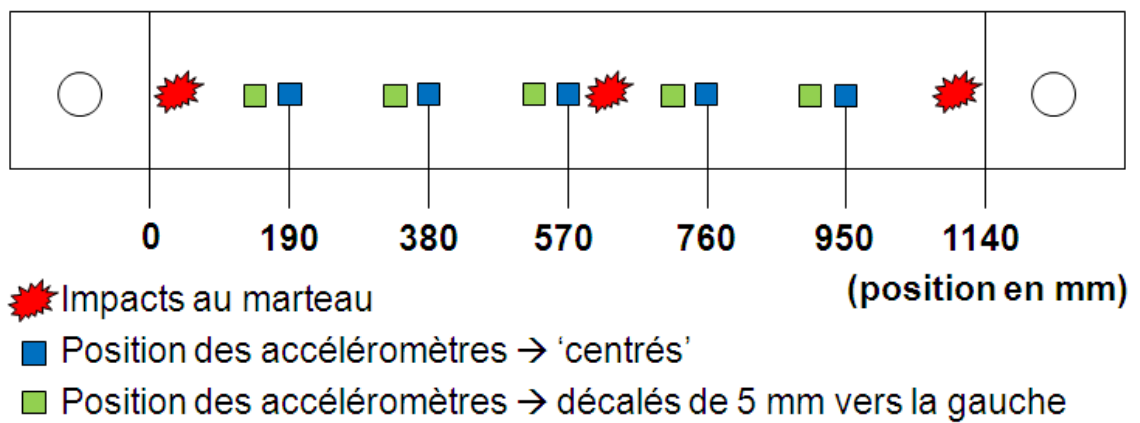


Fig. IV-2 : Impacts du marteau de choc et positions de collage des accéléromètres sur la barre de freinage.

Pour le calcul numérique, un modèle géométrique de la barre a été créé (Fig. IV-3). Le recalage de la barre en libre-libre consiste à faire varier les propriétés des matériaux afin d'obtenir des fréquences numériques les plus proches possibles des fréquences expérimentales. Pour la barre, les propriétés matériau choisies au départ correspondent à celle de l'acier : un module d'Young de 210 GPa, un coefficient de poisson de 0.3 et une masse volumique de 7860 kg/m³. Les calculs avec ces propriétés ont donné des résultats satisfaisants, il n'a donc pas été nécessaire de les faire varier. Par ailleurs, une étude de sensibilité du maillage a été menée avec ces paramètres afin de déterminer la taille optimale du maillage à adopter. En effet le modèle final étant conséquent, il s'agit d'avoir un maillage donnant de bons résultats mais sans être trop fin afin pour diminuer les ressources et les temps de calculs. Pour cela, on fait varier la taille du maillage pour plusieurs calculs : de 5 à 25mm par palier de 5mm. On compare ensuite les fréquences de ces calculs d'une part avec les données expérimentales et d'autres part entre eux tout en suivant les déformées associées à chaque fréquences afin de s'assurer que l'on compare bien des fréquences correspondantes entre elles. Pour la barre, l'étude est assez aisée car les modes sont facilement identifiables et sont de quatre types distincts (Fig. IV-4) : les modes de flexion hors plan, de flexion dans le plan, de torsion et de traction-compression. Ces modes sont ensuite classés suivant leur nombre de points ou de segments nodaux. De part les configurations testées expérimentalement, il n'est possible d'effectuer le recalage que sur les modes de flexion hors et dans le plan. La configuration numérique qui présente les résultats les plus satisfaisants en termes de rapport entre qualité des résultats et taille de maille est celle avec les propriétés mécaniques citées précédemment et une taille de maille de 15 mm. La comparaison des fréquences ainsi obtenues avec celles relevées lors de l'analyse modale expérimentale est donnée dans le tableau de la figure IV-5.

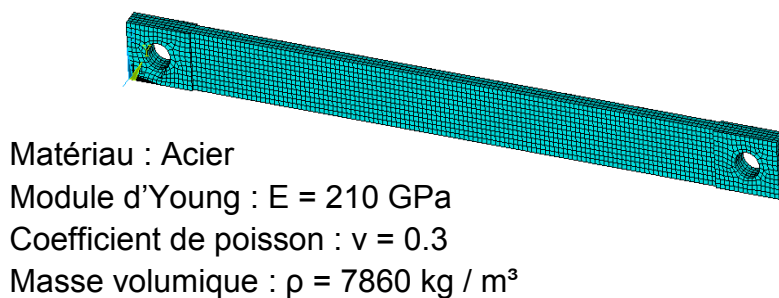


Fig. IV-3 : Modèle géométrique de la barre.

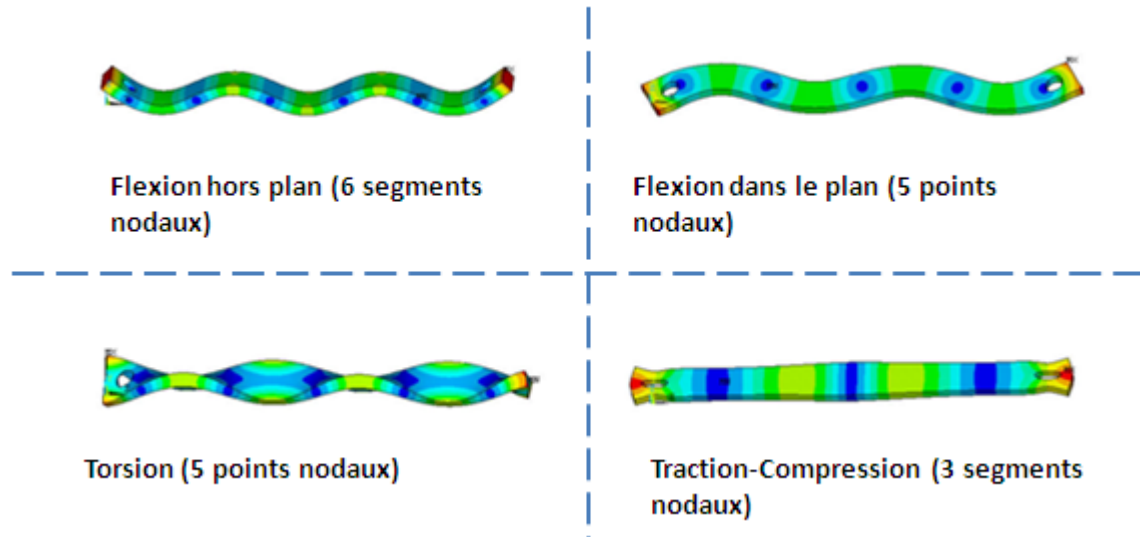


Fig. IV-4 : Déformées types de la barre en conditions libre-libre.

Nombre de segments nodaux	Fréquences des modes de flexion (Hz)						
	Modes hors plan			Modes dans le plan			
	Expérimental	Modèle	Différence (%)	Nombre de points nodaux	Expérimental	Modèle	Différence (%)
2	64	74	13,5	2	288	290	0,7
3	192	206	6,8	3	768	773	0,6
4	400	407	1,7	4	1440	1439	0,1
5	656	674	2,7	5	2240	2231	0,4
6	992	1009	1,7	6	3136	3109	0,9
7	1376	1411	2,5	7	4080	4051	0,7
8	1840	1879	2,1	8	5072	5050	0,4
9	2352	2408	2,3	9	6128	6106	0,4
10	2928	2995	2,2				
11	3552	3631	2,2				
12	4208	4311	2,4				
13	4896	5027	2,6				

Fig. IV-5 : Comparaison des fréquences des modes de flexion dans le plan et hors plan de la barre de freinage obtenues expérimentalement et numériquement.

La comparaison entre les deux méthodes de mesures montre de faibles différences pour les modes dans le plan ($< 1\%$). Pour les modes hors plan, seules les différences des deux premières fréquences sont importantes, pour les autres la différence n'excède pas les 3%. Les fortes différences pour les deux premières fréquences peuvent être nuancées : les fréquences étant faibles, de petites différences donnent des pourcentages importants alors qu'en fait ici elles ne sont que 10 et 14 Hz, ce qui est tout à fait acceptable. Ces résultats permettent de conclure à un bon recalage du modèle de la barre de freinage en configuration libre-libre.

Le recalage des conditions aux limites est effectué grâce à une analyse modale expérimentale de la barre montée sur le banc. Il est possible d'imposer plusieurs conditions aux limites à la barre dans le modèle : au niveau des trous situés à chaque extrémité et sur les surfaces potentiellement en contact avec celles des fourches. Pour cette analyse modale en conditions de montage, le principe est le même qu'en libre-libre, les accéléromètres et les impacts au marteau gardent les mêmes positions sur la barre de freinage (Fig. IV-2).

Sur le modèle, il est possible d'imposer plusieurs conditions aux limites à la barre : au niveau des trous de fixation situés à chaque extrémité et sur les surfaces potentiellement en contact avec celles des fourches (Fig. III-3). Les nœuds situés sur les surfaces des trous peuvent être bloqués dans trois directions en repère cylindrique : radialement, axialement et circonférentiellement, il est possible de toutes les bloquer ou seulement certaines voire une seule. Il y a deux surfaces à chaque extrémité de la barre sur laquelle il est possible de bloquer des nœuds dans trois directions en repère cartésien. En combinant les différentes possibilités, on obtient une multitude de configurations à étudier, deux exemples sont donnés dans la figure IV-6 : nœuds des trous encastrés et nœuds des trous et des surfaces latérales encastrés.

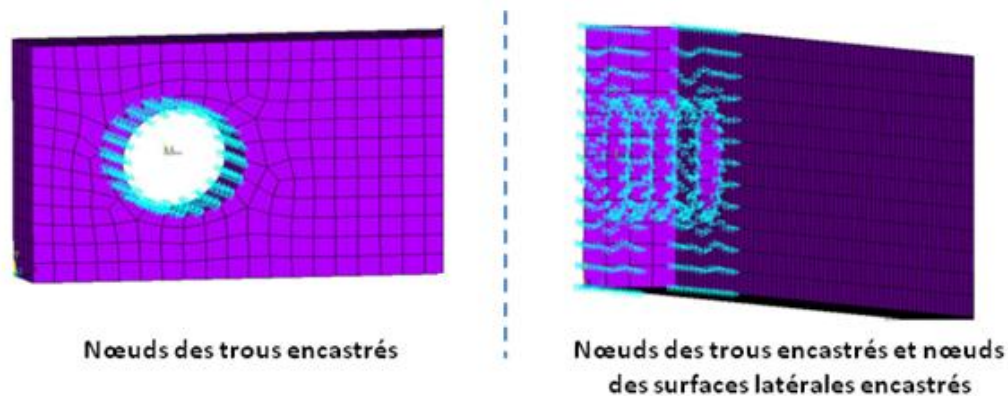


Fig. IV-6 : Exemples de conditions aux limites appliquées à la barre.

Au final la meilleure configuration s'avère être celle où seuls les nœuds des trous des pivots de la barre sont bloqués dans la direction radiale. Ce résultat est logique au regard des conditions réelles de montage de la barre : il y a des jeux entre les surfaces des fourches et celles de la barre, il n'y a donc pas de blocages sur les surfaces de la barre, elle peut donc translater sur l'axe de liaison ce qui correspond à laisser les nœuds des trous libres axialement. La barre peut également pivoter sur l'axe, ce qui correspond à laisser les nœuds libres dans la direction circonférentielle. Un tableau comparatif entre les fréquences numériques obtenues avec cette configuration et celles relevées lors de l'analyse modale expérimentale de la barre montée sur le banc est donné en Fig. IV-7. Les différences maximales sont de 9,1 et 3,1 % hors plan et dans le plan respectivement. De même que précédemment, une petite différence donne des pourcentages importants (9,1 %) alors qu'en fait ici il n'y a que 16 Hz d'écart, ce qui est encore une fois tout à fait acceptable.

Nombre de segments nodaux	Modes hors plan			Fréquences des modes de flexion (Hz)			
	Expérimental	Modèle	Différence (%)	Nombre de points nodaux	Expérimental	Modèle	Différence (%)
2	176	160	9,1	2	640	625	2,4
3	384	362	5,7	3	1376	1325	3,8
4	976	993	1,7	4	2256	2193	2,9
5	1840	1854	0,8	5	3168	3167	0,0
6	2368	2329	1,6	6	4112	4184	1,7
7	2944	2819	4,2	7	5104	5160	1,1
8	3568	3343	6,3	8	6160	5976	3,1
9	4224	3928	7,0				
10	4922	4590	6,7				
11	5632	5321	5,5				

Fig. IV-7 : Comparaison des fréquences des modes hors et dans le plan de la barre montée sur le banc pour l'expérimental et avec la configuration nœuds des pivots bloqués radialement pour le modèle.

La méthode de travail décrite a ainsi permis de recalibrer la barre de freinage en termes de propriétés matériau, de maillage et de conditions aux limites à lui appliquer.

ii. Capot et étrier de frein – recalage statique

La même démarche a été suivie pour modéliser la partie fixe du banc. Dans le cas présent, l'objectif était de savoir s'il était possible de s'affranchir de la modélisation du capot en le remplaçant par des conditions aux limites appliquées à l'étrier. Des analyses modales expérimentales de l'étrier seul puis de l'ensemble capot et étrier en libre-libre (suspendu par des élingues) et monté sur le banc ont donc été réalisées pour servir d'éléments de comparaison lors de la création du modèle numérique. La figure IV-8 montre les emplacements des accéléromètres sur les différents éléments du système en configuration libre-libre, ces emplacements restant les mêmes pour les configurations sous conditions de montage sur le banc.

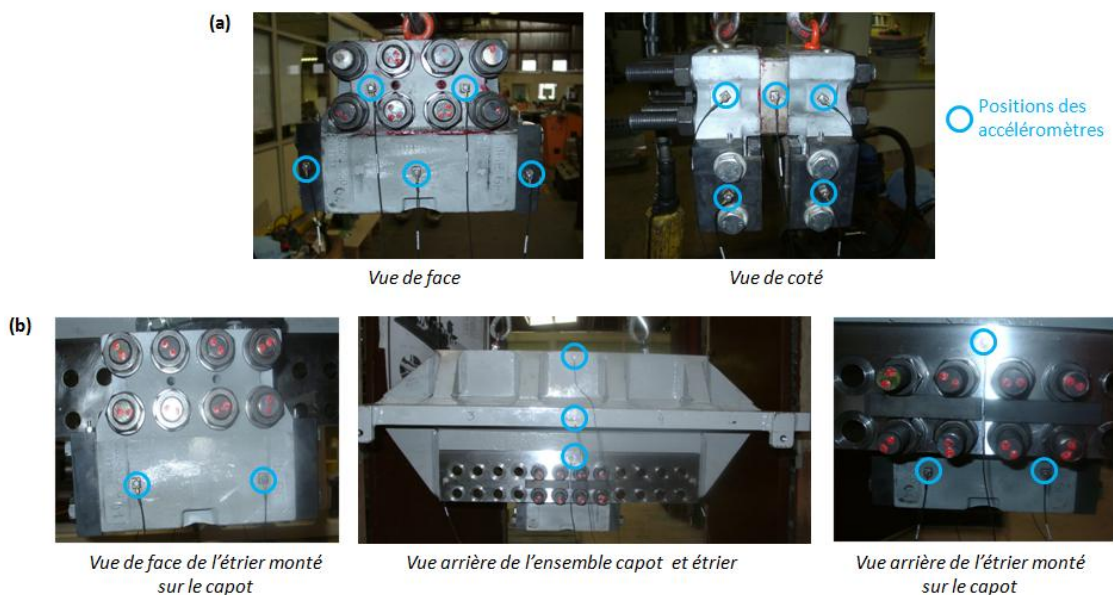


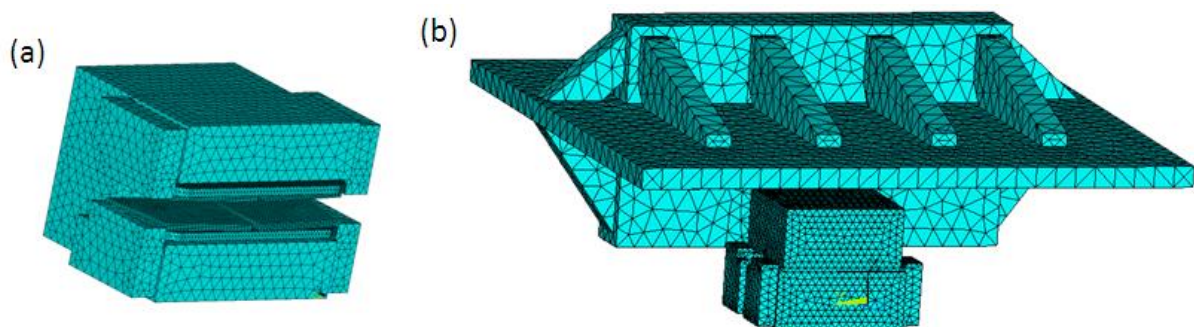
Fig. IV-8 : Positions des accéléromètres sur l'étrier (a) et sur l'ensemble capot et étrier (b) pour l'analyse modale expérimentale – configurations libre-libre.

Le modèle géométrique de l'ensemble étrier (Fig. IV-9 (a)) a été créé sous Ansys pour être comparé à la configuration expérimentale de l'étrier seul (en libre-libre). Le modèle comprend l'étrier, les pistons et les deux garnitures de frein. Cette comparaison a permis de dégager les résultats suivants:

- Le type d'éléments à utiliser et la taille du maillage à appliquer à l'étrier (élément tétraédrique à 10 nœuds de taille 15 mm).
- La non nécessité de modéliser la visserie permettant de maintenir les deux demi-étriers et de les fixer au capot ainsi que les trous dans les demi-étriers.

Pour le maillage des pistons, le même maillage que celui appliqué à l'étrier est utilisé. Pour les garnitures, il a été nécessaire d'utiliser un maillage plus fin étant donné l'épaisseur de la pièce (10 mm pour la tôle et 8 mm pour les secteurs de matériaux de friction) et l'importance du rôle joué par le matériau de friction. Il a donc été choisi pour la tôle d'utiliser une taille de maille de 5 mm et pour les secteurs en matériau de friction une taille de maille de 5 mm sur la surface et de 1 mm dans l'épaisseur. Les propriétés matériaux utilisées dans ce modèle sont également données dans la figure IV-9 (c), l'étrier est en fonte, les pistons et les tôles support garnitures en acier. Pour le matériau de friction, les propriétés sont ici données à titre indicatif, leur description et caractérisation est un point développé plus loin.

Ce modèle a été comparé à la configuration expérimentale de l'ensemble capot et étrier en conditions de montage. Il n'a pas été possible de trouver des conditions aux limites permettant de s'affranchir du capot. Il a donc été nécessaire de créer le modèle de l'ensemble capot et étrier (Fig. IV-9 (b)). Il est à remarquer que la visserie permettant de fixer l'étrier sur le capot dans la réalité n'est pas prise en compte dans le modèle numérique, l'étrier et le capot ne forme qu'un seul volume dans ce modèle, le matériau utilisé pour le capot est néanmoins de l'acier. La comparaison de ce modèle avec le cas expérimental en libre-libre a permis de choisir le type d'élément et la taille du maillage pour le capot (élément tétraédrique à 10 nœuds de taille 40 mm).



(c)	Acier (isotrope)	Fonte (isotrope)	Matériau de friction (isotrope transverse)
Module d'Young	direction normale	E = 210GPa	E = 170GPa
	direction transverse		E = 1627 MPa
Coefficient de poisson	v = 0,3	v = 0,25	v = 0,25
Masse volumique	$\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$
Éléments du modèle	Capot Pistons	Etrier de frein	Garnitures de frein
	Tôles des plaquettes		

Fig. IV-9 : Modèle géométrique de l'étrier (a), de l'ensemble étrier et capot (b) et propriétés matériaux utilisées pour les différents éléments du modèle (c).

La comparaison avec la configuration expérimentale (même méthode que précédemment : accéléromètres et marteau pour analyse modale) en conditions de montage a permis de déterminer les conditions aux limites à appliquer au capot permettant de s'affranchir du reste du banc. La meilleure solution est de bloquer dans les trois directions les nœuds des surfaces du capot correspondant à celle en contact avec les chaises du banc (Fig. III-2). Le modèle géométrique de l'ensemble capot et étrier et les conditions aux limites qui lui sont appliquées sont présentées dans la figure IV-10 (a). Le tableau Fig. IV-10 (b) compare les fréquences obtenues expérimentalement lors de l'analyse modale sous conditions de montage et les fréquences obtenues lors de l'analyse modale numérique.

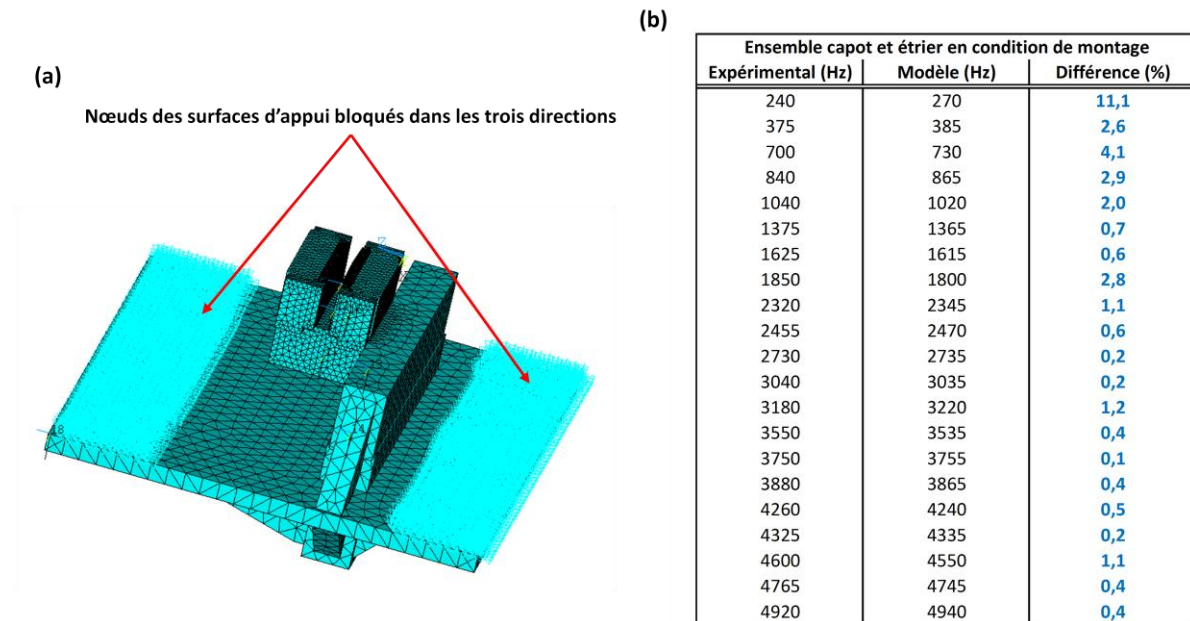


Fig. IV-10 : Conditions aux limites appliquées à l'ensemble capot et étrier (a) et tableau comparatif (b) des fréquences obtenues par l'analyse modale expérimentale en configuration statique montée sur le banc et l'analyse modale numérique avec les conditions aux limites illustrées dans cette même figure .

La comparaison des analyses modales montre des résultats très proches pour les deux approches expérimentale et numérique. La même tendance que pour la barre de freinage se retrouve ici avec la différence maximale (11,1 %) sur la première fréquence mais il n'y a une différence que de 30 H. De même sur la troisième fréquence, l'écart de 30 H se traduit par 4,1 % de différence. Pour les autres fréquences, les différences ne dépassent pas les 3 %. Cela traduit une bonne corrélation entre les deux approches et valide le choix des conditions aux limites appliquées au capot.

Au final, cette méthode de recalage a permis de déterminer les pièces à prendre en compte pour la modélisation (nécessité de modéliser le capot) et de choisir les types et tailles de maillage ainsi que les conditions aux limites à leur appliquer.

b. Modèle complet

Les paragraphes précédents présentent les premières étapes nécessaires pour mettre en place le modèle numérique du banc et le recalibrer par rapport aux données expérimentales (statique). Les trois dernières étapes consistent en la mise en place des zones de contacts entre les différentes pièces du système, à appliquer les conditions aux limites permettant de simuler la pression étrier, et à modifier les conditions aux limites précédemment définies pour le cas statique de façon à prendre en compte le glissement relatif entre les garnitures et la barre de freinage (Fig. IV-11).

Il est nécessaire de modéliser quatre groupes de contacts. Chaque groupe comporte quatre couples de surfaces de deux pièces différentes en contact :

- Contact entre la barre de frottement et les garnitures de freins : quatre surfaces des secteurs de matériaux de friction en contact avec les deux faces de la barre de frottement.
- Contact entre les pistons et les tôles supports de garnitures : quatre faces des pistons en contact avec les deux faces arrières des garnitures.
- Contact entre les pistons et les logements dans l'étrier de frein : quatre surfaces cylindriques des pistons en contact avec les quatre surfaces cylindriques des logements de l'étrier.
- Contact entre les garnitures et l'étrier de frein : contact des quatre surfaces de chaque côté des garnitures avec les quatre surfaces des butées trapézoïdales de l'étrier.

Il est important de préciser que les trois derniers groupes de contact ont été déjà mis en place précédemment pour le recalibrage de l'ensemble étrier de frein, les paramètres de ces contacts sont fixes pour toute l'étude.

Pour l'ensemble de ces contacts, le modèle de frottement utilisé est la loi de Coulomb, l'algorithme de contact est du type Lagrangien augmenté avec pénétration initiale. La détection du contact est effectuée au niveau des points d'intégration de Gauss. Le paramètre principal pris en compte dans cet algorithme est le coefficient de frottement. Les valeurs utilisées pour le coefficient de frottement dépendent du matériau de friction pour le contact barre de freinage garnitures, il est choisi à 0,1 pour le contact piston étrier (donnée Stromag due aux bagues de guidage) et à 0,2 pour les contacts pistons / garnitures et garnitures / butées d'étrier (contact acier-acier).

Pour la simulation de la pression hydraulique de freinage, une pression de 30 bars est directement appliquée sur les surfaces à l'arrière des pistons dans les logements de l'étrier. Une pression antagoniste de 30 bars est également appliquée aux surfaces en fond de logement de l'étrier.

Pour les analyses modales complexes, les conditions aux limites sont changées au niveau de l'ensemble capot et étrier : le même groupe de nœuds sera pris en compte mais ils ne seront plus bloqués suivant la direction du glissement. Un déplacement de ces nœuds de 1 mm leur sera imposé dans cette direction. Il s'agit de prendre en compte les effets du glissement et donc du déplacement relatif entre les garnitures et la barre de freinage. C'est pour cette raison qu'un équilibre quasi-statique est recherché lors de la première étape de calcul.

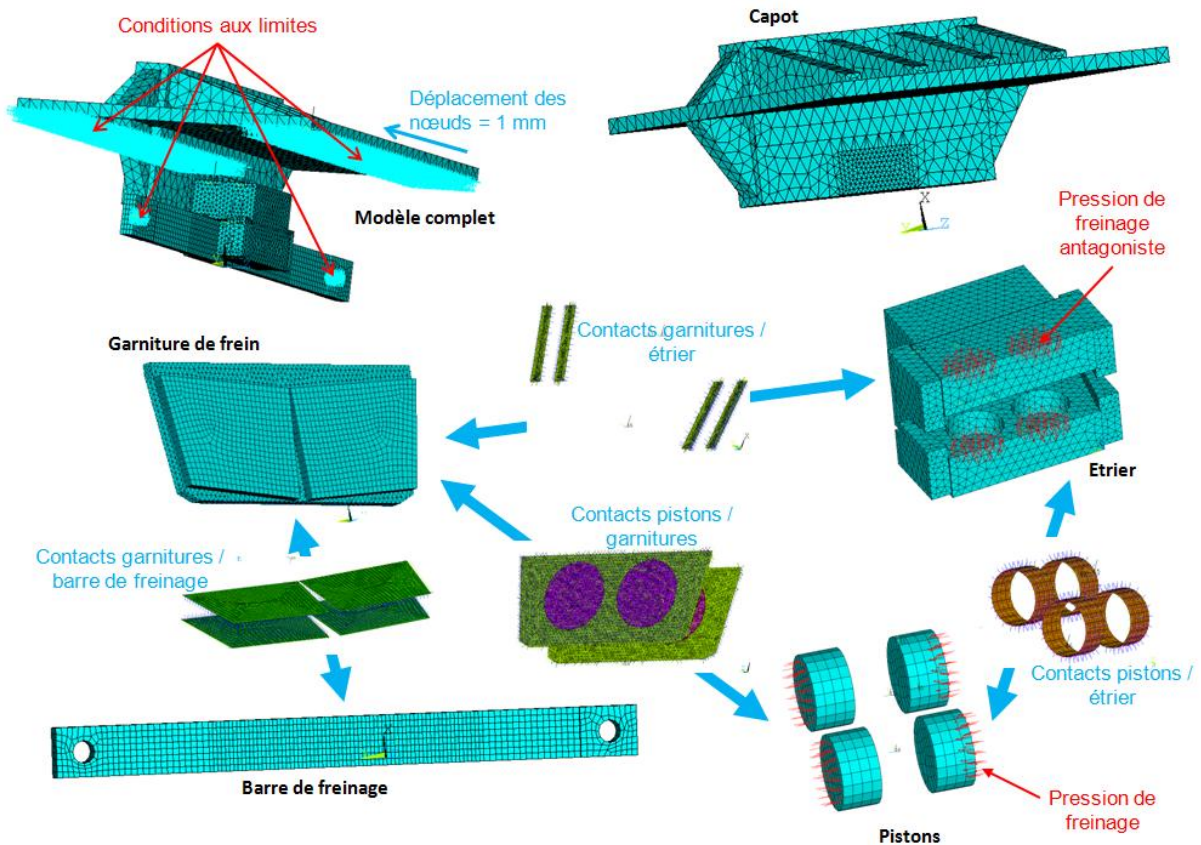


Fig. IV-11 : Modèle numérique complet du banc d'essai, conditions aux limites et contacts.

c. Résultats : répartitions de pression au contact et instabilités

Dans ce paragraphe un exemple de résultats est décrit. Pour cet exemple, une configuration de calcul est choisie (Fig. IV-12 (a)) : la barre de freinage modélisée est parfaitement plate, l'étrier est en position centrale par rapport à la barre de freinage et le matériau utilisé est le N1 dont les caractéristiques et le coefficient de frottement ont été données précédemment dans la figure IV-19. La première étape de calcul consiste à rechercher l'équilibre quasi statique du système. Cette étape permet d'obtenir les distributions de pression aux interfaces de contact. Le contact garnitures / barre de freinage est le contact qui est étudié en particulier. La répartition des pressions de contact obtenue avec les paramètres pris pour cet exemple est donnée dans la figure IV-12 (b).

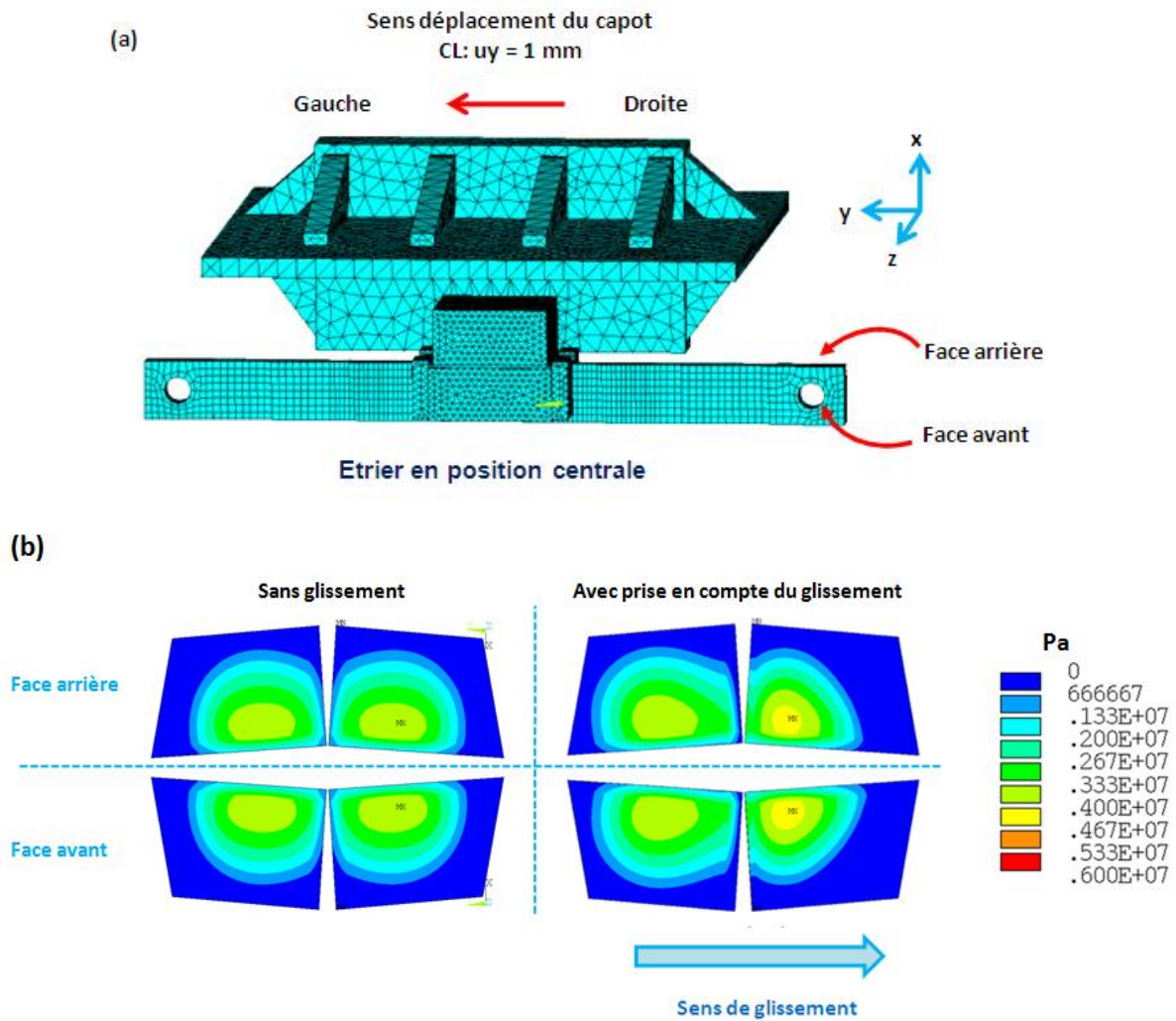


Fig. IV-12 : Configuration de calcul considérée (a) et répartitions de pression de contact à l'interface barre de freinage / garnitures avec et sans prise en compte du glissement (b).

La Fig. VI-12 montre dans le cas avec glissement des répartitions de pression de contact symétriques entre les deux faces. La face avant est celle située du côté libre de l'étrier et la face arrière celle située du côté de la traverse du capot sur laquelle l'étrier est fixé. La répartition est étirée vers l'avant du contact (gauche), il s'agit de l'effet d'engagement. Les gradients de pression des deux faces sont quasiment similaires et sont répartis de façon concentrique. La pression de contact est maximale au centre de cette distribution concentrique. La seule différence est la zone où la pression est maximale située sur le secteur gauche de la garniture avant, la pression est légèrement plus uniforme à cet endroit que sur la face arrière. Cette différence est due à la non symétrie de la fixation de l'étrier sur le capot : celui peut s'ouvrir plus du côté libre à l'opposé de la traverse (face avant du banc). La localisation du contact est ici à mettre directement en lien avec la position des pistons par rapport à la tôle support des garnitures, cette position est visible sur la figure IV-12 au niveau de la zone de contact entre les pistons et les garnitures. Les répartitions de pressions du cas sans glissement sont présentées en Fig. IV-12 (b). Dans ce cas le contact est moins étalé et centré sur les pistons : la localisation est plus importante. L'effet d'engagement n'est pas présent dans ce cas sans glissement.

Cette répartition de contact est utilisée pour l'analyse modale complexe qui permet d'obtenir les modes du système et en particulier les modes instables du système. Trois modes instables sont obtenus avec cette configuration de calcul pour des fréquences de 2386, 3669 et 3816 Hz. La déformée du mode 3669Hz (Fig. IV-13) est présentée ici en exemple, permettant d'identifier le rôle des différents composants du système.

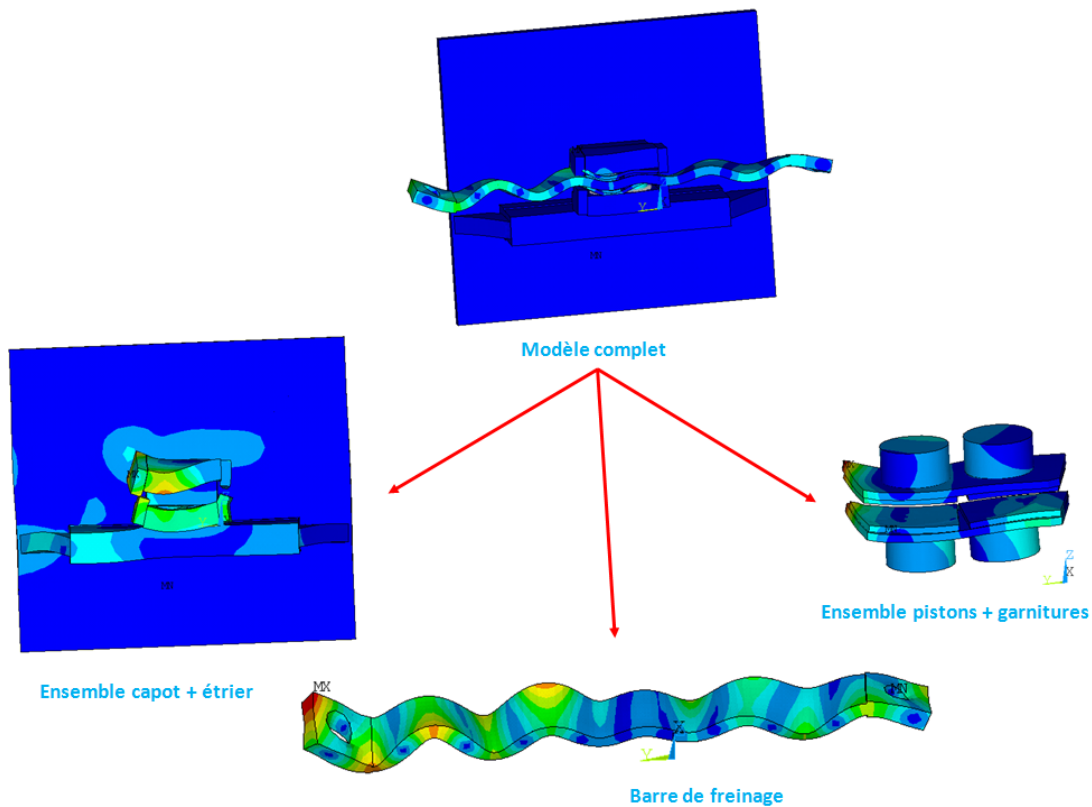


Fig. IV-13 : Déformées du modèle complet et des différents composants du système pour le mode instable à 1669 Hz – configuration barre plate, position centrale et matériau N1.

La déformée du système complet montre que la barre de freinage ainsi que les garnitures de frein sont les composants mis en jeu. L'observation de chacun des composants séparément permet d'identifier leur déformée : la déformée de la barre de freinage est une flexion hors plan à 11 segments modaux (ondulation). La déformée des garnitures est également une flexion hors plan qui suit la déformation de la barre de freinage, les pistons restent en contact avec la garniture décrivant un mouvement alternatif glissant dans les logements de l'étrier. L'observation de l'étrier seul permet d'exacerber ses déformations sans être soumis à l'effet d'échelle comme sur le système complet : les déformations de la barre de freinage étant plus importantes que celles de l'étrier, l'impression que l'étrier ne se déforme pas est donnée. La déformée de l'étrier est également une flexion dans la même direction que le reste du système. Globalement, c'est la déformation de la barre qui a tendance à imposer la déformation du reste du système. Il est à noter qu'aucune échelle ne peut être donnée ici, les vecteurs propres étant normés, l'analyse reste comparative entre les différents composants.

d. Analyses sous conditions de crissement

Une campagne d'essai dédiée à été mise en place sur le banc afin d'identifier la déformée de la barre de freinage en condition de crissement. Le matériau de friction N1 et une pression de freinage de 30 bars ont été utilisées pour effectuer les mesures. Le microphone a été utilisé pendant cette campagne pour caractériser les émissions acoustiques et la barre de frottement a été équipée avec plusieurs accéléromètres. Ces accéléromètres ont été collés sur un des cotés de la barre située hors de la zone de frottement couverte par la garniture lors du mouvement alternatif. Ils ont été collés suivant une ligne horizontale située à mi-hauteur de la barre de freinage (Fig. IV-14 (a)). Les accélérations mesurées sont l'image des déplacements des points de mesures (double-intégration) et permettent d'obtenir la déformée de la barre. La courbe correspondante est représentée dans la figure IV-14 (b).

Le signal mesuré par le microphone au cours du même essai a été analysé et la fréquence du bruit mesuré est de 1575 Hz. Parmi toutes les configurations de calcul numérique décrites ultérieurement, celle dont les paramètres correspondent au freinage expérimental (profil de barre et matériau) a permis d'obtenir un mode instable à 1675 Hz. La déformée de ce mode est représenté dans la figure IV-14 (b). La déformée de la ligne de nœuds correspondant à la ligne de la barre suivant laquelle les accéléromètres ont été collés est représentée dans la figure IV-14 (c).

Au niveau du modèle numérique, les valeurs des déformations, étant issues d'une analyse modale, n'ont pas d'unité. Il a donc été nécessaire d'une part de recalcr la courbe dans l'espace, c'est-à-dire de replacer les points suivants leur position sur la barre. D'autre part, un coefficient a été appliqué afin d'obtenir des niveaux équivalents à ceux de la courbe expérimentale. Le but de cette comparaison est d'obtenir des informations sur la forme de la déformée. C'est pour cette raison qu'il est possible d'utiliser directement les signaux en accélération, que l'on peut appliquer un coefficient aux valeurs relevées dans le modèle et que seule l'unité renseignant sur la position est importante et donc considérée.

La comparaison des deux déformées montre une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques. Il subsiste tout de même une différence de 100 Hz (5,9 %) entre les deux approches. Ce résultat permet néanmoins de conforter le recalage du modèle déjà effectué dans des conditions statiques par des données obtenues dans des conditions dynamiques. Ce résultat est à nuancer car il s'agit d'un recalage dans un seul cas pour une situation donnée.

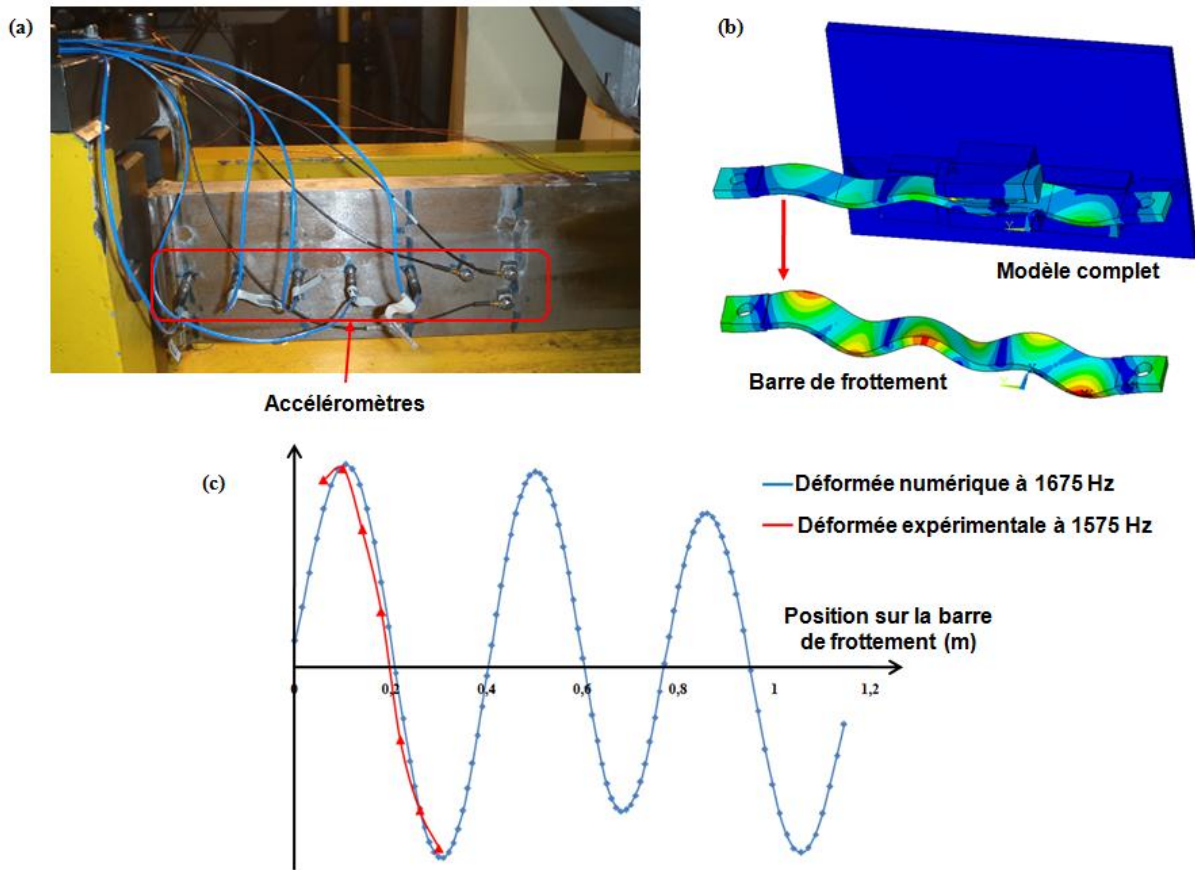


Fig. IV-14 : Accéléromètres collés sur la barre de frottement (a), déformées numériques à 1675 Hz (b) et comparaison des déformées numériques et expérimentales obtenues en situation de crissement (c).

Un modèle aux éléments finis du banc d'essai industriel à été mis en place. Compte tenu de la complexité du système réel (nombre important de pièces et de liaisons entre elles), l'un des objectifs a été de réduire le modèle au minimum de composants nécessaires tout en restant le plus proche possible du banc d'essai réel. La démarche utilisée ne prétend pas permettre un recalage complet. Plusieurs configurations ont été prises en compte :

- Analyse modale en libre-libre : elle permet de recalculer les géométries, les propriétés des matériaux ainsi que les maillages à appliquer aux différents composants du modèle.
- Analyse modale sous conditions de montage : elle permet de choisir les conditions aux limites à appliquer au modèle. Ces conditions aux limites permettent par ailleurs de ne pas avoir à modéliser le banc complet.

Ce modèle a été développé dans l'objectif d'effectuer les calculs en analyse modale complexe, méthode permettant d'obtenir les instabilités du système en prenant en compte le frottement entre la barre de freinage et les garnitures de frein. Une première étape de calcul consiste en une recherche d'équilibre dit quasi statique et permet d'obtenir entre autres les répartitions de pression aux interfaces de contact. L'interface entre barre de freinage et garnitures est plus précisément étudiée dans cette thèse. L'étape suivante consiste en la recherche d'instabilités du système en prenant en compte les répartitions de pression calculées dans l'étape précédente.

La comparaison d'une fréquence type de crissement avec une instabilité a été effectuée : la déformée de la barre de freinage mesurée sur le banc lors d'occurrence de bruit a été comparée avec la déformée d'un mode instable sous condition de contact dont la fréquence est proche de celle du bruit mesuré expérimentalement. Cette comparaison montre une similitude entre les deux déformées même si un léger décalage en fréquence subsiste entre les deux méthodes. Ce dernier résultat permet de conclure à une assez bonne corrélation entre le modèle numérique et le banc d'essai réel sous conditions de frottement.

Ce modèle ne se veut en aucun cas un outil prédictif, mais un outil permettant d'amener des éléments de compréhension aux phénomènes mis en jeu lors d'occurrence de bruit. Les répartitions de pression sont un premier élément permettant de faire le lien avec les caractéristiques mécaniques des matériaux de friction. Les résultats permettent également d'avoir une idée des déformées du système associées aux modes instables et d'identifier le rôle des différents composants.

PARTIE C : Influences du matériau de friction et du profil de la barre de freinage

V- Influence du matériau de friction	103
a. Matériaux de friction : élaboration et caractérisation	103
b. Résultats expérimentaux – influence du matériau de friction.....	111
c. Résultats numériques	130
VI- Influence du profil de barre	139
a. Résultats expérimentaux.....	139
b. Résultats numériques	143

V- Influence du matériau de friction

a. Matériaux de friction : élaboration et caractérisation

Trois matériaux de friction ont été choisis pour cette étude. Ils ont tous les trois été développés par Flertex. Deux des matériaux choisis sont des matériaux standards, existants sur le marché éolien. Le troisième est un matériau dérivé d'un des deux matériaux standards. Pour des raisons de secret industriel, les formulations complètes des matériaux de friction ne seront pas ici dévoilées, seuls les éléments importants en particulier en termes de modifications effectués pour obtenir la nouvelle formulation seront exposés. Pour la même raison, la dénomination des matériaux ne se fera pas par leurs noms commerciaux mais par les noms suivants : S1 et S2 pour les deux matériaux standards et N1 pour la nouvelle formulation, N1 étant le matériau dérivé de S1.

i. *Elaboration des matériaux*

Les matériaux de friction utilisés pour les freins de yaw d'éolienne sont du type composite à matrice organique. Les ingrédients utilisés pour les fabriquer sont communément classés en 5 catégories :

- Les liants (résine organique, résine phénolique...)
- Les lubrifiants solides (graphite sous différentes formes par exemple)
- Les particules abrasives qui présentent des duretés Moh élevées (alumine, silice...)
- Les fibres (métalliques, organiques ou minérales)
- Les remplisseurs au comportement neutre et utilisés pour compléter le mélange à moindre coût (barite...).

Le procédé habituel pour fabriquer ces matériaux se compose de trois étapes :

- La première étape consiste au dosage et au mélange des différents ingrédients. Pour ce faire, une balance et un mixer sont utilisés, les tailles des appareils peuvent varier suivant la quantité de mélange à préparer.
- La seconde est une étape de pressage à chaud permettant la mise en forme du matériau par la polymérisation de la résine. La machine utilisée est une presse équipée de plateaux chauffants. Le mélange est placé dans un moule chauffé à la même température que les plateaux. Les paramètres importants lors de cette étape sont la température des plateaux, l'effort de pressage, les temps de pressage et les temps de dégazage (la pression est relâchée quelques secondes pour permettre aux gaz issus de la polymérisation de la résine de s'échapper).
- La dernière étape est la post-cuisson du matériau qui consiste en une cuisson lente et progressive et qui permet à la résine de terminer sa polymérisation. Cette étape est effectuée dans une étuve permettant de contrôler les montées en températures (lentes) ainsi que les maintiens aux paliers de températures.

A la fin du procédé de fabrication, le matériau de friction se présente sous forme de plaques dans lesquelles sont découpées les garnitures. L'épaisseur de la plaque est un peu plus importante que celle de la garniture finale : une fois les secteurs de garnitures collés sur les tôles support, ils sont surfacés pour être amenés à l'épaisseur finale (8 mm pour les garnitures commerciales) et chanfreinés.

Les deux matériaux standards S1 et S2 qui ont été choisis comme base pour cette étude sont des matériaux utilisés sur éolienne. Les éoliennes équipées de ces matériaux génèrent du bruit dans les deux cas. Ces deux matériaux sont fabriqués à partir de formulations différentes, le process change également puisque pour le matériau S1 il n'y a pas de post-cuisson après l'étape du pressage à chaud (pas de deuxième pic de polymérisation). L'obtention du nouveau matériau N1 se fait en modifiant le matériau S1 : les particules les plus dures (dureté Moh supérieure à 6) sont enlevées, les lubrifiants solides sont modifiés (type et quantité) et des fibres de verres longues sont ajoutées. Le procédé de N1 est inchangé par rapport à celui de S1.

Des échantillons ont été découpés dans les plaques de matériau de friction pour les observations de microstructures et les essais en compression. L'épaisseur maximale de plaque qu'il est possible d'obtenir lors de la fabrication du matériau est 25 mm. Au-delà de cette épaisseur, des phénomènes de délamination et de clivages (fissuration) peuvent apparaître. De plus, de part le procédé de fabrication, en particulier le pressage à chaud dans la direction de l'épaisseur de la plaque, le matériau présente au final deux directions « privilégiées » : la direction dite normale suivant l'épaisseur de la plaque et la direction transverse suivant le plan de la plaque (orthogonale à la direction normale). Les échantillons ont donc été prélevés dans les deux directions (Fig. V-1). Ils sont cylindriques de hauteur 20 mm et de diamètre 10 mm. Cette géométrie est adaptée aux essais de compression présentés ultérieurement (forme élancée avec un rapport longueur / diamètre d'au moins 2). Les surfaces des échantillons ont ensuite été polies pour d'une part permettre les observations de microstructures et d'autre part assurer un contact le plus uniforme possible avec les plateaux de compression

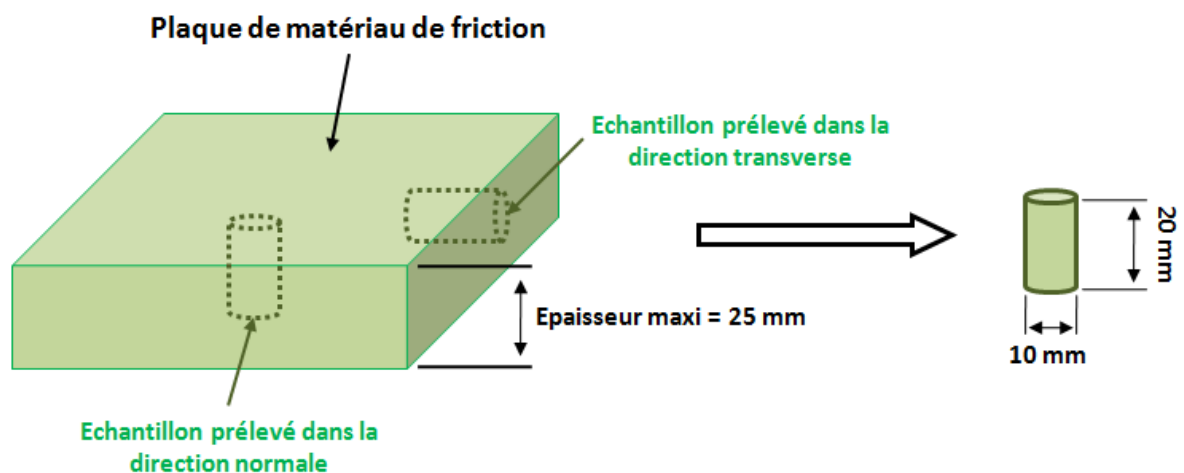


Fig. V-1 : Prélèvement des échantillons cylindriques suivant les deux directions d'une plaque de matériau de friction.

Les trois matériaux de frictions ont été observés au microscope optique permettant de caractériser leurs microstructures (Fig. V-2). La microstructure du matériau S1 est la plus fine et la plus homogène des trois matériaux : les différentes particules sont petites et comparable en termes de taille. Le volume élémentaire représentatif de S1 est plus petit que pour les autres matériaux. De plus grosses particules de taille millimétrique sont observables dans le matériau S2 qui est le matériau le plus hétérogène. La présence des fibres de verre longues ajoutées dans N1 se remarque fortement : des agglomérats de fibres parallèles sont observables de dessus suivant la direction normale et de profil voire en coupe suivant la direction transverse. C'est également le cas pour le matériau S1 (dans une moindre mesure) alors que pour S2 les répartitions semblent plus proches dans les deux directions. Les fibres sont donc orientées perpendiculairement par rapport à la direction normale. Cette orientation est due au procédé de fabrication : lors de l'étape de pressage à chaud suivant la direction normale, les applications successives de la pression (non continue à cause des dégazages) ont tendance à 'coucher' les fibres et donc à les orienter suivant la direction transverse. Il faut de plus ajouter qu'il n'y a pas de différences entre les deux directions transverses d'où le fait qu'un seul échantillon soit présenté pour cette direction et qu'il n'y ait pas de précision supplémentaire.

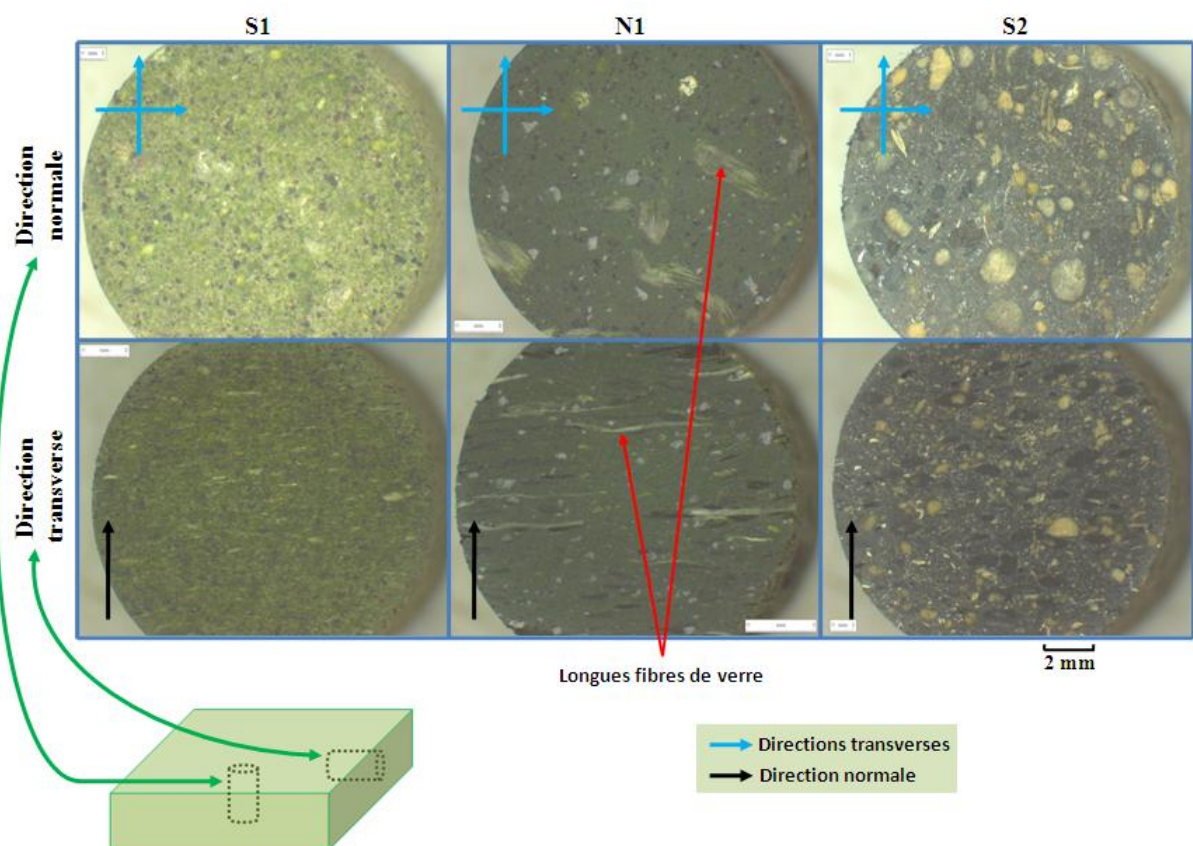


Fig. V-2 : Microstructures des trois matériaux de friction dans les directions normale et transverse (microscope optique).

ii. Coefficient de frottement

Les coefficients de frottement des trois matériaux ont été mesurés sur le banc 50 tonnes en suivant la procédure exposée auparavant (§ III-c-i). Pour rappel, il s'agit du coefficient de frottement « statique », paramètre important dans les applications de freinage d' yaw car il permet de garantir le couple de freinage nécessaire pour maintenir en place la nacelle. Les mesures ont été effectuées pour des pressions étrier de 10 à 110 bars par palier de 20 bars. Les résultats sont présentés dans la figure V-3. Pour chaque matériau deux courbes sont présentées, une pour les garnitures neuves et l'autre pour les garnitures après rodage (soit entre 100 et 110 m de distance parcourue avec 30 bars de pression étrier à la vitesse de 10 mm/s conduisant à une stabilisation du coefficient de frottement). Les coefficients de frottement des deux matériaux S1 et N1 sont très proches une fois les garnitures rodées, ils sont compris entre 0.55 et 0.6. La modification de formulation de S1 vers N1 n'a pas d'influence significative au niveau du coefficient de frottement. L'autre matériau commercial S2 montre un coefficient de frottement plus bas compris entre 0.45 et 0.5 après rodage.

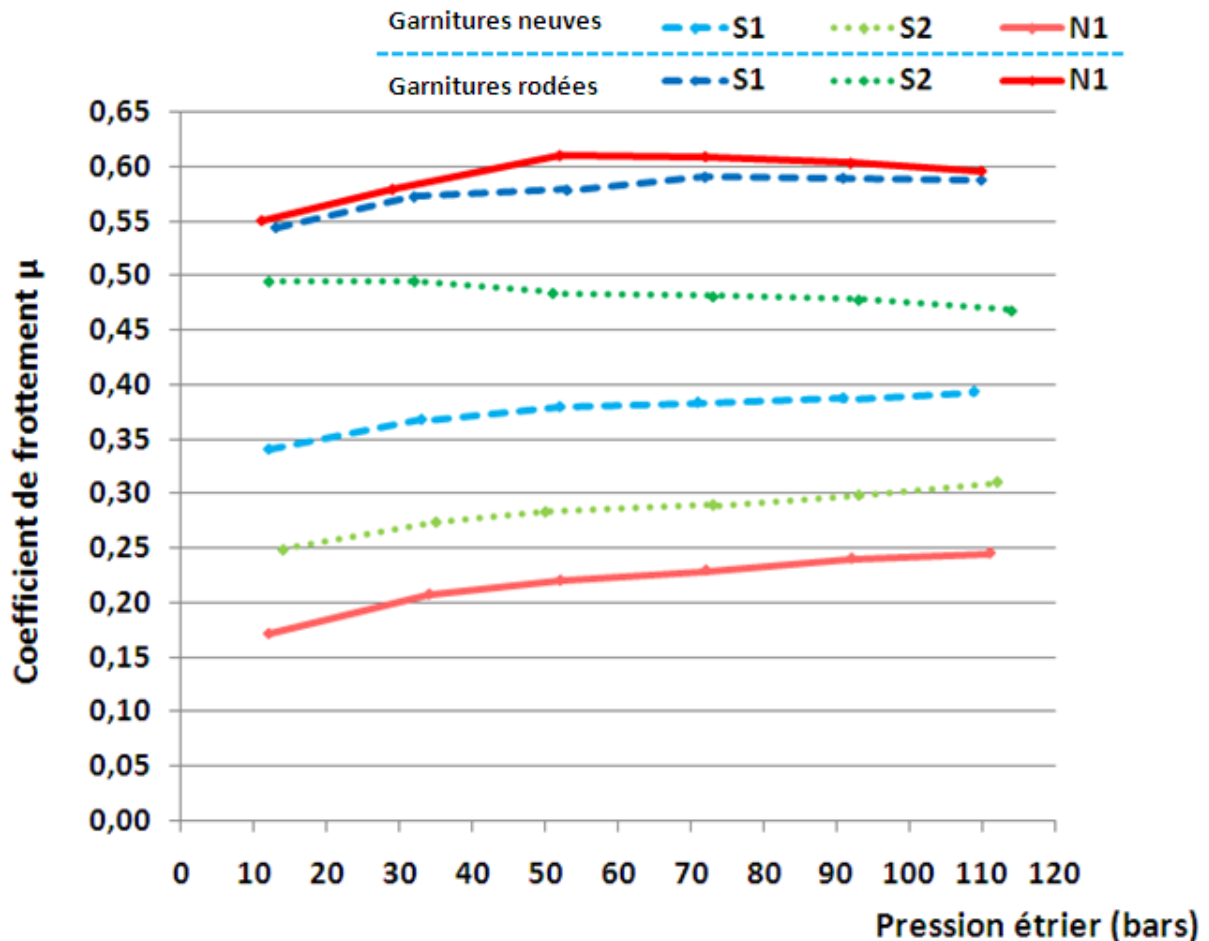


Fig. V-3 : Coefficients de frottements des trois matériaux de friction avant et après rodage.

iii. Modules de compression

Les trois matériaux de frictions ont été testés en compression. Les essais ont été réalisés sur une machine de traction-compression électromécanique. Pour chaque matériau, des échantillons ont été prélevés dans les directions normale et transverse. Pour rappel, leurs dimensions sont un diamètre de 10 mm pour une longueur de 20 mm. 3 échantillons pour chaque direction de chaque matériau ont été testés.

Les essais ont été pilotés en effort sur la machine de compression, il s'agit d'effectuer des charges et décharges successives entre 0 et 2000 N pour la première charge puis entre 200 et 2000 N pour les suivantes, on ne revient pas à charge nulle (200 N) lors des décharges afin de s'affranchir des problèmes de fortes non linéarité dus à la mise en place du système et à la compensation des jeux machine lors de la première mise en charge. Cette première mise en charge n'est d'ailleurs pas prise en compte dans les résultats. Le graphique suivant (Fig. V-4) représente le cycle de charges et décharges successives pour un essai de compression.

De part les dimensions des échantillons testés (en particulier leur diamètre), la plage de contrainte correspondant à la plage d'effort de 0 à 2000 N est 0 à 11.2 MPa. Cette plage de contrainte permet de couvrir la plage de contrainte utilisée en conditions réelles sur éolienne lors des phases de yawing.

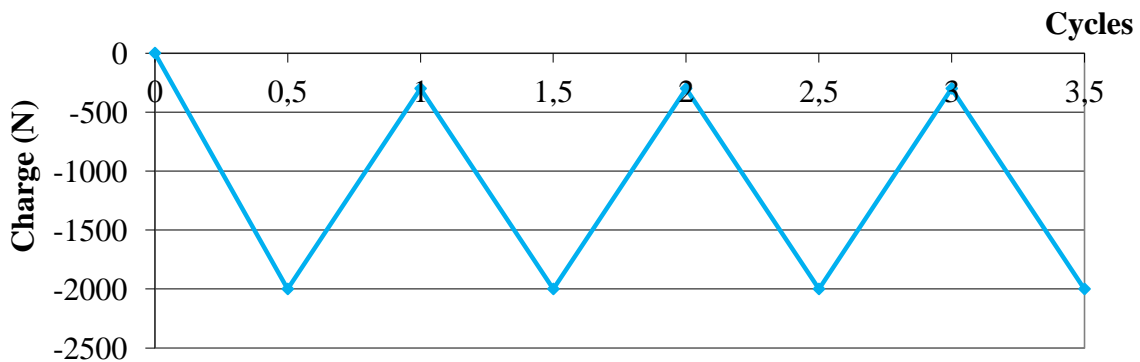


Fig. V-4 : Programme de charges et décharges pour les essais de compression

Les mesures des efforts sont effectuées par la cellule de charge de la machine de compression. Une cellule offrant une plage de mesure de 0 à 2kN correspondant juste au besoin pour les essais a été choisie pour une meilleure précision de la mesure. Les mesures de déplacements ont été effectuées directement entre les plateaux de compression à l'aide de 3 capteurs de déplacement à courant de Foucault (Fig. V-5). Le diamètre du plateau supérieur mobile étant plus petit que celui du plateau inférieur fixe, les capteurs sont fixés verticalement au plateau supérieur en les répartissant tous les 120° et visent le plateau inférieur pour la mesure. L'échantillon à tester est placé directement entre les deux plateaux, la mesure de déplacement ainsi effectuée ne prend donc en compte que les déplacements dus à la compression de l'échantillon.

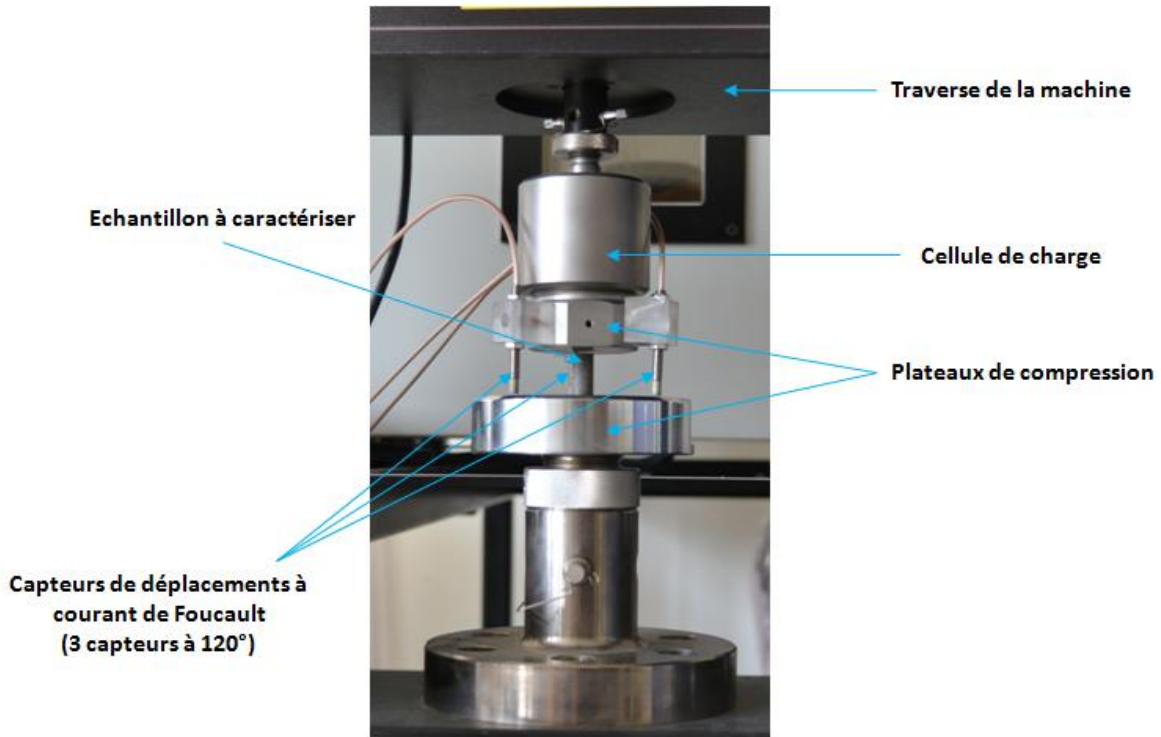


Fig. V-5 : Dispositif mis en place pour les essais en compression.

Pour les représentations et calculs, les contraintes et déformations conventionnelles sont utilisées :

- Contrainte : $\sigma = F / S_0$
Avec S_0 surface initiale de l'échantillon.
- Déformation : $\varepsilon = \Delta L / L_0$
Avec ΔL moyenne des déplacements mesurés par les 3 capteurs et L_0 longueur initiale de l'échantillon.

Les résultats sont présentés sous la forme de courbes contraintes en fonction des déformations. Afin de comparer les essais entre eux, ces courbes sont représentées avec une déformation nulle à contrainte maximale. Ce décalage permet ainsi de comparer directement les pentes et allures des différentes courbes d'essai pour les différents matériaux. Le début des essais est difficile à maîtriser et exhibe un comportement non linéaire qui est dû aux non linéarités dues aux différents jeux du système de mesure et à l'impossibilité d'obtenir des surfaces d'échantillons parfaitement plates (défauts de surfaces locaux dus aux hétérogénéités matériaux) malgré le polissage. Le décalage des courbes permet de s'affranchir de cette zone et de recalibrer les origines des courbes pour mieux les comparer.

Toutes les courbes d'essai ne seront pas présentées de manière exhaustive, seuls des exemples représentatifs (un pour chaque direction de prélèvement) sont donnés dans la Fig. V-6. Pour toutes les courbes, la première montée en effort est différente du reste de l'essai. Ce comportement montre qu'il y a une certaine « adaptation » qui s'effectue au début de l'essai : compensation des jeux de la machine de compression et accommodation du contact entre les surfaces des échantillons et les plateaux de compression. Cela justifie le fait que l'effort ne soit pas annulé lors des descentes en effort afin de conserver le système contraint.

Toutes les courbes montrent également la présence d'hystérésis : l'évolution décrite lors des montées en effort est différente de celle décrite lors des descentes en effort. Pour les matériaux S1 et N1, les différents cycles sont superposés alors que pour le matériau S2 cette stabilisation n'est pas atteinte : il y a un décalage entre les cycles. Enfin, la comparaison des résultats obtenus pour les deux directions montre une différence de « pentes » entre les deux configurations : les pentes des courbes des échantillons dans la direction transverses sont supérieures, ce qui correspond à une plus grande rigidité dans cette direction.

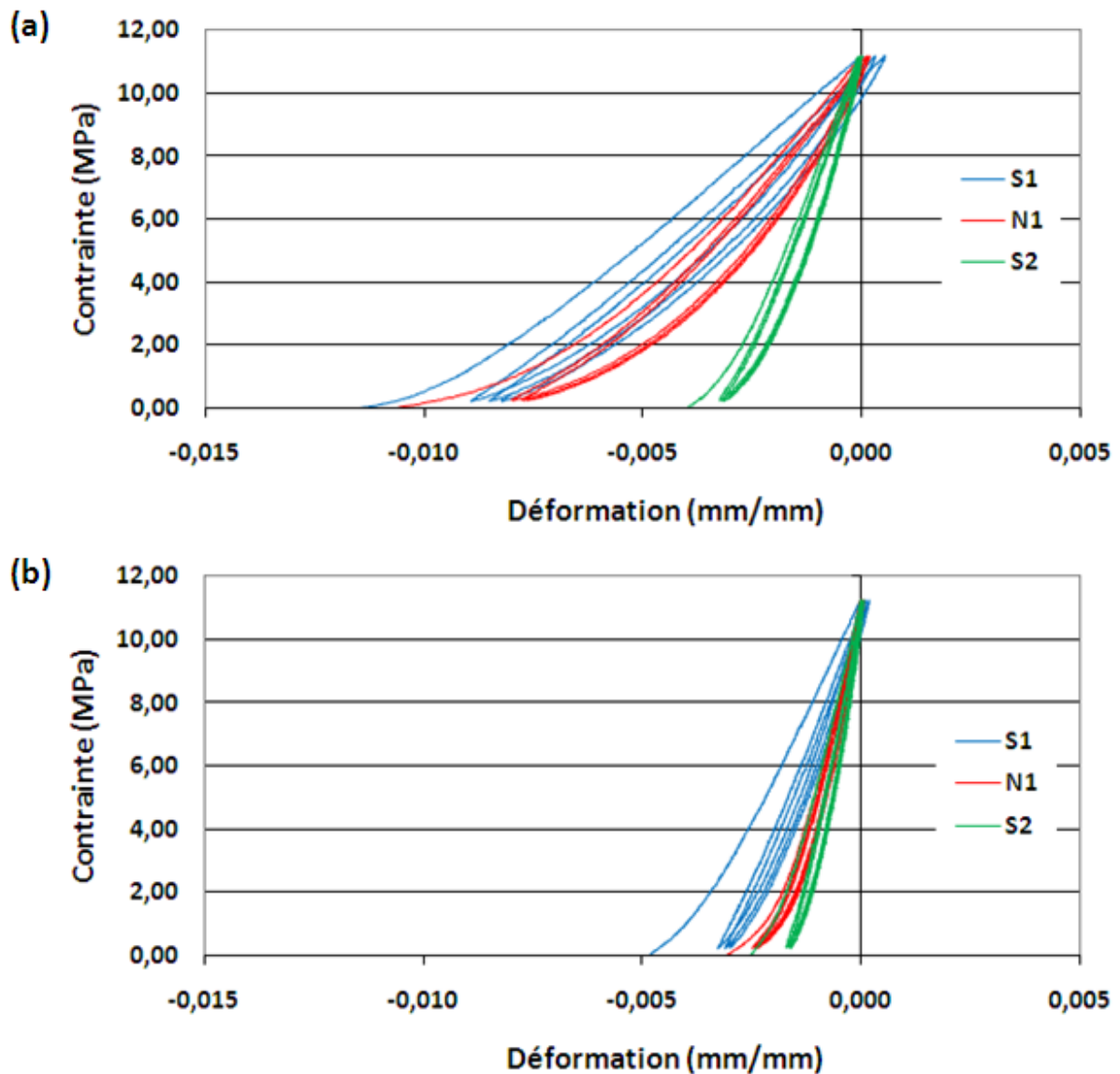


Fig. V-6 : Exemple de courbes contrainte-déformation représentatives dans les directions normale (a) et transverse (b) comparant les trois matériaux.

A partir de ces courbes, il est possible de calculer des modules de compression : le module correspond au coefficient directeur de la droite de régression linéaire de la courbe. Les échantillons ayant été prélevés dans les directions normales et transverses, les modules de

compression sont obtenus pour ces deux directions. L'obtention des modules de compression s'effectue de la manière suivante :

- Pour chaque charge et décharge une droite de régression linéaire est tracée, le module de compression correspond au coefficient directeur de cette droite.
- Les courbes n'étant pas linéaires, plusieurs intervalles de contrainte sont pris en compte pour effectuer la régression linéaire. Pour chaque charge ou décharge les droites sont tracées sur plusieurs portions de courbe correspondant aux intervalles suivants : [1 - 11.2 MPa] ; [2 - 11.2 MPa] ; [3 - 11.2 MPa] et [4 - 11.2 MPa].
- La moyenne de toutes les valeurs de coefficients directeurs obtenues est calculée pour chaque essai.
- Pour chaque matériau (3 échantillons par matériaux et par directions), les résultats dans les deux directions sont donnés en Fig. V-7. Les modules de compression y sont représentés sous la forme d'un graphique en barres. Les valeurs maximales et minimales (tous essais confondus pour chaque matériau dans chaque direction) sont également représentées par des curseurs.

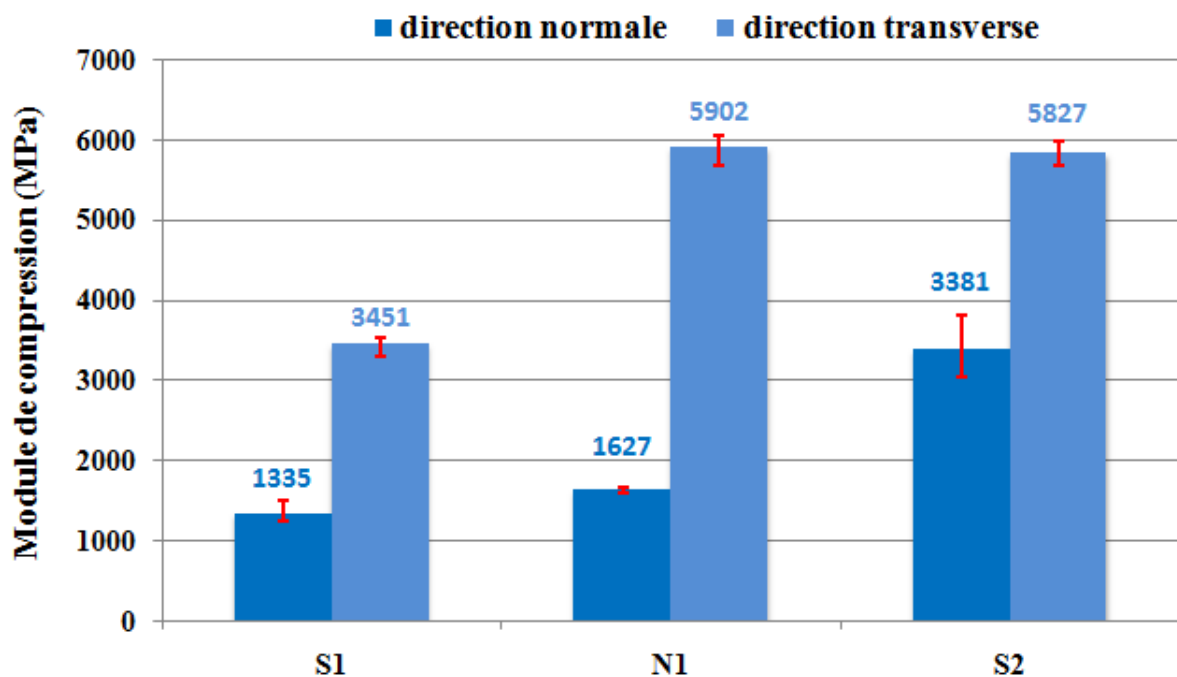


Fig. V-7 : Modules de compression obtenus lors des essais de compression pour les trois matériaux de friction dans les deux directions de mesure.

Pour tous les matériaux, le module de compression dans la direction transverse est plus élevé que celui dans la direction normale traduisant une rigidité transverse plus importante. Les modules de compression dans les deux directions de la formulation S2 (3381 et 5827 MPa) sont plus élevés que ceux de la formulation S1 (1335 et 3451 MPa). Pour la formulation N1, le module de compression dans la direction normale (1627 MPa) est du même ordre de grandeur que celui de S1 (1335 MPa) mais celui dans la direction transverse (5902 MPa) est plus élevé (3451 MPa pour S1) mais du même ordre de grandeur que celui de S2 (5827 MPa). Ces

résultats montrent un comportement anisotrope pour les trois matériaux, anisotropie plus ou moins marquée selon les matériaux. Le lien peut être fait avec les observations des microstructures des matériaux (Fig. V-1) qui ont montré l'orientation suivant la direction transverse des fibres dans le matériau N1 : l'ajout de longues fibres de verre dans N1 augmente l'anisotropie et est compatible avec l'augmentation de la compressibilité dans la direction transverse. Le matériau S2, apparaissant comme le matériau le plus homogène, présente l'anisotropie la moins importante.

Ces diverses caractérisations des matériaux de friction permettent d'obtenir des informations pour renseigner le modèle numérique et varier les configurations de calculs. Il est important de remarquer que les caractérisations sont effectuées dans des conditions quasi-statiques même si par la suite les résultats seront utilisés à haute fréquence.

b. Résultats expérimentaux – influence du matériau de friction

Au cours des campagnes d'essais, les trois matériaux de friction ont été testés. Ce chapitre est dédié à l'influence de ces matériaux sur les occurrences de crissement. Ce paragraphe présente les résultats obtenus lors des essais. L'objectif est de faire le lien entre certaines propriétés des matériaux de friction et l'influence qu'elles peuvent avoir sur le comportement acoustique du système.

Le chapitre suivant sera dédié à l'influence du profil de barre. L'objectif ici étant de comparer les matériaux de friction pour un même profil de barre, il est important de ne pas croiser les paramètres entre eux et de choisir des essais avec différents matériaux de friction et des profils de barre similaires (la barre de freinage ayant été démontée et ré-usinée à plusieurs reprises au cours des essais). Les profils de la barre de freinage ont été régulièrement mesurés entre les différents essais, il est ainsi possible de choisir les essais à comparer pour que le paramètre matériau soit le seul pris en compte (le paramètre pression étrier étant toujours présent étant donné le programme d'essai utilisé et déjà présenté auparavant en III-c-iii). Les résultats des mesures de profils de barre effectuées avant les essais des trois matériaux considérés sont présentés dans la figure V-8.

Les mesures ont été effectuées sur la ligne moyenne de la barre à 60 mm de sa hauteur. Pour une lecture comparative, les profils ont été placés arbitrairement de sorte que le point du milieu de la longueur de la barre ait une profondeur nulle (0 suivant la position de la barre placé en 0 suivant le profil). Les profils de barre mesurés avant les essais des différents matériaux de friction sont très proches et présentent tous les trois une forme en creux suivant la direction longitudinale. La profondeur maximale du creux est de 0.23 mm pour la face arrière et de 0.18 mm pour la face avant. Au final, les essais sélectionnés pour étudier l'influence des matériaux sont des essais pour lesquels les profils de barre sont donc très proches et les résultats donc comparables de ce point de vue.

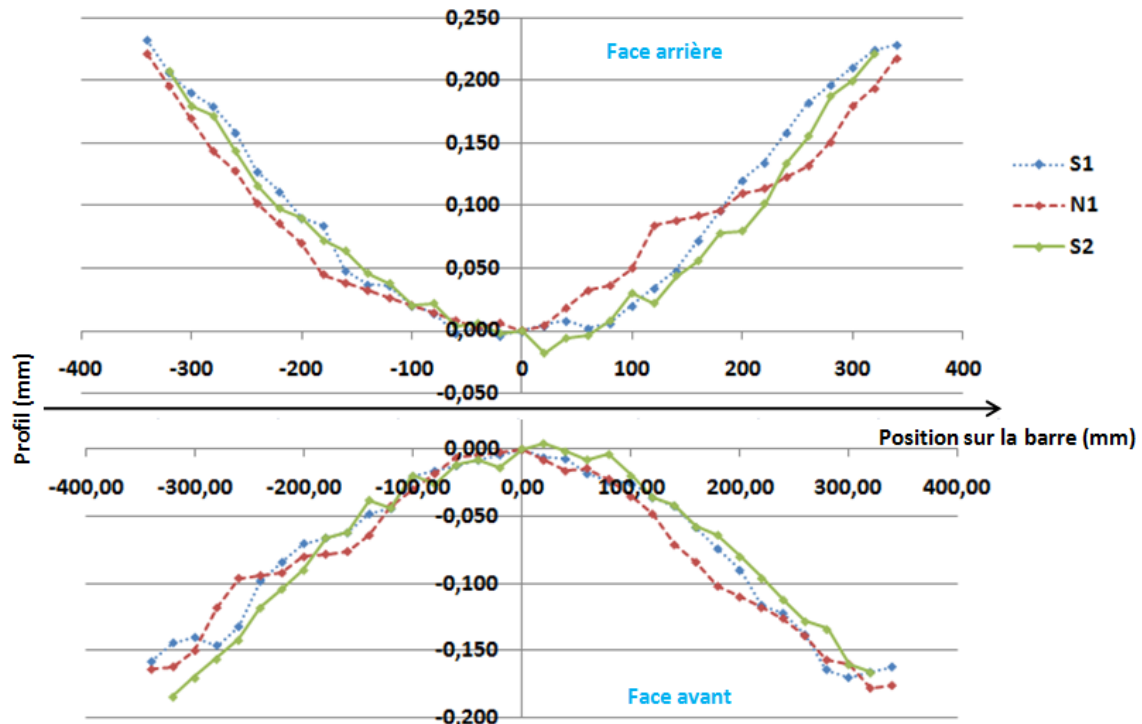


Fig. V-8 : Profils de la barre de freinage mesurés avant les essais pour les trois matériaux de friction testés (S1, N1 et S2).

En plus de pouvoir comparer les performances acoustiques des matériaux pour des profils de barre équivalents, les distances parcourues par les garnitures en conditions de rodage (30 bars et 10 mm / s) avant d'effectuer le programme d'essai (§ III-c-iii) sont aussi prises en compte :

- Pour le matériau S1, deux programmes d'essais ont été effectués avec la même garniture et le profil de barre précédemment présenté. Avant et entre ces deux programmes, les conditions de frottement sont celles du rodage. Les distances parcourues sont 210 m avant le premier essai puis 870 m entre les deux pour un total de 1080 m avant le deuxième essai.
- Pour le matériau N1, deux programmes d'essais ont également été effectués avec la même garniture et le profil de barre précédemment présenté, à des distances de 110 m et 1090 m (totales).
- Pour le matériau S2, un seul programme d'essai avec le profil de barre précédemment présenté a été effectué après avoir parcouru 1300 m en conditions de rodage.

Il est ainsi possible de comparer les matériaux S1 et N1 après une courte distance (210 m et 110 m respectivement sont considérés comme équivalentes) et les 3 matériaux après une longues distances (1080 m, 1090 m et 1300 m).

Dans cette partie les résultats des essais vont être exposés. Les méthodes de post-traitement des données ont été présentées auparavant (partie B). Un premier paragraphe concernera les résultats globaux comparés pour les trois matériaux en prenant en compte les différentes distances d'essais. Puis par la suite un paragraphe sera dédié à chaque matériau afin de présenter de façon plus détaillée les résultats le concernant (en termes de relevés de pics de fréquences sur les spectres moyennés et de diagrammes temps-fréquences).

i. Résultats globaux

Dans ce paragraphe, les résultats acoustiques globaux vont être présentés : pourcentage de freinages bruyants (Fig. V-9), durée du bruit par rapport à la durée totale du freinage (%) (Fig. V-10) et niveau acoustique global en fonction de la pression étrier (Fig. V-11). Le même nombre de freinages est considéré pour les différents matériaux, les résultats sont présentés en fonction de la pression étrier, pour chaque pression, 16 freinages sont pris en compte et la moyenne est effectuée sur l'ensemble de ces freinages. Pour rappel les signaux temporels permettent de déterminer le caractère bruyant ou silencieux du freinage ainsi que la durée du bruit lorsqu'il est présent. Les spectres acoustiques moyennés sur l'ensemble du freinage permettent d'obtenir le niveau acoustique global du freinage (et par la suite les relevés des pics en fréquences).

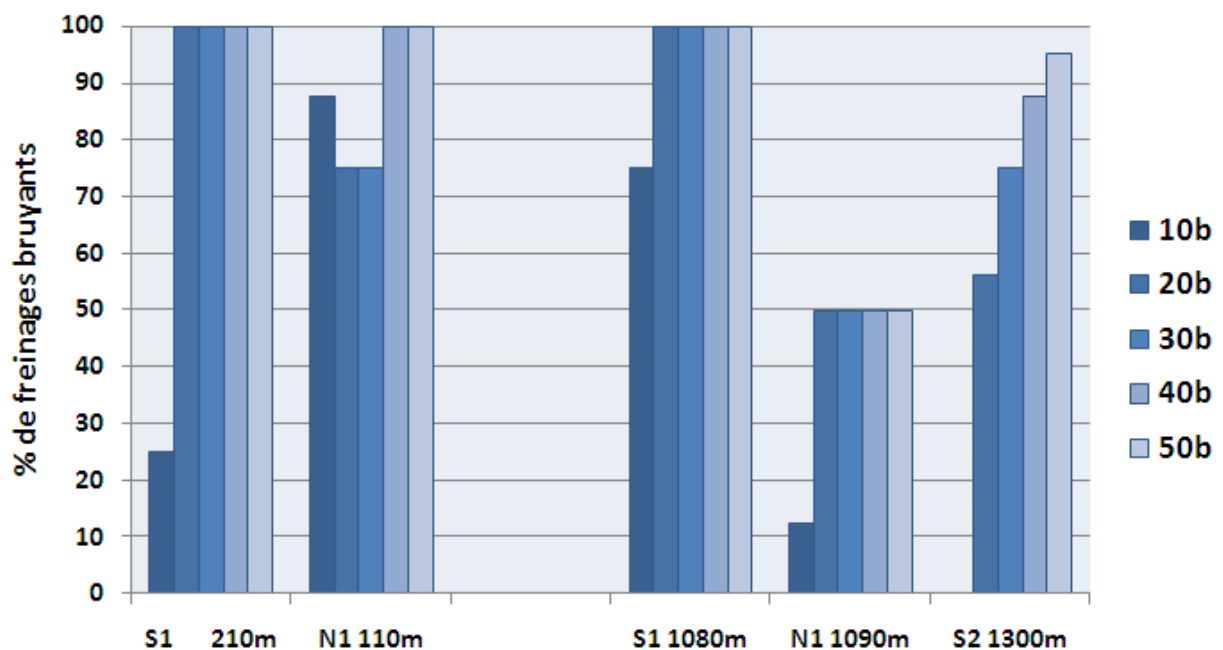


Fig. V-9 : Pourcentages de freinage bruyants lors des essais acoustiques des trois matériaux de friction S1, N1 et S2 en fonction de la pression et de la distance parcourue.

La comparaison des matériaux S1 et N1 à courte distance montre que le matériau N1 présente plus de freinages bruyants que S1 à 10 bars alors qu'à 20 et 30 bars c'est le matériau S1 qui en présente le plus avec 100 % des freinages bruyants et qu'à 40 et 50 bars tous les freinages sont bruyants pour les deux matériaux.

Pour les plus longues distances, le matériau S1 présente la même tendance qu'auparavant c'est-à-dire qu'à partir de 20 bars et plus tous les freinages s'avèrent bruyants. Il est à remarquer que même si tous les freinages à 10 bars ne sont pas bruyants comme à plus faible distance, leur nombre est beaucoup plus important à grande distance. Pour le matériau N1, peu de freinages sont bruyants à 10 bars contrairement à ce qui a été observé à faible distance. A partir de 20 bars et plus, seuls 50 % des freinages sont bruyants, c'est un résultat qui sera illustré par la suite (observation des diagrammes temps-fréquences). Pour le matériau

S2, aucun freinage n'est bruyant à 10 bars puis le nombre de freinage bruyant augmente avec la pression étrier.

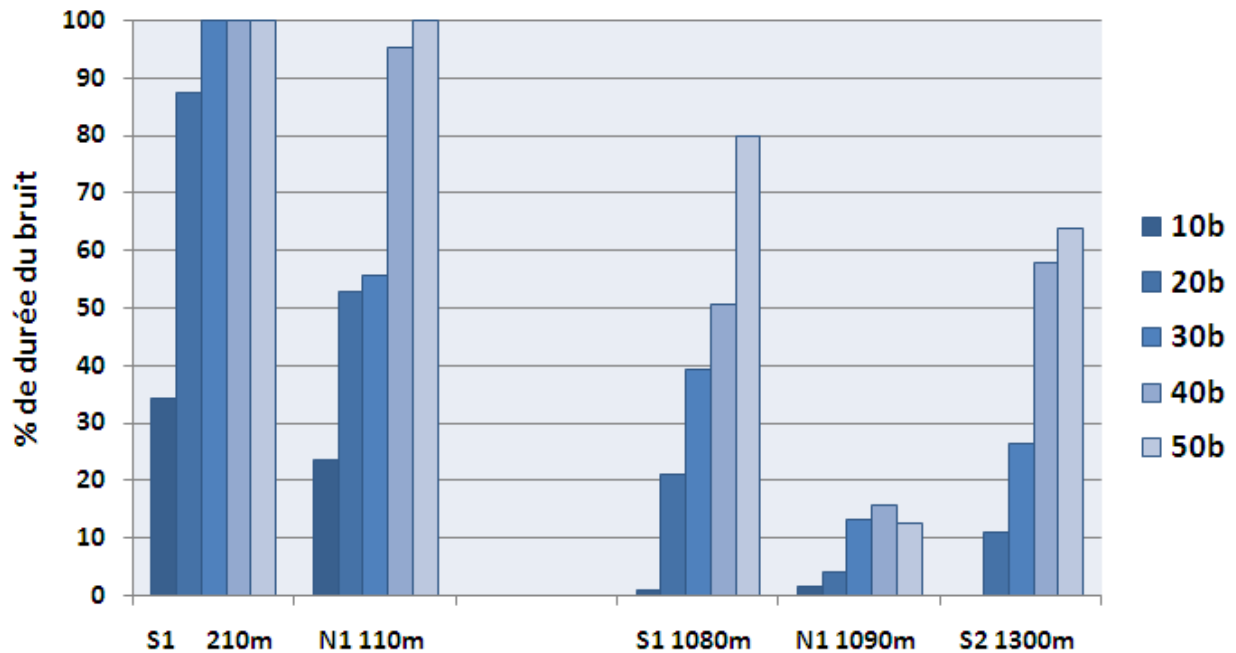


Fig. V-10 : Pourcentage de durée des occurrences de bruit lors des essais acoustiques des trois matériaux de friction S1, N1 et S2 en fonction de la pression et de la distance parcourue.

La Fig. V-10 présente les résultats concernant la durée du bruit par rapport à la durée totale du freinage (%). Les résultats à courte distance montrent que le matériau N1 présente une durée du bruit inférieure au matériau S1 mis à part à 50 bars, pression pour laquelle les freinages sont bruyants pendant toute leur durée pour les deux matériaux. Pour le matériau S1, la même tendance en termes de pourcentage de freinages bruyants se retrouve. La durée du bruit n'excède pas 35 % à 10 bars alors que pour des pressions supérieures, en plus d'être tous bruyants, les freinages sont quasiment bruyants sur toute leur durée : plus de 85 % de la durée totale à 20 bars et la totalité pour des pressions supérieures. Pour le matériau N1, trois groupes de pressions sont remarquables : à 10 bars la durée du bruit reste relativement faible, à 20 et 30 bars elle est moyenne et très élevée à 40 et 50 bars. Une nouvelle fois l'influence de la pression est ici visible.

Pour les plus longues distances, les durées du bruit sont fortement diminuées pour S1 et N1 par rapport à celles à courte distance. En effet, pour S1 la durée du bruit à 10 bars est quasiment nulle puis elle augmente avec la pression n'excédant pas les 50 % jusqu'à 40 bars. A 50 bars, le bruit dure tout de même pendant 80 % de freinage. Pour N1, la différence est encore plus importante : la durée du bruit à 10 bars est quasiment nulle comme pour S1 et en plus de ne faire du bruit que sur la moitié de ses freinages, les durées de bruit sont très faibles, de l'ordre de 15 % maximum à 40 bars. Le matériau S2 présente des résultats intermédiaires aux deux matériaux de friction S1 et N1 avec finalement une durée de bruit assez faible voire moyenne, à noter qu'à 10 bars aucun freinage ne s'étant avéré bruyant.

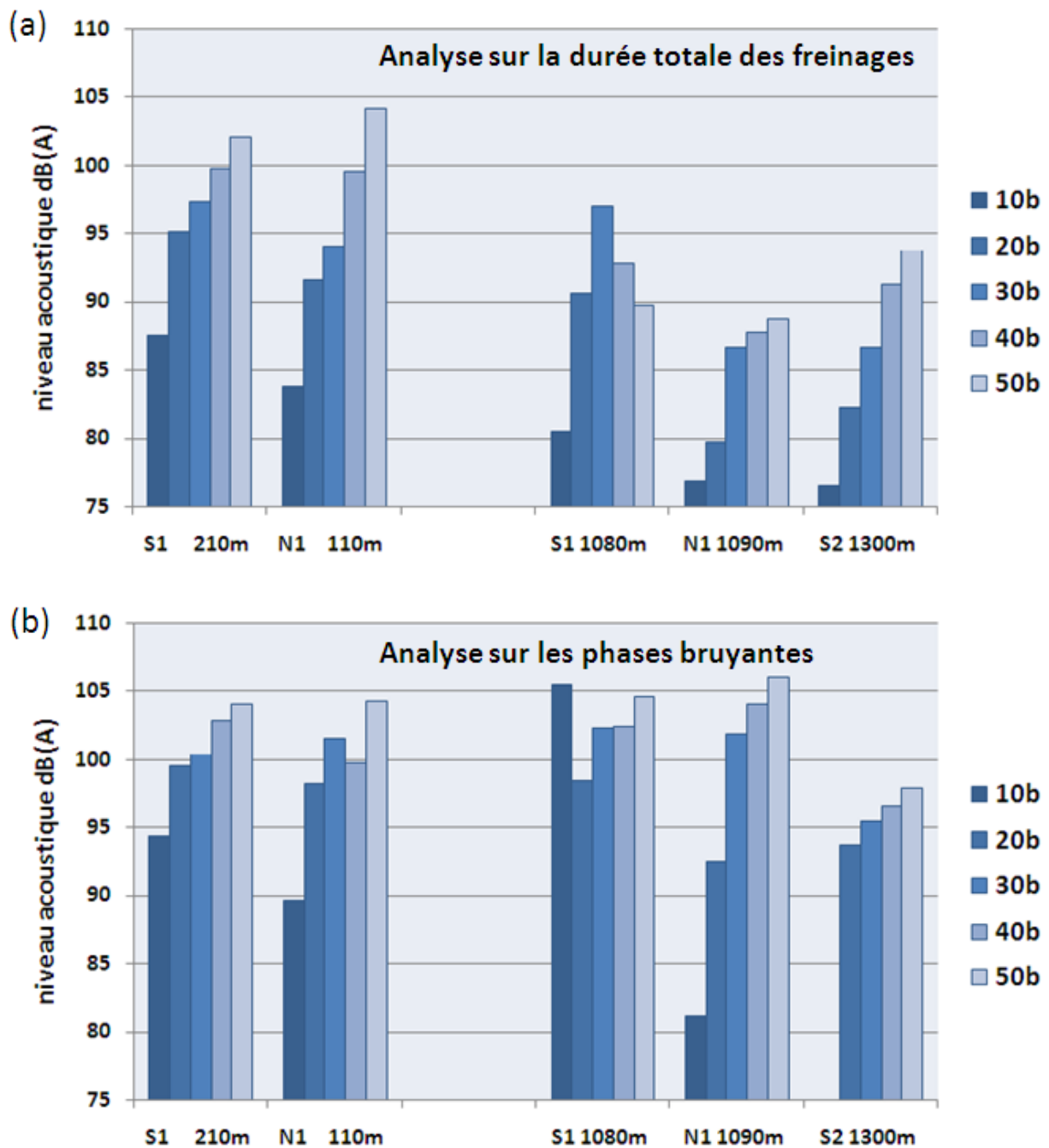


Fig. V-11 : Niveaux acoustiques globaux lors des essais acoustiques des trois matériaux de friction S1, N1 et S2 en fonction de la pression et de la distance parcourue – niveau global sur le freinage complet (a) et sur les occurrences de bruit uniquement (b).

En ce qui concerne le niveau acoustique global au cours des freinages, deux graphiques sont présentés en Fig. V-11. En effet les résultats peuvent être générés en prenant en compte la totalité des freinages (en nombre et durée) mais il est également possible de ne tenir compte que des occurrences de bruit et ainsi de ne faire l'analyse que pour les freinages bruyants et que pendant la durée du bruit.

Pour les courtes distances, les résultats diffèrent peu entre les deux méthodes d'analyse. Le nombre de freinage bruyants ainsi que les durées du bruit étant importants, seule une légère augmentation des niveaux est visible tout en conservant les tendances générales. Les deux matériaux S1 et N1 présentent des niveaux acoustiques assez similaires augmentant avec la pression étrier.

Pour les longues distances, la différence entre les deux résultats est plus importante pour les trois matériaux de friction. Lorsque l'ensemble des freinages est pris en compte, le matériau N1 montre les niveaux acoustiques les plus faibles, ils sont un peu plus élevés pour S2, particulièrement à 40 et 50 bars. Les niveaux de S1 sont plus élevés jusqu'à 40 bars puis deviennent comparables à 50 bars. Lorsque les résultats ne prennent en compte que les occurrences de bruit, les niveaux et les tendances changent. Tous les niveaux augmentent avec parfois 10 à 15 dB(A) en plus avec la seconde méthode. Le matériau N1 n'est plus celui qui présente les niveaux les moins élevés. Il est également à noter que pour le matériau S2, aucun freinage n'est bruyant à 10 bars et donc aucune donnée n'est représentée dans le deuxième graphique.

La comparaison des deux analyses (sur la totalité des freinages et sur les phases bruyantes) confirme les résultats précédents : il y a peu de différences entre les deux analyses pour les courtes distances signifiant que les freinages sont bruyants sur leur quasi-totalité. Pour les essais à longues distances les différences sont plus importantes, ce qui correspond au fait que les freinages ne sont bruyants que pendant quelques instants.

Il est également possible d'obtenir des résultats encore plus globaux en moyennant tous les résultats précédemment présentés dans ce paragraphe, ne tenant plus compte de la pression étrier. Le tableau suivant (Fig. V-12) présente ces résultats, seuls les essais à longue distance (1080 m pour S1, 1090 m pour N1 et 1300 m pour N1) sont pris en compte ici, de manière à comparer les trois matériaux à des stades comparables.

	S1	N1	S2
% de freinage bruyants	95	43	63
Durée du crissement (% de la durée totale du freinage)	38	9	32
Niveau acoustique global (dB(A))	103	97	96

Fig. V-12 : Tableau récapitulatifs des résultats acoustiques globaux en fonction du matériau de friction – essais longue distance et toutes pressions confondues.

Ces résultats globaux montrent l'influence du matériau de friction : tout d'abord la comparaison des deux formulations commerciales S1 et S2 montre que le matériau S2 présente de meilleures performances acoustiques que le matériau S1 dans le sens où cette formulation conduit à moins d'occurrences de bruit, que ces occurrences durent un peu moins longtemps et qu'elles sont de plus faible intensité. La formulation N1 dérivée de S1 améliore les performances de cette dernière : le pourcentage de freinage bruyant passe de 95 % à 43 %, ce qui est également une amélioration par rapport à celui de S2 (63 %). De même pour la durée des occurrences de bruit qui passe de 38 % pour S1 à 9 % pour N1, valeur une nouvelle fois inférieure à celle de S2.

Un lien peut ici être fait avec les propriétés des matériaux de friction en particulier avec le module de compression transverse. La formulation commerciale S2 présente des modules normaux et transverses bien supérieurs à ceux de la formulation S1. La formulation N1 présente elle un module transverse équivalent à celui de la formulation S2 et un module normal équivalent à celui de S1. Il semble donc que l'augmentation du module transversal du matériau de friction améliore ses performances acoustiques. Il s'agit d'un constat, une certaine prudence s'impose compte tenu du fait que le module de compression du matériau de friction est l'un des seuls paramètres caractérisés et que donc le lien ne peut être effectué qu'avec celui-ci.

ii. Matériau S1

Pour rappel, deux séries d'essais ont été effectuées avec le matériau S1, à courte distance (210 m) et longue distance (1080 m), avec la même garniture de frein. Pour chacune de ces séries d'essais, des diagrammes temps fréquences représentatifs ainsi que les relevés des pics en fréquences vont être exposés dans cette partie. Les observations de ces résultats permettent de caractériser le comportement acoustique du matériau de friction du point de vue fréquentiel.

Pour la série d'essai à courte distance, trois diagrammes temps fréquences sont représentés (Fig. V-13 à V-15). Chaque diagramme correspond à un cycle de freinage (les différents aller et retour y sont indiqués) pour différentes pressions étrier : 10 bars, 30 bars et 50 bars. Ces diagrammes mettent en évidence différents comportements acoustiques caractérisés par les fréquences mise en jeu :

- Pour une pression étrier de 10 bars (Fig. V-13), le bruit apparaît plutôt sur la deuxième moitié du freinage que ce soit dans le sens aller ou le sens retour. Même si cette partie est dédiée à l'influence du matériau de friction, le lien peut être fait avec l'influence de la géométrie du système, en particulier avec le profil de barre. Pour rappel, le profil de barre est creusé en son milieu dans la direction longitudinal, ce qui signifie que dans la deuxième partie des freinages, les garnitures sont plutôt en « phase de montée » et ce quel que soit le sens de glissement. Des observations analogues existent dans le domaine automobile où certaines études ont permis d'établir un lien entre les occurrences de crissement et le voile du disque de frein.

Du point de vue du comportement en fréquence, un schéma de fréquence semble se dégager : le comportement est de type harmonique avec une fréquence fondamentale située autour de 1000 Hz et des fréquences harmoniques espacées d'un intervalle correspondant à la valeur de la fondamentale. Une légère différence est à observer entre les allers et les retours : pour les allers, la fondamentale se situe à 940 Hz alors que pour les retours elle se situe à 1040 Hz. Le profil en creux peut expliquer la modulation de fréquence observée sur ce diagramme. Ces deux comportements seront considérés comme correspondant à un même schéma acoustique.

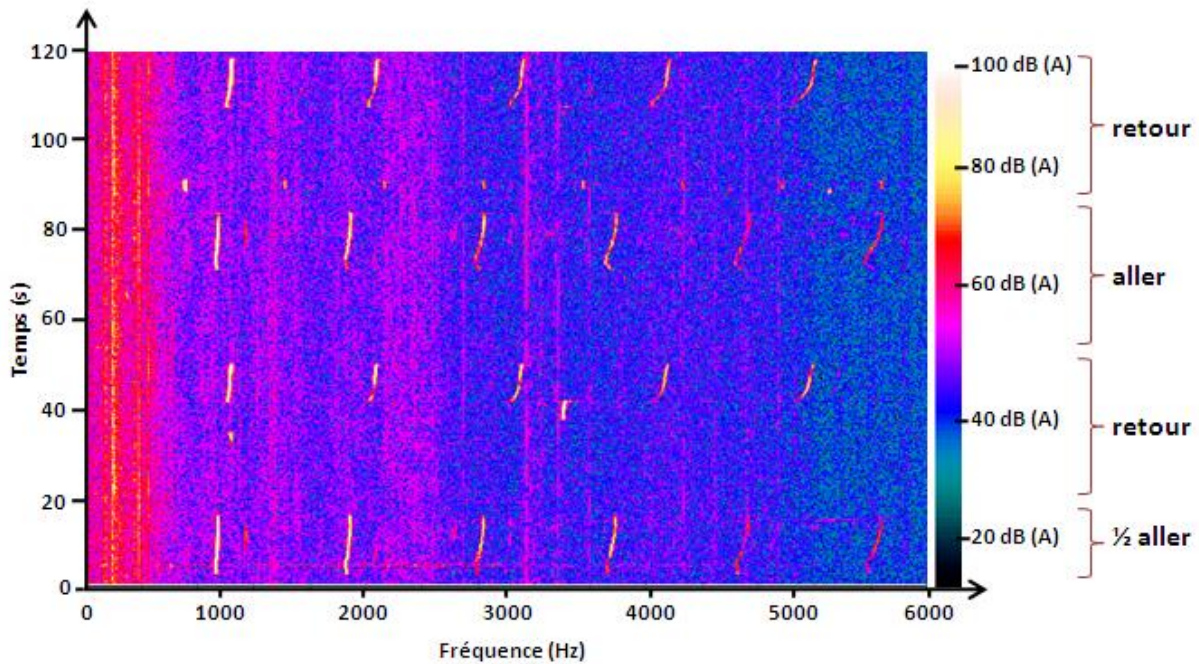


Fig. V-13 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 10 bars effectué lors des essais à courte distance (210m) avec le matériau de friction S1.

- Pour une pression étrier de 30 bars (Fig. V-14), le bruit apparaît sur toute la durée des freinages dans les deux sens de glissement. Différents comportements du point de vue fréquentiel apparaissent :
 - Le premier demi-aller fait apparaître du bruit de type basses fréquences sur toute sa durée, ce type de bruit est caractérisé par un comportement harmonique avec une fréquence fondamentale de 70 Hz, qui ne fait pas l'objet d'étude de cette thèse.
 - Les deux retours font apparaître deux schémas en fréquences distincts, le passage de l'un à l'autre s'effectuant de façon brutale par un saut en fréquence. Pour le premier retour, il est à remarquer qu'entre les deux schémas en fréquence, une courte période de bruit basses fréquence apparaît, cela ne remet pas en cause la brutalité de passage d'un schéma à l'autre. Le premier schéma mis en évidence est un schéma harmonique dont la fréquence fondamentale vaut 580 Hz. Le second schéma ne fait apparaître qu'une seule raie à la fréquence de 3390 Hz. Pour ces deux schémas, les raies en fréquences ne laissent apparaître que très peu voire aucune modulation en fréquence (en particulier pour le schéma à 3390 Hz).
 - Le deuxième aller fait apparaître un schéma harmonique caractérisé par une fréquence fondamentale à 1040 Hz. Ce schéma est à rapproché du schéma mis en évidence précédemment pour la pression de 10 bars. Il présente également une forte modulation en fréquence.

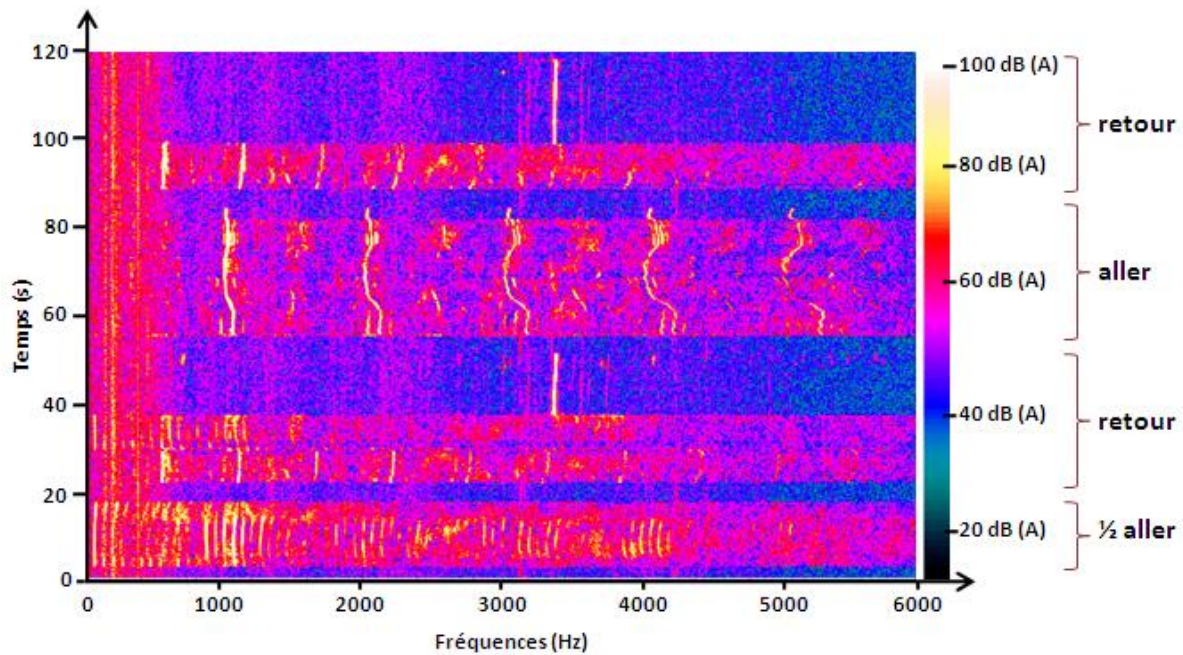


Fig. V-14 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 30 bars effectué lors des essais à courte distance (210m) avec le matériau de friction S1.

- Pour une pression étrier de 50 bars (Fig. V-15), le bruit apparaît sur toute la durée des freinages dans les deux sens de glissement et plusieurs comportements en fréquences sont également observés :
 - Du bruit de type basses fréquences (fondamentale à 70 Hz) apparaît sur la totalité du premier demi-aller, du premier retour et au début du second aller.
 - Le schéma caractérisé par une fréquence fondamentale à 1040 Hz déjà observé pour les pressions de 10 bars et 30 bars apparaît sur le reste du second aller. Il est à noter que le passage du bruit de type basses fréquences à ce schéma harmonique se fait de façon brutale par un saut en fréquence. De plus il n'y a pas de modulation en fréquences visible sur ce schéma comme cela été le cas sur les diagrammes précédents.
 - Le second retour fait apparaître deux schémas en fréquences. En début de freinage le schéma harmonique dont la fréquence fondamentale vaut 580 Hz est mis en évidence, il correspond au schéma observé à 30 bars même si dans ce diagramme, les raies impaires ne durent pas aussi longtemps que les raies paires. La seconde partie du freinage laisse apparaître le schéma harmonique correspondant à celui ne faisant apparaître qu'une seule raie à 3390 Hz à 30 bars. Cette raie est accompagnée d'harmoniques à 1790 et 5080 Hz dans ce diagramme. Le passage d'un schéma à l'autre se fait une nouvelle fois de façon brutale par un saut en fréquence.

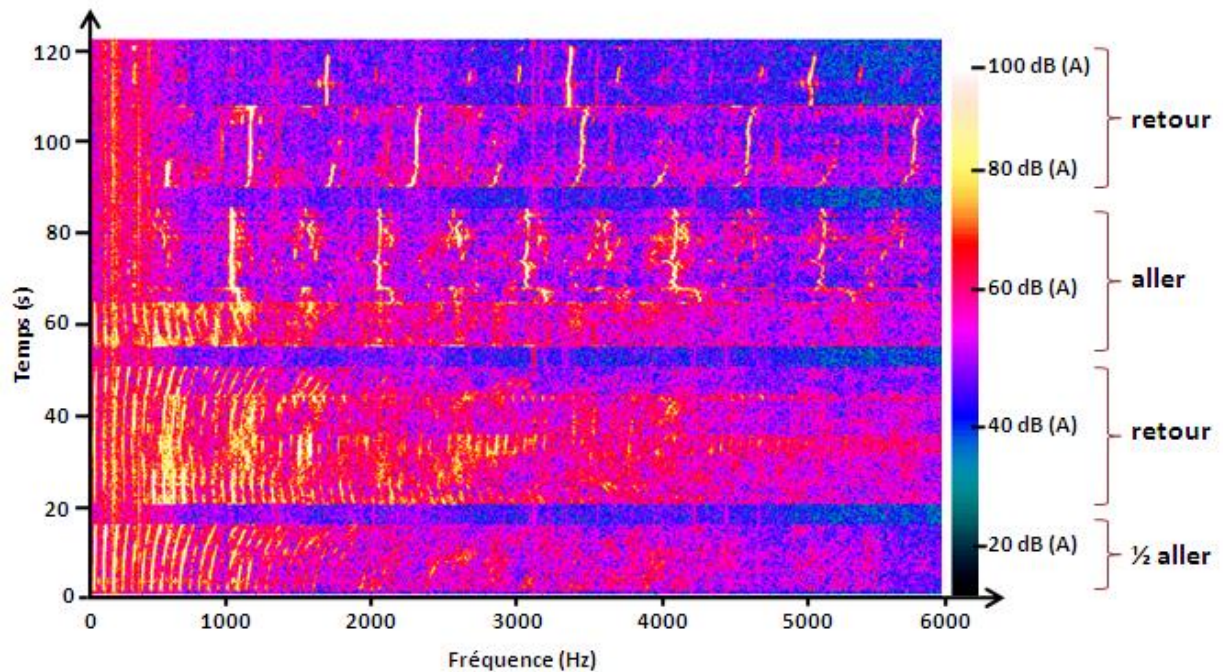


Fig. V-15 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 50 bars effectué lors des essais à courte distance (210m) avec le matériau de friction S1.

En plus de l'observation des diagrammes temps-fréquences permettant de mettre en évidence et de suivre les comportements en fréquences au cours des freinages, les spectres moyennés pour chaque freinage ont été générés afin d'y relever les pics en fréquences suivant la méthode précédemment exposée. Cela permet de tracer le graphique suivant (Fig. V-16), il permet d'avoir une vision globale de l'ensemble des freinages effectués à courte distance toutes pressions confondues. Ce graphique met en évidence les différents schémas précédemment observés dans les diagrammes temps fréquences, ces schémas sont désignés par la valeur de leur fréquences fondamentales et sont représentés par différentes couleurs comme suit : le schéma à 580 Hz en orange, le schéma à 1040 Hz en bleu et le schéma à 3390 Hz en vert. Le schéma dont la fréquence fondamentale vaut se situe autour de 580 Hz est le plus représenté dans ce diagramme suivi du schéma à 1040 Hz et enfin le schéma à 3390 Hz apparaît moins souvent.

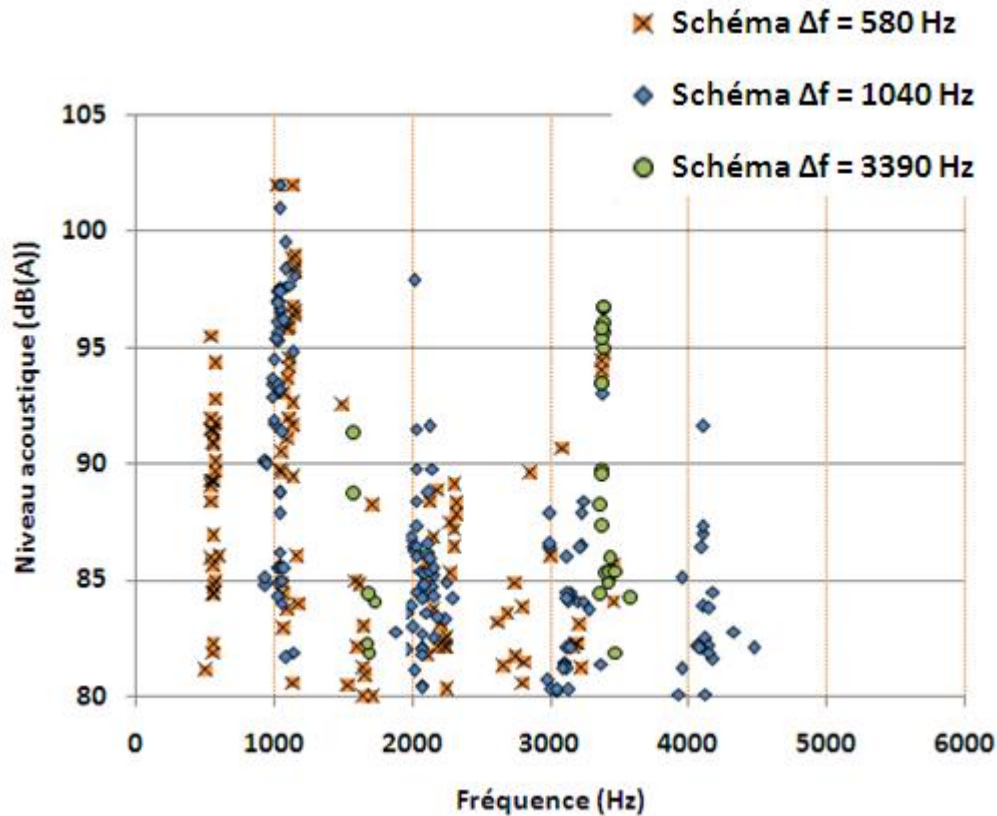


Fig. V-16 : Relevé des fréquences émergentes sur l'ensemble des freinages du programme d'essai effectué avec le matériau S1 à courte distance (210m).

De même que pour la série d'essais à courte distance, certains diagrammes temps fréquences représentatifs des essais à longue distance (1080 m) ont été sélectionnés pour être présentés en détails de manière à faire apparaître les principaux schémas en fréquences mis en jeu (Fig. V-17 et V-18). Chaque diagramme correspond à un cycle de freinage (les différents aller et retour y sont indiqués) pour différentes pressions étrier : 30 bars et 40 bars. Ces diagrammes mettent une nouvelle fois en évidence différents comportements acoustiques :

- Sur le premier diagramme temps fréquences d'un essai à 30 bars (Fig. V-17), trois schémas en fréquences apparaissent :
 - Du bruit de type basses fréquences est mis en jeu sur la totalité des premiers demi aller et retour ainsi que pendant la première moitié du second retour.
 - Un schéma en fréquence dont la fréquence fondamentale est de 2100 Hz apparaît brièvement au début du second aller.
 - Un autre schéma harmonique ayant pour fréquence fondamentale 1660 Hz est mis en jeu dans le deuxième aller et durant la seconde moitié du second retour. Cette fréquence fondamentale est accompagnée de fréquences harmoniques à 3320 et 4980 Hz. Au cours du second aller, ce schéma apparaît de manière discontinue, d'abord brièvement en début de freinage puis sur toute la seconde moitié avec une période sans aucun bruit.

- Sur le diagramme suivant (Fig. V-18), trois schémas en fréquences sont mis en jeu :
 - Le schéma dont la fréquence fondamentale est de 1660 Hz précédemment observé apparaît sur les quatre freinages du cycle pendant la seconde moitié des freinages.
 - L'autre schéma également observés auparavant (fondamentale à 2100 Hz) apparaît en début des trois derniers freinages, le premier freinage ne consistant qu'en un demi-aller.
 - Un troisième schéma apparaît brièvement à la fin des deux freinages dans le sens aller. Il se caractérise par une fréquence fondamentale autour de 3040 Hz.

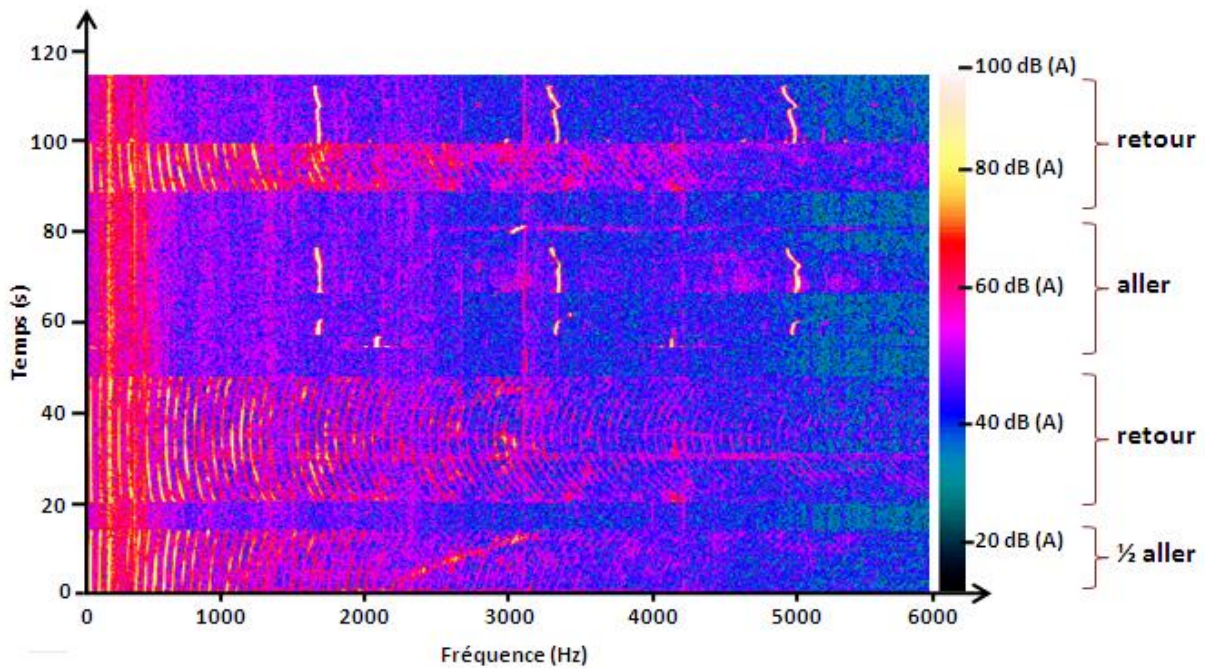


Fig. V-17 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 30 bars effectué lors des essais à longue distance (1080m) avec le matériau de friction S1.

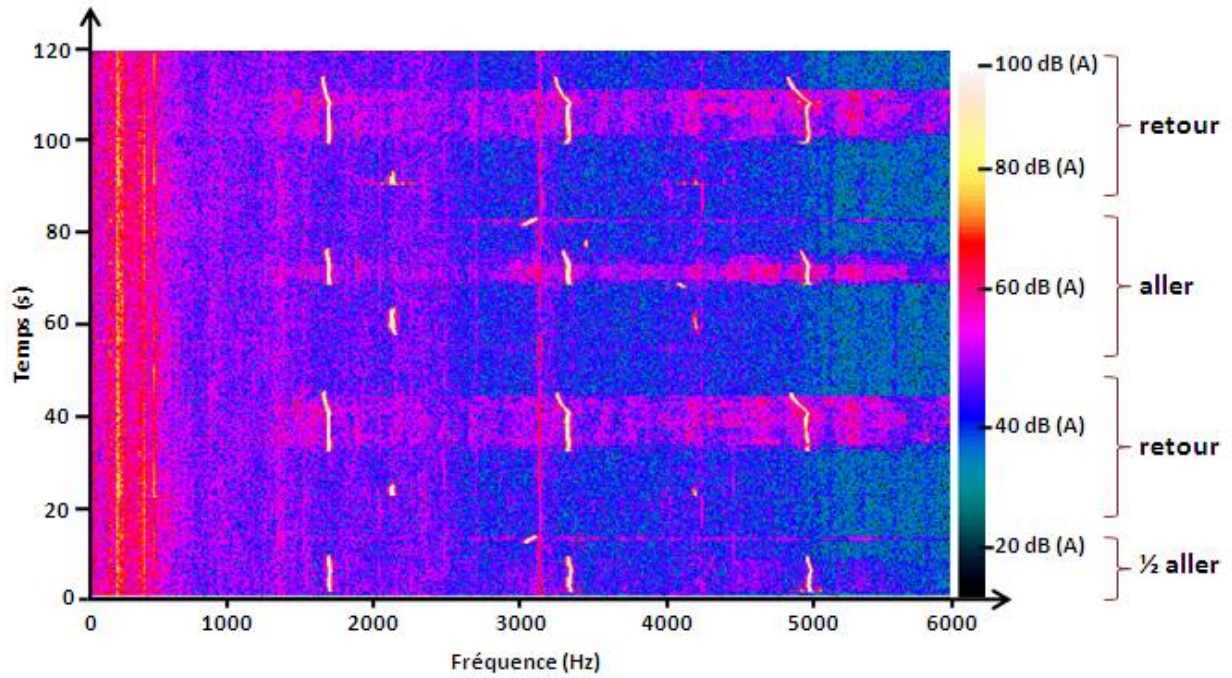


Fig. V-18 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 40 bars effectué lors des essais à longue distance (1080m) avec le matériau de friction S1.

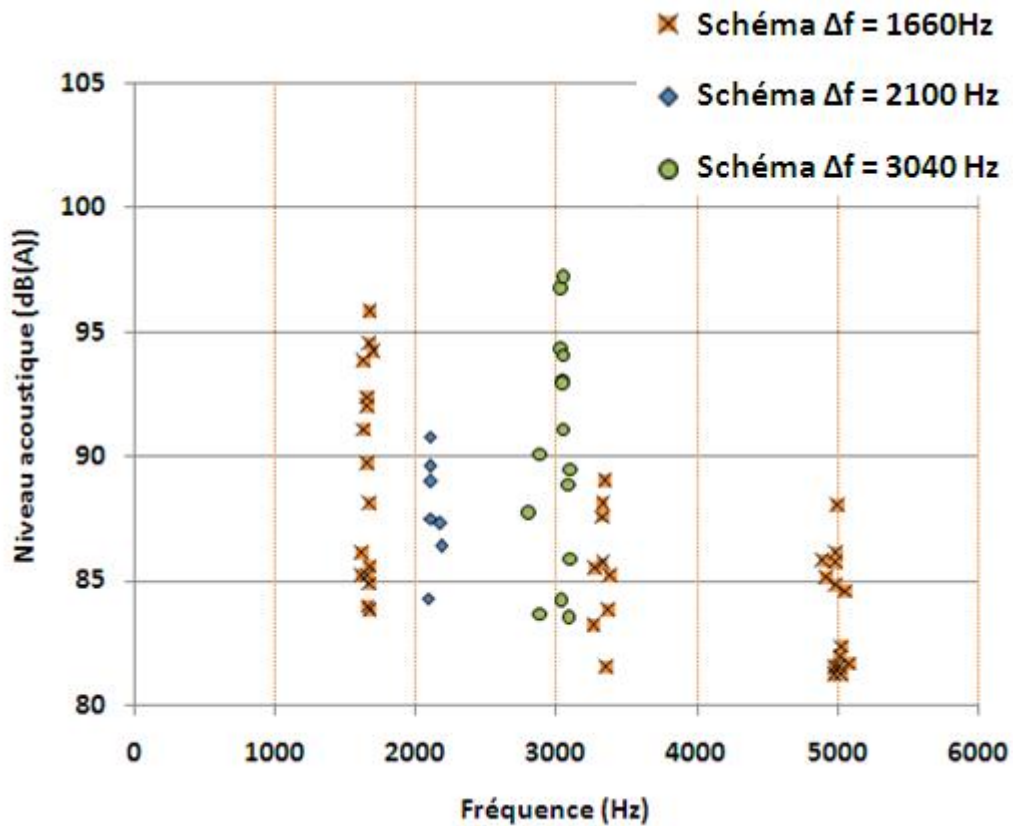


Fig. V-19 : Relevé des fréquences émergentes sur l'ensemble des freinages du programme d'essai effectué avec le matériau S1 à longue distance (1080m).

De même que pour les essais à courte distance, l'étude consistant à relever les pics de fréquences sur les spectres moyennés de l'ensemble des freinages du programme d'essai à longue distance a été effectuée. Le graphique globalisant les résultats est donné dans la Fig. V-19. Ce graphique met une nouvelle fois en évidence les différents schémas précédemment observés dans les diagrammes temps fréquences : le schéma à 1660 Hz en orange, le schéma à 2100 Hz en bleu et le schéma à 3040 Hz en vert. Le schéma dont la fréquence fondamentale se situe autour de 1660 Hz est le plus représenté dans ce diagramme suivi du schéma à 3040 Hz et enfin le schéma à 2100 Hz apparaît moins souvent. Il faut de plus préciser que les occurrences de bruit apparaissent durant la seconde moitié des freinages, ce qui correspond une nouvelle fois à la « montée du creux » de la barre de freinage.

iii. Matériau N1

Comme pour le matériau S1, deux séries d'essais ont été effectuées avec le matériau N1, à courte distance (110 m) et longue distance (1090 m), avec la même garniture de frein. Pour chacune de ces séries d'essais, des diagrammes temps fréquences représentatifs ainsi que les relevés des pics en fréquences vont être exposés dans cette partie.

Pour la série d'essai à courte distance, deux diagrammes temps fréquences sont représentés (Fig. V-20 et V-21). Chaque diagramme correspond à un cycle de freinage pour différentes pressions étrier : 20 bars et 40 bars. Ces diagrammes mettent en évidence différents comportements acoustiques caractérisé par les fréquences mise en jeu :

- Le diagramme temps-fréquence du cycle à 20 bars (Fig. V-20) montre un comportement en fréquence assez simple : le même schéma de fréquence est observé sur les quatre freinages du cycle. Ce schéma est caractérisé par une raie en fréquence unique située à 3420 Hz. Cette raie est de plus très peu modulée. Sur ce diagramme, deux schémas apparaissent de manière très brève : au début des deux freinages dans le sens retour : un schéma mettant en jeu une fréquence de 720 Hz et un autre une fréquence de 1150 Hz.
- Le diagramme temps fréquence à 40 bars (Fig. V-21) fait apparaître un schéma unique en fréquence malgré un comportement beaucoup plus riche qu'à 20 bars : ce schéma en fréquence fait apparaître un comportement harmonique dont la fréquence fondamentale est 1680 Hz accompagné des harmoniques à 3340 et 5040 Hz. Entre ces fréquences principales de nombreuses raies secondaires dont l'amplitude est beaucoup moins élevée et la durée plus courte apparaissent. Ce schéma fait apparaître une harmonique à 3340 Hz très proche de la fréquence à 3420 Hz observée dans le diagramme précédent. Néanmoins les schémas sont à différencier dans le sens où dans le premier diagramme il s'agit de la fondamentale, cette seule raie apparaissant, alors que dans le second diagramme, il s'agit à priori d'une harmonique.

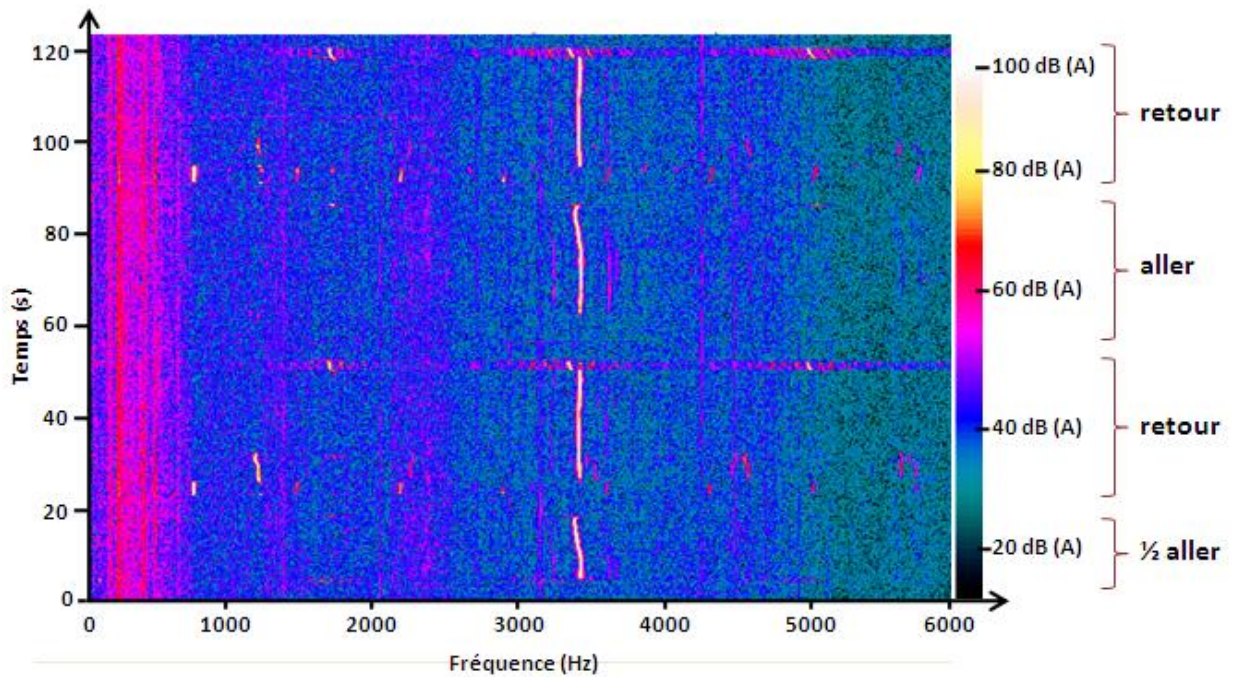


Fig. V-20 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 20 bars effectué lors des essais à courte distance (110m) avec le matériau de friction N1.

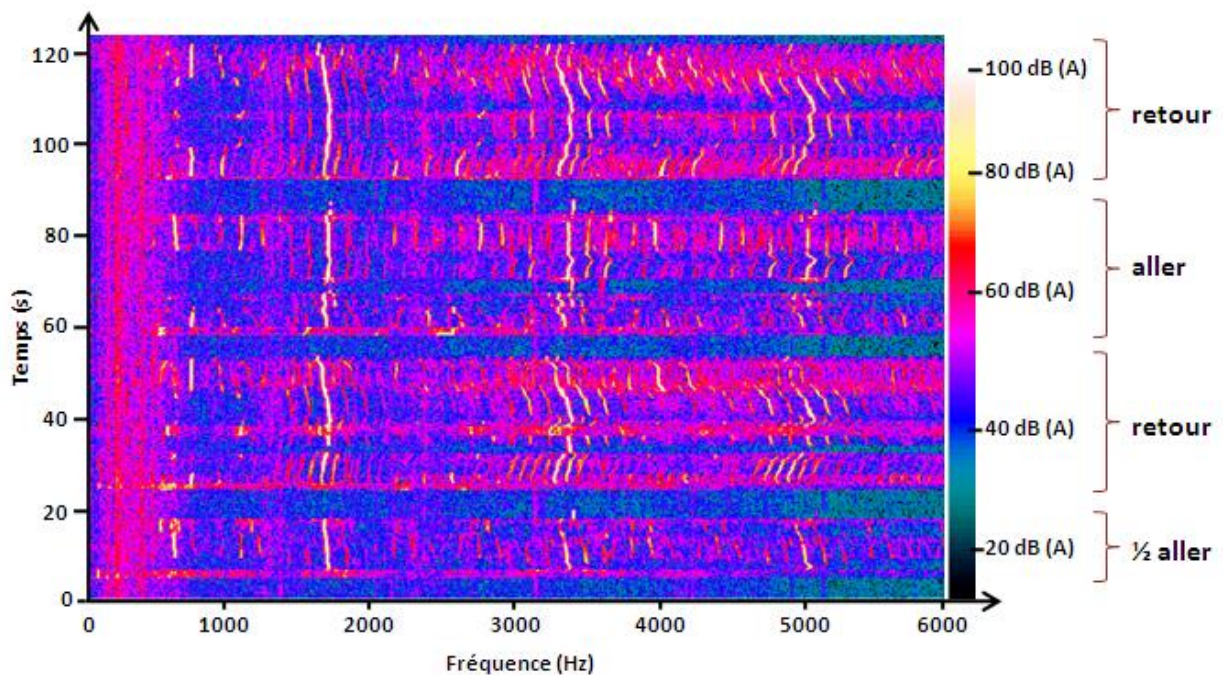


Fig. V-21 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 40 bars effectué lors des essais à courte distance (110m) avec le matériau de friction N1.

L'étude consistant à relever les pics de fréquences sur les spectres moyennés de l'ensemble des freinages du programme d'essai à courte distance a été effectuée pour le matériau N1 comme précédemment pour le matériau S1. Le graphique globalisant les résultats est donné dans la Fig. V-22. Ce graphique met en évidence les différents schémas précédemment observés dans les diagrammes temps fréquences : le schéma à 3420 Hz en orange, le schéma à 720 Hz en bleu, à

1150 Hz en vert et le schéma à 1680 Hz en violet. Le schéma dont la fréquence fondamentale vaut 1680 Hz est le plus représenté dans ce diagramme, il apparaît pour tous les freinages pour des pressions supérieures à 30 bars. Le schéma à 3420 Hz est également très présent car il apparaît pour les pressions inférieures à 30 bars. Pour la pression de 30 bars les deux schémas peuvent être présents. Il est à noter que les schémas à 720 et 1150 Hz sont peu représentés, ils ne concernent que peu de freinage à basse pression. Les occurrences apparaissent ici de façon continue sur la totalité du freinage, il semble donc qu'il y ait moins d'effet de la « montée du creux » dans ce cas.

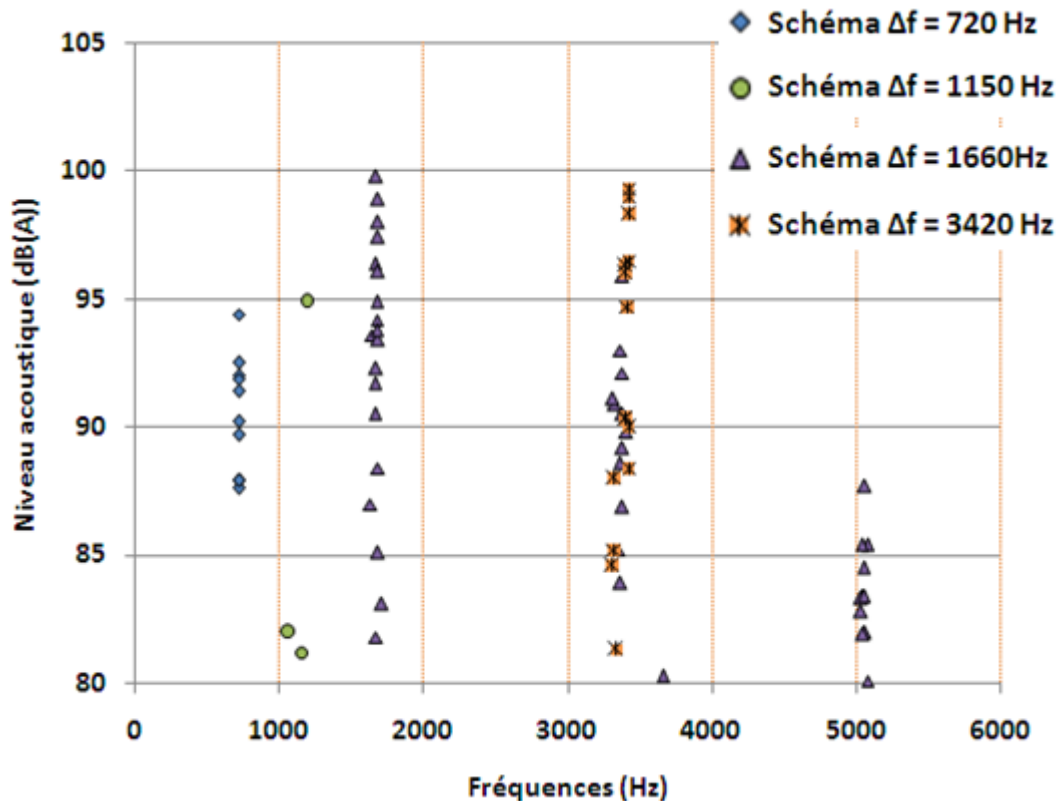


Fig. V-22 : Relevé des fréquences émergentes sur l'ensemble des freinages du programme d'essai effectué avec le matériau N1 à courte distance (110 m).

Pour la série d'essai à longue distance avec le matériau N1, un seul diagramme temps fréquence (Fig. V-23) suffit afin de représenter l'ensemble des freinages toutes pressions confondues. En effet, au cours du programme d'essai, le bruit n'est apparu que lors des freinages dans le sens aller et sur la partie centrale de la barre de freinage, en début de phase de « montée de creux » de la barre. Un schéma en fréquence est mis en jeu dans les freinages à longue distance : ce schéma en fréquence fait apparaître un comportement harmonique dont la fréquence fondamentale est 1700 Hz accompagné des harmoniques à 3400 et 5100 Hz. Le graphique des relevés des pics en fréquence (Fig. V-24) ne fait donc apparaître que ce schéma en fréquence sur la globalité des freinages du programme d'essai.

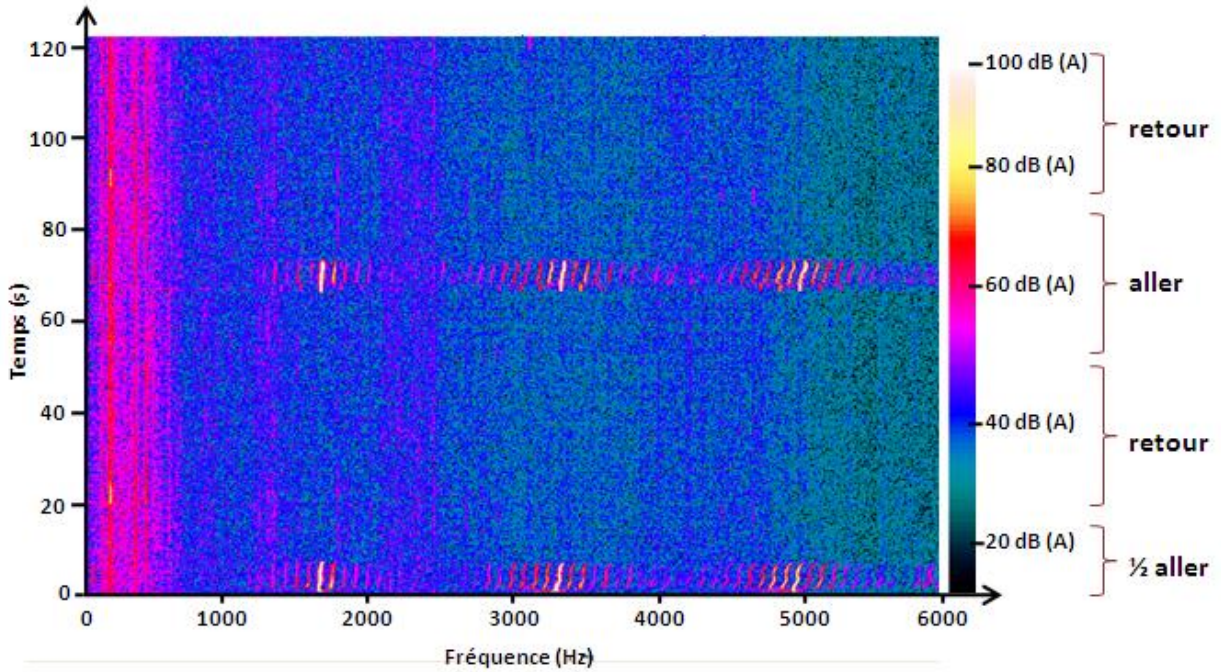


Fig. V-23 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 40 bars effectué lors des essais à longue distance (1090m) avec le matériau de friction N1.

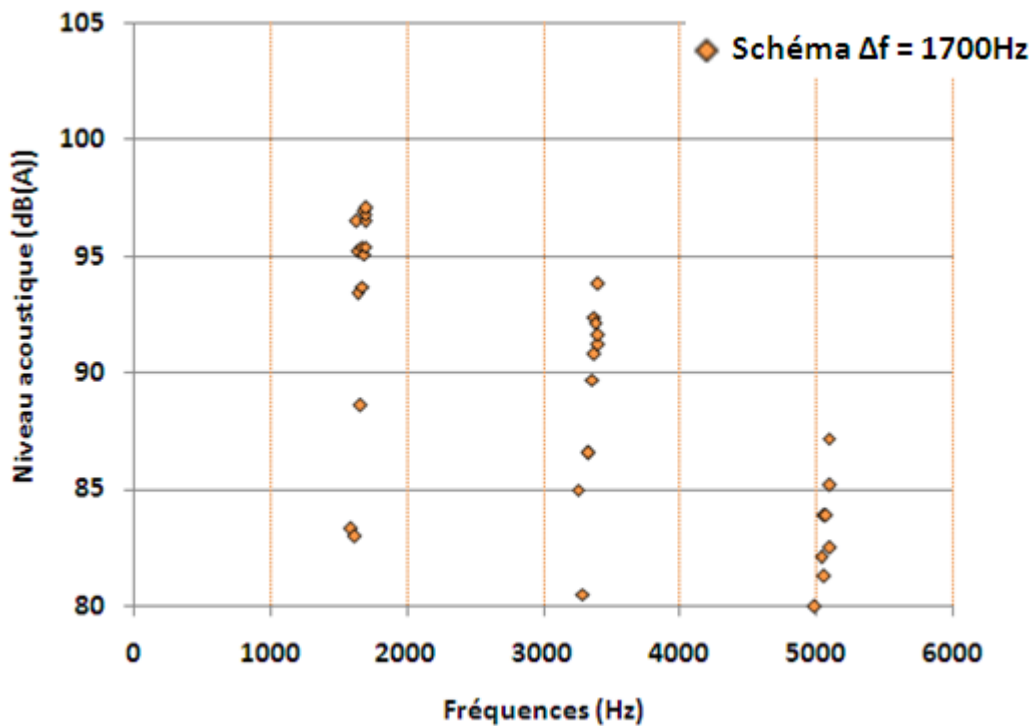


Fig. V-24 : Relevé des fréquences émergentes sur l'ensemble des freinages du programme d'essai effectué avec le matériau N1 à longue distance (1090 m).

iv. *Matériau S2*

Pour le matériau S2, seuls des essais à longue distance (1300 m) ont été effectués. Deux diagrammes temps fréquences ont été sélectionnés pour être présentés en détails de manière à faire apparaître les principaux schémas en fréquences mis en jeu (Fig. V-25 et V-26). Chaque diagramme correspond à un cycle de freinage pour différentes pressions étrier : 20 bars (représentatif des essais à 10 et 20 bars) et 40 bars (représentatif des essais à 30, 40 et 50 bars). Ces diagrammes mettent en évidence différents comportements acoustiques :

- Le diagramme temps fréquence à 20 bars (Fig. V-25) montre un schéma unique en fréquence : le bruit n'apparaît pas pendant toute la totalité du freinage mais plutôt pendant la deuxième moitié. Il est caractérisé par une fréquence fondamentale à 1640 Hz accompagnée d'une harmonique à 3280 Hz.
- Sur le diagramme suivant (Fig. V-26), un cycle à 40 bars est représenté. Du bruit de type basses fréquences apparaît sur le premier demi-aller. Les autres freinages font apparaître un schéma harmonique sur la seconde moitié du freinage pour le second aller et sur la totalité des freinages pour les deux retours. Ce schéma est caractérisé par une fréquence fondamentale à 480 Hz accompagné des harmoniques à 960, 1440, 1920, 2400 Hz...

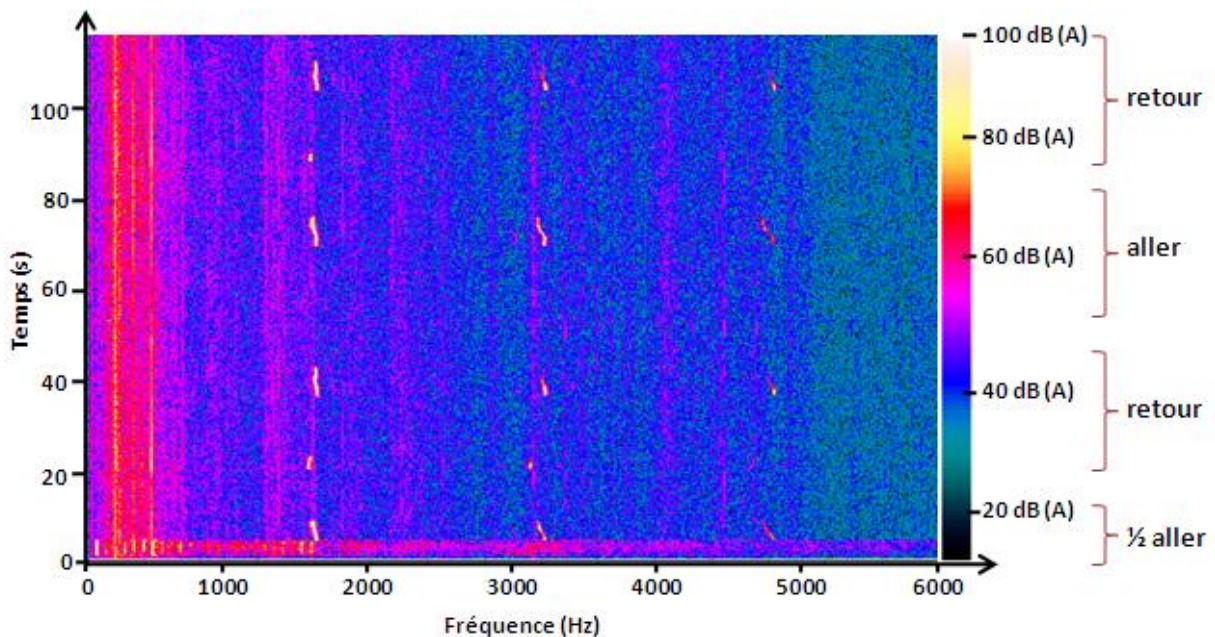


Fig. V-25 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 20 bars effectué lors des essais à longue distance (1300m) avec le matériau de friction S2.

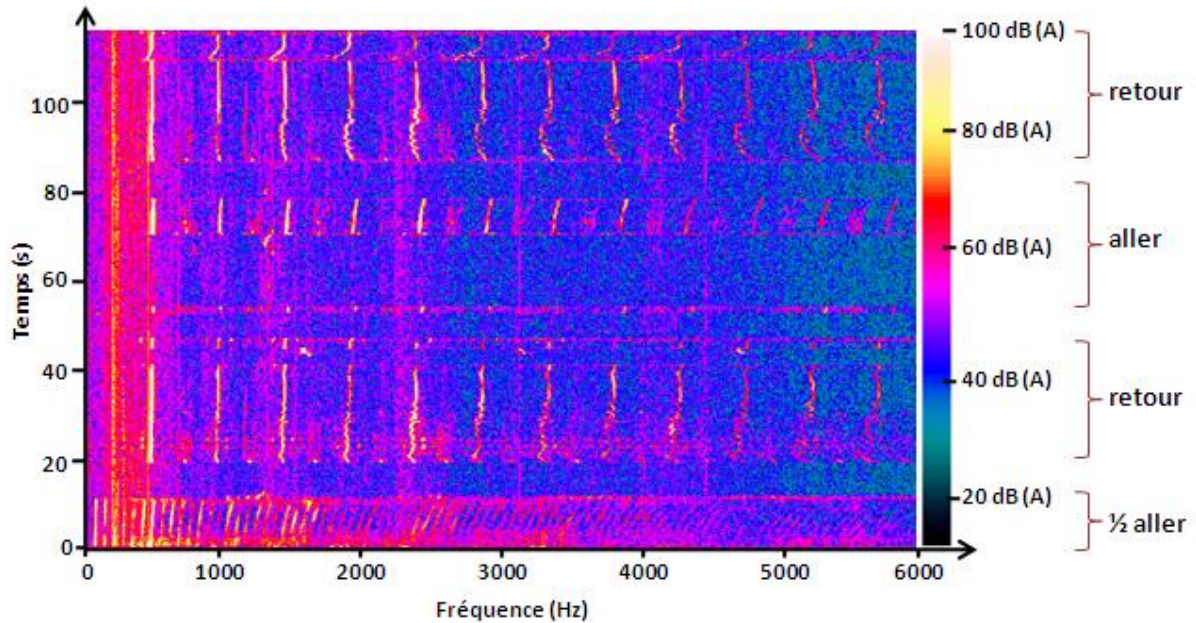


Fig. V-26 : Diagramme temps fréquences d'un freinage à 40 bars effectué lors des essais à longue distance (1300m) avec le matériau de friction S2.

Le graphique des relevés des pics en fréquence (Fig. V-27) fait donc apparaître les deux schémas en fréquence apparaissant dans les diagrammes temps fréquences précédemment présentés : le schéma dont la fondamentale vaut 480 Hz et celui à 1640 Hz. Le premier schéma est le plus représenté, il apparaît pour des pressions étrier supérieures ou égales à 30 bars alors que le second n'apparaît que pour les basses pressions à 10 et 20 bars. De plus, à 10 et 20 bars, le comportement est similaire à ce qui a pu être observé avec les matériaux S1 et N1 avec des fréquences assez proches et des occurrences apparaissant plutôt en « phase de montée » du creux de barre.

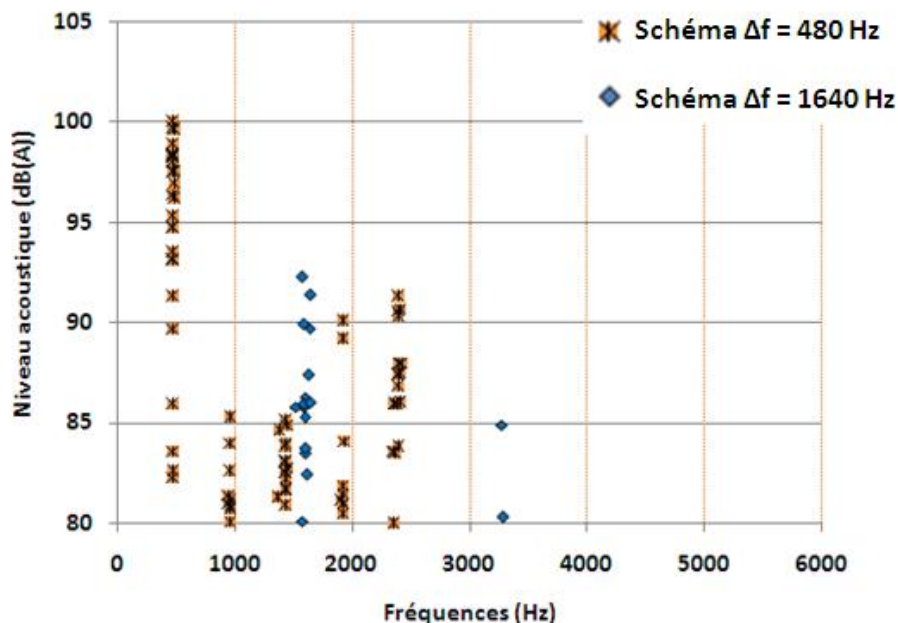


Fig. V-27 : Relevé des fréquences émergentes sur l'ensemble des freinages du programme d'essai effectué avec le matériau S2 à longue distance (1300 m).

Pour les matériaux S1 et N1, deux distances d'essai sont considérées, il apparaît que le comportement acoustique est moins complexe (réduction du nombre de schéma en fréquences) pour les longues distances, ce résultat atteste une certaine stabilisation avec la distance de freinage et permet ainsi d'observer « l'effet d'histoire ». Au final, si la comparaison entre les matériaux S1 et N1 se restreint aux essais longues distances, les conclusions sont les suivantes :

- Les occurrences sont moins nombreuses pour N1 et elles durent moins longtemps.
- Des schémas fréquentiels très proches sont mis en jeu pour les deux matériaux : 1700 Hz pour N1 et 1660 Hz pour S1.
- Deux schémas viennent s'ajouter dans pour S1 : 2100 et 3040 Hz.
- Pour les deux matériaux, les occurrences ont tendance à apparaître en « phase de montée » du creux de la barre (dans la direction longitudinale).
- L'effet du sens de glissement est plus marqué pour S1 avec des occurrences apparaissant systématiquement dans le sens aller.

Les résultats concernant le matériau S2 mettent en évidence deux comportements :

- Pour les faibles pressions (10 et 20 bars), le comportement est proche de celui des matériaux S1 et N1, avec un schéma fréquentiel à 1640 Hz et des occurrences en « phase de montée » du creux de la barre.
- Pour les pressions supérieures (30, 40 et 50 bars), le comportement est très différents des autres résultats : le schéma fréquentiel à 480 Hz ne correspond à aucun schéma des autres matériaux et les occurrences sont continues sur la totalité des freinages.

c. Résultats numériques

L'influence du matériau a pu être étudiée dans le modèle numérique dans la limite de ses possibilités. Les différentes configurations de calculs utilisées sont d'abord présentées, suivies des résultats obtenus : répartitions de pressions de contact à l'interface barre de / garnitures de frein, instabilités du modèle et déformées associées.

i. Paramètres du modèle

L'objectif est d'étudier l'influence du matériau, par conséquent les calculs pris en compte dans cette partie ont tous été effectués dans la configuration avec l'étrier en position centrale et prenant en compte le profil de barre creusé suivant la longueur présenté précédemment dans les résultats expérimentaux (Fig. V-6). Les trois profils étant très proches les uns des autres, le choix d'utiliser le même profil pour tous les calculs a été fait : le profil N1 a été sélectionné.

Les paramètres qui ont été modifiés afin de rendre compte de l'effet du matériau de friction sont les paramètres précédemment caractérisés : les modules de compression dans les directions normales et tangentielles et les coefficients de frottement. Le tableau suivant (Fig. V-28) présente les différents paramètres entrés dans le modèle pour chaque matériau. Les matériaux sont considérés comme isotrope transverse.

		Matériaux de friction		
Caractéristiques :		S1	N1	S2
Module de compression (E en MPa)	direction normale (z)	1335	1630	3380
	direction transverse (x et y)	3450	5900	5830
Module de cisaillement (G en MPa)	direction normale (xy)	515	630	1300
	direction transverse (xz et yz)	1330	2270	2240
Coefficient de poisson		0,3	0,3	0,3
Coefficient de frottement		0,6	0,6	0,5
Masse volumique		2500	2500	2500

Fig. V-28 : Caractéristiques des matériaux de frictions utilisées dans le modèle numérique.

Les modules de compression et coefficients de frottement sont ceux mesurés lors des différentes caractérisations des matériaux de friction. Le coefficient de poisson est choisi arbitrairement à 0,3 pour les trois matériaux, il permet de calculer les modules de cisaillement en utilisant la relation suivante :

$$G_{xy} = \frac{E_z}{2(1+\nu)} \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} G_{xy} \text{ module de cisaillement dans le plan xy} \\ E_z \text{ module de compression suivant la direction z} \\ \nu \text{ coefficient de poisson} \end{array}$$

Il a été remarqué dans les résultats expérimentaux que la pression étrier a également une influence sur les occurrences de bruit. Ce paramètre est également pris en compte dans cette partie. Trois calculs à trois pressions étriers différentes sont effectués pour chaque matériau de friction : à 10, 30 et 50 bars. 9 configurations de calculs sont donc considérées dans cette partie (3 matériaux x 3 pressions étriers)

ii. Répartitions de pression.

La première étape du calcul est l'équilibre quasi statique sous conditions de glissement, état du système qui sera par la suite utilisé pour l'analyse modale complexe, seconde étape du calcul. Une fois l'équilibre du système déterminé, il est possible d'accéder aux différentes répartitions de pression dans les contacts mis en place dans le modèle. Le contact entre la barre de freinage et les garnitures de frein est étudié plus en détail dans ce paragraphe. Les différentes répartitions de contact obtenues à l'issue des équilibres statiques des 9 configurations de contacts sont représentées dans la figure V-29. Ces répartitions sont représentées du côté des surfaces des garnitures de frein, pour les trois matériaux de friction et les trois pressions étrier prises en compte. La même échelle est utilisée pour toutes les répartitions présentées. Pour chaque configuration, les deux garnitures sont représentées, la face avant est celle du dessous et la face arrière (coté traverse) est celle du dessus.

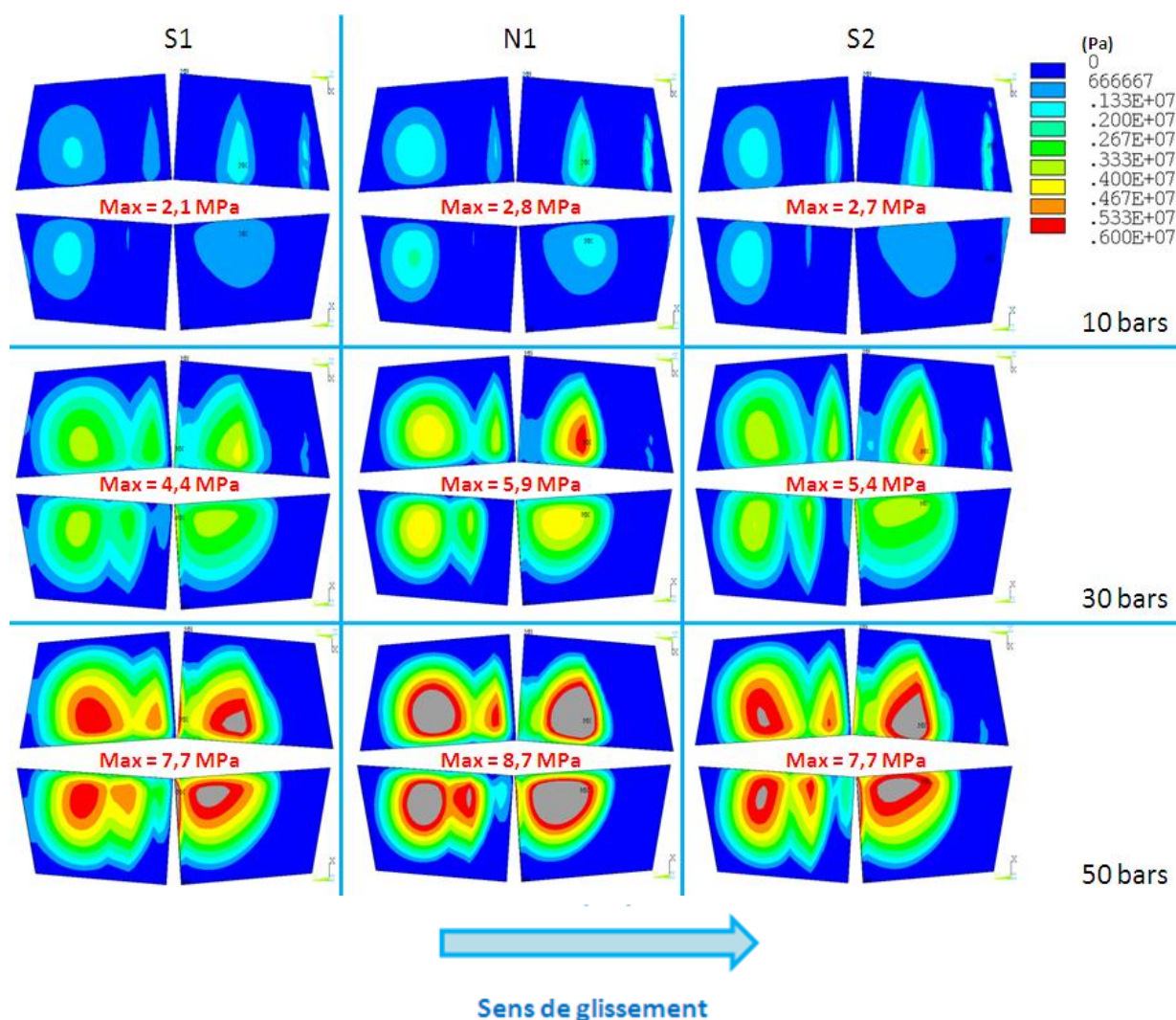


Fig. V-29 : Répartitions de pression sur les surfaces des garnitures de frein en contact avec la barre de frottement (profil « creusé » dans la direction longitudinale) pour les trois matériaux de friction et pour trois pressions étrier.

Pour toutes les configurations de calcul, une observation commune peut être effectuée: les pressions de contact sont plus localisées vers l'avant du contact, ce phénomène d'engagement est dû à la prise en compte des effets du glissement entre les garnitures et la barre de frottement. La forme générale des zones de contact est également comparable entre les différentes configurations, le profil de barre pris en compte est le même pour tous les calculs. C'est ce profil en creux qui conduit à obtenir de telles répartitions, l'influence de ce paramètre est étudiée dans la suite de ce rapport. Des différences dues à l'influence du matériau de friction peuvent être observées:

- Le matériau N1 est celui qui présente les localisations les plus importantes: les zones de contact sont plus localisées et les gradients sont plus importants au sein de ces zones conduisant à obtenir un maximum plus élevé.
- Le matériau S1 est celui qui conduit à une meilleure répartition des pressions contact avec des zones plus importantes, des gradients moins élevés et un maximum plus faible.
- Le matériau S2 présente des résultats intermédiaires à ceux des deux matériaux précédemment décrits.

Le lien peut être fait avec les propriétés mécaniques des matériaux de friction :

- Une première comparaison est possible entre les matériaux S2 et N1 : entre ces matériaux, les modules dans les directions transverses sont similaires alors que dans la direction normale, le module de S2 est environ deux fois celui de N1. Une augmentation du module normale conduit à une meilleure répartition de pression pour le matériau S2.
- Une seconde comparaison peut être faite entre les matériaux S1 et N1. Cette fois, les deux matériaux présentent des modules équivalents dans la direction normale. Par contre, dans les directions transverses, le module du matériau N1 est très supérieur à celui de S1 (facteur 1,7). Une augmentation du module transverse conduit à une localisation du contact plus importante.

Il semble donc que les modules de compression des matériaux de friction soient un paramètre influent sur le comportement des matériaux de friction : une augmentation du module transverse et/ou une diminution du module normal ont pour tendance de favoriser un contact plus localisé.

L'influence de la pression étrier est également visible dans ces résultats : l'augmentation de la pression étrier conduit à obtenir une meilleure répartition du contact avec des zones de contact plus étendues et les valeurs des pressions de contact augmentent logiquement avec la pression étrier.

iii. Instabilités et déformées associées

Les répartitions de pressions issues de l'équilibre quasi-statique sont utilisées pour la deuxième étape : l'analyse modale complexe. Les calculs ont été effectués pour les neuf configurations considérées : trois matériaux de friction par trois pressions étrier. Ces calculs permettent d'une part d'obtenir les instabilités du système et d'autre part les déformées associées. Dans ce paragraphe, les résultats d'une des configurations vont être décrits afin d'illustrer la méthode utilisée pour identifier les composants mis en jeu, il s'agit de la configuration dont les paramètres sont le matériau S1 et une pression de 30 bars. La même méthode ayant été utilisée pour les neuf configurations, les résultats seront synthétisés dans un tableau récapitulatif puis commentés.

Les modes complexes obtenus à l'issue de l'analyse modale complexe sont généralement présentés sous la forme de graphiques partiellement réels en fonction de la partie imaginaire (Fig. V-30). La partie imaginaire correspond à la fréquence du mode et la partie réelle à son « taux d'instabilité ». Une partie réelle non nulle correspond à une instabilité et au couplage de deux modes dont les fréquences sont alors égales. Le graphique présenté correspond au cas matériau S1 et pression étrier de 30 bars et six modes ont une valeur réelle positive, ils ont été numérotés pour la suite de la présentation des résultats.

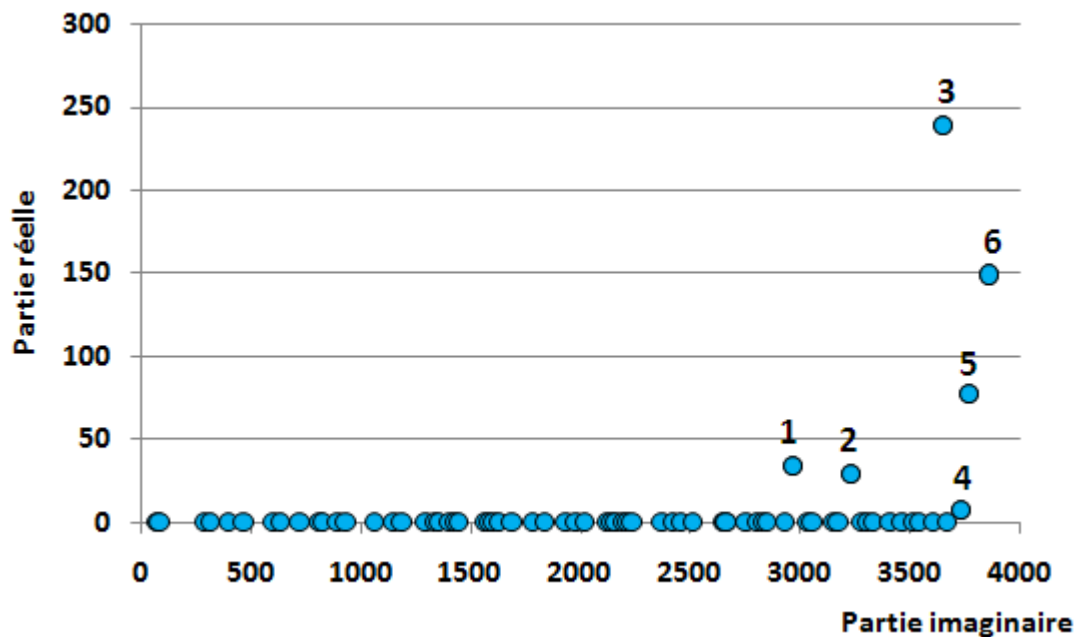


Fig. V-30 : Partie imaginaire en fonction de la partie réelle des modes complexes obtenus à l'issue de l'analyse modale complexe – matériau S1 et pression étrier de 30 bars.

Pour chacun des modes instables mis en évidence dans le graphique précédent, les déformées modales ont été observées. L'observation des déformées associées aux différentes instabilités permet de mettre en évidence les composants mis en jeu dans les couplages associés. Pour ce faire, une première observation de la déformée du modèle complet permet de déterminer de manière globale les composants mis en jeu puis les déformées des composants pris deux par deux sont observées afin de confirmer ces observations: barre + garnitures et étrier + garnitures. Il est important de préciser que les résultats donnés par les calculs sont en niveau de déformation, sans unité particulière. Les déformées des six modes instables sont présentés dans la Fig. V-31 et les composants à priori majoritairement mis en jeu sont présentés dans le tableau Fig. V-32. La numérotation des modes instables de 1 à 6 est conservée. Un tableau de synthèse des résultats obtenus pour les neuf configurations de calcul est ensuite présenté (Fig. V-33).

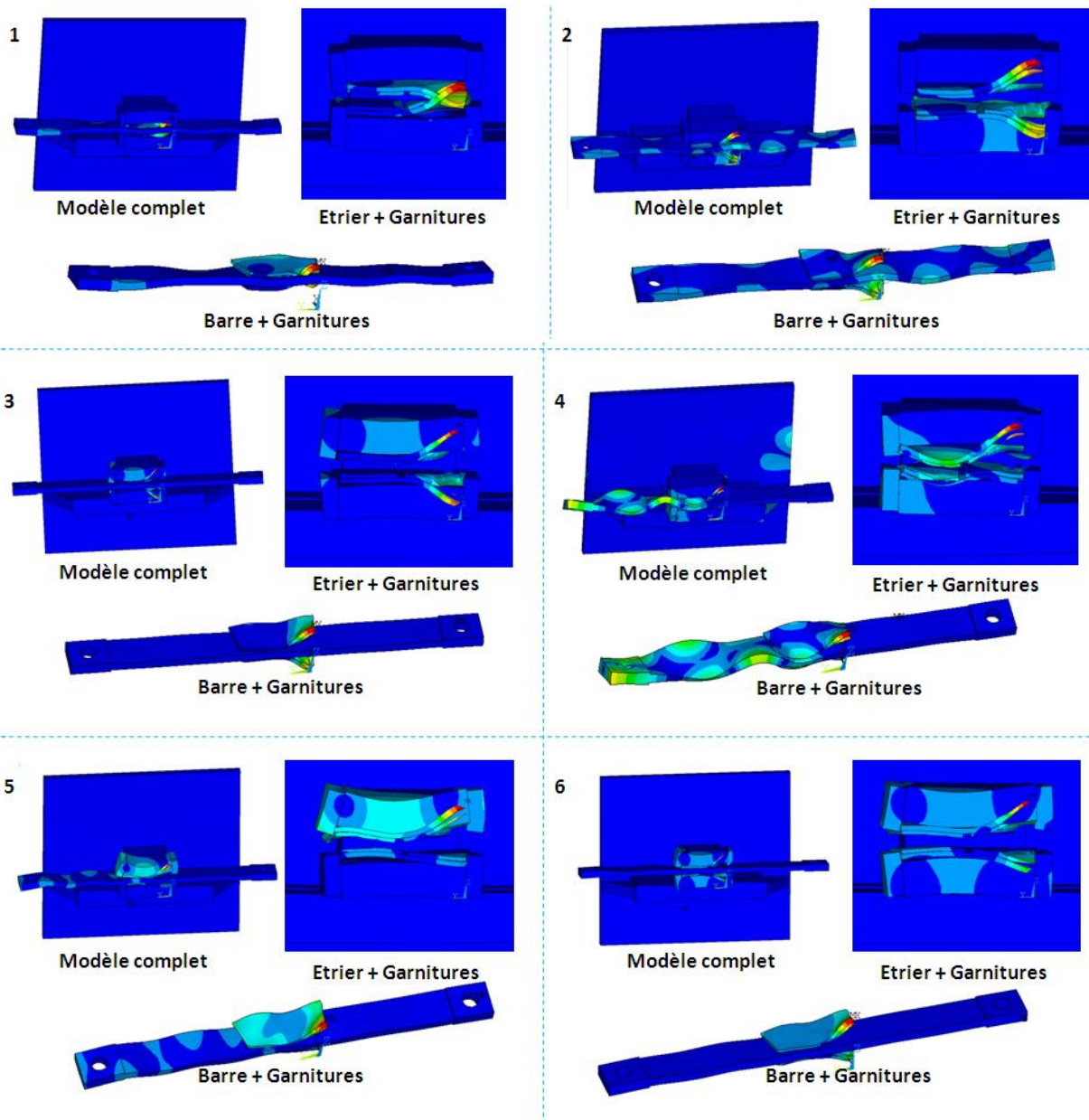


Fig. V-31 : Déformées associées aux modes instables de la configuration matériau S1 et pression étrier de 30 bars.

Configuration matériau S1 - 30 bars		
n°	Fréquences des modes instables	Composants mis en jeu
1	2973	Garnitures
2	3234	Garnitures + Barre
3	3658	Garnitures
4	3737	Garnitures + Barre
5	3777	Garnitures + Etrier
6	3863	Garnitures + Etrier

Fig. V-32 : Fréquences des modes instables et composants majoritairement mis en jeu dans les couplages associés - matériau S1 et pression étrier de 30 bars.

Matériau de friction						
	S1		N1		S2	
	Fréquences des modes instables	Composants mis en jeu	Fréquences des modes instables	Composants mis en jeu	Fréquences des modes instables	
10 bars	1122	Garnitures	1140	Garnitures	1205	Garnitures
	1562	Garnitures+Barre+Etrier	2099	Garnitures	2094	Garnitures+Barre
	1675	Garnitures+Etrier	2476	Garnitures	2336	Garnitures+Barre+Etrier
	2096	Garnitures	2756	Garnitures	2488	Garnitures+Barre+Etrier
	2120	Garnitures	3050	Garnitures+Barre	2800	Garnitures
	2423	Garnitures+Barre	3060	Garnitures+Barre	2865	Garnitures+Barre
	2752	Garnitures+Barre	3118	Garnitures	3030	Garnitures+Barre
	2895	Garnitures	3550	Garnitures+Barre+Etrier	3193	Garnitures
	3011	Garnitures+Barre	3568	Garnitures+Barre+Etrier	3583	Garnitures+Etrier
	3341	Garnitures	3680	Garnitures+Barre	3885	Garnitures
3512	Garnitures+Etrier	3864	Garnitures			
3567	Garnitures+Barre+Etrier					
30 bars	2973	Garnitures	3043	Garnitures+Barre	2978	Garnitures
	3234	Garnitures+Barre	3494	Garnitures+Barre	3177	Garnitures+Barre
	3658	Garnitures	3674	Garnitures	3287	Garnitures
	3737	Garnitures+Barre	3747	Garnitures+Barre+Etrier	3555	Garnitures+Barre
	3777	Garnitures+Etrier	3893	Garnitures	3684	Garnitures
	3863	Garnitures+Etrier			3703	Garnitures
					3844	Garnitures
50 bars	2503	Garnitures+Barre	3036	Garnitures+Barre	3552	Garnitures+Barre
	3029	Garnitures+Barre	3186	Garnitures+Barre	3859	Garnitures+Barre
	3283	Garnitures	3639	Garnitures+Barre		
	3559	Garnitures	3750	Garnitures+Barre		
	3671	Garnitures+Barre	3852	Garnitures+Barre+Etrier		
	3741	Garnitures+Barre+Etrier	3992	Garnitures		
	3806	Garnitures+Etrier				
3812	Garnitures+Etrier					

Pression hydraulique dans l'étrier

Fig. V-33 : Tableau de synthèses des fréquences des instabilités et des composants majoritairement mis en jeu dans les couplages associés.

Le cas choisi en exemple permet de présenter différents cas en termes de composants mis en jeu dans les couplages associés aux instabilités : les garnitures peuvent être mises en jeu seules ou couplées avec l'étrier ou la barre de freinage. Un des cas n'est cependant pas présent pour cette configuration : le cas où les trois composants (la barre, l'étrier et les garnitures) sont mis en jeu, cas qui apparaît par la suite pour d'autres configurations.

Le tableau de synthèse permet de confronter les résultats obtenus pour les neuf configurations de calcul. Il peut se lire en fonction des deux paramètres considérés : le matériau de friction et la pression étrier. De manière globale, les résultats montrent que la pression étrier a une influence plus importante que le matériau en terme de nombre d'instabilités : pour une pression étrier de 10 bars, le nombre d'instabilité est plus important que pour les pressions supérieures alors que d'un matériau à un autre, les nombres d'instabilité sont sensiblement les mêmes mis à part pour le cas à 50 bars avec le matériau S2 avec seulement 2 instabilités. En termes de composant mis en jeu, les garnitures sont présentes dans toutes les instabilités, toutes configurations confondues. Les garnitures semblent donc jouer un rôle central. Cela pourrait expliquer le nombre plus important d'instabilités à 10 bars : la pression étant plus faible, la zone de contact est plus petite (cf. répartitions de pression) et les garnitures sont donc moins « tenues », d'où une propension à l'instabilité plus importante ainsi que l'apparition de fréquences plus basses.

Le dernier résultat est présenté dans le graphique suivant (fig. V-34) : la répartition des instabilités en fonction de leur fréquence pour les neuf configurations de calcul. Une nouvelle fois l'influence de la pression est plus prononcée que l'influence du matériau de friction. De plus c'est encore à la pression de 10 bars qu'apparaît la différence la plus importante : en plus d'être plus nombreuses, les instabilités sont réparties sur une plus large gamme de fréquences avec en particulier la présence d'instabilités entre 1000 et 2500 Hz.

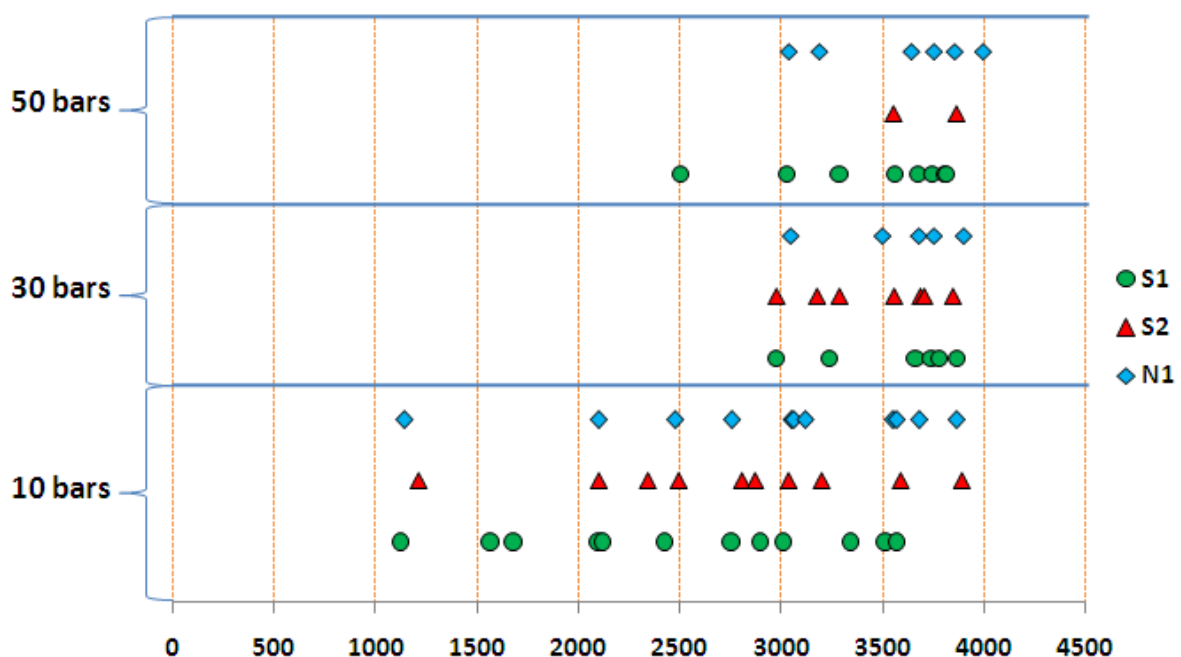


Fig. V-34 : Répartition des instabilités en fonction de la fréquence pour les neuf configurations de calcul.

L'observation des répartitions de pression au niveau des surfaces des garnitures ont pu être corrélées aux propriétés des matériaux de friction introduites dans le modèle (rigidités normale et transverse). L'observation des déformées associées aux instabilités met en avant le rôle des garnitures.

L'influence de la pression observée dans les résultats numériques va un peu à l'encontre des résultats expérimentaux. La tendance mise en évidence lors des essais est qu'il y a globalement moins de crissement à faible pression alors que dans le cas numérique, le plus grand nombre d'instabilités apparaît à faible pression. Les comparaisons avec les résultats expérimentaux sont par ailleurs difficiles à établir : les modes instables obtenus par la modélisation sont nombreux. Il est néanmoins possible de trouver des modes instables autour des fréquences identifiées expérimentalement (1700, 3400 Hz...). Il s'agit d'une des limites de l'analyse modale complexe : les conditions sont nécessaires mais non suffisantes, de ce fait un plus grand nombre de « candidats » est obtenu.

De plus l'effet du matériau reste au final peu visible dans les résultats numériques. Ces différences, que ce soit au niveau de l'influence de la pression étrier ou de l'influence du matériau de friction peuvent être imputées aux propriétés des matériaux de friction entrées dans le modèle. En effet, même si ils ont été caractérisés en compression, les valeurs ont été calculées par régression linéaire sur la plage [0-11.2 MPa], ce qui correspond à une plage de pression étrier de [0-112 bars]. Les calculs sont effectués à des pressions inférieures et la loi de comportement utilisée dans les calculs est linéaire. Une piste pour affiner les résultats serait de caractériser plus finement le comportement en compression des matériaux de friction et de compiler une loi de comportement plus réaliste (non linéaire) dans les modèles numériques.

Un autre élément d'explication vis-à-vis des différences entre les approches expérimentale et numérique est l'absence de prise en compte des interfaces dans le modèle alors que les résultats expérimentaux mettent en avant l'influence de la distance de freinage sur les fréquences mises en jeu. De plus les surfaces de contact pour un matériau vierge et à longue distance sont très différentes (ce qui sera illustré dans la partie D), cet aspect n'est pas pris en compte dans la modélisation.

Enfin, les calculs sont effectués en prenant en compte des profils similaires uniquement dans la direction longitudinale, la partie suivante est justement dédiée à l'influence du profil de la barre de freinage.

VI- Influence du profil de barre

Cette partie est dédiée à l'influence de la géométrie de la barre de freinage sur le comportement acoustique du système de freinage. Cette influence a pu être remarquée dans les résultats précédemment présentés et décrits. L'influence de la géométrie de la barre de freinage, en particulier de son profil longitudinal est étudiée en comparant des essais effectués avec deux profils de barre différents. Les essais sont basés sur le protocole d'essai par paliers de pressions successifs déjà utilisé auparavant. Les résultats obtenus avec ces différentes configurations d'essai vont être présentés par la suite. Des calculs numériques prenant en compte la forme du profil longitudinal de la barre de freinage ont été effectués. Les résultats obtenus vont également être présentés dans cette partie.

a. Résultats expérimentaux

Un seul matériau de friction est considéré dans ce paragraphe : le N1. Pour ces essais, le protocole reste le même que celui utilisé auparavant et décrit dans le paragraphe III-c. Une partie des résultats obtenus avec ce matériau a été présentée en V-b. Ces essais ont été réalisés en utilisant une barre de freinage avec un profil longitudinal en creux. Le même matériau de friction a été testé sur le banc d'essai après usinage de la barre de freinage et donc avec un profil de barre « plat ». Cela permet au final d'obtenir des essais réalisés avec le même protocole, le même matériau de friction et deux profils de barre très différents (Fig. VI-1). Les coefficients de frottement (Fig. VI-2) ont été mesurés lors des deux essais de façon à s'assurer que les deux jeux de garnitures en N1 produisaient les mêmes performances en frottement indépendamment du profil de barre.

Les deux profils de barre considérés ont déjà été présentés précédemment mais dans des figures différentes, ils sont ici placés dans le même graphique pour comparaison. Pour une lecture plus aisée, les points de mesure situés à -340 mm suivant la longueur de la barre sont placés arbitrairement à 1.5 et -1.5 mm pour les faces arrière et avant respectivement.

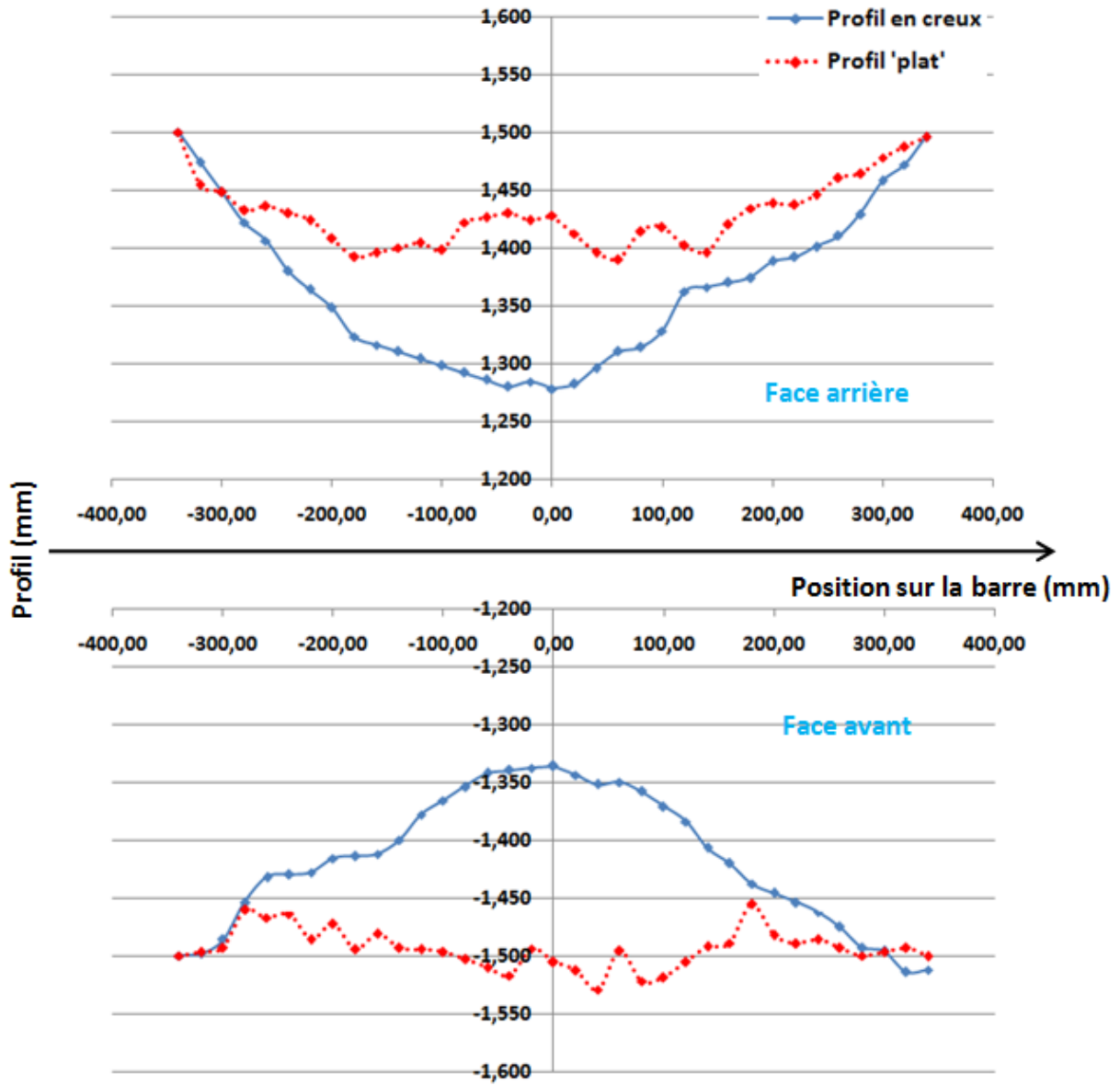


Fig. VI-1 : Profils de la barre de freinage mesurés avant deux essais du matériau de friction N1, deux configurations différentes : profil en creux et profil 'plat'.

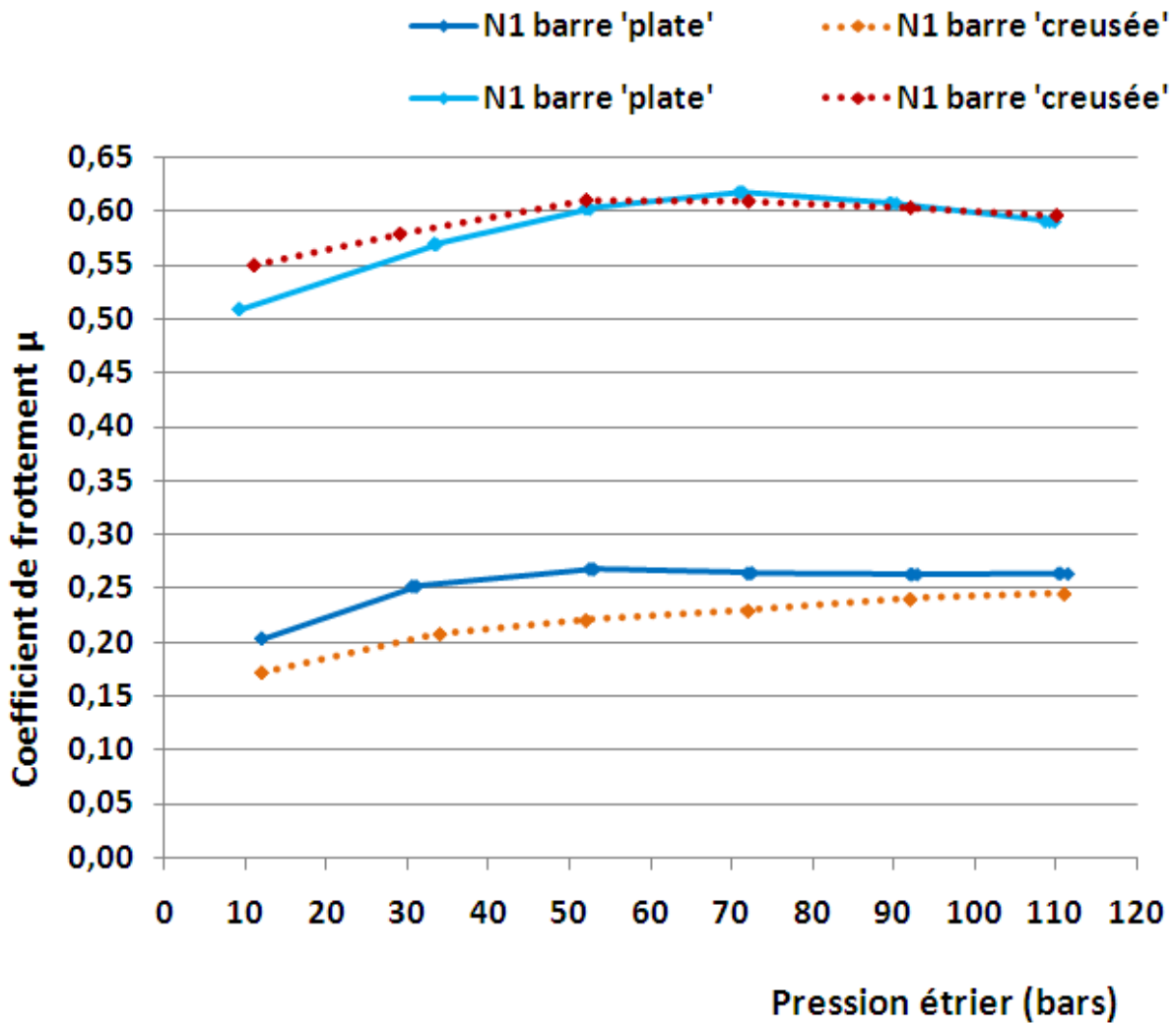


Fig. VI-2 : Coefficient de frottement des deux jeux de garnitures N1 avant et après rodage et pour deux profils de barre de freinage.

Les résultats acoustiques obtenus dans la configuration d'essai mettant le profil de barre longitudinal en creux ont été présentés dans le paragraphe précédent.

Pour les essais effectués dans la configuration avec le profil de barre « plat », les garnitures ont parcouru une distance totale de 2255 m et des mesures ont été effectuées à courte et longue distance soit à 180 m et 1975 m. Pour rappel, les distances d'essai du premier jeu de garniture étaient 110 m et 1090 m. Les essais dans la configuration barre plate ont été effectués sur une distance deux fois plus grande que dans la configuration barre creusée sans qu'aucune apparition de bruit n'ait été constatée. Les résultats obtenus sont beaucoup plus simple à présenter que dans pour la configuration avec le profil en creux : un tableau comparatif des résultats globaux obtenus dans les deux configurations d'essai est donné dans la Fig. V-3.

Matériau de friction	N1	
	En creux	'plat'
Profil de barre		
% de freinage bruyants	65	0
Durée du crissement (% de la durée totale du freinage)	37	0
Niveau acoustique global (dB(A))	98	76

Fig. VI-2 : Tableau comparatif des résultats acoustiques globaux obtenus avec le matériau de friction N1 dans deux configurations différentes : profil de barre en creux et profil 'plat'.

Ces résultats illustrent l'absence d'apparition de bruit au cours des essais dans la configuration barre 'plate' : aucun freinage n'est bruyant malgré une distance de freinage deux fois supérieure à celle de la configuration barre « creusée », de ce fait il n'est pas possible d'obtenir une durée de crissement. Quant au niveau acoustique global il est de 76 dB(A), ce qui correspond au bruit de fond. Pour rappel celui-ci a été mesuré et un seuil a été fixé à 77 dB(A). L'écart de 1 dB(A) n'est pas significatif, le bruit de fond pouvant légèrement varier d'une journée d'essai à une autre.

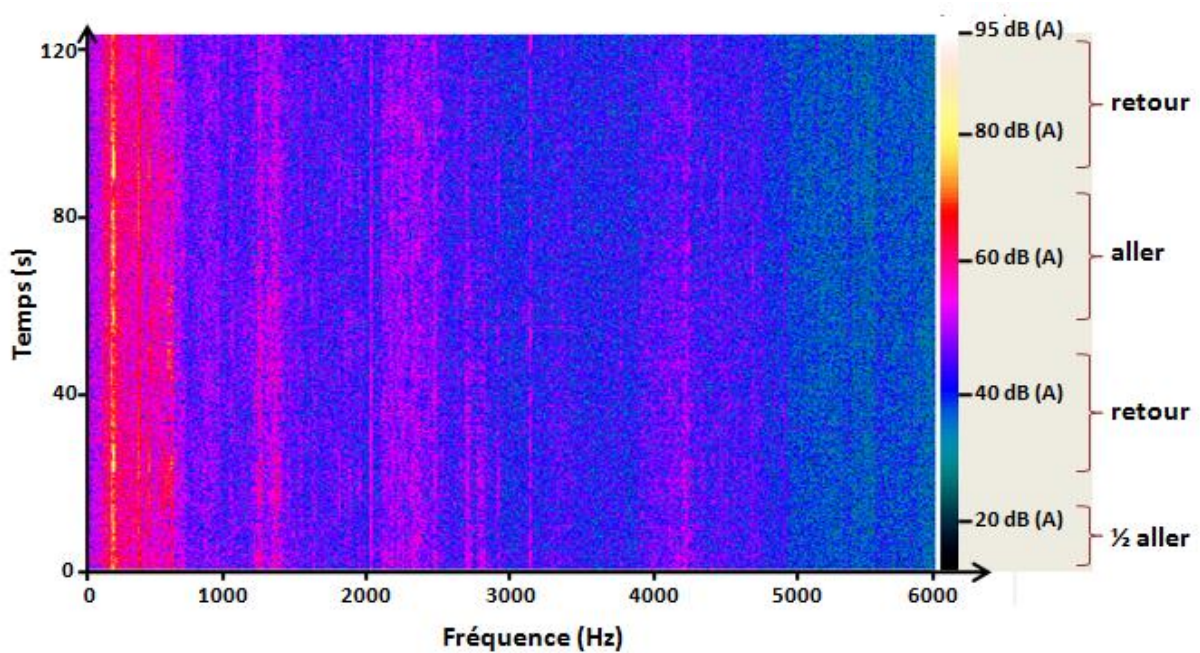


Fig. VI-3 : diagramme temps-fréquences représentatif des essais du matériau N1 en configuration barre 'plate'.

Les résultats obtenus avec ces deux configurations d'essai montrent l'influence du profil de barre sur le comportement acoustique : un profil de barre plat semble être favorable pour la réduction du bruit. Dans ce cas le bruit est même complètement éliminé. Une certaine prudence s'impose, un seul matériau de friction ayant été considéré. Ce résultat étaye les observations effectuées précédemment selon lesquelles le bruit apparaît de manière très privilégiée dans les phases de « montée de creux » dans le cas du profil en creux dans la direction longitudinale de la barre de freinage.

b. Résultats numériques

Trois configurations de calcul sont considérées dans ce paragraphe, le paramètre qui varie est la géométrie de la barre. Un seul matériau de friction est utilisé pour tous les calculs : le matériau N1 dont les propriétés ont été précédemment données dans le tableau Fig. V-26. La position de l'étrier par rapport à la barre est également la même dans les trois calculs : il s'agit de la position centrale. Les trois géométries de barre prises en compte sont :

- « barre plate » : la surface de la barre est parfaitement plate.
- « profil en creux longitudinal » : un profil longitudinal de la barre mesuré en MMT (Fig. III-11) est utilisé, il s'agit du profil médian à $z = 0$ soit celui qui présente le creux le plus important. Dans cette configuration, la surface inférieure de la barre (tranche) est créée en utilisant les points de mesure puis cette surface est extrudée suivant la hauteur de la barre (Fig. VI-4).
- « profil transverse » : de la même manière que pour le profil en creux, un des profils obtenu lors des mesures MMT (Fig. III-13) est utilisé, de la même manière le profil médian à $x = 0$ a été sélectionné. Cette fois, pour la construction du modèle, les profils sont reconstruits sur la surface d'une des extrémités de la barre puis la surface est extrudée dans le sens de la longueur de la barre. La seconde extrémité est ensuite ajoutée (Fig. VI-5).

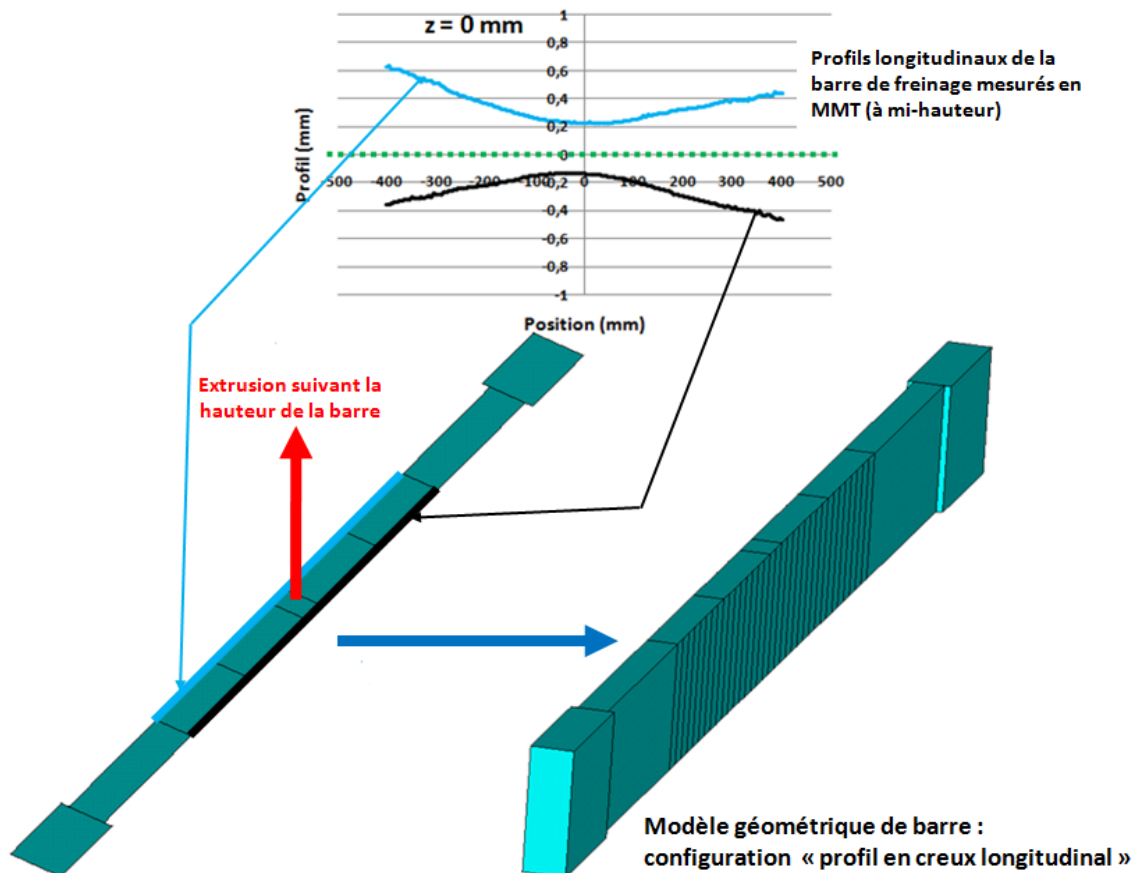


Fig. VI-4 : Construction du modèle géométrique de la barre de freinage – configuration « profil en creux longitudinal ».

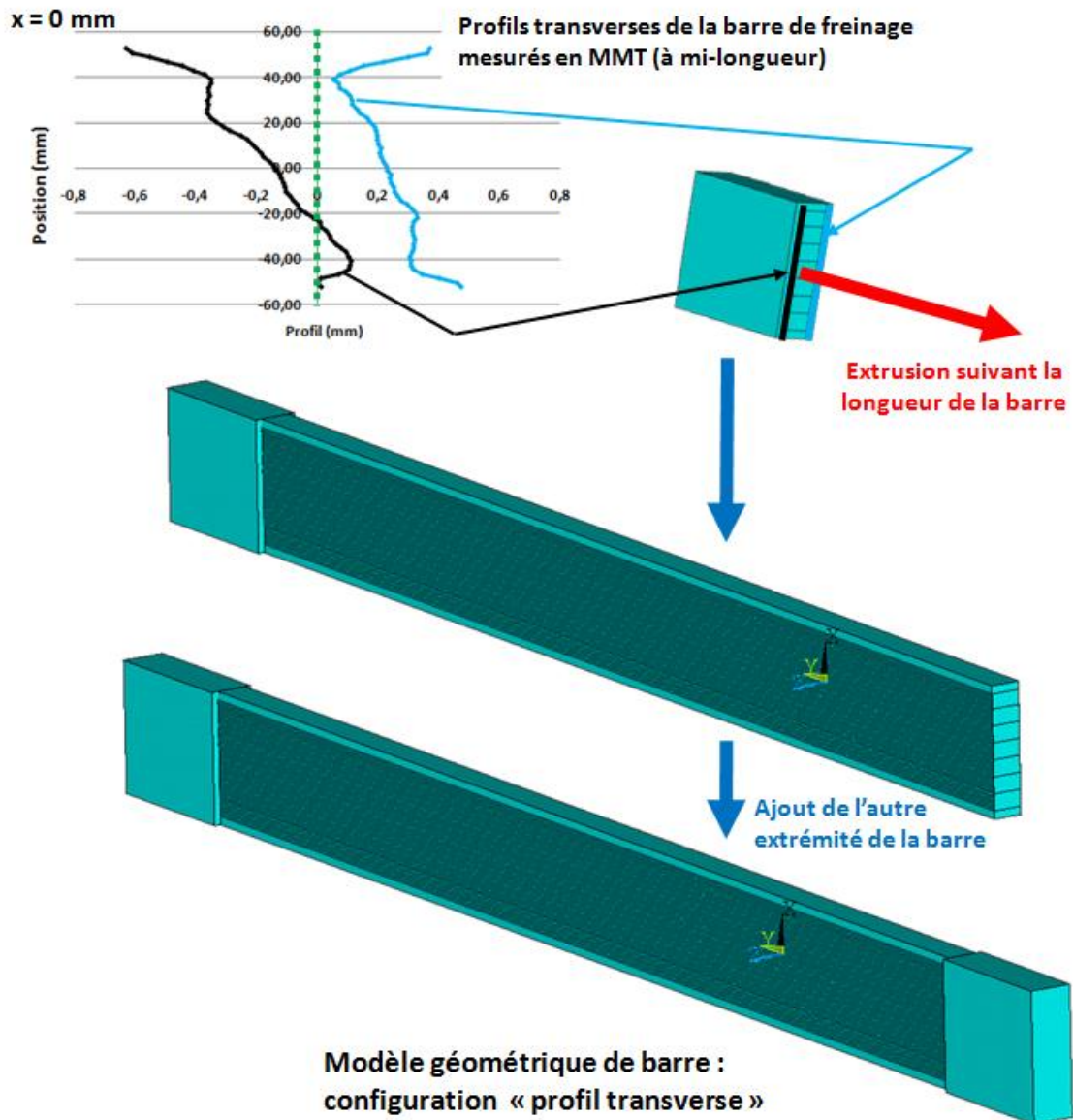


Fig. VI-5 : Construction du modèle géométrique de la barre de freinage – configuration « profil transverse ».

De la même manière que précédemment, les premiers résultats observés sont les répartitions de contact à l'interface barre de freinage / garnitures obtenues à l'issue de l'équilibre quasi-statique, première étape de l'analyse modale complexe. Les répartitions de pressions de contact obtenues dans les trois configurations considérées sont présentées dans la Fig. VI-6. L'échelle couleur est la même pour les trois configurations.

Les répartitions de pression de la configuration « barre plate » montrent une organisation concentrique avec le maximum situé au centre, cette forme correspond à l'emplacement des pistons à l'arrière des garnitures. La répartition des pressions de contact est plutôt localisée vers l'avant du contact et ne décrit pas une forme circulaire parfaite, cela est dû à l'effet d'engagement à cause du frottement. Dans cette configuration, les répartitions sont presque parfaitement symétriques entre les deux garnitures conséquence d'un profil de barre également symétrique entre les deux faces (plat de chaque côté).

Avec la configuration « profil en creux longitudinal », les répartitions de contact ressemblent à celle du cas précédent car elles se présentent également en organisation concentrique avec le maximum au centre et il est possible de deviner une nouvelle fois les pistons appuyant à l'arrière des garnitures. Néanmoins les garnitures doivent se déformer de part la forme en creux de la barre expliquant le dédoublement des zones situées sur les secteurs avant des garnitures et les pressions plus élevées par rapport au cas « plat ». L'effet d'engagement se remarque une nouvelle fois dans cette configuration. Il n'y a cependant plus de symétrie parfaite entre les deux garnitures, les profils ne sont pas exactement les mêmes sur chaque face de la barre (profils expérimentaux réels) et de part les conditions de montage asymétrique de l'étrier, les déformations permises ne sont pas les mêmes de chaque côté.

La configuration « profil transverse » est complètement différente des deux cas précédents : les répartitions ne sont plus de forme pseudo circulaires mais décrivent des lignes horizontales, les zones sont plus petites et donc les valeurs atteintes sont beaucoup plus élevées. Il n'est plus possible de deviner la forme des pistons, le profil de barre devenant prépondérant sur leur action. Les profils transverse sont fortement asymétriques, expliquant ainsi les différences entre les deux garnitures.

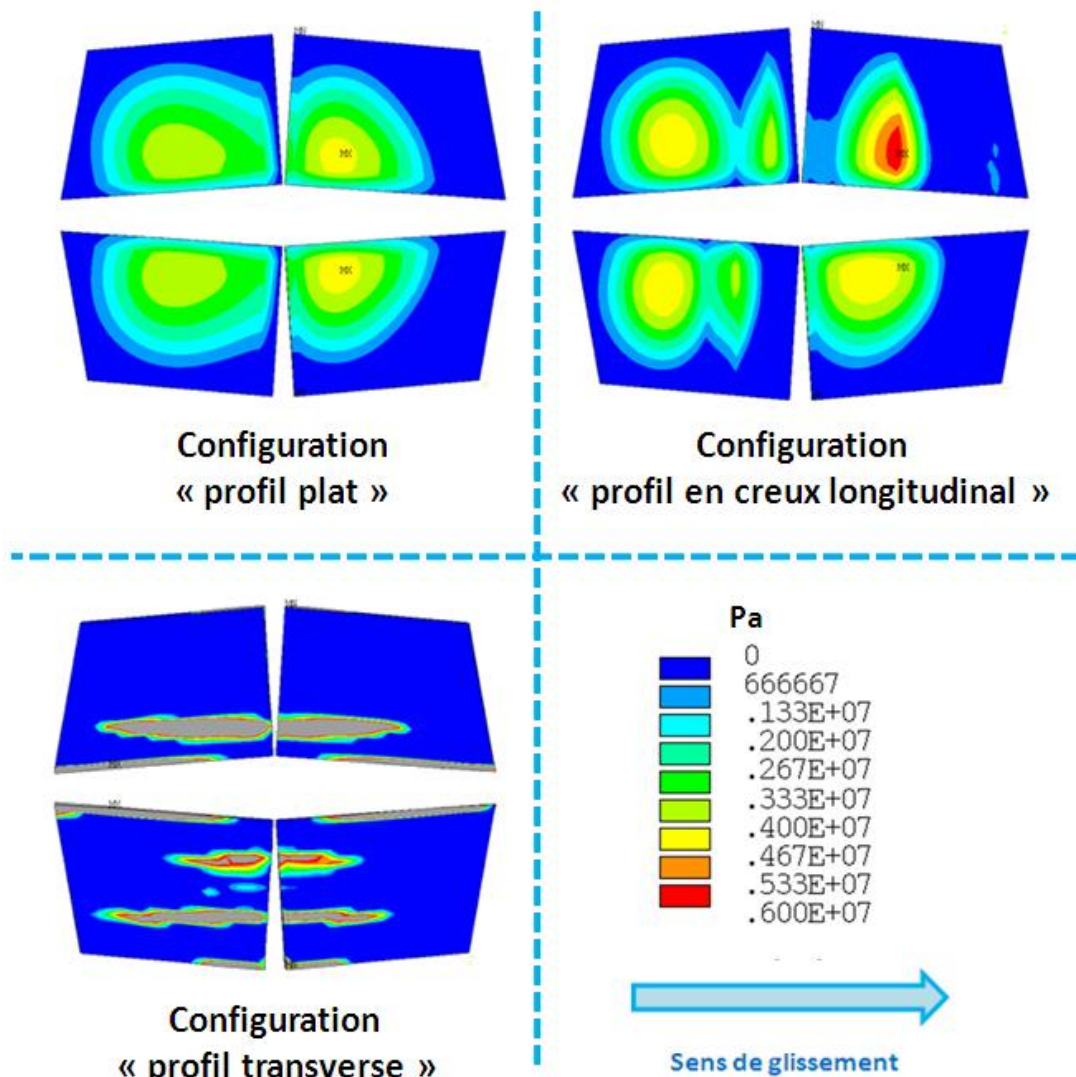


Fig. VI-6 : Répartitions de pression à l'interface barre de freinage / garnitures obtenues pour les trois configurations de profil de barre considérées (matériau NI et pression de 30 bars).

Ces observations montrent une influence très importante du profil de la barre de freinage sur les répartitions de pression à l'interface barre de freinage / garnitures. Ces répartitions sont ensuite utilisées pour l'analyse modale complexe qui permet l'étude de stabilité du système. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau et le graphique de la Fig. VI-7 : le nombre d'instabilités obtenues et les fréquences correspondantes sont présentées pour chaque profil de barre.

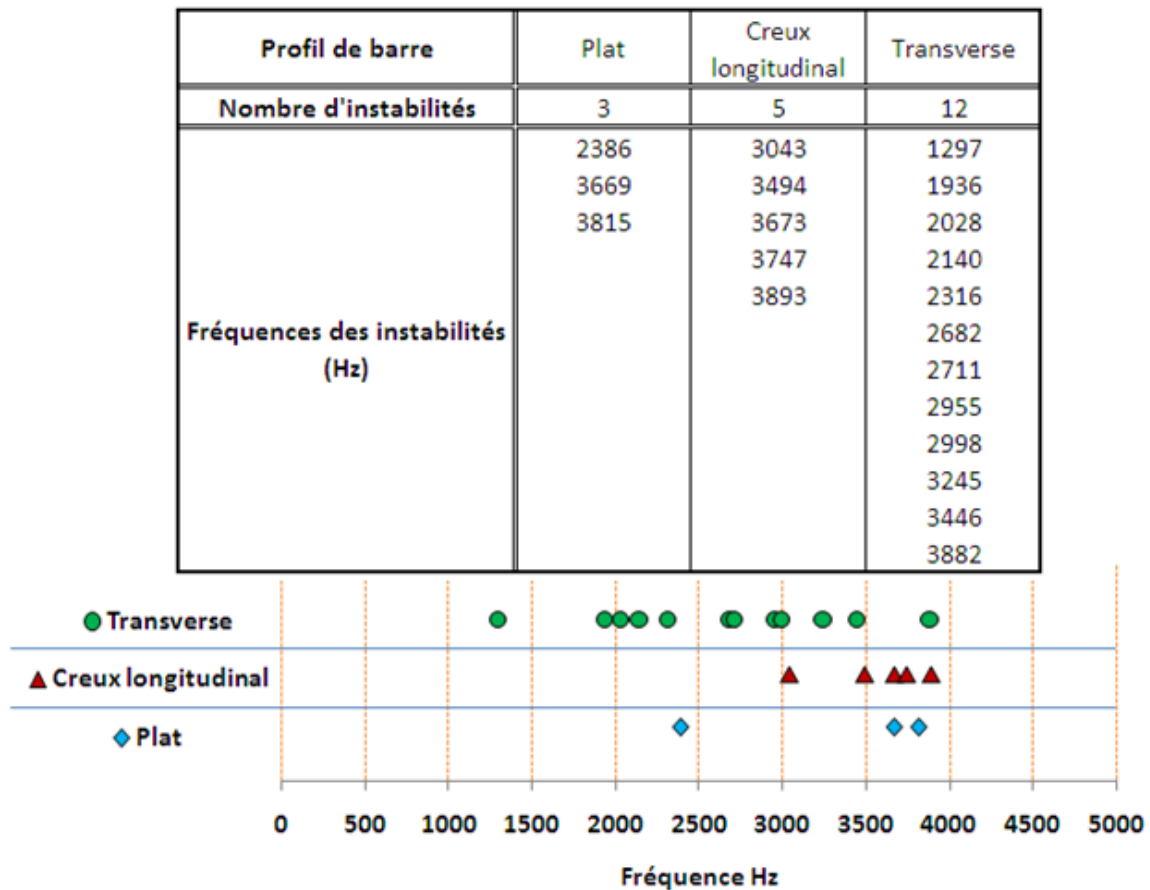


Fig. VI-7 : Nombre, fréquences et répartition des instabilités obtenues lors des analyses modales complexes des trois configurations de calcul mettant en jeu différents profils de barre de freinage.

Le profil de barre influence fortement le nombre et la valeur des fréquences des instabilités obtenues à l'issue de l'analyse modale complexe. La configuration mettant en jeu le profil transverse est celle qui donne le plus d'instabilités comparativement aux deux autres configurations. De plus des instabilités à plus basses fréquences (en dessous de 2500 Hz) apparaissent dans ce cas. Le parallèle peut être fait avec les répartitions de pression : le cas du profil transverse est celui qui présente la moins bonne répartition, ce qui signifie également une moins grande portance des garnitures. Il semble donc que moins la garniture est « tenue » sur le disque, plus le nombre d'instabilités apparaissant est grand et que des fréquences plus basses sont mises en jeu. Les déformées des composant du système mis en jeu dans pour chacune des instabilités des différentes configurations ont ensuite été observées. Elles sont présentées dans les figures suivantes (Fig. VI-8 à 10).

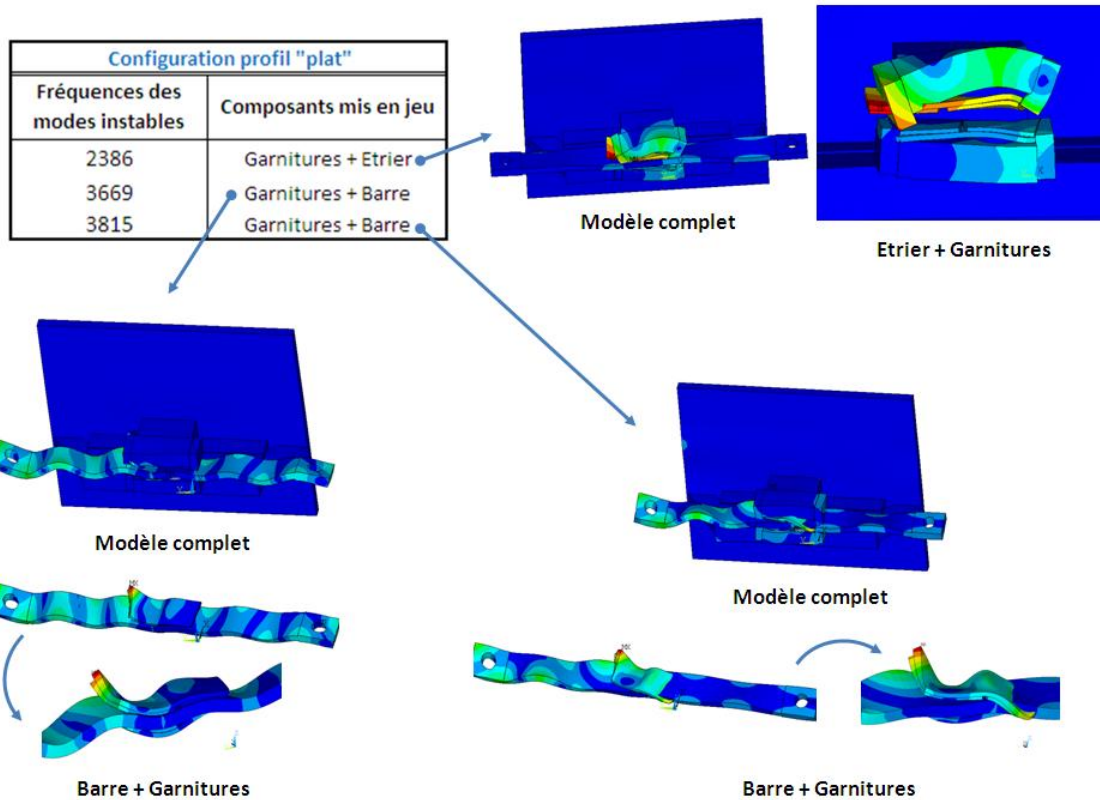


Fig. VI-8 : Déformées des composants majoritairement mis en jeu dans les instabilités obtenues avec la configuration de profil de barre « plat ».

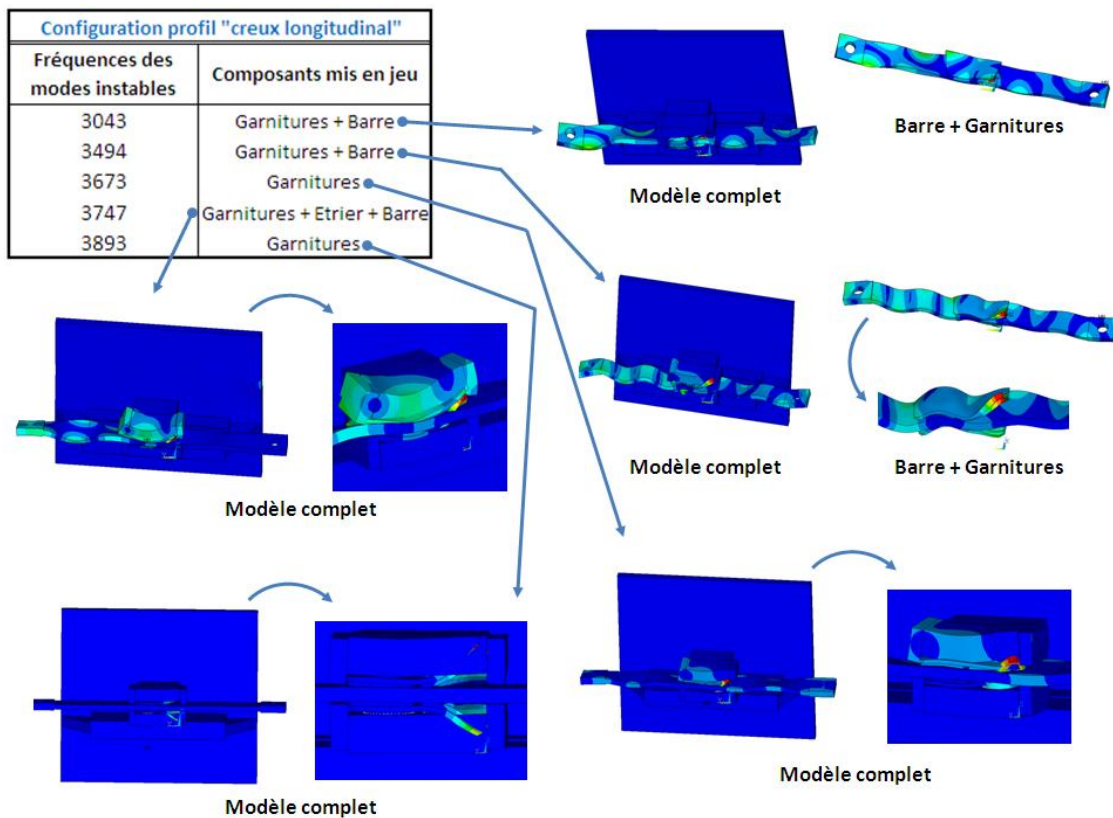


Fig. VI-9 : Déformées des composants majoritairement mis en jeu dans les instabilités obtenues avec la configuration de profil de barre « creux longitudinal ».

Configuration profil "transverse"	
Fréquences des modes instables	Composants mis en jeu
1297	Garnitures
1936	Garnitures
2028	Garnitures + Barre
2140	Garnitures
2316	Garnitures
2682	Garnitures
2711	Garnitures
2955	Garnitures
2998	Garnitures
3245	Garnitures
3446	Garnitures
3882	Garnitures

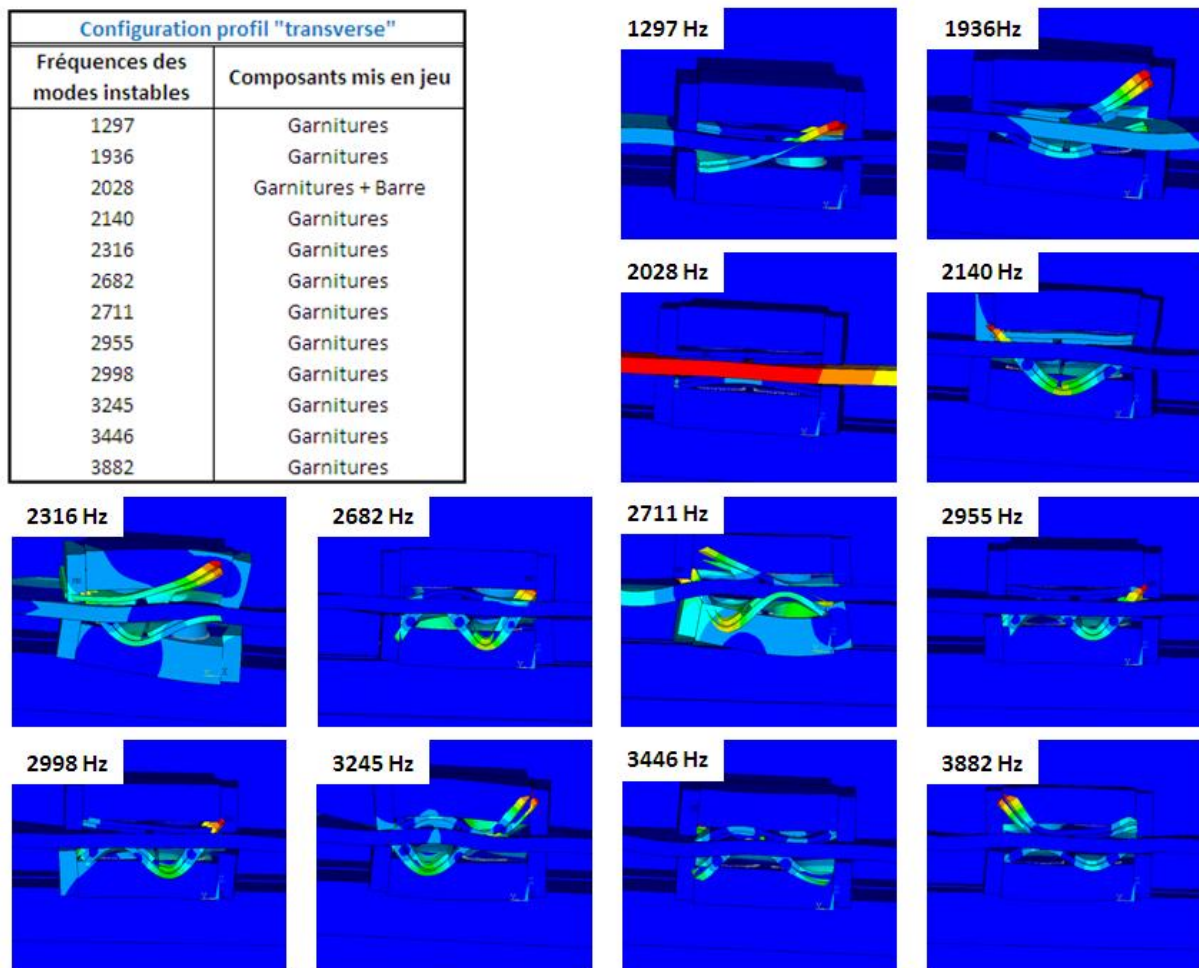


Fig. VI-10 : Déformées des composants majoritairement mis en jeu dans les instabilités obtenues avec la configuration de profil de barre « transverse ».

Comme précédemment, les comparaisons des composants deux à deux permettent ensuite de confirmer voire d'affiner les résultats. Dans les figures présentant les résultats, toutes les déformées pour chaque cas ne sont pas représentées, seules celles mettant en évidence le ou les composants(s) principalement mis en jeu sont montrées.

Au niveau des composants mis en jeu, le profil transverse est une nouvelle fois celui qui donne des résultats très différents des deux autres profils : dans presque tous les cas seules les garnitures sont majoritairement mises en jeu. Le seul cas où la barre est également mise en contribution, sa déformée correspond à un mode de traction-compression dans le plan, contrairement aux autres configurations de profil où les déformées de barre mises en jeu correspondent à des modes de flexion et/ou de torsion hors plan. Les garnitures sont les composants qui sont mis en jeu dans toutes les instabilités, toutes configurations de profil de barre confondues. Cela conforte les observations précédentes qui mettent en avant le fait que la « tenue » de la garniture de part la portance due aux répartitions de pressions est importante vis-à-vis des instabilités du système. Au final le profil de la barre de freinage semble être un paramètre du premier ordre de part son influence sur la stabilité du système et donc sur sa propension à générer des occurrences de crissement. C'est par ailleurs le paramètre qui donne les résultats les plus tranchés du point de vue expérimental : le caractère tout ou rien des

résultats acoustiques fonction du type de profil (respectivement creusé ou plat) est très fort, il ne s'agit pas simplement d'atténuation ou de diminution du nombre d'occurrences.

Il est cependant à préciser que dans la réalité, la barre présente une combinaison des deux profils « creux longitudinal » et « transverse », ce qui n'est pas pris en compte ici. L'intégration des surfaces complètes réelles dans le modèle nécessiterait une mesure de ces dites surfaces dans leur totalité.

Les différents résultats expérimentaux et numériques mettent en avant l'importance du profil de barre : avec une barre « plate », il n'y a pas de génération de crissement lors des essais sur le banc et c'est la configuration qui exhibe le moins d'instabilité dans les calculs numériques. De plus, il semble que l'apparition du bruit soit liée au profil de la barre dans le cas où celui-ci est en forme de creux : l'apparition est favorisée dans les « phases de montée » du creux de la barre de freinage. Le profil de la barre de freinage a donc une influence du premier ordre sur le comportement acoustique. En pratique, l'état de barre et la préparation des surfaces doit donc être soignées. Les campagnes d'essai réalisées sur éolienne ne permettent pas de corréler les résultats : la caractérisation des surfaces des disques de frein sur éolienne serait nécessaire.

Le paramètre matériau de friction et en particulier son « état » joue également un rôle, même si son influence est dans une proportion moindre que celle du profil de barre. En effet, les résultats montrent des variations vis-à-vis des occurrences de crissement en fonction de « l'état » des garnitures : les résultats en termes de nombre, de durées et d'intensités des occurrences de bruit ainsi que les fréquences mises en jeu sont différents pour les différentes distances de freinages considérées. Ces résultats permettent d'introduire la notion d'effet d'histoire qui implique une évolution des phénomènes avec l'augmentation de la distance de freinage.

Pour une distance équivalente, l'influence du matériau est moins visible : les fréquences mises en jeu dans les essais « longue distance » sont très proches pour les trois matériaux de friction même si le matériau de friction S2 met en plus en jeu des fréquences plus basses pour les pressions supérieures ou égales à 30 bars.

Par ailleurs des liens peuvent à priori être effectués avec les propriétés des matériaux de friction même si les calculs ne permettent pas de confirmer de manière franche les résultats. Ils permettent néanmoins de mettre en évidence une localisation des pressions plus importante avec le matériau N1 (de même avec le profil transverse).

Enfin, même si des caractérisations ont été effectuées et qu'elles sont à priori cohérentes avec les microstructures, les essais effectués ne permettent pas d'être exhaustif quant à l'identification des propriétés mécaniques des matériaux. Une meilleure connaissance de ces propriétés et du comportement des matériaux de friction permettraient d'aller plus loin dans l'interprétation et la compréhension des phénomènes mis en jeu dans la problématique du crissement et des paramètres influents associés.

En ce sens la partie suivante est dédiée à l'observation des surfaces frottées des garnitures de freins dans l'objectif d'apporter de nouveaux éléments de compréhension.

PARTIE D : Suivi des surfaces frottées

VII- Observation des surfaces frottées	153
a. Essais « courte distance »	153
b. Essais « longue distance »	169

VII- Observation des surfaces frottées

a. Essais « courte distance »

En complément des essais présentés précédemment dans ce mémoire de thèse, des essais dits « courte distance » ont été effectués. Ces essais ont été développés dans l'objectif d'obtenir des garnitures bruyantes en un minimum de distance de frottement pour pouvoir étudier l'apparition du bruit et en observer ensuite les surfaces.

Le protocole de ces essais est assez simple : il s'agit d'effectuer des freinages (allers et retours successifs sur le banc) jusqu'à l'apparition du bruit. Lorsque c'est le cas, l'essai est arrêté. Il faut néanmoins que le bruit corresponde au même bruit que celui mesuré lors des essais précédemment effectués pour valider l'arrêt de l'essai, en particulier en termes de contenu fréquentiel. Des mesures acoustiques ont été effectuées à deux distances de freinage pour chaque matériau : 210 et 1080 m pour S1 et 110 et 1090 m pour N1. Les schémas fréquentiels (fréquences fondamentales) mis en évidence au cours de ces essais sont rappelés pour S1 : 580, 1040 et 3390 Hz à 210 m et 1660, 2100 et 3040 Hz à 1080 m et pour N1 : 720, 1150, 1660 et 3420 Hz à 110 m et 1700 Hz à 1090 m. Les paramètres pour ces essais sont les suivants :

- La pression étrier reste fixée à 30 bars durant la totalité de l'essai.
- La vitesse de glissement est de 10 mm/s.
- Deux matériaux de friction ont été testés dans le cadre des essais « courte distance » le S1 et le N1.
- Pour chaque essai, un nouveau jeu de garnitures vierges est utilisé.
- Tous les essais ont été effectués avec un profil de barre identique : le profil de barre en creux dans la direction longitudinal.

L'instrumentation est la même que précédemment :

- Un microphone qui permet la mesure des émissions acoustiques.
- L'instrumentation qui équipe le banc avec les mesures suivantes :
 - Pression hydraulique dans l'étrier.
 - Efforts tangentiel.
 - Déplacement relatif entre les garnitures et la barre de freinage.
 - Nombre de freinages effectués qui permettra de déterminer la distance totale effectuée à la fin de l'essai.
 - La température dans la barre de freinage qui peut constituer un autre critère d'arrêt. Si la température dans la barre dépasse les 80°C, l'essai s'arrête, même si ici les essais s'avéreront au final plus courts que le temps nécessaire pour atteindre ce seuil de température.

Les mesures sont effectuées sur la totalité des essais de façon à pouvoir enregistrer et mettre en évidence une évolution menant au crissement s'il s'avère qu'il y en ait une. Même si l'oreille humaine peut être considérée comme un assez bon moyen de mesure pour évaluer si le bruit généré correspond à celui entendu lors des essais précédents, le suivi des émissions acoustique donne en temps réel la fréquence des occurrences de bruit et de décider de l'arrêt de l'essai si ces fréquences sont dans la gamme 0-4000 Hz.

i. Résultats des mesures effectuées au cours des essais

Deux types de résultats sont obtenus grâce aux mesures effectuées au cours des essais :

- Les diagrammes temps-fréquences générés à partir des mesures au microphone permettant de détecter l'apparition et de suivre l'évolution des émissions acoustiques le long de l'essai. Ces diagrammes sont construits de la même manière que précédemment, la seule différence est la gamme de fréquence de 0 à 12,5 kHz. La gamme en fréquence est étendue de manière à pouvoir détecter d'éventuelles émissions acoustiques à plus haute fréquence. Pour rappel, l'essai est arrêté les fréquences des émissions acoustiques correspondent à celles mesurées lors des essais précédents.
- L'évolution du frottement au cours de l'essai. Il faut préciser que dans le cadre des essais « courte distance », les mesures de coefficient de frottement selon la procédure spécifique décrite auparavant (Partie B – Chapitre III) afin de ne pas interférer avec les essais, en particulier s'agissant des surfaces de frottement. Les mesures de pression étrier permettent néanmoins d'accéder à l'effort normal au cours des essais, l'effort tangentiel étant directement mesuré, il est possible au final d'obtenir un coefficient de frottement par le rapport de l'effort tangentiel sur l'effort normal.

Le premier matériau de friction qui a été testé est le matériau S1, une distance de freinage de 10 m a été suffisante pour obtenir du bruit permettant de valider l'essai. Le second matériau à avoir été testé est le N1. Avec ce matériau, il a été décidé d'un premier essai effectué et arrêté au bout d'une distance de freinage identique de 10 m et ce qu'il y ait du bruit ou non afin de pouvoir comparer les surfaces frottées des deux matériaux de friction pour une même distance. Cet essai ne s'étant pas avéré bruyant, un deuxième jeu de garnitures a été testé, le critère d'arrêt étant cette fois l'apparition de bruit, soit pour une distance de freinage de 20 m. Un essai « courte distance » supplémentaire a été effectué avec le matériau N1, il s'agit de l'essai au cours duquel la barre a été instrumentée en accéléromètre (cf. Partie B, IV, d). Ce dernier essai s'est également avéré bruyant à partir d'une distance de freinage de 20 m, les mesures avec accéléromètres ont été effectuées en configuration bruyante et l'essai a été arrêté au bout de 40 m de freinage. Ce troisième essai, avec N1, n'a pas particulièrement été exploité comme les deux premiers en termes de diagramme temps-fréquences ou de frottement. Néanmoins les résultats ont permis de déterminer une fréquence des émissions acoustiques de 1575 Hz pour cet essai. Ainsi aucun résultat acoustique ou en frottement ne sont présentés pour ce troisième essai, seules les surfaces des garnitures sont analysées. Le tableau suivant (Fig. VII-1) synthétise le déroulement et l'exploitation des essais « courte distance ».

Numéro de l'essai	Matériau de friction	Critère d'arrêt	Distance de freinage effectuée	Mesures / Résultats
1	S1	Apparition du bruit	10 m	- diagrammes temps-fréquences - coefficient de frottement - surfaces frottées
2	N1	Même distance qu'avec S1 (Essai non bruyant)	10 m	- diagrammes temps-fréquences - coefficient de frottement - surfaces frottées
3	N1	Apparition du bruit	20 m	- diagrammes temps-fréquences - coefficient de frottement - surfaces frottées
4	N1	Fin de l'essai "caractérisation de la déformées de barre" (Essai bruyant)	40 m	- surfaces frottées - fréquence "cristalline" à 1575 Hz

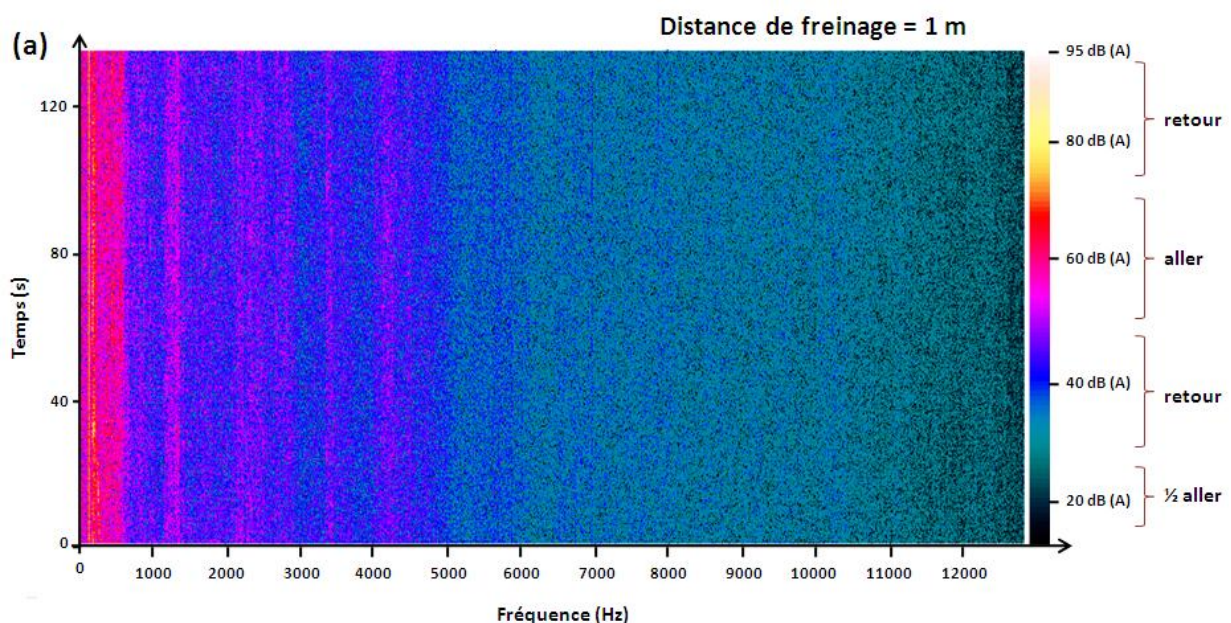
Fig. VII-1 : Tableau de synthèse des configurations d'essais « courte distance ».

L'évolution des diagrammes temps-fréquences en fonction de la distance parcourue, ainsi que du coefficient de frottement pour les deux matériaux S1 et N1 est présentée dans la suite.

Matériau de friction S1

Les garnitures en matériau de friction S1 ont du parcourir une distance de 10 m en condition de freinage avant de devenir bruyant. L'essai est effectué par une succession de cycles de 4 freinages. Pour les mêmes raisons que précédemment, le premier aller du cycle n'est en fait qu'un demi-aller qui commence à partir du milieu de la barre soit à la moitié de la course totale du freinage (300 mm) à cause de l'asservissement du banc. Chaque cycle équivaut donc à une distance d'un peu plus d'un mètre ($3 \times 300 \text{ mm} + 1 \times 150 \text{ mm} = 1,05 \text{ m}$).

Les diagrammes temps fréquences du début (premier mètre), du milieu (cinquième mètre) et de la fin de l'essai (dixième et dernier mètre) sont présentés dans la figure suivante (Fig. VII-2).



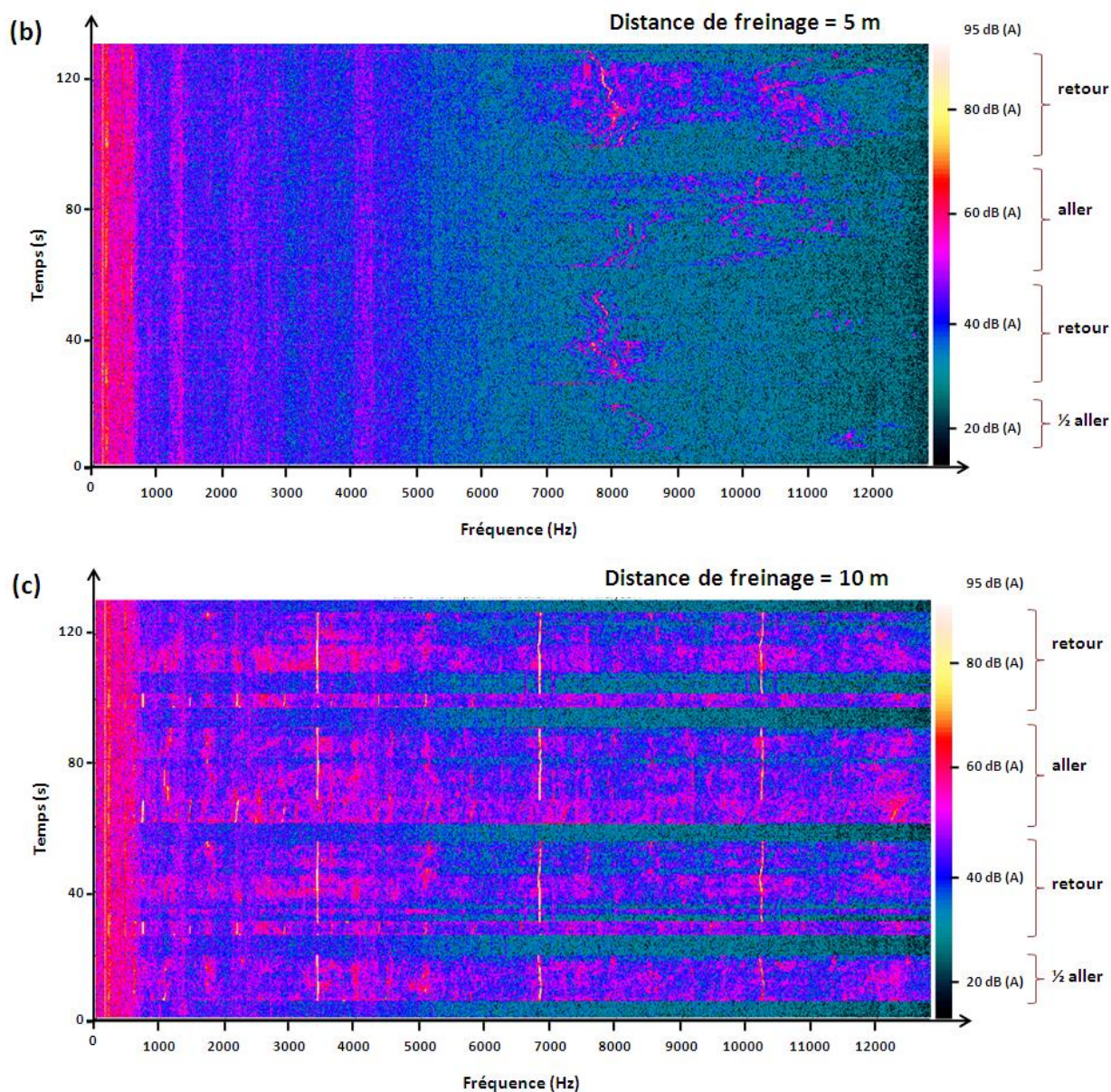


Fig. VII-2 : Diagrammes temps-fréquences générés à partir des signaux du microphone enregistrés au cours de l'essai « courte distance » du matériau de friction S1 (10 m au total) – premier (a), cinquième (b) et dixième (c) mètre de freinage.

Ces trois diagrammes temps-fréquences permettent de suivre l'évolution des émissions acoustiques au cours des 10 m de freinage. Au départ, (Fig. VII-2 (a)), les freinages sont complètement silencieux. A mi-essai (Fig. VII-2 (b)), des émissions acoustiques évanescentes et à peine audibles apparaissent. Ces émissions se caractérisent par des fréquences à 8 kHz et plus montrant une très forte modulation et des niveaux acoustiques relativement faibles. A la fin de l'essai (Fig. VII-2 (c)), du bruit est émis de façon continue sur la totalité du dixième mètre de freinage. A l'oreille, ce bruit s'apparente à du crissement et ressemble fortement à celui entendu lors des essais précédents. Cette ressemblance est confirmée par le diagramme temps-fréquences correspondant qui montre par ailleurs que les émissions acoustiques sont plus marquées dans le sens retour. En effet, un comportement harmonique est mis en évidence. Deux schémas acoustiques sont présents : un schéma dont les fréquences sont 700, 1400 et

2100 Hz apparaissant pendant les premières secondes des freinages (mis à part pour le premier freinage qui commence en milieu de barre) et un schéma dont les fréquences sont 3450, 6900 et 10350 Hz. Ce dernier schéma est très proche de celui déjà observé lors des essais à 210 m et dont la fréquence fondamentale vaut 3390 Hz. Pour rappel, deux distances d'essai avait été considéré avec les garnitures S1 (210 et 1080 m), il est assez logique que les fréquences mises en jeu avec lors des essais « courte distance » (10 m) soit proches de celles identifiées à 210 m, les fréquences n'étant pas les mêmes par la suite à 1080 m. Les émissions acoustiques ont pu être validées grâce à cette correspondance entre les schémas acoustiques et l'essai a donc été arrêté. Ces diagrammes n'apportent pas de résultats supplémentaires par rapport à ce qui a déjà pu être exposé, ils sont utilisés pour montrer l'évolution des émissions acoustiques au cours de l'essai et pour valider son arrêt.

En plus des diagrammes temps-fréquences, les coefficients de frottement ont été suivis au cours des différents cycles de freinages. Les coefficients de frottement du premier et du dernier cycle de freinage sont présentés dans le graphique Fig. VII-3.

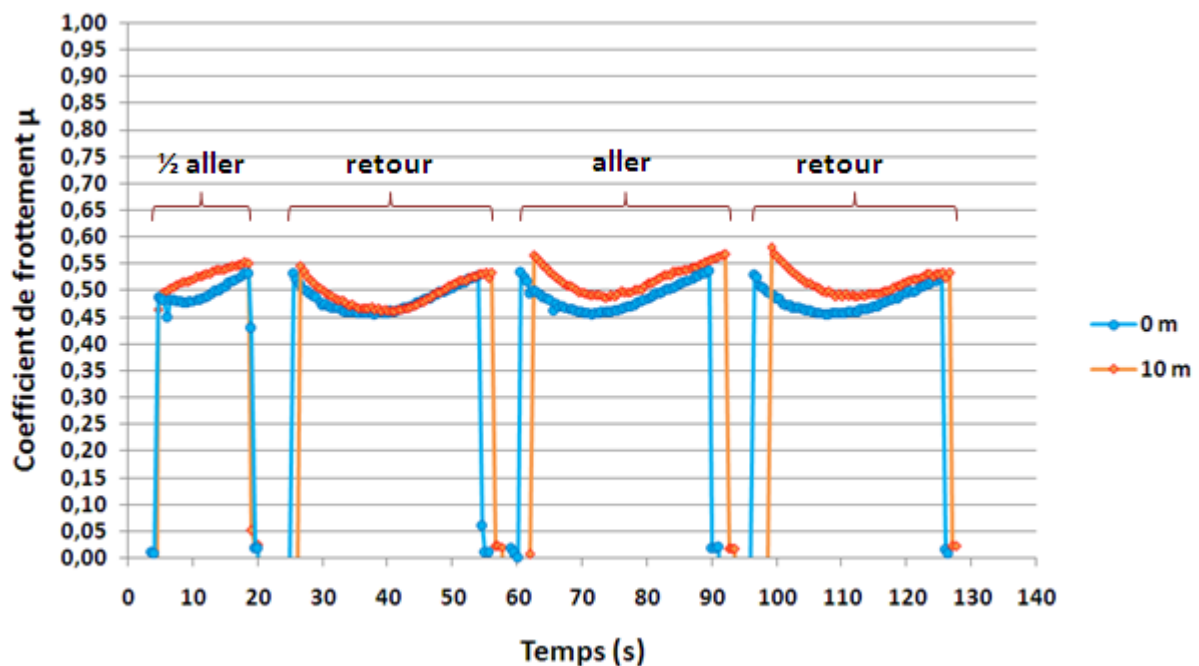


Fig. VII-3 : Evolution des coefficients de frottements au cours des premier et dernier cycles de freinage de l'essai – matériau de friction S1, distance totale de freinage 10 m.

Les coefficients de frottements sont très proches pour les différents freinages d'un même cycle d'essai et pour les deux cycles d'essai considérés, il y a peu d'évolution au cours de l'essai. La valeur du coefficient de frottement oscille entre 0,45 et 0,58, ces valeurs sont élevées et assez proches (du moins pour le maximum) du coefficient de frottement relevé lors de la caractérisation des matériaux de friction précédemment effectuée (compris entre 0,55 et 0,6 pour le matériau S1 sur la gamme de pression 10 – 110 bars et 0,58 à 30 bars). Le coefficient de frottement montre un comportement particulier au cours du freinage : les courbes ont une forme en creux, le coefficient de frottement diminue sur la première moitié du freinage pour augmenter ensuite sur la seconde moitié du freinage. Les coefficients de frottement sont calculés par le rapport de l'effort tangentiel sur l'effort normal. L'évolution des deux efforts a

donc été tracée au cours de l'essai, le graphique Fig. VII-4 présente ces évolutions au cours du dernier cycle de freinage.

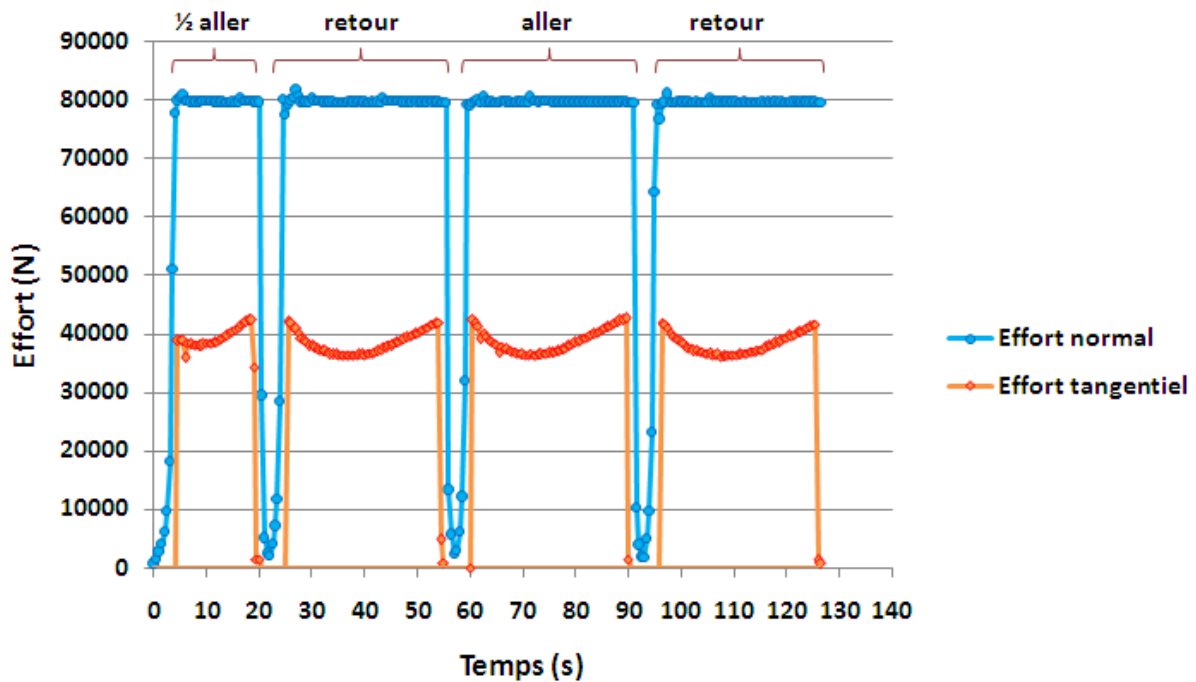


Fig. VII-4 : Evolution des efforts normal et tangential au cours du dernier cycle de freinage de l'essai – matériau de friction S1, distance totale de freinage 10 m.

L'effort normal correspond au rapport de la pression étrier sur la surface des pistons. Ce rapport est constant au cours des freinages, la surface étant constante, cela montre que la pression est elle-même constante et donc bien maîtrisée. Le graphique du suivi de l'évolution des efforts au cours du dernier cycle de freinage montre clairement que la variation du coefficient de frottement provient de la variation de l'effort tangential, l'effort normal restant constant au cours du cycle. Un élément permettant d'expliquer cette variation pourrait être la forme du profil de barre « en creux » dans la direction longitudinale.

Matériau de friction N1

Pour le matériau de friction N1, deux configurations sont concernées par le suivi des émissions acoustiques (diagrammes temps-fréquences) et des coefficients de frottement au cours des essais : l'essai à 10 m et l'essai à 20 m. De la même manière que pour le matériau S1, les analyses acoustiques sont effectuées sur la plage de fréquence 0 – 12,5 kHz et chaque diagramme temps-fréquence correspond à un cycle de quatre freinages, le premier étant toujours un demi-aller. Les diagrammes temps fréquences des deux essais sont d'abord présentés dans les Fig. VII-5 et VII-6. Pour l'essai à 10 m, les diagrammes du premier et du dixième mètre sont présentés et pour l'essai à 20 m, celui du vingtième mètre.

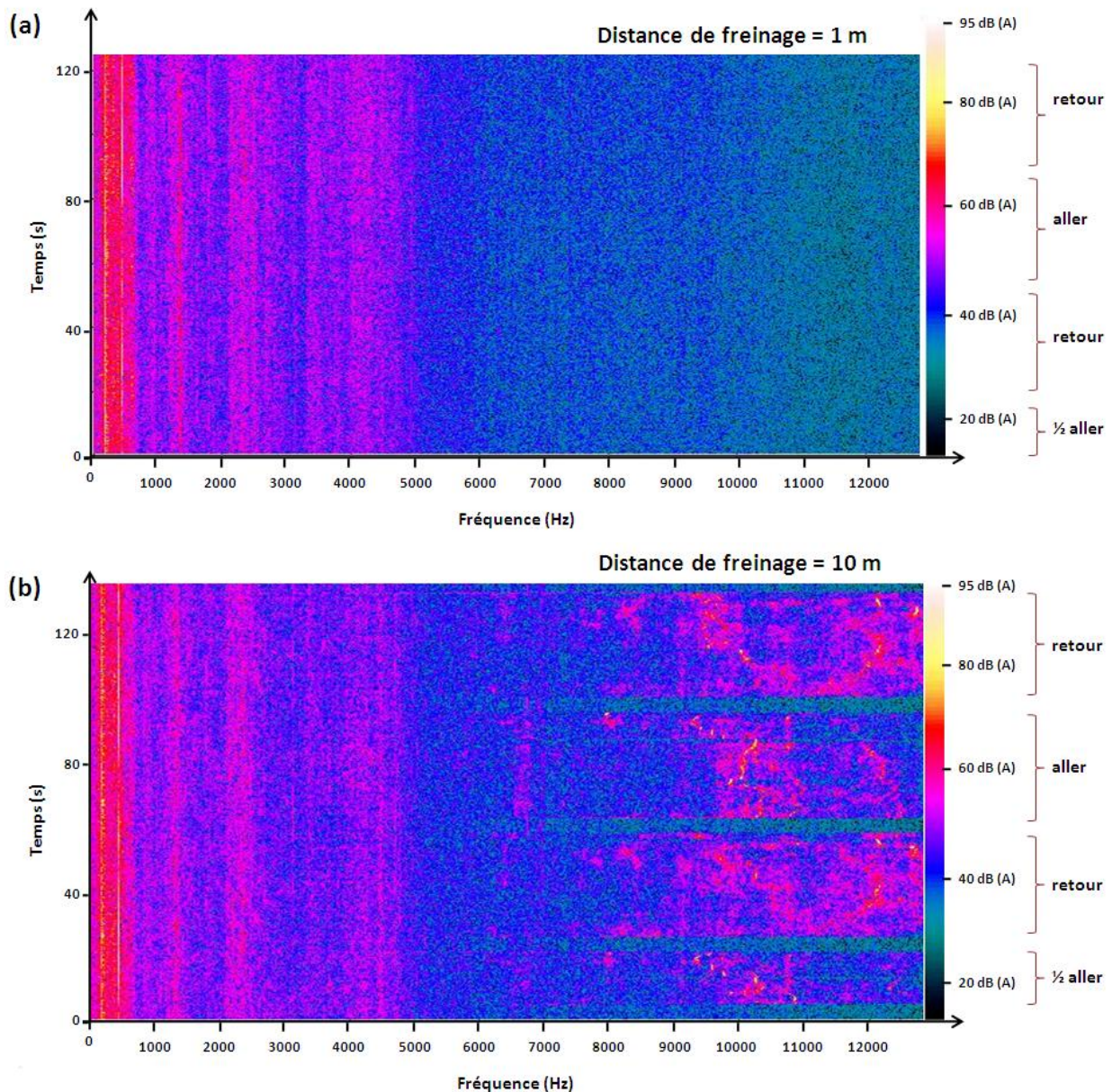


Fig. VII-5 : Diagrammes temps-fréquences générés à partir des signaux du microphone enregistrés au cours de l'essai « courte distance » du matériau de friction N1 à 10 m – premier (a) et dixième (b) mètre de freinage.

Le premier diagramme temps-fréquences montre qu'il n'y a aucune émission acoustique au départ de l'essai. Lors du dixième mètre (diagramme temps-fréquences b), des émissions acoustiques à peine audibles apparaissent. Ces émissions se caractérisent par des fréquences au voisinage de 10 kHz montrant de très fortes variations (bruit large bande) et des niveaux acoustiques relativement faibles. Ce type de comportement a déjà été mis en évidence lors des essais du matériau S1 à 10 m. Il s'agissait d'un état intermédiaire entre le comportement silencieux et le comportement bruyant validé par la comparaison des fréquences avec les essais précédents. Dans la configuration considérée, cet état arrive plus tard avec le matériau N1 (10 m au lieu de 5 m avec S1). L'essai a été arrêté à ce stade même si un état bruyant validé n'est pas atteint. Pour rappel, l'objectif était d'obtenir des surfaces frottées pour les deux matériaux de friction à une même distance de freinage pour comparaison.

Un deuxième essai a ensuite été effectué avec le matériau N1 (jeu de garnitures neuf), le critère d'arrêt étant cette fois un état bruyant validé par comparaison avec les résultats précédents. Il aura fallu effectuer une distance de 20 m en condition de freinage pour obtenir une émission acoustique continue sur la totalité du freinage. A l'oreille, ce bruit s'apparente à du crissement et ressemble à celui entendu lors des essais précédents. Pour cette configuration, seul le diagramme temps-fréquences (Fig. VII-6) du vingtième mètre est présenté, le comportement acoustique des premiers mètres étant le même que celui présenté pour l'essai du matériau N1 à 10 m. Ce diagramme temps-fréquences permet de confirmer le comportement acoustique et donc de valider l'arrêt de l'essai. Un comportement harmonique est une nouvelle fois mis en évidence avec la présence de trois schémas en fréquence. Un schéma qui intervient dans les deux freinages dans le sens retour dont les fréquences sont 1600, 3200, 4800 Hz... Deux autres schémas apparaissent dans le deuxième retour : un schéma dont les fréquences sont 700, 1400, 2100 et 2800 Hz en début de freinage et un second dont les fréquences sont 3900, 7800 et 11700 Hz. Parmi les schémas mis en évidence lors des essais précédents avec le matériau N1, deux sont très proches des deux premiers schémas qui viennent d'être décrits : les schémas à 1660 Hz et à 720 Hz. De même que pour S1, le matériau N1 a été testés à deux distances de freinages (110 et 1090 m) et une nouvelle fois, les schémas observés à « courte distance » (20 m) correspondent à ceux de la plus petite distance (110 m), le schéma à 720 Hz disparaissant par la suite. La logique est donc respectée. Cette comparaison a permis de valider le comportement acoustique au bout de 20 m de freinage et d'arrêter l'essai. Il est également à noter que le bruit n'est une nouvelle fois apparu que pendant les freinages dans un seul sens (le retour). Il s'agit là d'une autre similitude avec les résultats des essais précédents avec le matériau N1 même si le bruit n'apparaissait alors que dans le sens aller.

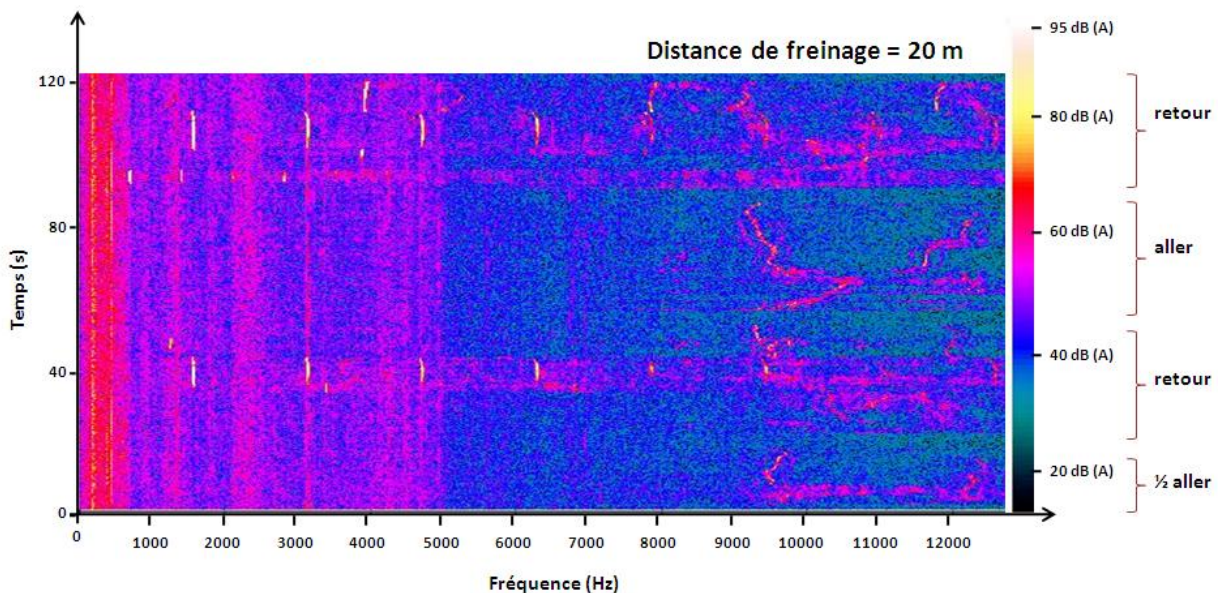


Fig. VII-6 : Diagramme temps-fréquences généré à partir des signaux du microphone enregistrés au cours de l'essai « courte distance » du matériau de friction S1 à 20 m – vingtième mètre de freinage.

Le coefficient de frottement a également été suivi au cours des essais « courte distance » avec le matériau N1, l'évolution du coefficient de frottement au cours des cycles correspondant à ceux dont les diagrammes temps-fréquences viennent d'être décrits sont exposés dans la Fig. VII-7.

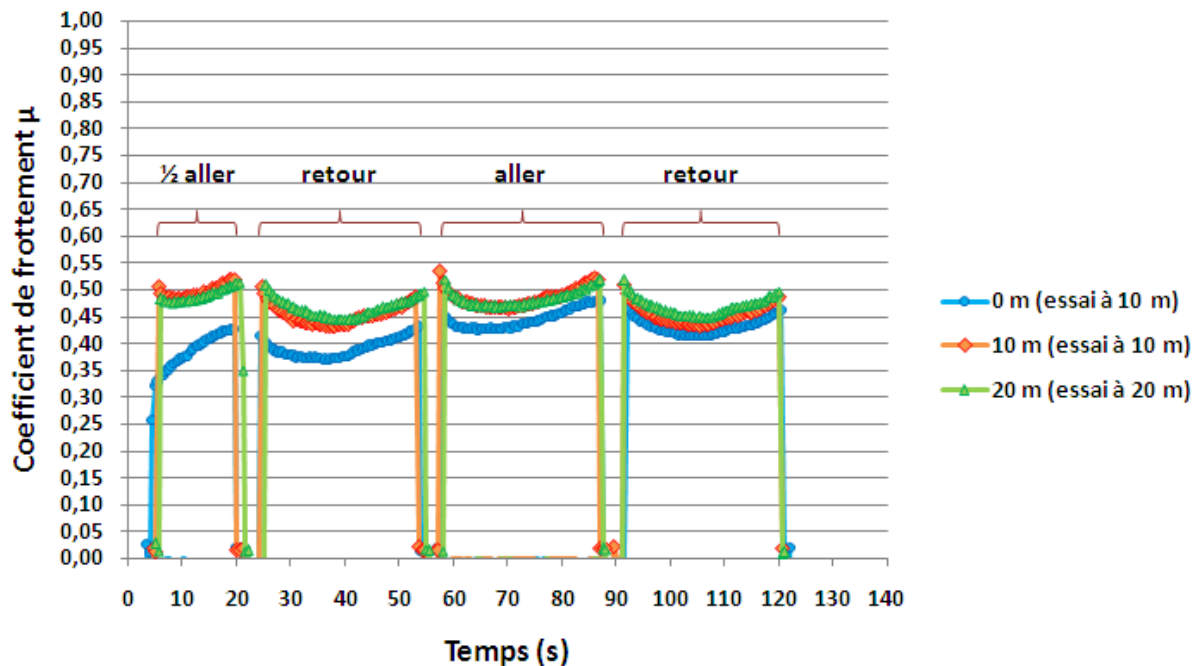


Fig. VII-7 : Evolution des coefficients de frottements au cours des premier et dernier cycles de l'essai à 10 m et du dernier cycle de l'essai à 20 m – matériau de friction S1.

Les évolutions des coefficients de frottement au cours du premier essai montrent une augmentation, de la plage [0,35 ; 0,45] au premier cycle à la plage [0,45 ; 0,55] au dixième cycle. L'évolution au vingtième cycle du deuxième essai est semblable à celle du dixième cycle du premier essai. Cette similitude montre d'une part une stabilisation du frottement et une bonne répétabilité entre les deux essais. Les valeurs correspondent à celles relevées lors de la caractérisation des matériaux de friction précédemment effectuée (compris entre 0,55 et 0,6 pour le matériau N1 sur la gamme de pression 10 – 110 bars et 0,58 à 30 bars). De même que pour le matériau S1, les courbes ont une forme en creux, le coefficient de frottement diminue sur la première moitié du freinage pour augmenter ensuite sur la seconde moitié du freinage.

ii. *Observations des surfaces frottées*

A la suite des essais, les surfaces des garnitures ont été observées afin d'étudier l'extension des zones frottées. Ces observations permettent de faire le lien avec les profils de barre mesurés et de valider les répartitions de pressions obtenues par les calculs numériques. Des comparaisons peuvent être effectuées entre les deux matériaux de friction S1 et N1, tous deux testés sur une distance de 10 m. Pour le matériau S1, l'évolution des surfaces en fonction de la distance de freinage peut être analysée, ce matériau ayant été testé sur 10, 20 et 40 m. Ce paragraphe propose de rendre compte de ces analyses.

Matériau de friction S1

Les premières surfaces présentées (Fig. VII-8) sont celles des garnitures en matériau de friction S1 obtenues après l'essai à 10 m. Le premier constat est que la totalité des surfaces n'a pas été frottée, des zones vierges sont visibles. Sur les photographies présentées, les zones frottées sont délimitées par des pointillés. Ces zones décrivent des formes allongées suivant la direction longitudinale et sont de couleur marron (plus foncée) alors que les zones vierges ont conservé leur couleur verte (plus claire) du matériau neuf.

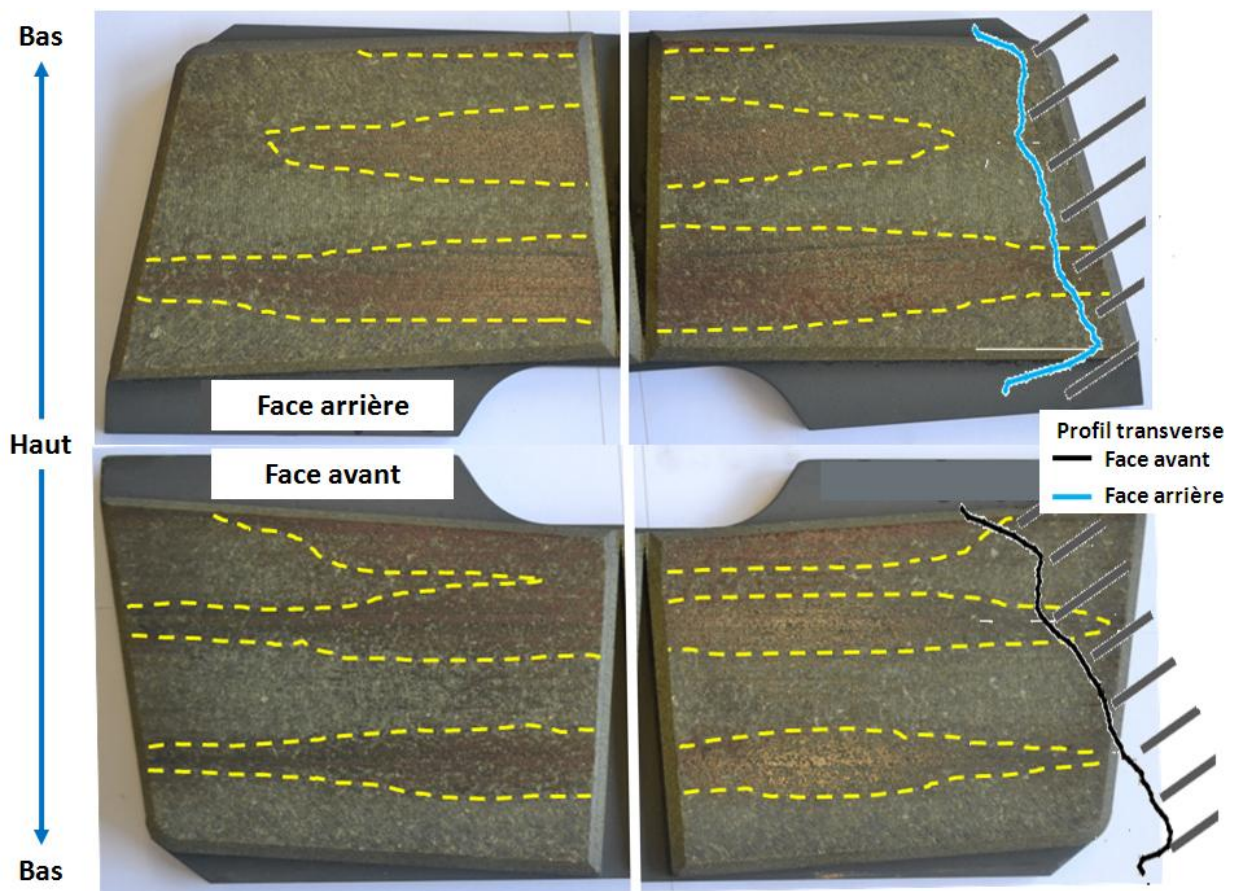


Fig. VII-8 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction S1 après essai à 10 m.

La répartition des zones frottées est à mettre directement en relation avec les mesures de profil de la barre de freinage suivant la direction transverse. Ces mesures ont été présentées précédemment, les profils transverses mesurés au milieu de la longueur de la barre sont donnés une nouvelle fois dans la Fig. VII-9. Deux observations avaient été faites : globalement les profils sont inclinés par rapport à la verticale et ils ne sont pas parfaitement plat mais présentent des bosses. Ainsi, la face avant de la garniture présente des zones de frottement situées vers le haut au niveau de l'arrêt supérieure des secteurs de matériau de friction alors que pour la face arrière des zones de frottement sont situées au niveau de l'arrêt inférieure. Cela s'explique par l'inclinaison des profils de la barre : les garnitures poussées par les pistons et « guidées » par les butées trapézoïdales de l'étrier ne peuvent pas s'incliner pour suivre parfaitement le profil de barre. Pour cette raison, le contact se fait plutôt sur le haut pour la garniture de la face avant et plutôt sur le bas pour la garniture de la face arrière. De part les efforts mis en jeu, la garniture peut néanmoins se déformer. Ce qui explique que le contact ne s'établisse pas uniquement dans les zones précédemment décrites mais également sur les bosses des profils qui, sur toute la longueur, constituent des parties saillantes (à l'échelle considérée). Ces observations montrent que les répartitions de zones frottées et donc de zones de contact à la surface des garnitures sont la conséquence du profil de la barre de freinage dans la direction transverse. A cette faible distance de freinage (10 m), il semble donc que le profil transverse de la barre de freinage influence fortement la répartition de contact.

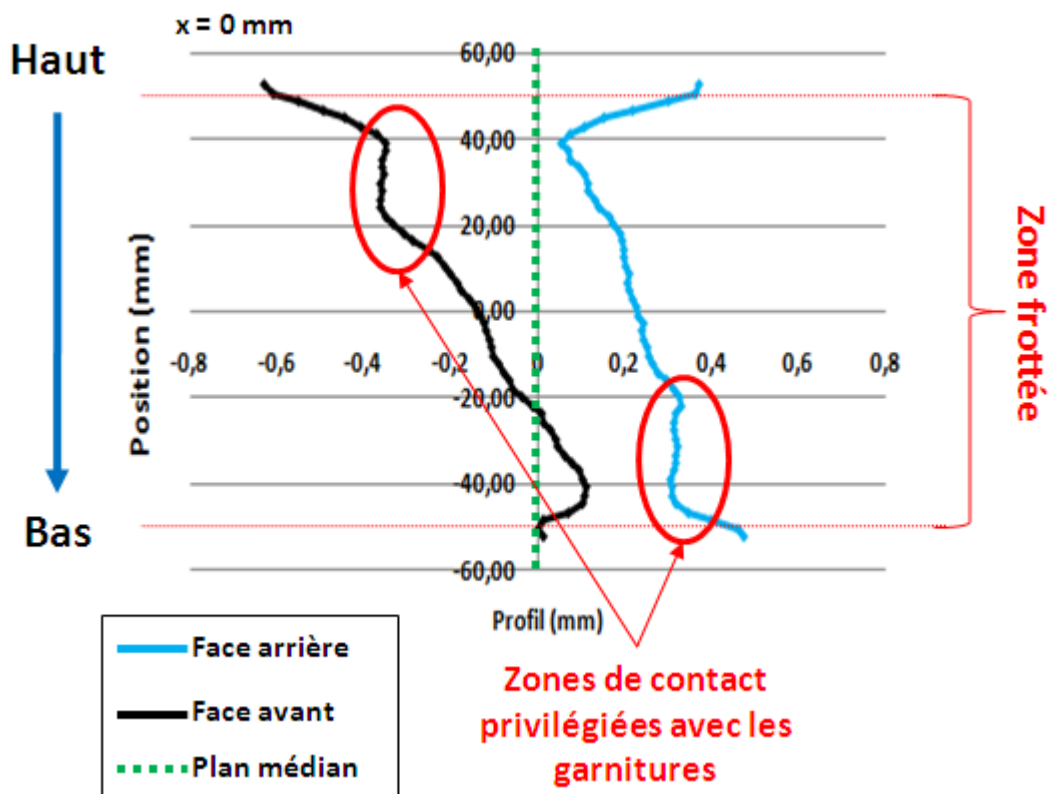


Fig. VII-9 : Profils transverses de la barre de freinage mesurés au milieu de la longueur de la barre de freinage.

Matériau de friction N1

Les surfaces frottées des garnitures des essais « courte distance » effectués avec le matériau de friction N1 ont été observées de la même manière que pour le matériau de friction S1. Pour le matériau N1, trois configurations d'essai sont considérées, la différence entre ces trois configurations est la distance totale de freinage : 10 m, 20 m et 40 m. Il sera ainsi possible de suivre l'évolution des surfaces à différentes distances de freinage pour le matériau N1 et de comparer les deux matériaux S1 et N1 pour une même distance de freinage (10 m). Les photographies des surfaces frottées des garnitures à 10, 20 et 40 m sont tout d'abord présentées (Fig. VII-10 à 12).

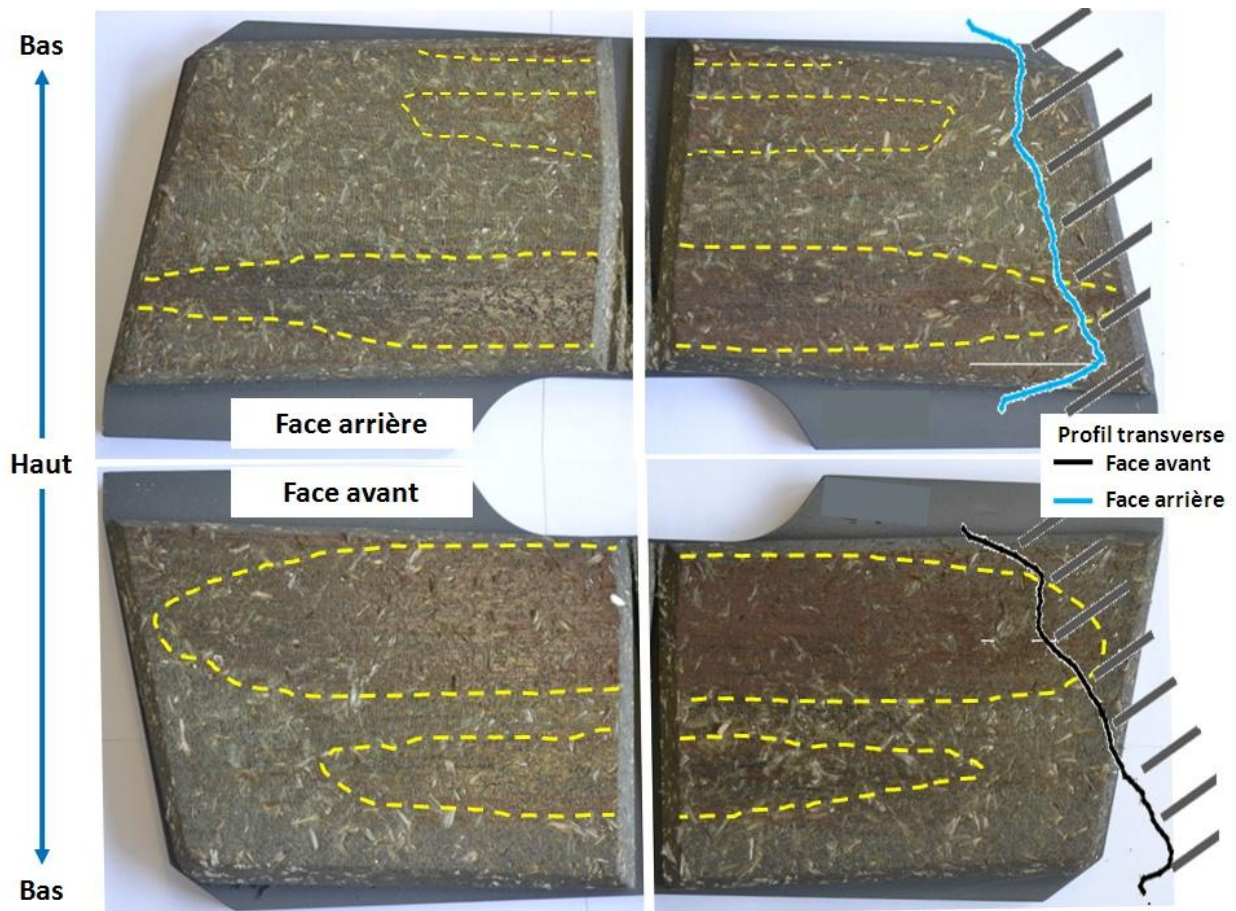


Fig. VII-10 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction N1 après essai à 10 m.

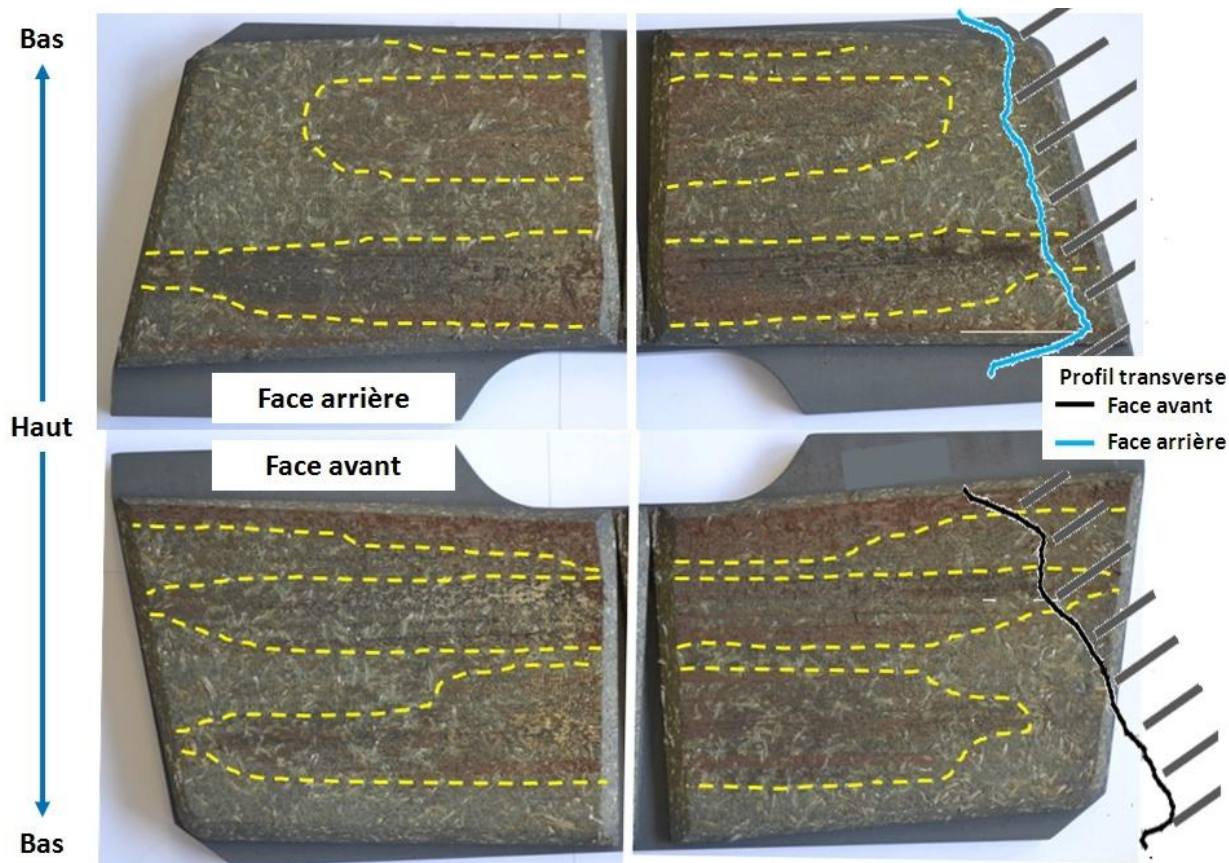


Fig. VII-11 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction N1 après essai à 20 m.

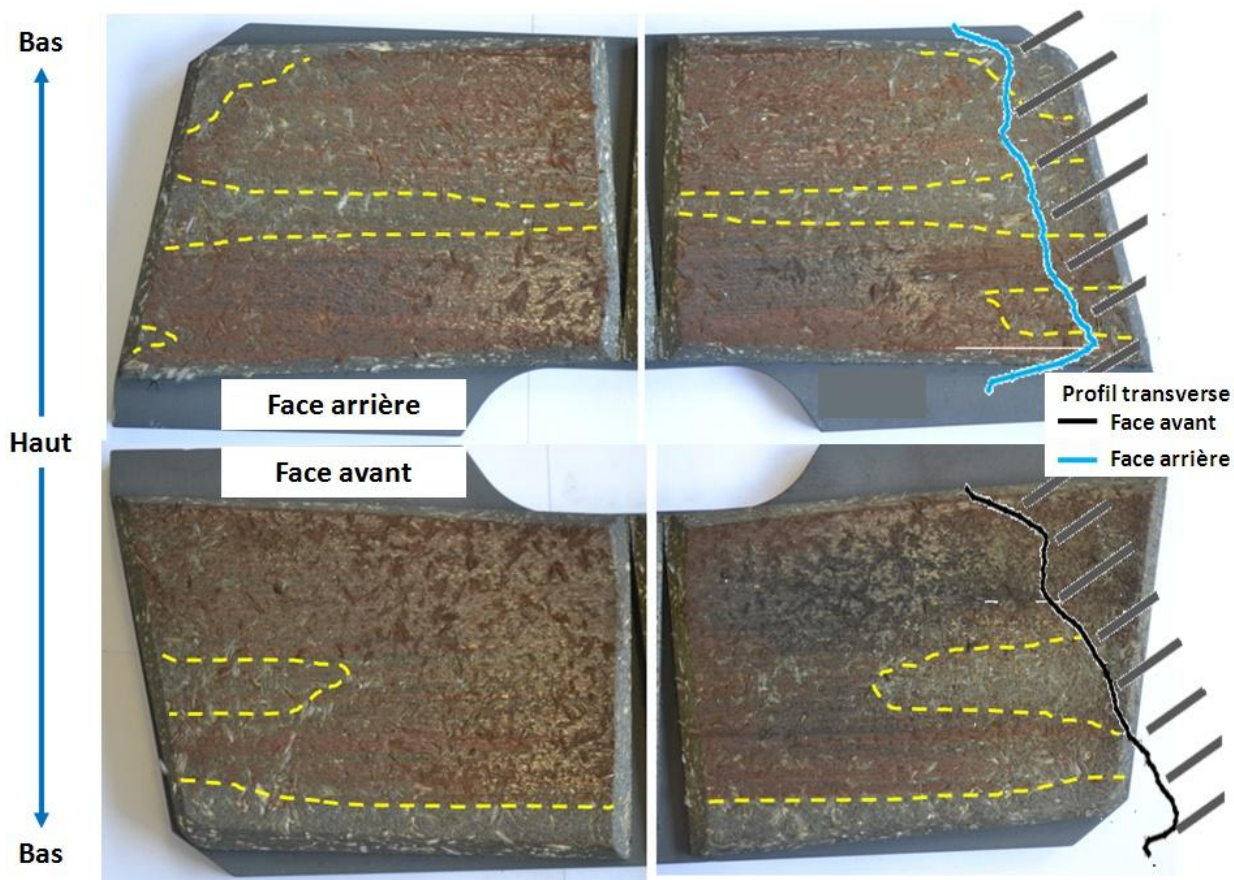


Fig. VII-12 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction N1 après essai à 40 m.

De la même manière que pour le matériau S1, les zones frottées sont délimitées par des pointillés sur les photographies. Une nouvelle fois, le premier constat est que la totalité des surfaces n'a pas été frottée, des zones vierges sont visibles, même si pour les surfaces des garnitures de l'essai à 40 m la partie frottée est majoritaire et les zones vierges sont petites. Les zones frottées, de couleur marron, décrivent de nouveau des formes allongées suivant la direction longitudinale et sont alors que les zones vierges sont restées vertes, couleur du matériau neuf. Comme pour le matériau S1, La répartition des zones frottées est à mettre directement en relation avec les mesures de profil de la barre de freinage suivant la direction transverse :

- Pour l'essai à 10 m, la garniture située en face avant montre une zone de contact plutôt située sur le haut de la garniture et pas de contact sur le bas alors que la face arrière montre des zones de contact situées au niveau de l'arrêt inférieure. Les surfaces des garnitures en matériau de friction N1 provenant des essais à 10 m sont très proches de celles des garnitures en matériau S1 testées à la même distance en termes de localisation des zones de portance. Des différences en termes d'hétérogénéité, en particulier de continuité des surfaces, sont néanmoins visibles au sein de ces zones.
- Pour l'essai à 20 m, le même type d'observation peut être effectué : même si les zones frottées sont plus grandes, leur répartition reste similaire à la répartition observée à 10 m.
- Pour les essais à 40 m, les surfaces sont presque entièrement frottées. Sur la face avant il persiste néanmoins une bande de matériau vierge au niveau de l'arrêt inférieure et le contact semble avoir été plus étendu au niveau de la zone de frottement sur la moitié supérieure de la garniture : la couleur est plus foncée à cet endroit. Pour la face arrière, la zone frottée occupe toute la hauteur de la garniture.

Ces observations montrent également l'évolution des zones de frottement en fonction de la distance de freinage. Les zones sont au départ (10 m) réduites à des bandes dans la direction longitudinale, qui semblent s'étendre du milieu des garnitures mais n'atteignent pas toutes les bords extérieurs. Lorsque la distance augmente (20 m), ces bandes s'élargissent jusqu'à s'étendre à la quasi-totalité de la surface des garnitures à 40 m. De plus, la continuité au sein des zones de portance augmente avec la distance de freinage. Afin d'illustrer cette évolution, les zones de frottement observées pour les trois configurations sont reportées dans un même schéma (Fig. VII-13). Pour illustrer les similitudes entre les deux matériaux de friction à 10 m, les zones de frottement correspondant aux deux essais sont également représentées dans un même schéma (Fig. VII-14).

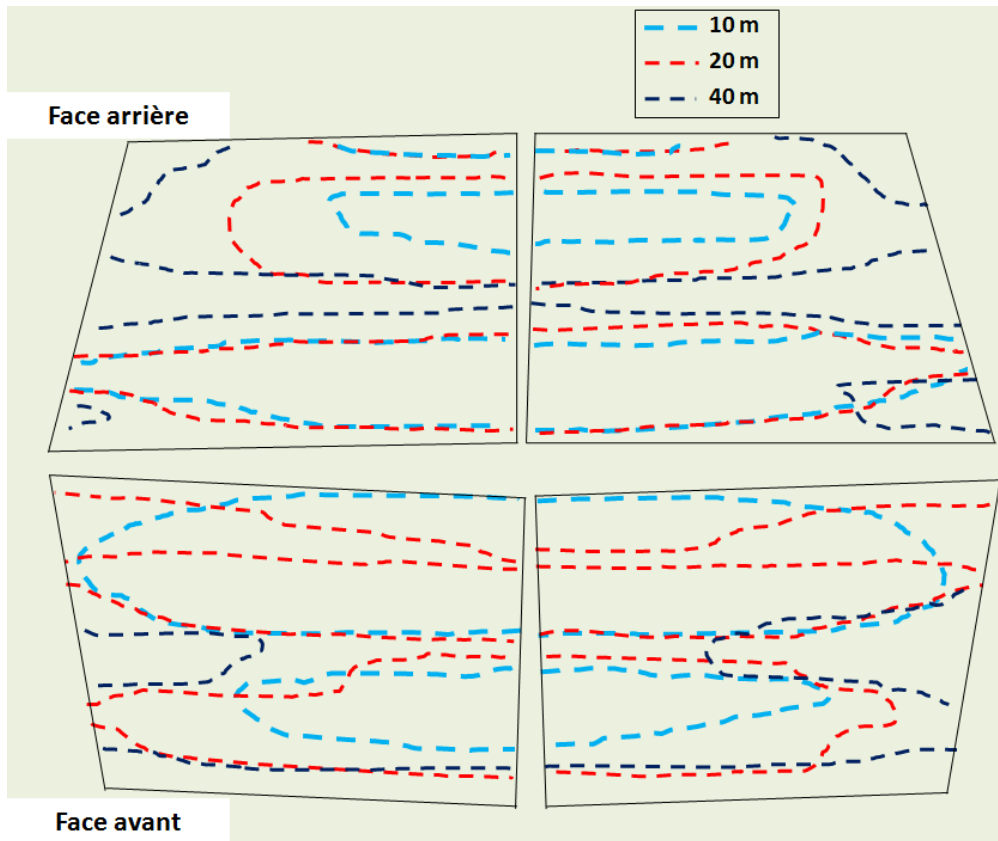


Fig. VII-13 : Evolution des zones frottées en fonction de la distance de freinage – matériau de friction N1, distance d'essai 10, 20 et 40 m.

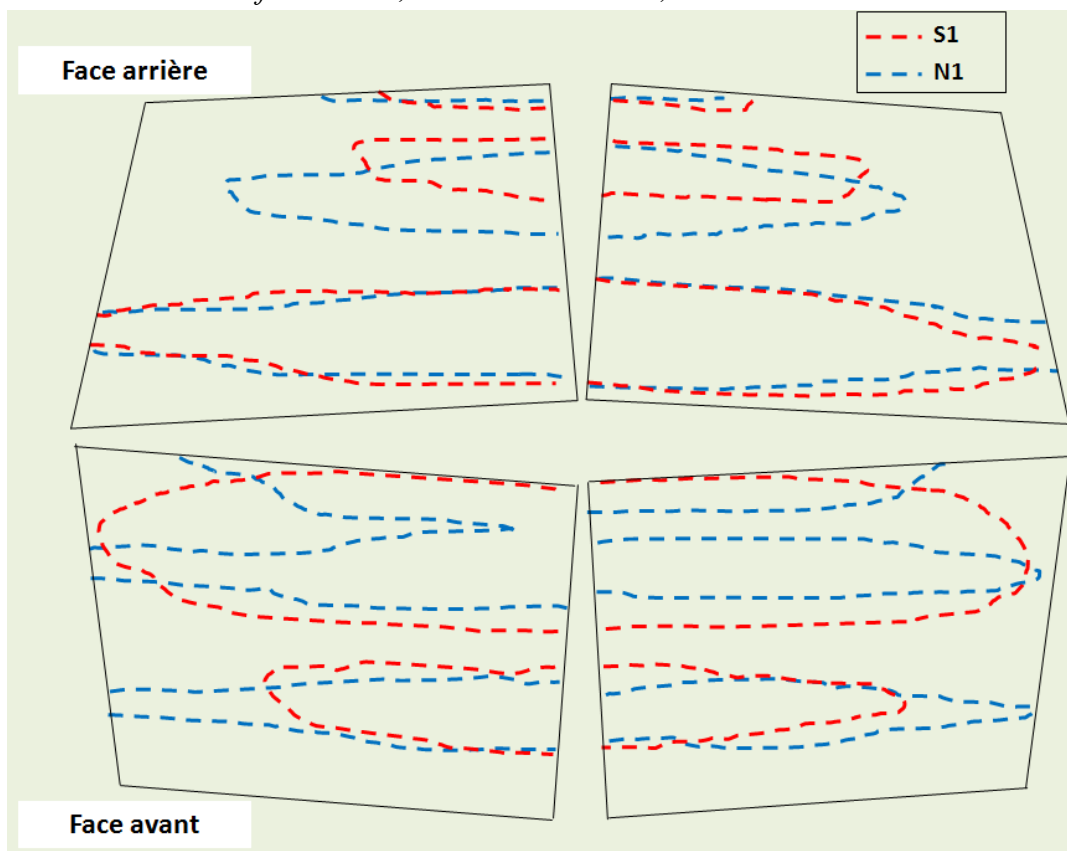


Fig. VII-14 : Comparaison des zones frottées des garnitures pour les deux matériaux de friction S1 et N1 après une distance de freinage de 10 m.

Les observations de surfaces frottées permettent aussi de valider certains résultats numériques, en particulier les répartitions de pressions au niveau des surfaces de garnitures obtenues dans la configuration de calcul dont les paramètres sont le profil de barre transverse, le matériau N1 et une pression étrier de 30 bars. La répartition de pression a déjà été décrite auparavant, elle est une nouvelle fois présentée en Fig. VII-15. Les répartitions de pression sont assez similaires aux zones frottées repérées sur la garniture du matériau N1 qui a parcouru 10 m. Cette comparaison permet de valider d'une part le modèle numérique, et d'autre part elle valide aussi l'hypothèse d'une répartition des zones de frottement imposée par le profil transverse.

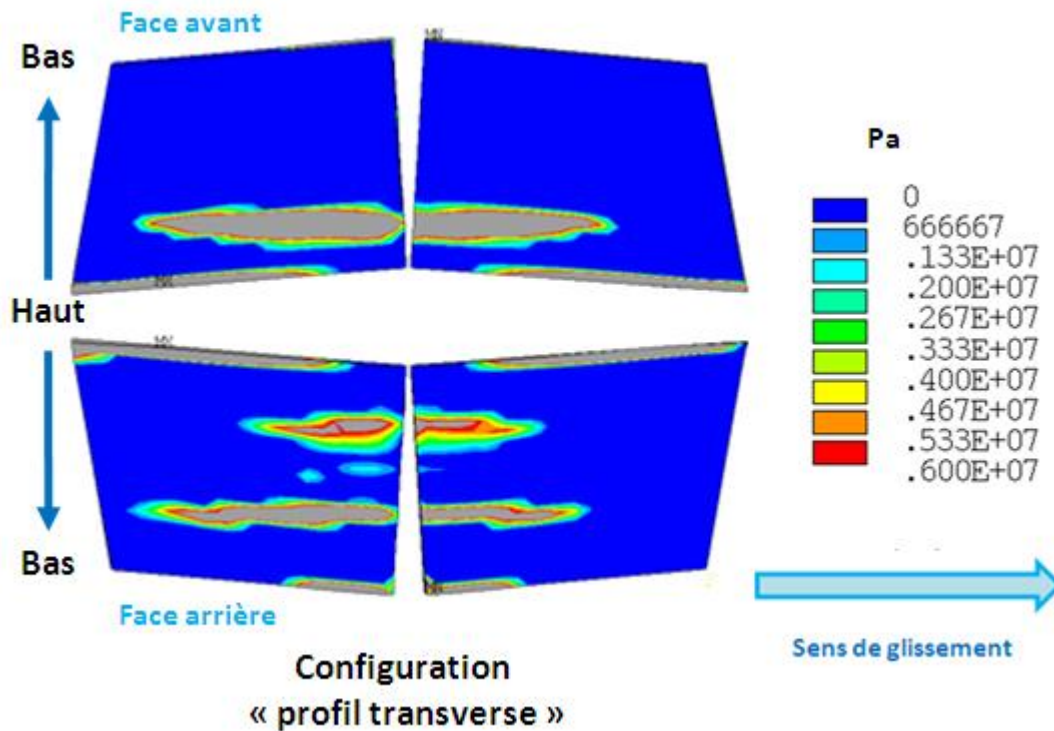


Fig. VII-15 : Répartition de pression à l'équilibre quasi-statique obtenue par le modèle éléments finis du banc – configuration profil transverse, matériau N1 et pression étrier de 30 bars.

b. Essais « longue distance »

Les surfaces frottées des garnitures dont les essais ont été précédemment présentés ont également été observées. Pour rappel, les configurations d'essais considérées sont les suivantes :

- Les trois matériaux de friction ont été testés avec une configuration similaire en termes de profil longitudinal de la barre de frottement : le profil en creux. Les trois matériaux de friction se sont avérés bruyants dans cette configuration et des schémas acoustiques ont été mis en évidence pour chaque nuance de matériau. Les distances totales effectuées sont 1080 m pour S1, 1090 m pour N1 et 1300 m pour S2. Les trois jeux de garnitures issus de ces essais ont été observés.
- Le matériau de friction N1 a également été testé dans une configuration mettant en jeu un profil longitudinal de barre de freinage « plat ». L'essai s'est avéré silencieux. La distance totale effectuée avec les garnitures dans cette configuration est de 2255 m. Le jeu de garniture issu de cet essai a également été observé.

Au total, 4 jeux de garnitures sont donc considérés ici.

i. Garnitures « bruyantes »

Les Fig. VII-16 à 18 présentent les surfaces frottées des garnitures « bruyantes », un jeu de garniture pour chaque matériau de friction.



Fig. VII-16 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction S1 après essai à 1080 m.

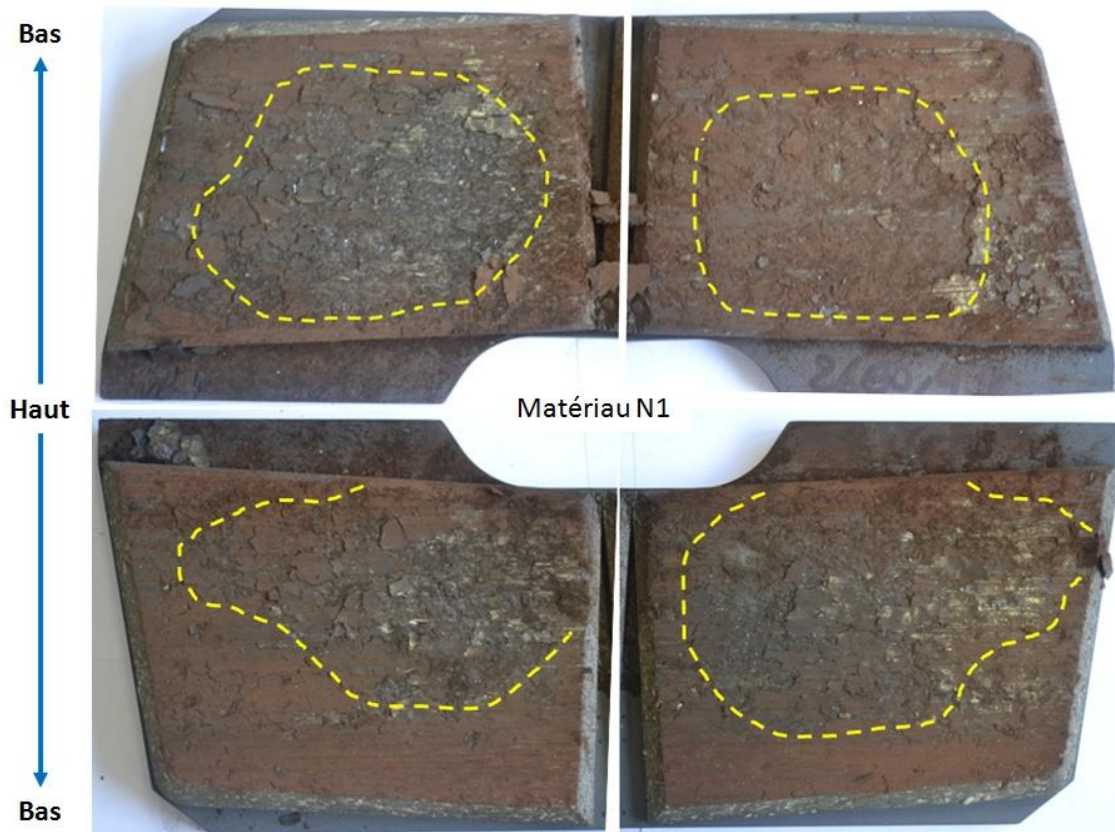


Fig. VII-17 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction N1 après essai à 1090 m.

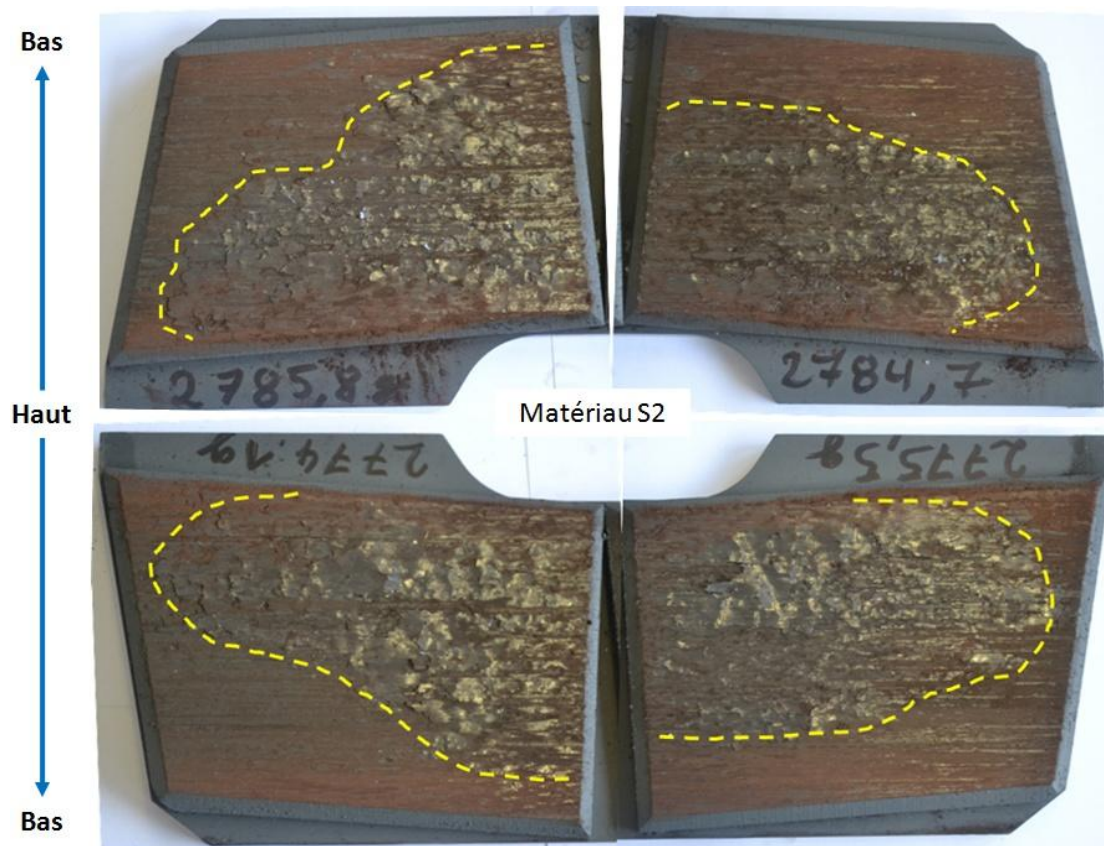


Fig. VII-18 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction S2 après essai à 1300 m.

Les surfaces des garnitures issues des essais à « longue distance » sont très différentes des surfaces issues des essais à « courte distance. Elles sont entièrement couvertes de troisième corps, aucune zone ne montre une surface vierge contrairement aux jeux « courte distance ». Deux types de zones peuvent néanmoins être différenciés sur ces surfaces frottées, elles sont délimitées par des pointillés sur les photographies :

- Les surfaces à l'extérieur des zones en pointillés sont assez homogènes et lisses, le troisième corps, plutôt pulvérulent, semble s'être écoulé dans le sens longitudinal de la garniture.
- Les surfaces à l'intérieur des zones en pointillés sont beaucoup plus hétérogènes, elles sont composées d'une multitude de plateaux de frottement. Ces plateaux sont plus ou moins compacts et attachés à la surface :
 - pour le matériau S1, les plateaux sont assez adhérents à la surface ;
 - pour le matériau S2, les plateaux apparaissent soulevés et forment des « cloques » en surface ;
 - pour le matériau N1, la zone est très accidentée : les plateaux sont complètement détachés de la surface, certains ont pu être éjectés au cours des freinages.

Il semble que les zones intérieures des limites en pointillés correspondent aux zones de portance, où la majeure partie du contact avec la barre de freinage est assurée. Ces zones sont en grandes parties localisées aux mêmes endroits des surfaces pour les trois matériaux de friction : plutôt vers le haut et à l'intérieur des garnitures (par opposition aux bords externes). Il y a tout de même quelques différences :

- pour le matériau S1, les zones s'étendent sur la quasi-totalité de la hauteur des surfaces et sont les plus étirées sur presque toute la longueur des surfaces ;
- pour le matériau N1, les zones ont une forme plus circulaire et sont centrées sur les différents secteurs de matériaux de friction ;
- Pour le matériau S2, les zones sont plutôt étirées dans la direction longitudinale et occupent davantage la partie haute des surfaces.

Ces localisations sont très différentes des localisations observées sur les surfaces à « courte distance » qui correspondent au profil transverse de la barre de frottement. Les localisations de contact sur les surfaces issues des essais « longue distance » correspondent davantage à l'emplacement des pistons situés à l'arrière des tôles support du matériau de friction. L'écoulement dans le sens longitudinal reste tout de même visible du fait du déplacement en translation alternative, néanmoins ces écoulements sont visibles sur toute la hauteur des surfaces et donc plus attribuables au profil transverse de la barre de frottement comme cela été le cas avec les surfaces « courte distance ». Ces localisations correspondent de plus aux répartitions de pression obtenues lors des calculs numériques dans les configurations avec le profil de barre en creux dans la direction longitudinale et même avec le profil de barre plat : la forme globale de la répartition de pression est ici à attribuer à l'action des pistons plus qu'au profil de barre. Les répartitions de pression issues du calcul numérique en configuration barre plate et profil en creux longitudinal sont une nouvelle fois présentées ici (Fig. VII-19) afin d'illustrer ces observations.

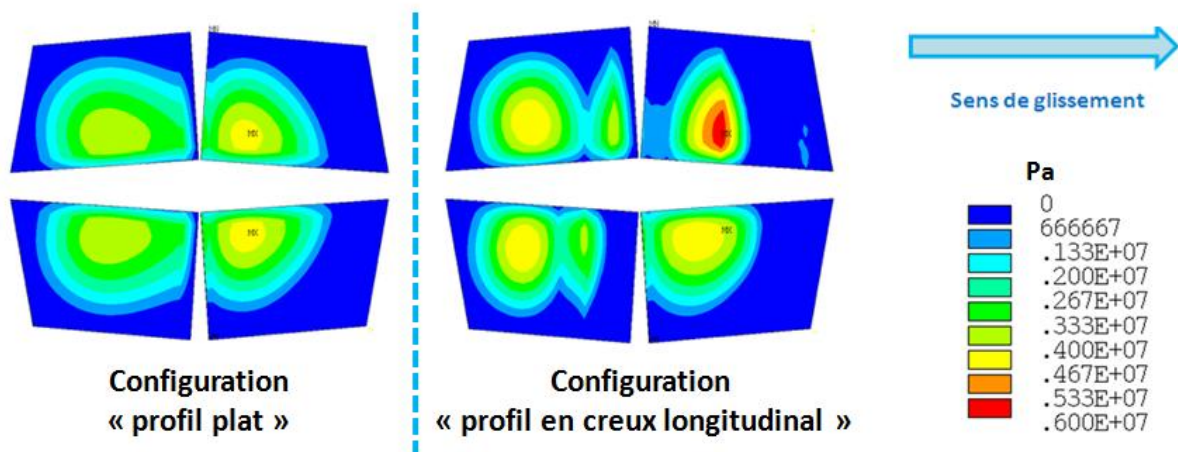


Fig. VII-19 : Répartitions de pression à l'interface barre de freinage / garnitures obtenues dans les calculs numériques pour les configurations barre plate et profil en creux longitudinal –matériau de friction N1 et pression étrier de 30 bars.

La comparaison entre les surfaces frottées et les répartitions de pression issues du calcul numérique permet une nouvelle fois de valider le modèle numérique et d'autre part de valider le fait qu'à longue distance, l'effet du profil transverse est « gommé » par l'effet des pistons qui poussent à l'arrière des garnitures.

ii. Garnitures « silencieuses »

Un seul jeu de garnitures est considéré dans ce paragraphe : le jeu de garnitures en matériau de friction N1 qui a été testé en configuration de barre « plate » sur une distance de 2255 m. Elles se sont avérées silencieuses pendant la totalité de l'essai. Les photographies des surfaces frottées de ce jeu de garnitures sont présentées dans la Fig. VII-20.

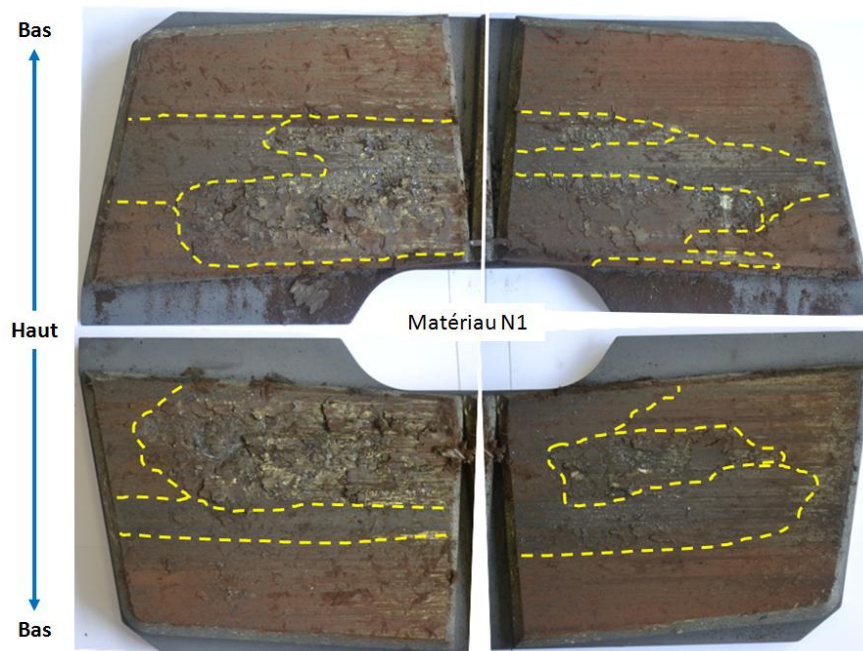


Fig. VII-20 : Surfaces frottées des garnitures en matériau de friction N1 après essai à 2255 m.

Les zones de portances sont une nouvelle fois repérées par des pointillés sur les surfaces frottées du jeu de garnitures en matériau de friction N1 à 2255 m. Les surfaces sont entièrement couvertes de troisième corps, aucune zone vierge n'est visible. La répartition des zones de portance est plutôt localisée sur la moitié haute des garnitures. Elles se composent elles mêmes de deux différents types de faciès :

- des zones assez homogènes et lisses caractérisées par un écoulement du matériau dans la direction longitudinale des surfaces ;
- des zones très accidentées semblables à celles mises en évidence pour les garnitures « longue distance » bruyantes présentées précédemment. Ces zones sont néanmoins plus petites dans le cas présent mais elles sont toujours caractérisées par des plateaux soulevés et formant des cloques en surface.

Les zones de frottement sont étirées dans la direction longitudinale sur toute la largeur des surfaces. Le profil de la barre de freinage pour ces essais est le profil « plat », la répartition des zones de portances, qui ne coïncide pas avec la forme des pistons circulaires ni au profil transverse de la barre semble davantage correspondre à une répartition de troisième corps induite par un écoulement sur une surface de barre de freinage « plate ».

Des essais « courte distance » dédiés à l'étude et au suivi de l'apparition du crissement ont été menés afin d'obtenir des surfaces frottées de garnitures à la distance de freinage minimale nécessaire à l'apparition du crissement.

Les résultats acoustiques ont permis de suivre les émissions acoustiques au cours de ces essais. Que ce soit pour le matériau S1 ou pour le matériau N1, la même évolution a été observée :

- Au départ des essais, les garnitures sont silencieuses
- En milieu d'essai (5 m pour S1 et 10 m pour N1), des émissions acoustiques évanescentes à peine audibles apparaissent. Ces émissions se caractérisent par des fréquences au voisinage de 8 - 10 kHz montrant de très fortes variations (bruit large bande) et des niveaux acoustiques relativement faibles.
- A 10 m pour S1 et 20 m pour N1, du bruit dont le contenu fréquentiel est proche de celui des essais « longue distance » précédemment effectués apparaît.

Les schémas fréquentiels mis en jeu pour les deux matériaux correspondent aux schémas identifiés au début des essais « longue distance » (210 m pour S1 et 110m pour N1), il a été montré que ces schémas évoluent encore avec la distance de freinage, ce résultat est donc assez logique. De plus les émissions acoustiques n'apparaissent que dans une seule direction de freinage pour le matériau N1, ce qui constitue un autre résultat en adéquation avec les observations effectuées pour les essais « longue distance » avec ce matériau.

Les surfaces frottées des garnitures « courte distance » ont été observées :

- Pour les quatre jeux de garnitures, les surfaces ne sont pas entièrement frottées, il est possible de distinguer des zones de « portances ».
- Pour ces faibles distances, les zones de portances sont organisées en « bandes » suivant la direction longitudinale. Plusieurs bandes sont visibles et leurs localisations suivant la hauteur des garnitures ont pu être reliées avec les « bosses » apparaissant sur les profils transverses de la barre de freinage. A ce stade il y a donc peu d'usure et les répartitions des zones de frottement sont tributaires des défauts de forme de la barre de freinage dans la direction transverse.
- Les surfaces frottées à 10 m pour les deux matériaux sont assez similaires vis-à-vis des localisations des zones de portance. Le matériau de friction semble peu influent à l'échelle d'observation et à la distance de freinage considérée. Des différences de continuité au sein des zones de portance ont néanmoins été observées pour les deux matériaux de friction.
- L'observation des surfaces frottées des garnitures en matériau de friction N1 à plusieurs distances de freinage (10, 20 puis 40 m) montre l'évolution des zones de portances avec l'augmentation de la distance de freinage : les bandes de portances s'étendent suivant les deux directions (hauteur et longueur) des garnitures pour fusionner et occuper la quasi-totalité des surfaces à 40 m. L'influence du profil transverse reste néanmoins visible pour toutes les distances de freinage. De plus une plus grande continuité au sein des zones de frottement est observée lorsque la distance de freinage augmente.
- Le lien a également pu être établi avec les répartitions de pression obtenues dans le modèle numérique pour la configuration de calcul mettant en jeu le profil transverse de

la barre de freinage. Ce résultat confirme les observations précédentes et permet de valider le modèle sur ce point.

Les surfaces frottées des essais « longue distance » présentés précédemment (partie C) ont également été observés (trois essais crissants avec un profil de barre en creux pour les matériaux S1, N1 et S2, le quatrième silencieux avec un profil de barre plat et le matériau N1). Les observations de ces surfaces montrent que :

- Les quatre jeux de surfaces frottées sont très différents par rapport à ceux des essais « courte distance », ils sont entièrement recouverts de troisième corps.
- Sur toutes les surfaces qui correspondent aux essais effectués sur la barre « en creux dans la direction longitudinale », la forme et la localisation des zones de portance est à relier à la forme et la localisation des pistons. L'effet du profil transverse est atténué lors des essais « longue distance », il y a une conformité des surfaces qui s'effectue par usure, cette conformité ne peut s'établir en correspondance avec le profil longitudinal de la barre de par le mouvement alternatif du banc, de ce fait ce sont les déformations des garnitures dues aux pistons qui influencent la localisation des zones de portance.
- Pour l'essai effectué sur barre plate, il n'y a pas d'effet du profil de la barre, l'effet des pistons est un peu visible et de manière générale, les zones de portance sont étirées dans la direction longitudinale.
- Une nouvelle fois le lien a pu être effectué avec les répartitions de pressions obtenues dans les calculs numériques permettant d'attester de l'influence des pistons et de valider le modèle numérique sur ce point.

De manière plus analytique, le « profil de barre » influence fortement la localisation des zones de portance, qui est donc assez similaires pour les différents matériaux de friction. Il existe des hétérogénéités au sein des zones de portance plus ou moins marquées selon la distance et le matériau. Une hypothèse pourrait être qu'avoir une continuité suffisante est nécessaire pour favoriser la génération de crissement. Cela expliquerait alors l'effet d'histoire et les différences d'occurrences entre S1 et N1, N1 étant le plus hétérogène.

L'échelle d'observation est plutôt macroscopique, il est nécessaire de diminuer cette échelle afin d'observer plus finement ces hétérogénéités auxquelles il faut ajouter la nature et les propriétés du troisième afin de définir de manière plus explicite des éléments discriminants entre les garnitures bruyantes et silencieuses.

Conclusions et *perspectives*.

L'étude porte sur le crissement des freins de giration d'éolienne. Une collaboration entre deux entreprises et le Laboratoire de Mécanique de Lille à été mise en place afin de mener à bien cette étude. Stromag France est un constructeur de freins de giration d'éolienne et possède un banc d'essai de performance et Flertex est un fabricant de garniture de frein. L'objectif commun est d'apporter des solutions pour réduire la génération de crissement de frein. Cette problématique n'a jamais été traitée, elle est méconnue et peu de travaux ont été entrepris pour y répondre. Dans un premier temps, des mesures ont été effectuées sur éolienne afin de caractériser le problème sur site et de proposer une démarche d'étude pour la compréhension des phénomènes et du rôle du matériau de friction.

Les campagnes d'essai sur éoliennes ont permis d'étudier et de caractériser les occurrences de bruit apparaissant en conditions réelles de fonctionnement. Les conclusions majeures sont:

- Les niveaux de bruit mesurés sont très supérieurs (25 dB(A) de plus) au bruit de fond que ce soit à l'intérieur ou à l'extérieur des éoliennes.
- Les émissions acoustiques ont été caractérisées du point de vue fréquentiel : les résultats mettent en évidence un comportement multi fréquences sachant que dans cette étude l'intérêt s'est porté sur les spectres de raies « hautes fréquences », les émissions acoustiques correspondantes étant les plus néfastes pour l'environnement.

Ces essais ont également permis de mettre en évidence l'influence de certains paramètres sur bruit :

- L'état des garnitures est l'un des paramètres les plus influents sur le comportement acoustique du système. Les essais réalisés avec des garnitures neuves en configuration en seul frein sont silencieux, les occurrences de crissement n'apparaissent qu'après un certain temps d'utilisation du frein, ce constat sera nommé « effet d'histoire ».
- La pression étrier semble également être un paramètre influent, en particulier pour des basses pressions (< 10 bars), pour lesquelles des niveaux acoustiques plus faibles ont été observés.
- Le matériau de friction ne semble pas aussi influent que les paramètres précédemment cités, tout au moins dans les configurations testées. Cependant, par retour d'expérience des exploitants, le matériau de friction est influent, les éoliennes étant plus ou moins bruyantes suivant le matériau de friction qui équipe les freins de giration.

Dès lors plusieurs questions ont émergé de ces premiers constats sur éolienne et des besoins exprimés par les partenaires industriels :

- Quelle est l'origine du bruit et comment expliquer son apparition ?
- Quels sont les paramètres influents ?
- Peut-on privilégier une solution au niveau du matériau de friction ? Il s'agit en effet de la partie remplaçable facilement sur le système. Cela implique de savoir si le matériau est un paramètre influent et si oui quels sont les critères d'amélioration ?

La bibliographie est très riche en ce qui concerne les études sur le crissement de frein mais elles ne concernent pas le domaine éolien. Elle apporte néanmoins de nombreux éléments intéressants.

Le phénomène de couplage de mode ou mode lock-in est celui qui est aujourd'hui adopté par la plupart des chercheurs pour étudier le crissement de frein. Pour l'étudier l'analyse modale complexe est le moyen privilégié. Les modèles basés sur cette méthode ne sont pas prédictifs. Il est donc nécessaire d'effectuer des essais. Les bancs simplifiés sont le moyen privilégié pour l'étude des phénomènes dynamiques à l'origine est mis en jeu dans les phénomènes du crissement. Ils présentent comme avantage la maîtrise de la plupart des paramètres du système et des possibilités d'instrumentation accrues par rapport aux configurations réelles. L'inconvénient est que de par leur aspect simplifié, ces bancs sont limités par rapport au système réel à l'échelle 1 et ne permettent pas de rendre compte de toute la complexité des phénomènes. La question de la reproductibilité est également très importante et doit être prise en compte lors des essais sur bancs.

Les différentes études sur les aspects tribologiques mettent en avant l'importance des conditions de contact entre les garnitures et le disque. L'accommodation des surfaces est un facteur influent sur la génération de crissement. Les propriétés des matériaux de friction ont également une importance non négligeable. Une difficulté majeure est que les paramètres liés au frottement, aux surfaces et interfaces de contact et aux propriétés des matériaux sont très difficiles à déterminer car ils sont soumis à l'effet d'histoire et ils varient de plus avec la fréquence.

Des essais ont été réalisés sur un banc de freinage industriel à l'échelle 1 qui présente la particularité d'être en translation alternée. La recherche de la maîtrise des conditions d'essai a montré que le profil de barre de freinage est un paramètre dont l'influence est du premier ordre, le profil en « creux », lié à l'usure, influence très fortement la propension au crissement. Dans le cas d'une barre « plate », les essais se sont avérés silencieux.

La transposition à l'éolienne nécessiterait de caractériser les surfaces de disque sur éolienne de façon à pouvoir relier les résultats avec le cas réel.

La comparaison avec les résultats éolienne montre certaines similitudes avec la présence de différents phénomènes : des vibrations de type « forcées » (basses fréquences) et du « crissement » (hautes fréquences). Comme sur éolienne, l'intérêt a également été porté sur les hautes fréquences. La valeur des fréquences n'est certes pas la même entre les deux configurations (différences de structure éolienne / banc d'essai) mais les phénomènes sont du même type : multi fréquences et caractérisés par des spectres de raies.

L'effet d'histoire a par ailleurs été mis en valeur, les résultats évoluent avec la distance de freinage, comme sur éolienne.

Les essais ont également permis de mettre en évidence l'influence du paramètre matériau de friction, à condition de s'affranchir des effets du profil de barre. Les résultats montrent ainsi des différences non négligeables entre les différents matériaux. Des résultats globaux ont permis de « classer » les matériaux. L'étude en fréquence a permis de caractériser chaque matériau en mettant en avant un ou plusieurs schémas de fréquences harmoniques,

propres à chaque matériau. Le banc d'essai permet ainsi la discrimination des matériaux de friction.

Le matériau est donc un paramètre influent, dans ce travail un nouveau matériau à d'ailleurs été développé comme l'évolution d'un matériau commercial existant. Comme décrit précédemment les essais ont montré des différences entre ces deux matériaux (S1 et N1), une amélioration des performances acoustiques a pu être mesurée avec un nombre, une durée et une intensité des occurrences de crissement réduite avec le nouveau matériau N1. L'anisotropie de ces matériaux à été caractérisée par des essais de compression, le lien a pu être effectué entre les différences de propriété des matériaux de friction et le comportement acoustique, il semble ainsi qu'une forte anisotropie et un haut module de compression dans la direction transverse (cas de N1) soient favorables à une diminution du crissement.

Ce résultat impose néanmoins une certaine prudence de part le fait que les caractéristiques en compression soient les seules à avoir été étudiées. *D'autres caractérisations, notamment en termes de non linéarité et d'évolution des propriétés en fonction de la fréquence, pourrait s'avérer utile de façon à discriminer d'autant plus les matériaux de friction et à pouvoir mieux renseigner les modèles numériques.*

Un modèle élément fini du banc d'essai industriel à été mis en place afin d'apporter des éléments d'explication supplémentaires. Compte tenu de la complexité du système réel (nombre important de pièces et de liaisons entre elles), l'un des objectifs a été de réduire le modèle au minimum de composants nécessaires tout en restant le plus proche possible du banc d'essai réel, la démarche utilisée ne prétendant pas permettre un recalage complet ni d'obtenir un modèle prédictif. Le modèle développé est plutôt dédié aux hautes fréquences, la méthode de calcul étant l'analyse modale complexe.

Les répartitions de pression sont un premier élément permettant de faire le lien avec la géométrie de la barre de freinage (premier ordre) et les propriétés des matériaux de friction. Ces répartitions ont par ailleurs été « validées » avec des observations de surfaces de contact obtenues pour différentes configurations et matériaux de friction.

Les calculs permettent également d'obtenir les instabilités du système, pour ces résultats, les validations n'ont pas pu être effectuées avec le système réel mais les résultats amènent des éléments de comparaison entre les différentes configurations. Les résultats montrent ainsi l'influence du profil de la barre de freinage : un nombre plus important d'instabilités est obtenu dans la configuration faisant intervenir le profil de barre transverse par rapport à la configuration barre « plate ». Ce résultat est en adéquation avec les résultats expérimentaux.

L'analyse des déformées associées aux instabilités permet de mettre en avant le rôle prépondérant des garnitures et donc d'en déduire que le matériau de friction a un rôle important. Néanmoins peu de différences entre les matériaux en termes de nombre d'instabilités et de fréquences sont constatées dans les calculs. Les fréquences sont cohérentes avec les résultats expérimentaux. L'analyse modale donne un nombre de cas instables important par rapport aux occurrences effectives. Une limite importante de la modélisation entreprise est un comportement linéaire du matériau, autour d'une position d'équilibre statique et considérant des surfaces parfaites.

Des améliorations peuvent être apportées sur ces points : le recalage du modèle avec le banc réel peut être amélioré à condition de mieux caractériser les différents composants du banc, en conditions dynamiques notamment. Les lois de comportement des matériaux de friction en particulier peuvent également être améliorées en intégrant leur comportement non-linéaire et l'évolution de leurs propriétés avec la pression de freinage. Il faudrait de plus prendre en compte l'évolution des zones de portance et surtout de leur hétérogénéité.

Afin de compléter les différents résultats d'essai et numériques, les surfaces frottées des matériaux ont été observées. Ces observations mettent surtout en évidence l'effet d'histoire sur la génération de bruit. Le suivi de garnitures sur quelques mètres jusqu'à l'apparition du crissement et la comparaison avec des garnitures ayant frotté sur de plus longues distances ont permis d'observer les évolutions des zones de portance. Les paramètres importants sont le profil de barre, la géométrie du frein et particulièrement des pistons et l'usure du matériau de friction. L'apparition du crissement semble corrélée à un ensemble de zones de portance suffisamment étendue pour obtenir la génération de crissement. La continuité au sein des zones de portance semble également être un facteur important : il existe des différences d'hétérogénéité entre les zones de portances observées pour le matériau S1 et celles observées pour le matériau N1 de par le fait que ce dernier contienne de longues fibres de verre. Il semble ainsi qu'une hétérogénéité plus importante soit favorable à une réduction des occurrences de crissement.

L'échelle de ces observations reste néanmoins « macroscopique », les hypothèses formulées quant à la nécessité d'avoir une certaine hétérogénéité de surfaces afin de réduire les occurrences de crissement restent à confirmer. *Cela passe par une caractérisation fine de ces hétérogénéités qu'il faudrait compléter par des observations et analyses du 3^{ème} corps et de son évolution.*

Des essais dédiés sur un banc d'essai simplifié, de dynamique moins complexe que le banc échelle 1, pourraient être développés afin d'étudier plus spécifiquement l'influence des matériaux de friction et des surfaces de frottement sur le crissement sans pour autant oublier la question des liens et de la représentativité entre les différents moyens d'essais.

Bibliographie

- [ABU 05a] Abu Bakar A.R., Ouyang H., Siegel J.E., *Brake pad surface topography Part I: Contact pressure distribution*, SAE paper n. 05BC-4, 2005.
- [ABU 05b] Abu Bakar A.R., Ouyang H., Siegel J.E., *Brake pad surface topography Part II: Squeal generation and prevention*, SAE paper n. 05BC-03, 2005.
- [ABU 06] Abu Bakar A.R., Ouyang H., *Complex eigenvalue analysis and dynamic transient analysis in predicting disc brake squeal*, International Journal of Vehicle Noise and Vibration, vol. 2 (issue 3-4), 2006, pp. 143-155.
- [ABU 08] Abu Bakar A.R., Ouyang H., *Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method*, Wear, Vol. 275, 2008, pp. 1069-1076.
- [AKAY 00] Akay A., Wickert J., Xu Z., *Investigation of Mode Lock-In and Friction Interface*, Final Research Report, Department of Mechanical Engineering, Carnegie Mellon University, Pittsburg, 2000, pp. 1-52.
- [AKAY 02] Akay A., *Acoustic of friction*, Journal of Acoustical Society of America, 2002, Vol. 111 (issue 4), pp. 1525-1548.
- [AKAY 09] Akay A., Giannini O., Massi F., Setieri A., *Disc brake squeal characterization through simplified test rigs*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, Vol. 23 (issue 8), pp. 2590-2607.
- [ALLG 02] Allgaier R., Gaul L., Keiper W., Willnery K., Hoffmann N., *A study on brake squeal using a beam on disc*, Proceedings of the SPIE – the Institutional Society of Optical Engineering, 2002, 4753 I, pp. 528-534.
- [BAE 00] Bae J.C., Wickert J.A., *Free vibration of a coupled disk-hat structures*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 235 (issue 1), 2000, pp. 117-132.
- [BAIL 00] Baillet L., Walter H., Brunet M., *A 3D contact algorithm for explicit dynamic F.E. code applied to the ironing process*, Metal Forming, Cracovie, 2000, pp. 141-147.
- [BAIL 06] Baillet L., D'Errico S., Laulagnet B., *Understanding the occurrence of squealing noise using the temporal finite element method*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 292 (issue 3-5), 2006, pp. 443-460.
- [BENG 94] Bengisu M.T., Akay A., *Stability of Friction-Induced Vibrations in Multi-Degree-of-Freedom Systems*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 171 (issue4), 1994, pp. 557-570.

- [BERG 98] Bergman F., Gudmand-Høyer L., Eriksson M., Jacobson S., *The effect of Cu₂S, PbS, Sb₂S₃ solid lubricants on the occurrence of brake squeals for three automotive brake pad matrix type*, Nortrib'98: Proceedings of the Eighth International Conference on Tribology, DTI Tribology Center, Aarhus, Denmark, 1998, pp. 665-672.
- [BERG 99a] Bergman F., *Tribological nature of squealing disc brakes*, Ph.D. Thesis, Uppsala University, Uppsala, Sweden, 1999.
- [BERG 99b] Bergman F., Eriksson M., Jacobson S., *Influence of disc topography on generation of brake squeal*, Wear, Vol. 225-229 (issue 1), 1999, pp. 621-628.
- [BERG 99c] Bergman F., Eriksson M., Jacobson S., *The effect of Cu₂S solid lubricant addition, and varying density, on the occurrences of brake squeal for one low-metal, organic type brake pad*, Proceedings of the 17th annual SAE Brake Colloquium and Engineering Display, SAE, Warrendale, PA, 1999.
- [BERG 00] Bergman F., Eriksson M., Jacobson S., *The effect of reduced contact area on the occurrence of disc brake squeals for an automotive brake pad*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2000, Vol. 214 (issue 5), pp. 561-568.
- [BERT 96] Berthier Y., *Maurice Godet's third body approach*, Tribology Series 32, 1996, pp. 21-30.
- [BERT 01] Berthier Y., *Background on friction and wear*, Lemaître Handbook of Materials Behavior Models, Academic Press, 2001, pp. 676-699.
- [CHAN 94] Chan S.N., Mottershead J.E., Cartmell M.P., *Parametric resonances at subcritical speeds in discs with rotating frictional loads*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 208 (issue 6), 1994, pp. 417-425.
- [CHEN 02] Chen F., Chen S.E., Harwood P., *In-plane mode/friction process and their contribution to disc brake squeal at high frequency*, Technical Report 2002-01-0922, SAE, Warrendale, PA, 2002.
- [CHEN 03] Chen G.X., Zhou Z.R., Kapsa P., Vincent L., *Experimental investigation into squeal under reciprocating sliding*, Tribology International, 2003, Vol. 36 (issue 12), pp. 961-976.
- [DESC 02] Descartes S., Bertuier Y., *Rheology and flows of solid third bodies: Background and application to an MoS 1.6 coating*, Wear, Vol. 252 (issue 7-8), 2002, pp. 546-556.
- [DESP 03] Desplanques Y., Rousette O., Degallaix G., Dauphin J.Y., Avoine J., *Caractérisation du troisième corps en freinage haute énergie*, Proceedings of Journée Internationales Francophones de Tribologie JIFT 2003, 2003.

- [DESP 08] Desplanques Y., Degallaix G., *Interactions between third-body flows and localization phenomena during railway high energy stop braking*, SAE paper n. 08BC-0052, 2008.
- [DUBO 10] Duboc M., Brunel J.F., Dufrenoy P., *Influence des conditions de contact et de la géométrie sur les occurrences de crissement*, XVII Symposium Vibrations Chocs et Bruit, 2010.
- [EARL 71] Earles S.W.E., Soar G.B., *Squeal noise in disc brakes*, Proceedings of the Vibration and Noise in Motor Vehicles, Conference of Mechanical Engineers, London, England, 1971, Paper number C 101/71, pp. 61-69.
- [EARL 77] Earles S.W.E., *A mechanism of disc brake squeal*, Technical Report 770181, SAE, Warrendale, PA, 1977.
- [EARL 84] Earles S.W.E., Badi M., *Oscillatory instabilities generated in a double-pin and disc undamped system: a mechanism of disk-brake squeal*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1984, Vol. 198 (issue 4), pp. 43-50.
- [EARL 87] Earles S.W.E., Chambers P.W., *Disc brake squeal noise generation: predicting its dependency on system parameters including damping*, International Journal of Vehicle Design, 1987, Vol. 8 (issue 4-6), pp. 538-552.
- [ERIK 99] Eriksson M., Bergman F., Jacobson S., *Surface characterisation of brake pad after running under silent and squealing conditions*, Wear, Vol. 232 (issue 2), 1999, pp. 163-167.
- [ERIK 00] Eriksson M., *Friction and Contact Phenomena of Disc Brake Related to Squeal*, Ph.D. Thesis, Uppsala University, Uppsala, Sweden, 2000.
- [ERIK 01] Eriksson M., Jacobson S., *Friction behavior and squeal generation of disc brakes at low speeds*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2001, Vol. 215 (issue 12), pp. 1245-1256.
- [ERIK 02] Eriksson M., Bergman F., Jacobson S., *On the nature of tribological contact in automotive brakes*, Wear, Vol. 252, 2002, pp. 26-36.
- [FELS 78] Felske A., Hoppe G., Matthäi H., *oscillations in squealing disc brake – analysis of vibration modes by holographic interferometry*, Technical Report 780333, SAE, Warrendale, PA, 1978.
- [FIEL 93] Fieldhouse J.D., Newcomb P., *The application of holographic interferometry to the study of disc brake noise*, Technical Report 930805, SAE, Warrendale, PA, 1993.

- [FIEL 96] Fieldhouse J.D., Newcomb P., *Double pulsed holography used to investigate noisy brakes*, Optics and Laser in Engineering, 1996, Vol. 25, No. 6, pp. 455-494.
- [FLIN 02] Flint F., Hultén J., *Lining-deformation-induced modal coupling as squeal generator in a distributed parameter disc brake model*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 254 (issue 1), 2002, pp. 1-21.
- [FOSB 59] Fosberry R.A.C, Holubecki Z., *Interim report on disc brake squeal*, Technical report 1959/4, Motor Industry research Association, Warwickshire, England, 1959.
- [FOSB 61] Fosberry R.A.C, Holubecki Z., *Disc brake squeal: its mechanism and suppression*, Technical report 1961/1, Motor Industry research Association, Warwickshire, England, 1961.
- [GIAN 06] Giannini O., Akay A., Massi F., *Experimental analysis of brake squeal noise on laboratory brake setup*, Journal of Sound and Vibration, 2006, Vol. 292 (issue 1-2), pp. 1-20.
- [GIAN 07] Giannini O., Sestieri A., Massi F., Akay A., *Experimental investigation and modeling of brake squeal using simplified test rigs*, SAE Technical Paper Series, 2007-01-3963, 2007, pp. 189-200.
- [GIAN 08] Giannini O., Massi F., *Characterization of the high frequency squeal on a laboratory brake setup*, Journal of Sound and Vibration, 2008, Vol. 310 (issue 1-2), pp. 394-408.
- [GODE 84] Godet M., *The third body approach: A mechanical view of wear*, Wear, Vol. 100 (issue 1-3), 1984, pp. 437-452.
- [HOFF 02] Hoffmann N., Gaul L., *Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations*, Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 2003, pp. 524-534.
- [ICHI 93] Ichiba Y., Nagasawa Y., *Experimental study on brake squeal*, Technical Report 930802, SAE, Warrendale, PA, 1993.
- [IBRA 94a] Ibrahim R.A., *Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos; part 1: Mechanics of contact and friction*, ASME Applied Mechanics reviews, Vol. 47 (issue 7), 1994, pp. 208-226.
- [IBRA 94a] Ibrahim R.A., *Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos; part 2: Dynamics and modeling*, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 47, 1994, pp. 227-253.

- [IBRA 00] Ibrahim R.A., Madhavan S., Qiao S.L., Chang W.K., *Experimental investigation of friction induced noise in disc brake systems*, International Journal of Vehicle Design, 2000, Vol. 23 (issue 1), pp. 218-240.
- [JARV 63] Jarvis R.P., Mills B., *Vibration induced by friction*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1963, Vol. 178, No. 32, pp. 847-857.
- [KINK 03] Kinkaid N.M., O'Reilly O.M., Papadopoulos P., *Automotive disc brake squeal*, Journal of Sound and Vibration, 2003, Vol. 267, pp. 105-166.
- [LILE 89] Liles G.D., *Analysis of disc brake squeal using finite element methods*, SAE paper 891150, 1989.
- [LORA 07] Lorang X., *Instabilité vibratoire des structures en contact frottant : Application au crissement des freins de TGV*, Ph.D. Thesis, Ecole Polytechnique, 2007.
- [MAGN 12] Magnier V., Brunel J.F., Bonnay K., Dufrénoy P., *Influence of the size of the contact heterogeneities between the disc and the pad on the brake squeal*, Proceedings of Eurobrake 2012, EB-2012-NVH-18, 2012.
- [MASS 06] Massi F., Giannini O., Baillet L., *Brake squeal as dynamic instability: an experimental investigation*, Journal of the Acoustical Society of America, 2008, Vol. 120 (issue 3), pp. 1388-1398.
- [MASS 06] Massi F., *Dynamic and tribological analysis of brake squeal*, Ph.D. Thesis, INSA, Lyon, 2006.
- [MASS 08] Massi F., Berthier Y., Baillet L., *Contact surface topography and system dynamics of brake squeal*, Wear, 2008, Vol. 265 (issue 11-12), pp. 1784-1792.
- [MATS 93] Matsuzaki M., Izumihara T., *Brake Noise Caused by Longitudinal Vibration of the Disc Rotor*, Technical Report 930804, SAE, Warrendale, PA, 1993.
- [MEZI 07a] Meziane A., Baillet L., Laulagnet B., Godeau C., Berthier Y., *Instabilités de contact : analyses temporelle, aux valeurs propres et validation expérimentale*, Mécanique et industries, Vol. 8 (issue 6), 2007, pp. 597-607.
- [MEZI 07b] Meziane A., *Apport des analyses numériques temporelle et fréquentielle dans l'étude des instabilités de contact – Validation expérimentale*, Ph.D. Thesis, INSA, Lyon, 2007.
- [MILL 38] Mills H.R., *Brake squeak*, Technical Report 9000 B, Institution of Automobile Engineers, Automobile Research Committee, 1938.
- [MOTT 98] Mottershead J.E., *Vibrations- and friction-induced instability in discs*, Shock and Vibration Digest, Vol. 30 (issue 1), 1998, pp. 14-31.
- [MURA 84] Murakami H., Tsunada N., Kitamura T., *A study concerned with a mechanism of disc brake squeal*, Technical Report 841233, SAE, Warrendale, PA, 1984.

- [NACK 00] Nack W.V., *Brake squeal analysis by finite elements*, International Journal of Vehicle Design, Vol. 23 (issue 3), 2000, pp. 263-275.
- [NAGY 94] Nagy L., Cheng J., Hu Y., *A new method development to predict squeal occurrence*, SAE paper 942258, 1994.
- [NISH 89] Nishiwaki M., Harada H., Okamura H., Ikeuchi T., *Study on disc brake squeal*, Technical Report 890864, SAE, Warrendale, PA, 1989.
- [NORT 72] North M.R., *Disc brake squeal-a theoretical model*, Technical report 1972/5, Motor Industry research Association, Warwickshire, England, 1972.
- [OBER 11] Oberst S., Lai J.C.S., *Chaos in brake squeal noise*, Journal of Sound and Vibration, 2011, Vol. 330 (issue 5), pp. 955-975.
- [OURA 09b] Oura Y., Kurita Y., Matsumara Y., Tamura T., *Surface contact analysis model of disk brake squeal*, Journal of Environment and Engineering, Vol. 4 (1), 2009.
- [OURA 09b] Oura Y., Kurita Y., Matsumara Y., *Influence of dynamic stiffness in contact region on disk brake squeal*, Journal of Environment and Engineering, Vol. 4 (2), 2009.
- [OUYA 98] Ouyang H., Mottershead J.E., Cartmell M.P., Friswell M.I., *Friction-induced parametric resonances in discs: effect of a negative friction-velocity relationship*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 209 (issue 2), 1998, pp. 251-263.
- [OUYA 05] Ouyang H., Nack W., Yuan Y., Chen F., *Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review*, International Journal of Vehicle Noise and Vibrations, Vol. 1 (issue 3-4), 2005 pp. 207-231.
- [RHEE 70] Rhee S.K., *Wear equation for polymers sliding against metal surfaces*, Wear, Vol. 16, 1970, pp. 18-28.
- [RHEE 90] Rhee S.K., Tsang P.H.S., Wang Y.S., *The role of friction film in friction, wear, and noise of automotive brakes*, Technical Report 900004, SAE, Warrendale, PA, 1990.
- [ROUS 01] Roussette O., Desplanques Y., Degallaix G., Avoine J., Gallo Y., *Comportement tribologique en freinage à haute énergie de garnitures en matériaux organiques*, Journées Internationales Francophones de Tribologie JIFT 2001, Tribologie de Matériaux Organiques SIRPE, 2002, pp. 36-45.
- [ROUS 03] Roussette O., Desplanques Y., Degallaix G., *Thermal representativity of tribological reduce-scaled testing*, Compte rendus mécaniques, Vol. 331 (issue 5), 2003, pp. 343-349.

- [ROUS 05] Roussette O., *Etude tribologique de couples de matériaux sous sollicitations de freinage très sévères. Application à un frein à performances améliorées*, Ph.D. Thesis, USTL, Lille, 2005.
- [RUDO 01] Rudolph M., Popp K., *Friction induced brake vibrations*, Proceedings of DETC'01, DETC2001/VIB-21509, ASME, Pittsburg, PA, 2001, pp. 1-10.
- [SINO 04] Sinou J.-J., Thouverez F., Jezequel L., *Methods to reduce non-linear mechanical systems for instability computation*, Archives of Computational Methods in Engineering – State of the art reviews, Vol. 11, 2004, pp. 257-344.
- [SPUR 61] Spurr R.T., *A theory of disc brake squeal*, Proceedings of the Automobile Division, Institution of Mechanical Engineers 61-62 (1), 1961, pp. 33-52.
- [TALB 01] Talbot C., Fieldhouse J.D., *Animations of a disc brake generating noise*, Technical Report 2001-01-3126, SAE, Warrendale, PA, 2001.
- [TUCH 01] Tuchinda A., Hoffmann N.P., Ewins D.J., Keiper W., *Mode Lock-in Characteristics and Instability Study of the Pin-On-Disc Systems*, Proceedings of the International Modal Analysis Conference – IMAC, 2001, vol. 1, pp. 71-77.
- [TUCH 02] Tuchinda A., Hoffmann N.P., Ewins D.J., Keiper W., *Effect of Pin Finite Width on Instability of Pin-On-Disc Systems*, Proceedings of the International Modal Analysis Conference – IMAC, 2001, vol. 1, pp. 552-557.
- [TZOU 98] Tzou K.I., Wickert J.A., Akay A., *In-plane vibration modes of arbitrary thick discs*, Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, Vol. 120 (issue 2), 1998, pp. 384-391.
- [VERM 08] Vermont des Roches G., Balmès E., Lemaitre R., *Time simulation of squeal phenomena in realistic brake models*, ISMA, 2008.
- [VERM 11] Vermont des Roches G., *Frequency and time simulation of squeal instabilities – Application to design of industrial automotive brakes*, Ph.D. Thesis, Centrale Paris, 2011.
- [WAGN 07] Von Wagner U., Hochlenert D., Hagedorn P., *Minimal models for disc brake squeal*, Journal of Sound and Vibration, vol. 302 (issue 3), 2007, pp. 527-539.