



HAL
open science

Analyse du comportement vibroacoustique et tribologique d'un motoréducteur de lève-vitre automobile

Sarah Isabelle Dibor Diop

► **To cite this version:**

Sarah Isabelle Dibor Diop. Analyse du comportement vibroacoustique et tribologique d'un motoréducteur de lève-vitre automobile. Autre. Université de Lyon, 2017. Français. NNT : 2017LYSEC020 . tel-02502287

HAL Id: tel-02502287

<https://theses.hal.science/tel-02502287>

Submitted on 9 Mar 2020

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

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



THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON opérée au sein de l'Ecole Centrale de Lyon

École Doctorale

Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité

Mécanique

Analyse du comportement vibroacoustique et tribologique d'un motoréducteur de lève-vitre automobile

Présentée par **Sarah DIOP**

Encadrants

Emmanuel RIGAUD¹, *Maître de Conférences HDR, Directeur de thèse*

Pierre-Henri CORNUAULT², *Maître de Conférences, Co-directeur de thèse*

Emmanuel GRANDAIS-MENANT³, *Responsable du laboratoire d'essais*

Benoit BAZIN³, *Expert en acoustique*

1. Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR CNRS 5513, Ecole Centrale de Lyon, Université de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 ECULLY cedex, France

2. Institut Femto-ST, UMR CNRS 6174, Département de Mécanique Appliquée, UBFC, 26 rue de l'Épitaphe. 25000 BESANÇON, France

3. INTEVA Products, 14220 ESSON, France



SOMMAIRE

<i>Remerciements</i>	7
<i>Résumé</i>	8
<i>I. Introduction</i>	10
1. Problématique industrielle et scientifique	11
2. Description du motoréducteur	13
<i>II. Chapitre 2</i>	15
<i>Les sources d'excitation du motoréducteur</i>	15
1. Introduction	17
2. Excitations d'origine électromagnétique	18
2.1. Description des forces électromagnétiques	18
2.2. Déséquilibre des forces électromagnétiques	20
2.3. Couplage électromagnétique et vibroacoustique	21
3. Balourd mécanique et désalignement du rotor	23
4. Engrenement roue et vis sans fin	25
4.1. Erreur statique de transmission	25
4.2. Raideur d'engrenement	26
5. Frottement entre solides	28
5.1. Contacts rencontrés dans le motoréducteur	28
5.2. Bruit de frottement	30
5.2.1. Diversité des bruits de frottement	30
5.2.2. Origine et phénoménologie du bruit de rugosité	31
5.2.3. Impacts inter-aspérités	32
5.2.4. Niveau de pression acoustique	35

5.2.4.1.	<i>Influence de la rugosité des surfaces et de la vitesse de glissement.....</i>	35
5.2.4.2.	<i>Effet de l'aire de contact et de l'amortissement.....</i>	38
5.2.5.	Spectre de fréquence du bruit de rugosité.....	40
5.2.6.	Bruit de frottement et coefficient de frottement	42
5.3.	Comportement tribo-électrique du contact balais/collecteur	42
5.3.1.	Fonctionnement du système {balais / collecteur}	42
5.3.1.1.	<i>Le système {balais / collecteur} : un redresseur tournant</i>	<i>42</i>
5.3.1.2.	<i>Phénomène de commutation</i>	<i>44</i>
5.3.2.	Un contact électromécanique.....	45
5.3.2.1.	<i>Aire de contact mécanique et aire de contact électrique</i>	<i>45</i>
5.3.2.2.	<i>Résistance de constriction</i>	<i>47</i>
5.3.3.	Comportement tribologique du contact balai/collecteur.....	49
5.3.3.1.	<i>Frottement graphitique.....</i>	<i>49</i>
5.3.3.2.	<i>Electro-lubrification</i>	<i>50</i>
5.3.3.3.	<i>Etablissement d'une patine</i>	<i>51</i>
5.3.3.4.	<i>Perturbations électriques et modifications de surfaces</i>	<i>52</i>
III.	Chapitre 3	53
	<i>Caractérisation vibroacoustique du motoréducteur.....</i>	<i>53</i>
1.	Introduction.....	56
2.	Caractérisation vibroacoustique du motoréducteur en configuration standard.....	56
2.1.	Dispositif d'essais	56
2.1.1.	Chaine cinématique	56
2.1.2.	Instrumentation	57
2.1.3.	Systèmes de pilotage et d'acquisition	58
2.2.	Protocole de conduite d'essais et conditions expérimentales retenues.....	59
2.2.1.	Assemblage et montage du motoréducteur sur le banc instrumenté	59
2.2.2.	Conditions d'essais	61
2.3.	Réponses dynamiques en régime stationnaire.....	62
2.4.	Réponses dynamiques en régime variable	68
2.5.	Effet du couple et de la vitesse	72
2.6.	Effet du balourd	74

3.	Discrimination des sources d'excitation : approche expérimentale....	75
3.1.	Dispositif d'essais	75
3.2.	Conditions d'essais.....	76
3.3.	Résultats expérimentaux	77
4.	Discrimination des sources d'excitation : approche numérique	81
4.1.	Modélisation globale du motoréducteur NGM	81
4.1.1.	Stator acier et carter plastique	82
4.1.2.	Éléments de la chaîne cinématique.....	82
4.1.3.	Recalage des fréquences propres des sous-ensembles	83
4.1.4.	Couplage élastique entre stator et chaîne cinématique induit par les paliers et butées axiales.....	84
4.1.5.	Couplage élastique induit par l'engrènement entre la roue et la vis sans fin .	85
4.1.6.	Conditions limites.....	86
4.1.7.	Analyse de la base modale du motoréducteur NGM.....	87
4.1.7.1.	<i>Premiers modes propres</i>	87
4.1.7.2.	<i>Modes de denture</i>	88
4.2.	Modélisation des sources d'excitation du motoréducteur NGM	90
4.2.1.	Sources d'excitation d'origine électromagnétique	90
4.2.1.1.	<i>Champs magnétiques radiaux et tangentiels dans l'entrefer</i>	90
4.2.1.2.	<i>Fluctuations des efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell)</i>	92
4.2.1.3.	<i>Fluctuations du couple moteur appliqué sur le rotor (Forces de Lorentz/Laplace)</i>	92
4.2.2.	Autres sources d'excitation de la chaîne cinématique.....	93
4.2.2.1.	<i>Balourd mécanique</i>	93
4.2.2.2.	<i>Sources d'excitation générée par l'engrènement</i>	94
4.2.2.2.1.	<i>Erreur statique de transmission et raideur périodique d'engrènement</i>	94
4.2.2.2.2.	<i>Excentricité de la roue dentée</i>	95
4.3.	Calcul de la réponse dynamique par une méthode spectrale itérative	96
4.3.1.	Equation de mouvement paramétrique décrivant la réponse dynamique de la chaîne cinématique	96
4.3.2.	Indicateurs de la réponse dynamique et vibroacoustique du motoréducteur ..	98
4.4.	Résultats : réponse dynamique du motoréducteur NGM	101

4.4.1.	Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell).....	103
4.4.2.	Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur (Forces de Lorentz/Laplace)	104
4.4.3.	Réponse dynamique induite par le balourd mécanique du rotor	105
4.4.4.	Réponse dynamique induite par les fluctuations de l'erreur statique de transmission.....	106
4.4.5.	Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue.....	107
4.4.6.	Evolution des indicateurs de la réponse dynamique en fonction du régime de fonctionnement du motoréducteur	108
4.4.7.	Analyse des résultats	109
4.4.7.1.	<i>Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator</i>	109
4.4.7.2.	<i>Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur</i>	109
4.4.7.3.	<i>Réponse dynamique induite par le balourd mécanique</i>	110
4.4.7.4.	<i>Réponse dynamique induite par l'erreur statique de transmission</i>	111
4.4.7.5.	<i>Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue</i>	111
4.4.7.6.	<i>Comparaison des réponses dynamiques et hiérarchisation des sources</i>	112
5.	Conclusion	114
IV.	Chapitre 4	116
	Analyse du contact balais /collecteur	116
1.	Introduction.....	118
2.	Caractérisation des propriétés des matériaux en contact.....	118
2.1.	Contact balais/collecteur étudié.....	118
2.2.	Microstructure des balais	119
2.2.1.	Masse volumique des balais et porosité associée	119
2.2.2.	Répartition et agencement des constituants	121
2.3.	Propriétés mécaniques des balais	123
2.4.	Propriétés électriques des balais.....	126
3.	Tribomètre instrumenté pour l'étude des contacts balais/collecteur	128
3.1.	Chaine cinématique	128

3.2. Instrumentation.....	129
3.2.1. Mesure du couple de frottement	130
3.2.2. Mesure de la résistance de contact	131
3.3. Systèmes de pilotage et d'acquisition	133
3.4. Modes d'utilisation du tribomètre.....	134
3.5. Conditions d'essais.....	135
3.6. Résultats expérimentaux	136
3.6.1. Effort tangentiel.....	136
3.6.1.1. <i>Evolution de l'effort tangentiel au cours du temps</i>	<i>136</i>
3.6.1.2. <i>Effet de la vitesse</i>	<i>137</i>
3.6.2. Résistance de contact.....	138
3.6.3. Pression acoustique.....	140
3.6.4. Vitesse vibratoire.....	141
4. Approche numérique du comportement du contact balai/collecteur	145
4.1. Principe de Ra3D	145
4.2. Application du code Ra3D au contact balai/collecteur.....	146
4.2.1. Profils de rugosité du balai et du collecteur	146
4.2.2. Paramètres de simulation.....	148
4.3. Résultats numériques.....	150
5. Conclusion	152
<i>V. Conclusion générale</i>	<i>153</i>
<i>VI. Références bibliographiques.....</i>	<i>158</i>

Remerciements

« Trois années ont passé, mais dans les regards, je peux voir cette soif de victoire... »

Durant ce travail doctoral, il y eut des moments calmes, des moments bruyants. J'ai eu à côtoyer des personnes dont la générosité, la bonne humeur et l'intérêt manifesté à l'égard de ma recherche m'ont permis de progresser tout au long de ces années et je tenais à les remercier.

En premier lieu, je tiens à remercier la société INTEVA PRODUCTS et le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) qui m'ont permis de me consacrer sereinement à l'élaboration de ma thèse.

Je tiens à remercier chaleureusement messieurs Emmanuel Rigaud et Pierre-Henri Cornuault, sans qui cette thèse n'aurait abouti. Ils ont su me soutenir et me conseiller durant ces trois années passées au LTDS. J'aimerais leur dire à quel point j'ai apprécié leur grande disponibilité malgré les délais serrés de relecture des documents que je leur adressais.

Un grand merci à Benoit Bazin, Emmanuel Grandais-Menant, Hermann Yvetot, Adrien Juhel et toute l'équipe Inteva Products pour leur accompagnement et l'accueil chaleureux qu'ils m'ont témoigné.

Ce travail n'aurait pu être mené à bien sans la disponibilité de Mathieu Guibert, Thibaut Durand, Serge Zara et Lionel Charles qui ont participé à la mise en place des bancs de tests utilisés pour les essais expérimentaux. Qui m'a fourni une aide précieuse sur la simulation numérique sous ANSYS. Merci à Alain Le Bot pour sa pédagogie et la formation au code de calcul Ra3D, Béatrice Vacher pour la formation au MEB, pour la formation au profilomètre tactile, et merci à toute l'équipe des chercheurs et enseignants-chercheurs du LTDS.

J'exprime ma gratitude à tous mes collègues doctorants-chercheurs Jonas, Nicolas pour leurs débats interminables tantôt sur la politique, tantôt sur la religion, tantôt sur la science..., Thibaut pour les soirées raclettes, Chaïma, Marième, Coralie, Zakia, Emna, Jessica, Paul, Camille, Abdenaceur,... pour la très bonne ambiance que nous avons développé au LTDS.

Au terme de ce parcours, je remercie enfin celles et ceux qui me sont chers et que j'ai quelque peu délaissés ces derniers mois pour achever cette thèse. Leurs attentions et encouragements m'ont accompagnée tout au long de ces années. Je suis redevable à mes parents, mes amis, pour leur soutien moral et leur confiance indéfectible dans mes choix. Enfin, j'ai une pensée toute particulière pour mon mari Albert FAYE pour son soutien affectif sans faille.

Résumé

Comme d'autres performances offertes par un véhicule automobile telles que la sécurité et l'économie de carburant, le confort acoustique au sein de l'habitacle doit être considéré dans le processus de conception. Au cours des dernières décennies, des efforts ont été constamment faits pour réduire considérablement les émissions de bruit du groupe motopropulseur. Par conséquent, les nuisances provenant des accessoires motorisés du véhicule ont maintenant un impact important sur le bruit perçu à l'intérieur de l'automobile.

L'objet des travaux de recherche présentés dans ce manuscrit est d'identifier les sources d'excitation générées par le fonctionnement d'un motoréducteur de lève-vitre électrique de type NGM, de comprendre les phénomènes physiques qui régissent les bruits générés, de hiérarchiser ceux-ci et de proposer des solutions permettant d'améliorer la qualité du produit en terme de comportement vibroacoustique.

Deux approches différentes mais complémentaires sont utilisées : une approche expérimentale et une approche numérique. La campagne expérimentale est mise en œuvre pour caractériser la réponse en accélération de l'enveloppe du système, en pression acoustique émise et en efforts transmis à la structure d'accueil. L'influence de la vitesse de fonctionnement, du couple appliqué et du déséquilibre mécanique est évaluée et la dispersion des résultats en raison de la fabrication, de l'assemblage des composants et de la température de fonctionnement est mise en évidence. Une configuration modifiée du banc d'essais utilisant un moteur brushless externe permet de discriminer certaines sources d'excitation associées au contact entre les balais et le collecteur en les supprimant les unes après les autres. A ce titre, le poids respectif du frottement, les chocs mécaniques, du passage du courant électrique et des arcs de commutation se produisant conjointement à l'interface balais/ collecteur est évalué. L'approche numérique est mise en œuvre pour évaluer l'effet des sources d'excitation modélisées préalablement, telles que le balourd, les fluctuations du couple électromagnétique, des pressions de Maxwell, de l'erreur statique de transmission et de la raideur d'engrènement générées par le système roue/vis sans fin, ainsi que l'excentricité de la roue dentée. Pour cela, une modélisation par éléments finis du motoréducteur permet d'obtenir une base modale recalée expérimentalement, sur laquelle on projette la réponse dynamique issue de la résolution des équations de mouvement paramétriques par une méthode spectrale itérative.

Pour approfondir l'étude des contacts entre balais et collecteur, un tribomètre est développé et instrumenté au laboratoire dans le but de tisser des liens entre les comportements triboélectrique et vibroacoustique de ces contacts. Un modèle qualitatif numérique de contact développé à l'aide du code de calcul Ra3D permet également d'observer l'évolution temporelle de la distribution spatiale des spots de contact et de la force de contact globale.

Like other performance offered by a motor vehicle such as safety and fuel economy, acoustic comfort within the passenger compartment should be considered in the design process. Over the past few decades, efforts have been continuously made to significantly reduce powertrain noise emissions. As a result, nuisances from motorized vehicle accessories now have a significant impact on perceived noise inside the interior of the car.

The object of the research presented in this manuscript is to identify the excitation sources generated by the operation of the NGM-type electric window lift gear motor, to understand the physical phenomena that govern the noise generated, and to propose solutions to improve the quality of the product in terms of vibroacoustic behavior. Two different but complementary approaches are used: an experimental approach and a numerical approach.

The experimental campaign is used to characterize the acceleration response of the system envelope, the acoustic pressure emitted and the forces transmitted to the host structure. The influence of the operating speed, the applied torque and the mechanical imbalance is evaluated and the dispersion of the results due to the manufacture, the assembly of the components and the operating temperature is highlighted. A modified configuration of the test bench using an external brushless motor makes it possible to discriminate certain excitation sources associated with the contact between the brushes and the collector by removing them one after the other. As a result, the respective weight of the friction, the mechanical shocks, of the current flow and of the switching arcs occurring together with the brush / collector interface is evaluated.

A numerical approach is used to evaluate the effect of previously modeled excitation sources, such as unbalance, fluctuations in electromagnetic torque, Maxwell pressures, static transmission error and meshing stiffness generated by the worm / worm system, as well as the eccentricity of the toothed wheel. For this purpose, a finite element modeling of the motor reducer allows to obtain an experimentally reassigned modal base, on which the dynamic response resulting from the resolution of the parametric motion equations is projected by an iterative spectral method.

To investigate the contacts between the brushes and the collector, a tribometer is developed and instrumented in the laboratory with the aim of forging links between the triboelectric and vibroacoustic behavior of these contacts. A qualitative numerical model of contact developed using the calculation code Ra3D also allows to observe the temporal evolution of the spatial distribution of the contact spots and of the global contact force.

I. Introduction

1. Problématique industrielle et scientifique	11
2. Description du motoréducteur	13

1. Problématique industrielle et scientifique

L'interaction entre la vibration d'une structure et le fluide environnant est à l'origine de nuisances sonores dans un grand nombre de situations. Ces dernières décennies, on assiste à une volonté accrue dans l'industrie automobile de réduire les niveaux de bruit à l'intérieur des véhicules. En effet, à l'instar d'autres prestations telles que les performances en termes de couple et de vitesse, la tenue de route, la fiabilité, la sécurité, la consommation de carburant et le respect de l'environnement, le confort, et notamment le confort acoustique au sein de l'habitacle, constitue une prestation importante attendue aujourd'hui par les clients. Ceux-ci perçoivent les bruits indésirables comme un manque de qualité qui peut ternir l'image de marque du véhicule et engendrer une baisse des achats. Les récentes enquêtes ont montré que ces bruits indésirables constituent un problème de qualité majeur comme l'attestent les auteurs dans la référence [Chen 2011].

Le bruit à l'intérieur du véhicule à basse fréquence résulte principalement des vibrations de la structure du groupe motopropulseur. Ces vibrations sont transmises au corps du véhicule et dans le compartiment des passagers à travers les différents points de connexion. Cette contribution sonore a été considérablement réduite ces dernières années par le contrôle du bruit émis par la structure du groupe motopropulseur, l'isolement des supports de moteurs et l'amélioration des structures mécaniques. Auparavant masqué, le bruit issu des organes périphériques est alors devenu plus perceptible et a désormais un impact significatif sur le bruit perçu à l'intérieur de l'habitacle [Robinson 1998]. Dès lors, les fournisseurs de composants auxiliaires, sous-traitants des constructeurs automobiles, sont amenés à développer des méthodes efficaces pour diminuer les niveaux sonores émis par ces organes, afin de fournir des produits conformes aux spécifications des cahiers de charge et répondre aux exigences des constructeurs. Pour cela, il est nécessaire d'identifier les diverses sources d'excitation générées par le fonctionnement des composants auxiliaires, et d'analyser les chemins de propagation de l'énergie vibratoire et acoustique, afin de proposer des solutions permettant d'aboutir à la réponse vibratoire des structures et à la puissance rayonnée souhaitées.

La société INTEVA PRODUCTS est un groupe mondial qui conçoit, construit, fabrique et assemble les systèmes de contrôle d'accès, les systèmes de portières, les systèmes de toits ouvrants et les systèmes électroniques et moteurs pour l'industrie automobile. Elle est l'un des principaux fournisseurs de systèmes intégrés dans le secteur automobile et est présente sur les 3 continents (Amérique, Asie et Europe) qui concentrent la plus grande partie des constructeurs automobiles.

La société compte 8000 employés pour un chiffre d'affaires de 2.2 milliards de \$ et une production annuelle de 22 millions de moteurs et modules électroniques, 12 millions de systèmes de lève-vitre, 41 millions de systèmes de serrure, etc. La figure 1.1 présente la répartition des produits fabriqués par la société INTEVA PRODUCTS :

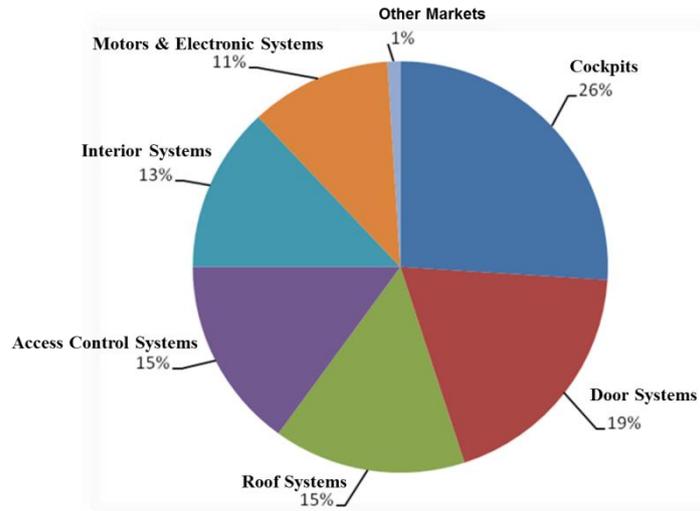


Figure 1.1 : Répartition des produits fabriqués par la société INTEVA PRODUCTS (source www.intevaproducts.com).

Le site d'Esson (14), qui copilote ce travail de thèse avec le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) dans le cadre d'une convention CIFRE, est à la fois site de production et centre d'expertise mondial du groupe pour la motorisation de systèmes de siège et d'ouverture de vitre et de toit. Il fournit à l'international la majorité des constructeurs automobiles, grâce à un effectif de 300 personnes et une capacité de production de 15 millions de moteurs. Concernant les motoréducteurs de lève-vitre, il dispose de 8 lignes de production pour deux types de motoréducteurs : NEM et NGM.

Afin de mieux répondre aux exigences de ses clients en matière de qualité acoustique, la société INTEVA PRODUCTS souhaiterait maîtriser davantage les sources d'excitation et le rayonnement vibroacoustique des motoréducteurs. En effet, souvent utilisé à l'arrêt, alors que les bruits de roulement et aérodynamiques sont nuls et que le bruit du groupe motopropulseur est limité, les émissions sonores du motoréducteur de lève-vitre peuvent agacer le consommateur, voire influencer sa décision d'achat à l'occasion d'un test lors d'un salon ou chez un concessionnaire [Revel 1997]. L'objectif de la thèse est, d'une part, d'identifier les sources vibratoires à l'origine des bruits générés dans l'habitacle par le motoréducteur de lève-vitre électrique de type NGM (Nouvelle Génération de Moteurs), de comprendre les phénomènes physiques qui régissent ces bruits, de hiérarchiser ceux-ci et de proposer des solutions permettant d'améliorer la qualité du produit en terme de comportement vibroacoustique.

2. Description du motoréducteur

Dans les véhicules automobiles récents, chaque portière est équipée d'un motoréducteur qui permet d'actionner la montée et la descente de la vitre. La figure 1.2 présente l'implantation du motoréducteur sur la portière et la figure 1.3 présente l'architecture générale du motoréducteur NGM, objet de notre étude. Celui-ci est constitué d'un moteur à courant continu et d'un système de réduction roue et vis sans fin. Le moteur à courant continu comprend une partie fixe (inducteur), le stator, et une chaîne cinématique constituée d'un rotor (induit) sur lequel est usinée une vis sans fin qui engrène avec une roue dentée.

La partie fixe du motoréducteur se compose d'un stator constitué par une cage en acier et d'un carter plastique en polythéréphtalate de butylène (PBT) chargé de fibres de verre courtes (30%). Il est monté sur la portière du véhicule au niveau de ses trois points de fixation. Il supporte trois paliers (avant, central et arrière) qui assurent le guidage en rotation du rotor. Deux aimants permanents diamétralement opposés (ici des ferrites) sont collés dans la cage en acier et permettent la création d'un champ magnétique permanent. Un porte-balais sur lequel sont fixés deux balais métallo-graphitiques est également positionné sur le carter plastique. Quatre vis permettent d'assembler le carter plastique et la cage en acier.

Le rotor est constitué d'un arbre en acier sur lequel sont enroulées dix bobines reliées aux dix lames d'un collecteur rotatif. Deux butées axiales en polyéthéréthercétone (PEEK) sont montées sur les deux extrémités du rotor. Le contact entre les deux balais et le collecteur assurent la transmission de l'énergie électrique aux bobines du rotor. Lorsque le courant circule dans les bobines du rotor placées à l'intérieur du champ magnétique du stator, des forces magnétiques tangentielles, dites forces de Laplace, sont générées et induisent un couple à l'origine de la rotation du rotor. La vis sans fin, usinée sur le rotor entre les paliers central et avant, engrène avec une roue dentée (nombre de dents $Z = 73$) en polyoxyméthylène (POM), dont l'axe de rotation est orthogonal à celui du rotor. L'architecture roue/vis sans fin est telle que la fréquence d'engrènement f_e est égale à la fréquence de rotation du rotor f_r . Elle permet donc d'obtenir un grand rapport de réduction de la vitesse ($r = 1/73$) et d'augmentation du couple en sortie du motoréducteur. Elle assure également la fonction d'irréversibilité du mécanisme de lève-vitre. En effet, elle permet de maintenir la vitre en butée lorsqu'elle est en position haute, grâce à un coefficient de frottement suffisamment élevé au niveau du contact entre la vis et la roue. Par contre, la dissipation au niveau du contact génère un rendement assez faible (de l'ordre de 42%).

En sortie du motoréducteur, la roue dentée entraîne le mécanisme qui réalise le mouvement de translation de la vitre, par l'intermédiaire d'un crabot.

Le point de fonctionnement standard du motoréducteur (14.5 V ; 3 N.m) correspond à une vitesse en entrée de 6000 tr/min et un couple en sortie de 3 N.m correspondant à la charge nécessaire pour actionner le mouvement de la vitre.

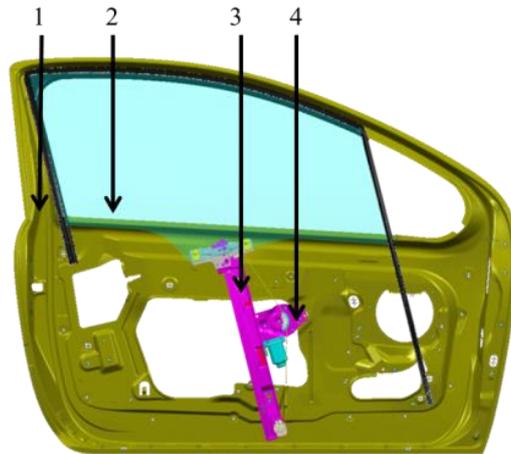


Figure 1.2 : Système de lève-vitre électrique. Portière (1) – Vitre (2) – Mécanisme de lève-vitre (3) – Motoréducteur (4).

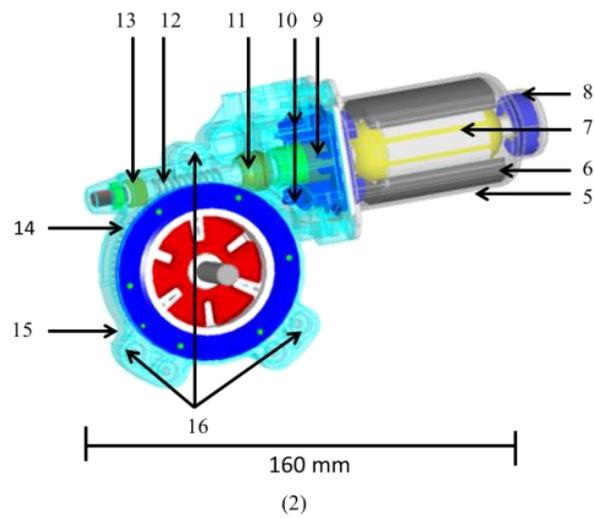


Figure 1.3 : Motoréducteur de lève-vitre automobile. Stator : carters en acier (5) et en plastique (15) – aimants permanents (6) – balais métallo-graphitiques (10) – paliers avant, central et arrière (8, 11, 13) – trois points de fixation (16). Rotor : bobines (7) – collecteur (9) – vis sans fin (12). Roue dentée (14).

II. Chapitre 2

Les sources d'excitation du motoréducteur

1. Introduction.....	17
2. Excitations d'origine électromagnétique	18
2.1. Description des forces électromagnétiques	18
2.2. Déséquilibre des forces électromagnétiques	20
2.3. Couplage électromagnétique et vibroacoustique	21
3. Balourd mécanique et désalignement du rotor	23
4. Engrenement roue et vis sans fin.....	25
4.1. Erreur statique de transmission	25
4.2. Raideur d'engrenement	26
5. Frottement entre solides.....	28
5.1. Contacts rencontrés dans le motoréducteur	28
5.2. Bruit de frottement	30
5.2.1. Diversité des bruits de frottement.....	30
5.2.2. Origine et phénoménologie du bruit de rugosité	31
5.2.3. Impacts inter-aspérités	32
5.2.4. Niveau de pression acoustique	35
5.2.4.1. <i>Influence de la rugosité des surfaces et de la vitesse de glissement.....</i>	<i>35</i>
5.2.4.2. <i>Effet de l'aire de contact et de l'amortissement.....</i>	<i>38</i>
5.2.5. Spectre de fréquence du bruit de rugosité.....	40
5.2.6. Bruit de frottement et coefficient de frottement	42
5.3. Comportement tribo-électrique du contact balais/collecteur	42
5.3.1. Fonctionnement du système {balais / collecteur}	42
5.3.1.1. <i>Le système {balais / collecteur} : un redresseur tournant.....</i>	<i>42</i>
5.3.1.2. <i>Phénomène de commutation</i>	<i>44</i>
5.3.2. Un contact électromécanique.....	45

5.3.2.1.	<i>Aire de contact mécanique et aire de contact électrique</i>	<i>45</i>
5.3.2.2.	<i>Résistance de constriction</i>	<i>47</i>
5.3.3.	Comportement tribologique du contact balai/collecteur.....	49
5.3.3.1.	<i>Frottement graphitique.....</i>	<i>49</i>
5.3.3.2.	<i>Electro-lubrification</i>	<i>50</i>
5.3.3.3.	<i>Etablissement d'une patine</i>	<i>51</i>
5.3.3.4.	<i>Perturbations électriques et modifications de surfaces</i>	<i>52</i>

1. Introduction

Lors du fonctionnement du motoréducteur, plusieurs sources d'excitations associées à des actions de contact ainsi qu'à des phénomènes d'origine mécanique ou électromagnétique peuvent être à l'origine de vibrations qui génèrent, d'une part, un bruit rayonné par l'enveloppe du motoréducteur et d'autre part, des efforts transmis à la portière qui, elle-même, peut rayonner à l'intérieur de l'habitacle du véhicule. L'analyse du fonctionnement du motoréducteur permet d'identifier les sources d'excitations suivantes :

- Les fluctuations du courant en entrée du motoréducteur, liées aux variations instantanées de la résistance électrique des contacts balais/collecteur, et le mouvement périodique des bobines dans l'entrefer génèrent des fluctuations périodiques des forces électromagnétiques tangentielles (Laplace) et radiales (Maxwell). Les fluctuations du couple moteur dues aux forces tangentielles génèrent une excitation de la chaîne cinématique transmise au stator via les paliers et les butées axiales, tandis que les forces magnétiques radiales excitent directement la cage en acier du stator.
- le balourd mécanique, induit par la dissymétrie du rotor, et le désalignement du rotor, sont à l'origine des forces de rotation transmises au stator via les paliers et les butées axiales.
- L'engrènement entre la vis et la roue dentée génère une excitation interne liée au processus d'engrènement à l'origine de surcharges dynamiques sur les dentures transmises au stator via les paliers et les butées axiales.
- Les contacts entre les balais et le collecteur sont à l'origine (1) de chocs mécaniques à l'entrée en contact des balais avec les lames du collecteur, (2) d'un bruit de frottement induit par le glissement entre les surfaces de contact des balais et des lames du collecteur et (3) d'arcs électriques de commutation lorsque les balais quittent une lame du collecteur.
- Les paliers, les butées axiales et le système roue/vis sans fin sont également à l'origine d'un bruit de frottement induit par le glissement entre les surfaces de contact.

Ce chapitre a pour objectif de présenter un état de l'art sur ces différentes sources d'excitation.

2. Excitations d'origine électromagnétique

2.1. Description des forces électromagnétiques

Les trois principaux types de forces d'excitation électromagnétiques sont les forces de Laplace, les forces de Maxwell et la magnétostriction [Dupont 2011]. Les forces de Maxwell interviennent lorsqu'un flux magnétique franchit un entrefer. Les forces de Laplace s'appliquent sur les conducteurs parcourus par un courant en présence d'un champ magnétique. La magnétostriction est la propriété qu'ont les matériaux ferromagnétiques de modifier leurs dimensions lorsqu'ils sont soumis à des champs magnétiques. L'explication de l'effet magnétostrictif réside dans la structure d'un matériau ferromagnétique. Ces matériaux peuvent être considérés comme des ensembles de grains de matière qui agissent comme des aimants permanents. Lorsque le matériau n'est pas magnétisé, ces grains se disposent dans l'espace de manière aléatoire. Dès que le matériau est magnétisé, ils orientent leur axe dans la même direction, provoquant un allongement dans la direction du champ magnétique. Dans le cas des motoréducteurs de lève-vitre automobiles, seules les forces de Maxwell et Laplace sont considérées. En effet, les forces de Maxwell génèrent des déplacements radiaux du stator, source de bruit tandis que les efforts de Laplace génèrent des fluctuations de couple électromagnétique qui sont transmises à la chaîne cinématique du motoréducteur et qui vont ensuite générer des vibrations de l'enveloppe du système.

Il existe plusieurs méthodes pour calculer les forces locales dans l'entrefer [Ren 1997, Barre 2003] mais chacune d'entre elles possède des avantages et des inconvénients dépendant des caractéristiques du milieu, de la précision requise et du temps de calcul associé :

- les méthodes s'appuyant sur des modèles de charges équivalentes : masses magnétiques équivalentes ou courants équivalents,
- les méthodes de la dérivée de l'énergie magnétique,
- la méthode basée sur le principe des travaux virtuels locaux,
- la méthode utilisant le tenseur de Maxwell.

Parmi toutes les méthodes utilisées pour le calcul des efforts magnétiques, il y a un consensus scientifique sur la méthode basée sur le principe des travaux virtuels [Coulomb 1983]. Néanmoins, la méthode du tenseur de Maxwell semble également bien adaptée pour calculer simplement et efficacement des champs magnétiques radiaux et tangentiels, sans développement informatiques conséquents.

Elle permet d'obtenir les densités surfaciques des efforts magnétiques à partir du tenseur de Maxwell [Barre 2003, Bosavit 2011, Griffiths 1999]. Elle est basée sur la divergence du tenseur de Maxwell T et consiste à discrétiser la géométrie des pièces pour pouvoir résoudre les équations de Maxwell. A travers une surface fermée, le flux \vec{D} étant proportionnel à la charge électrique, la circulation du champ

électrique le long d'un contour fermé est égale et opposée à la variation de flux de l'induction magnétique par rapport au temps. On peut alors écrire :

$$\vec{F} = \text{div} (T) \quad 2.1.$$

$$\text{div}(\vec{D}) = \rho \quad 2.2.$$

$$\text{rot}(\vec{E}) = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \quad 2.3.$$

\vec{E} est le champ électrique, \vec{D} est l'induction électrique, ρ est la densité volumique de charges électriques et \vec{B} est le champ magnétique.

La loi de conservation de flux de l'induction magnétique permet d'écrire :

$$\text{div}(\vec{B}) = 0 \quad 2.4.$$

La conservation de la charge pour un courant électrique s'écrit :

$$\text{rot}(\vec{H}) = \vec{j} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \quad 2.5.$$

Où \vec{H} est l'inductance magnétique et \vec{j} la densité de courant.

L'aspect statique seul est étudié donc $\frac{\partial \vec{D}}{\partial t} = 0$. Finalement, on a :

$$\text{rot}(\vec{H}) = \vec{j} \quad 2.6.$$

La notion de tenseur et son utilisation sont surtout développées en mécanique où l'étude de la répartition locale des contraintes dans un matériau se fait à l'aide du tenseur des contraintes. En considérant que \vec{j} est une composition de dérivées partielles de \vec{H} , en utilisant la loi de comportement des matériaux et en se basant sur les méthodologies employées en mécanique, le tenseur de Maxwell peut s'écrire, selon [Barre 2003], sous la forme suivante :

$$T = \mu \begin{pmatrix} H_n^2 - \frac{1}{2}H^2 & H_n H_t & 0 \\ H_t H_n & H_t^2 - \frac{1}{2}H^2 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{2}H^2 \end{pmatrix} \quad 2.7.$$

En exprimant H^2 sous la forme $H^2 = H_n^2 + H_t^2$ et en utilisant la loi de comportement pour mettre en évidence les composantes indépendantes du milieu magnétique, le tenseur de Maxwell donne les contraintes normale σ_n et tangentielle σ_t suivantes :

$$\sigma_n = \frac{1}{2\mu} (B_n^2 - \mu^2 H_t^2) \quad 2.8.$$

$$\sigma_t = B_n H_t \quad 2.9.$$

Dans ces dernières expressions, B_n et H_t sont respectivement le champ magnétique radial et l'excitation magnétique tangentielle dans l'entrefer où la perméabilité est égale à celle de l'air μ_0 .

En rappelant que le champ magnétique tangentiel B_t vaut μH_t , les expressions des contraintes normale et tangentielle deviennent alors [Verez 2013]:

$$\sigma_n = \frac{1}{2\mu_0} (B_n^2 - B_t^2) \quad 2.10.$$

$$\sigma_t = \frac{B_n B_t}{\mu_0} \quad 2.11.$$

Les nuisances acoustiques, générées par les fluctuations temporelles des densités surfaciques des forces électromagnétiques du moteur électrique, dépendent de nombreux paramètres comme les caractéristiques géométriques (nombre d'encoches, nombre de pôles, nombre de tôles, forme des tôles et des aimants, etc.) et électrotechniques (fonction de bobinage, type d'alimentation, etc.), ainsi que les défauts de positionnement relatif entre rotor et stator (inclinaison, excentricité rotorique, etc.). L'étude d'une machine synchrone à aimants permanents réalisée dans [Verez 2014] permet d'établir la relation entre les harmoniques du rayonnement acoustique d'origine électromagnétique et les combinaisons choisies (nombre de pôles ; nombre d'encoches). Le passage des encoches génère des vibrations qui apparaissent à des harmoniques $f_{encoche}$ proportionnelles au nombre d'encoches et à la fréquence de rotation f_0 du moteur.

$$f_{encoche} = \text{nombre d'encoches} * f_0 \quad 2.12.$$

2.2. Déséquilibre des forces électromagnétiques

En théorie, l'association d'un rotor et d'un stator est parfaitement concentrique. Cependant, lors du processus d'assemblage et de fonctionnement, un défaut d'excentricité rotorique peut être observé sous deux formes différentes : dynamique et statique. Dans le cas d'une excentricité statique, le centre du rotor ne coïncide pas avec le centre du stator. L'excentricité statique peut être due à une ovalisation du noyau du stator ou un mauvais positionnement du rotor et/ou du stator lorsque le moteur est assemblé.

L'excentricité dynamique se produit lorsque le centre du rotor tourne autour du centre du stator ; elle est donc une fonction du temps et de l'espace. Les causes typiques d'une excentricité dynamique peuvent être des arbres déformés, des résonances mécaniques à des vitesses critiques, etc.

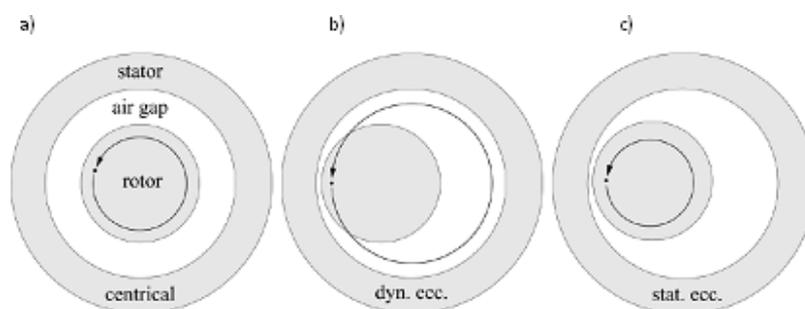


Figure 2.1 : a) sans défaut. b) excentricité dynamique. c) excentricité statique. [Schlensok 2006].

Deux approches sont souvent utilisées pour estimer le déséquilibre des forces magnétiques dû à l'excentricité rotorique. La première approche consiste à calculer indirectement la perméance de l'entrefer en présence du défaut ; la seconde consiste à calculer le champ magnétique dans le moteur en présence du défaut. A cause de sa relative simplicité, la première approche a été largement utilisée dans la littérature scientifique [Borisavljevic 2011, Guo 2002, Li 2007, Wang 1999]. La seconde approche a d'abord été développée dans les références [Kim 1998-1] et [Kim 1998-2]. Un état de l'art des méthodes d'estimation du déséquilibre des forces magnétiques dans les moteurs électriques est présenté dans la référence [Borisavljevic 2011]. La théorie des perturbations est généralement utilisée pour prédire la distribution du champ magnétique dans l'entrefer des machines électriques à aimants permanents à flux radial, en présence d'une excentricité rotorique. Cette approche exige de longs développements mathématiques et elle est plutôt complexe. Dans la référence [Kim 2005], cette approche est utilisée pour étudier, sur un moteur brushless, l'effet de l'excentricité rotorique sur le déséquilibre des forces magnétiques et sur le couple de détente qui correspond au couple maximal que l'on peut appliquer sur un moteur non alimenté sans provoquer sa rotation. Dans la référence [Resig 2010], l'effet des défauts d'excentricité sur le bruit rayonné par les moteurs synchrones à aimants permanents est étudié en couplant une approche expérimentale utilisant un moteur à balourd et une approche analytique pour modéliser le moteur synchrone. Cette étude a montré que les défauts d'excentricité enrichissent le spectre en introduisant de nouvelles harmoniques d'amplitude très grande et favorisent l'augmentation du rayonnement acoustique du moteur. Cet enrichissement spectral dû à l'excentricité rotorique a largement été étudié dans la littérature [Akar 2010, Dupont 2014, Pellerey 2012, Wan 2011].

2.3. Couplage électromagnétique et vibroacoustique

Le bruit d'origine électromagnétique d'une machine électrique est issu de vibrations provoquées soit par des forces électromagnétiques soit par des déformations de pièces soumises à un champ magnétique.

Ces dernières années, plusieurs études multi-physiques prenant en compte le couplage électromagnétique et vibroacoustique des machines électriques ont vu le jour [Dupont 2013, Hallal 2014, Imhoff 1990, Lebesnerais 2013, Souron 2016, Tan-kim 2015]. La méthode utilisée est la suivante : un modèle électrique calcule d'abord les courants électriques, un modèle électromagnétique en déduit la distribution des champs magnétiques. Un modèle structurel calcule les efforts électromagnétiques qui sont projetés sur la structure afin de calculer sa réponse vibratoire. Enfin un modèle acoustique permet d'évaluer la puissance acoustique rayonnée par la machine électrique.

Les principales études sur le bruit acoustique d'origine magnétique des machines électriques se sont concentrées sur le calcul des forces magnétiques et sur l'effet des imperfections de la machine (excentricités, défauts du stator, caractéristiques du moteur, etc.). Finalement, d'après les recherches bibliographiques menées, même si plusieurs auteurs ont utilisé la méthode de couplage multi-physique en combinant des méthodes de calculs par éléments finis électromagnétique, dynamique et acoustique [Dupont 2013, Furlan 2003, Neves 1999], aucune étude numérique sur le comportement vibratoire et acoustique des motoréducteurs de lève-vitre avec prise en compte du couplage multi physique entre les modèles mécanique et électromagnétique n'a été publiée. Au vu des études relatées dans la littérature, l'un des objectifs de la présente étude sera axé sur la simulation de la réponse vibroacoustique d'un motoréducteur de lève-vitre soumis aux fluctuations des forces de Maxwell et du couple électromagnétique généré par les forces de Laplace.

Dans la référence [Moore 1965], une approche qui consiste à calculer les forces électromagnétiques et leurs effets vibratoires et acoustiques dans les petites machines électriques est présentée. [Timar 1989, Gieras 2005] étudient également les phénomènes acoustiques liés aux machines électriques. Dans la référence [Verez 2013], un modèle analytique s'appuyant sur la résolution analytique des équations de Maxwell et un modèle éléments finis, permettent l'étude des vibrations d'origine électromagnétique dans un moteur synchrone à aimants permanents. Dans l'approche analytique, la méthode des circuits magnétiques couplés est utilisée pour déterminer les forces de Maxwell appliquées sur un modèle mécanique analytique décrivant le noyau statorique de la machine synchrone. Cette méthode utilise les fonctions de bobinage largement employées dans la littérature pour modéliser les machines électriques en présence de défauts [Toliyat 1995] car elle permet d'appréhender les harmoniques d'espace et leur interaction avec les harmoniques de temps [Bangura 2011]. Dans l'approche numérique, un modèle éléments finis 2D est considéré. Le calcul des efforts de Maxwell est réalisé avec le logiciel Flux2D et le modèle mécanique est développé avec le code de calcul ANSYS. Au final, les temps de calcul associés à la mise en œuvre du modèle analytique proposé sont plus courts que ceux associés à la mise en œuvre du modèle éléments finis.

3. Balourd mécanique et désalignement du rotor

Le balourd est un terme qui caractérise une masse non parfaitement répartie sur un volume de révolution, en raison des inévitables défauts de fabrication et de montage des différents éléments qui génèrent des erreurs de parallélisme ou de concentricité. Le balourd entraîne un déséquilibre du solide en rotation : l'axe d'inertie ne se confond plus avec l'axe de rotation. Il en résulte la naissance de forces centrifuges qui déséquilibrent le rotor.

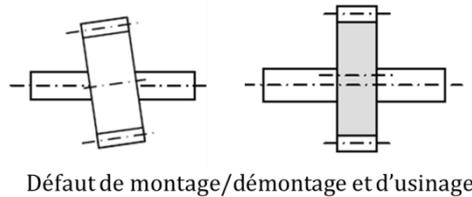


Figure 2.2 : Exemples de défauts induisant un balourd.

Un autre défaut qu'il convient de noter est le désalignement du rotor. Il peut se manifester lorsque les axes des paliers et du rotor ne sont pas concentriques. Ce défaut peut être dû à un mauvais montage du moteur. Il y a alors flexion de l'arbre du rotor.

Plusieurs auteurs [Berthier 1983, Lalanne 1990] ont étudié les effets de balourd et de désalignement à travers une analyse spectrale de la réponse vibroacoustique du système. Certains [Hamzaoui 1998-1, Hamzaoui 1998-2] proposent de décrire la réponse vibroacoustique d'un rotor qui repose sur deux paliers en combinant les défauts de balourd et de désalignement. Leur étude a montré que les niveaux vibratoires et acoustiques lorsque le système est soumis à un balourd sont clairement amplifiés à la fréquence de rotation du système étudié qui correspond à la 1^{ère} harmonique du spectre alors que le désalignement amplifie principalement la 2^{ème} harmonique. Cette observation a été confirmée par Xut et Marangoni [Xut 1994]. En effet, ces derniers ont montré que le désalignement de l'arbre se manifeste par une série d'harmoniques multiples de la fréquence de rotation de l'arbre et que c'est principalement la 2^{ème} harmonique qui domine le spectre.

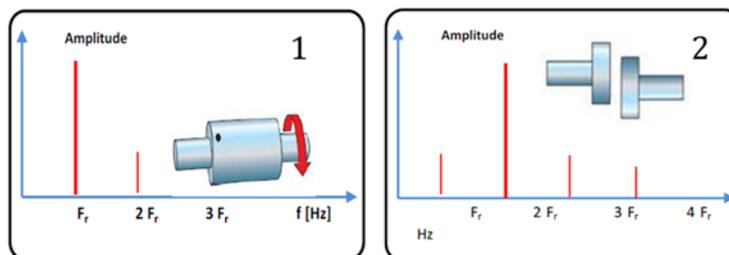


Figure 2.3 : Spectres traduisant la présence d'un balourd (1) et d'un défaut d'alignement (2).

Différentes modélisations permettent de décrire la dynamique d'un rotor soumis à un balourd. Une modélisation par des éléments de poutre conduit à un modèle léger en nombre de degrés de liberté et permet de gagner en temps de calculs. Cette modélisation s'avère satisfaisante si aucun phénomène local ne se produit.

A partir d'un modèle 1D de poutre et en prenant \vec{x} comme axe de rotation du rotor, la force de balourd a une composante selon \vec{y} et une composante selon \vec{z} décrites par les équations ci-dessous [Rho 2004] :

$$\begin{aligned} F_y &= b\omega^2 \sin(\omega t) \\ F_z &= b\omega^2 \cos(\omega t) \end{aligned} \quad 2.13.$$

b est la valeur du balourd exprimée en kg.m. ω s'exprime en rad/s.

Une modélisation 3D est requise pour une meilleure représentation des phénomènes locaux et conduit à des temps de calculs plus importants. L'équation fondamentale d'un modèle 3D de balourd écrite dans un repère R tournant à une vitesse de rotation ω est :

$$\begin{aligned} M_{3D} \cdot \ddot{X}_{3D} + (G_{3D}(\omega) + A_{3D}) \dot{X}_{3D} + K_{3D} \cdot X_{3D} \\ = F \end{aligned} \quad 2.14.$$

où X_{3D} , \dot{X}_{3D} , et \ddot{X}_{3D} sont respectivement les déplacements, vitesses et accélérations dans R et M_{3D} , $G_{3D}(\omega)$, A_{3D} et K_{3D} représentent respectivement les matrices de masse, gyroscopie, amortissement, et raideur du modèle 3D. F qui désigne la force de balourd induite par une masse m déportée d'une distance d de l'axe de rotation tournant à une vitesse ω , possède une direction fixe dans R et vaut :

$$F = md\omega^2 \quad 2.15.$$

4. Engrenement roue et vis sans fin

Les transmissions par engrenages sont des organes mécaniques utilisés pour transformer et transmettre à un système le couple et la vitesse de rotation générés par un moteur. Les engrenages permettent, en théorie, d'assurer un rapport de transmission constant. Ceci suppose que l'engrenage est indéformable et géométriquement parfait. Un engrenage réel ne vérifie jamais ces conditions [Rémond 1992].

4.1. Erreur statique de transmission

Lors de ce processus d'engrenement, il naît alors une excitation interne appelée erreur statique de transmission (*EST*). L'*EST* est définie comme l'écart entre la position réelle de la roue menée et sa position théorique pour une vitesse de rotation quasi-nulle [Harris 1958]. L'*EST* s'exprime souvent comme le rapprochement des dentures sur la ligne d'action. Elle résulte d'une part, de la déformation élastique des dentures induites par l'application du couple moteur, et d'autre part, des écarts de micro-géométrie volontaires (corrections de denture) et involontaires (défauts qui résultent des procédés de fabrication et de montage) [Welbourn 1979]. En l'absence d'erreurs de pas et de défauts d'excentricité, l'*EST* est une fonction périodique de fréquence fondamentale égale à la fréquence d'engrenement f_e définie comme le produit de la fréquence de rotation f de la roue menée par son nombre de dents Z .

Le calcul de l'erreur statique de transmission (*EST*) d'un engrenage sous une charge F , correspondant à l'effort total s'exerçant sur l'ensemble des couples de dents en prise, est relativement bien maîtrisé [Takavoli 1986, Rigaud 1998, Rigaud 1999]. Il s'appuie sur la résolution des équations qui décrivent le contact statique entre les dentures.

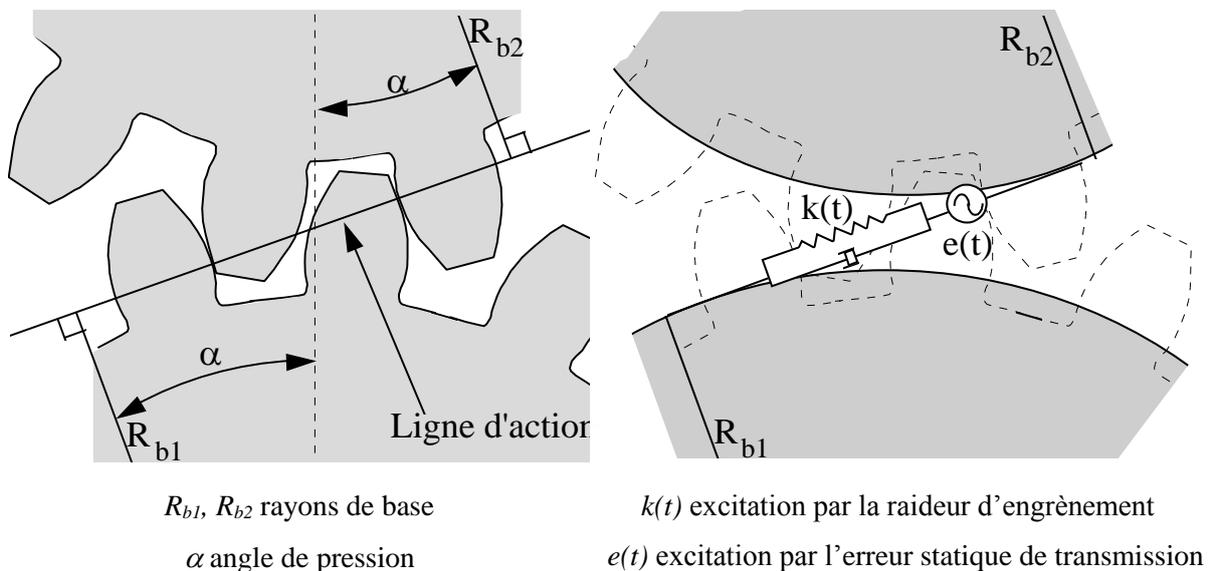


Figure 2.4 : Excitations générées par l'engrenement dans le cas d'un engrenage cylindrique [Rigaud 1998].

Pour chaque position angulaire θ de la roue menante, une analyse cinématique du fonctionnement de l'engrenage permet de déterminer les lignes théoriques de contact (lieu des contacts potentiels sur les

surfaces des dents en prise dans le plan d'action). Celles-ci sont discrétisées, afin d'introduire une matrice de souplesse H qui relie les déformations aux efforts appliqués au niveau des points discrets. Les déformations locales Hertziennes sont également intégrées dans la matrice H . Un vecteur e décrit les écarts initiaux séparant les dents induits par les éventuelles corrections de denture, défauts de géométrie et erreurs de parallélisme qui résultent des déformations élasto-statiques de l'ensemble de la transmission. La résolution des équations de contact permet alors d'accéder au rapprochement de corps rigide global des dents $\delta(\theta)$ et aux charges réparties P_i , pour chacune des positions successives θ . Le système d'équations sous contraintes qui gère les déformations élasto-statiques de l'engrenage s'écrit alors :

$$\begin{cases} \underline{H} \cdot \underline{P} = \delta(\theta) \cdot \underline{1} - \underline{e} \\ \underline{t} \cdot \underline{P} = F \end{cases} \quad 2.16.$$

avec les contraintes :

$$\begin{cases} \underline{H} \cdot \underline{P} + \delta(\theta) \cdot \underline{1} \leq \underline{e} \\ P_i \geq 0 \end{cases} \quad 2.17.$$

avec $\delta(\theta)$ l'erreur statique de transmission pour la position θ , H la matrice de souplesse de la dent, F l'effort total transmis, P le vecteur décrivant la charge répartie sur les lignes de contact des dents en prise et e le vecteur décrivant les écarts de micro-géométrie. La méthodologie a ensuite été élargie aux engrenages roue et vis sans fin [Hiltcher 2006, Jbily 2014].

4.2. Raideur d'engrènement

Le couplage élastique induit par l'engrènement entre les corps en contact peut être modélisé par une raideur d'engrènement. Pour chacune des positions successives θ de la roue menante, la caractérisation de l'EST permet d'évaluer cette raideur d'engrènement, à partir du calcul de la dérivée de la force F transmise par rapport à l'erreur statique de transmission :

$$k(\theta) = \frac{\partial F}{\partial \delta(\theta)} \quad 2.18.$$

La période des fluctuations de la raideur d'engrènement est identique à celle des fluctuations de l'erreur statique de transmission. En l'absence d'erreurs de pas et de défauts d'excentricité, la raideur d'engrènement est donc une fonction périodique de fréquence fondamentale égale à la fréquence d'engrènement f_e .

La raideur d'engrènement joue un rôle primordial dans le comportement dynamique des transmissions par engrenages. D'une part, sa valeur moyenne a un effet direct sur les modes de denture. D'autre part, ses fluctuations constituent une excitation paramétrique du motoréducteur. En régime de

fonctionnement stationnaire, les excitations internes générées par le processus d'engrènement (fluctuations périodiques de l'erreur statique de transmission et de la raideur d'engrènement) sont à l'origine de surcharges dynamiques sur les dentures qui sont transmises par voie solidienne au carter, via les paliers et les butées axiales [Rémond 1992, Rigaud 1998].

5. Frottement entre solides

Le motoréducteur étudié met en jeu l'existence d'un certain nombre de contacts où un glissement relatif a lieu entre les pièces concernées. Ces contacts sont le siège de forces de frottement susceptibles de générer un bruit ayant pour origine l'interaction des aspérités des surfaces les unes contre les autres. Ce sous-chapitre a pour objectif d'aborder le bruit issu de ces actions de contact.

Après avoir recensé les diverses actions de contact en présence de frottement existant dans le motoréducteur NGM dans une première partie, une deuxième partie de ce sous-chapitre aborde d'un point de vue bibliographique le phénomène de bruit de frottement et les paramètres clefs qui modifient son niveau et la répartition fréquentielle de l'énergie vibratoire. Enfin, une attention particulière est ensuite apportée au contact balai/collecteur dans le cadre d'une troisième partie, compte tenu de la spécificité notoire de ce type de contact et de son implication présumée dans le comportement vibroacoustique du motoréducteur.

5.1. Contacts rencontrés dans le motoréducteur

On peut recenser 4 types de contact avec glissement relatif des pièces dans le motoréducteur NGM :

(a) Le contact balai/collecteur

Ce contact est central dans le fonctionnement du motoréducteur. Le système {balais – collecteur} assure la circulation du courant électrique dans les spires du rotor de manière à créer (avec l'action conjointe d'un champ magnétique) un couple de forces de Laplace à l'origine de la rotation attendue. De plus, il joue également le rôle d'inverseur de sens du courant afin de maintenir un couple de forces de Laplace de même signe au cours d'une rotation. Il s'agit d'un contact électromécanique.

La figure 2.5 montre un balai et un collecteur utilisés dans le motoréducteur étudié. Les balais utilisés sont des balais métallo-graphitiques. Le collecteur est une bague solidaire du rotor. Il est constitué de dix lames en cuivre isolées électriquement les unes des autres, et montées sur une bague en bakélite afin d'isoler électriquement le collecteur et l'axe métallique du rotor. Son diamètre extérieur est égal à 16 mm.

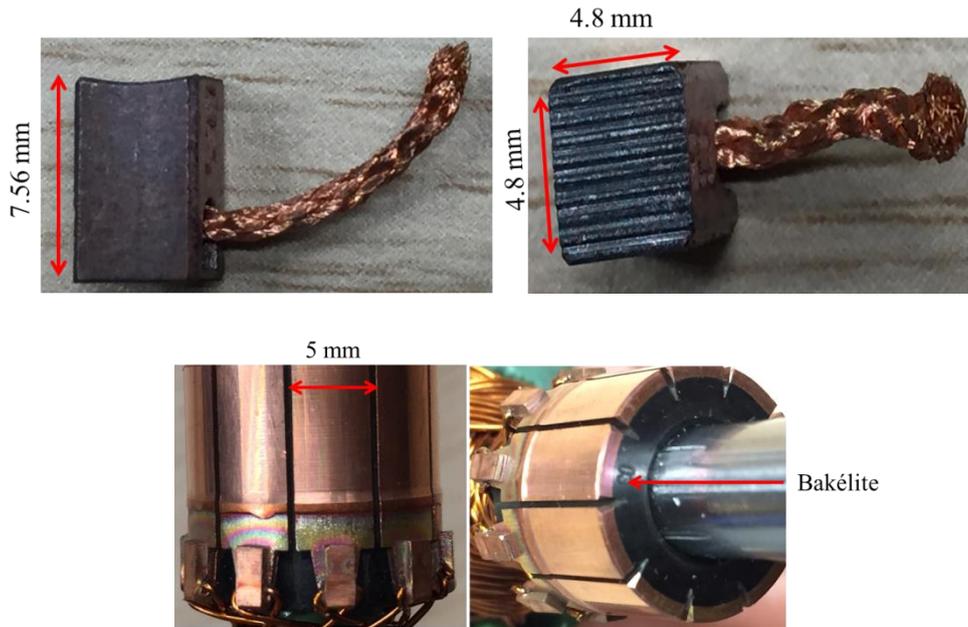


Figure 2.5: Balai et collecteur utilisés dans le motoréducteur NGM.

Un ressort de raideur 115 N/m assure le chargement mécanique du balai conduisant à des efforts moyens des balais sur le collecteur de l'ordre de 1 N. Les contacts s'usent au cours de la vie des motoréducteurs de lève-vitre, une chute de ces efforts de contact est observée. Ils peuvent atteindre 0.8 N en fin de vie des motoréducteurs. Lorsque l'axe du rotor est entraîné à 6000 tr/min, la vitesse linéique de glissement pour les deux contacts balais/collecteur du rotor vaut 4.4 m/s.

(b) Le contact roue / vis sans fin

Ce contact linéique met en jeu un glissement relatif entre un élément en acier trempé (la vis) et un élément en POM (la roue dentée). La vitesse de glissement varie au cours de l'engrènement et est de l'ordre du m/s. La force normale de contact dépasse les 100 N.

(c) Les trois contacts paliers / axe du rotor

Les paliers utilisés dans les motoréducteurs de lève-vitre sont des paliers lisses autolubrifiants. Leur rôle est d'assurer le guidage du rotor avec des pertes de puissance par frottement et des endommagements qu'on souhaite minimiser. Les paliers sont en bronze ou en acier et présentent une certaine porosité du fait qu'ils sont fabriqués par frittage. Ils sont imprégnés d'une huile minérale, leur porosité étant mise à profit pour piéger l'huile dans le matériau. Leur mode de fonctionnement est tel qu'ils restituent le lubrifiant pendant la phase de rotation et le réabsorbent à l'arrêt. L'arbre rotorique en contact avec ces paliers est en acier trempé et présente un diamètre de 8 mm. Lorsque l'axe du rotor est entraîné à 6000 tr/min, la vitesse linéique de glissement pour les trois contacts paliers / arbre du rotor vaut 2.5 m/s.

(d) Les deux contacts butée axiale / carter et butée axiale / stator

Selon le sens de rotation du rotor, l'une des butées axiales en PEEK (situées aux deux extrémités de l'arbre rotorique) est en frottement contre le fond du stator en acier ou du carter en poly butylène téréphtalate (PBT). Puisqu'il s'agit d'un mouvement de pivotement, la vitesse de glissement décroît (jusqu'à s'annuler) en se rapprochant de l'axe de rotation du rotor. Il s'agit de contacts de type sphère / plan.

5.2. Bruit de frottement

5.2.1. Diversité des bruits de frottement

Le glissement relatif de deux corps en contact constitue généralement une source vibratoire aboutissant dans de nombreux cas à la génération d'ondes acoustiques situées à des fréquences comprises entre 20 Hz et 20 kHz et donc perçues par l'oreille humaine. Ces bruits de frottement peuvent être rencontrés dans des situations très variées et souvent expérimentées telles que le frottement des mains l'une contre l'autre, le crissement éventuellement perçu lors du freinage d'un véhicule, les notes produites par un violon, le « chant » des criquets, etc. [Akay 2002].

Du point de vue de la perception sonore, l'identification et la classification des bruits de frottement restent complexes puisqu'elles font appel à de nombreuses dénominations. De plus, un même système physique peut être à l'origine d'une variété de sons différents. A titre d'exemple, une étude menée par la société Michelin sur le seul contact pneu / chaussée [Michelin 2002] a permis d'identifier des bruits dits de bourdonnement, d'impacts, de sirènement, de crissement, de hululement, de chuintement ou encore de battement.

D'un point de vue physique, les premiers travaux conséquents sur le bruit de frottement ont été publiés par Yokoi et Nakai [Yokoi 1979, 1980, 1981(1-2), 1982] entre 1979 et 1982, en approfondissant une première étude menée par Takahashi [Takahashi 1973]. Leurs travaux s'appuient principalement sur l'étude expérimentale d'un pion hémisphérique frottant contre la tranche d'un disque rotatif. Deux accéléromètres et un microphone placés à proximité du contact, permettent de mesurer les accélérations longitudinales et transversales du pion ainsi que la pression acoustique. Des jauges de déformation permettent de mesurer la force de frottement du pion sous une force normale de 20 N. Dès cette époque, les auteurs insistent sur l'existence de deux types de bruits de frottement bien distincts qu'ils nomment alors « rubbing noise » et « squeal noise ». Le premier bruit est caractérisé par des niveaux de pression acoustique et d'accélérations beaucoup plus faibles que le second (baisse de 30 à 60 dB) [Yokoi 1979]. Par ailleurs, Yokoi et Nakai calculent un coefficient de frottement beaucoup plus grand dans le cas du squeal noise (1.6 contre 0.4) et observent que ce crissement est issu d'un comportement vibratoire auto-entretenu du pion dès lors que la variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse

instantanée est négative. Au cours d’un même essai, l’apparition du squeal noise a lieu à la suite du rubbing noise après une distance parcourue d’environ 1 km, et les auteurs expliquent cette transition par une augmentation de l’adhésion des surfaces rendues plus intimes par les mécanismes d’usure et d’oxydation.

Depuis ces travaux, la double nature du bruit de frottement est admise, mais leurs définitions ont quelque peu évoluées. La communauté scientifique s’accorde à classer le bruit de frottement en fonction de la pression de contact [Akay 2002, Le Bot 2010] comme suit :

- (a) Le bruit d’instabilité mécanique est associé à des pressions de contact élevées : les solides en contact sont dynamiquement couplés et la réponse vibroacoustique se situe essentiellement à la fréquence propre de la structure couplée et ses harmoniques [Bengisu 1994]. Des instabilités de frottement telles que le stick-slip ou le sprag-slip peuvent alors avoir lieu et donnent naissance à des réponses vibratoires auto-entretenues engendrant un bruit de crissement. Comme le prévoient Yokoi et Nakai [Yokoi 1979], de nombreux modèles montrent qu’une condition pour l’apparition d’instabilités est la diminution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement [Spurr 1961, Earles 1976, Ibrahim 1992, Rhee 1989]. L’étude d’autres phénomènes d’instabilités plus complexes montre que le bruit de frottement est principalement dû à la propagation de zones de glissement/adhérence à la surface du contact [Moirot 2010].
- (b) Lorsque la pression de contact est faible, et du fait de l’existence de surfaces rugueuses, le bruit rayonné est nommé bruit de rugosité [Akay 2002, Dang 2013-1]. Sous ces conditions de contact, les deux solides peuvent être considérés comme étant dynamiquement découplés [Ben Abdelounis 2010-1] et le frottement des aspérités excite les modes propres de chacun des solides [Ben Abdelounis 2010-2].

Compte tenu des faibles pressions de contact statiques rencontrées sur les contacts glissants existant dans le motoréducteur étudié, une attention particulière est donnée au bruit de rugosité dans la suite de ce chapitre.

5.2.2. Origine et phénoménologie du bruit de rugosité

Le bruit de rugosité (roughness noise) est défini comme étant un bruit de frottement sous faible charge généré par l’interaction de surfaces rugueuses en l’absence de phénomènes de stick-slip ou d’autres instabilités mécaniques [Le Bot 2010]. Le mécanisme sous-jacent à ce bruit est la vibration selon une direction normale aux surfaces en contact qui est induite par des chocs entre aspérités. Il s’agit donc d’un bruit large bande produit par des impacts inter-aspérités [Le Bot 2011]. En mettant successivement en jeu des phénomènes tribologiques, dynamiques et enfin acoustiques, le mécanisme de génération du bruit de rugosité est rigoureusement décrit par Le Bot et Ben Abdelounis en trois étapes [Ben Abdelounis 2010-2, Le Bot 2011] :

- (a) Excitation du mécanisme : cette première étape constitue une conversion de l'énergie cinétique issue du glissement relatif des solides en contact en énergie vibratoire. Le mécanisme fondamental responsable de cette conversion est l'existence de micro-impacts entre les aspérités des surfaces en contact. Ces multiples chocs sont à l'origine de fluctuations des efforts de contacts, lesquelles fluctuations sont amplifiées par la déformation élastique des aspérités et donnent lieu à un comportement vibratoire de l'interface multi-contacts.
- (b) Vibration des solides : les vibrations générées dans l'interface de contact sont transmises et se propagent dans les solides qui se comportent alors comme des résonateurs. Cette seconde étape est pilotée par les modes propres et le coefficient d'amortissement des deux solides en contact.
- (c) Rayonnement acoustique : finalement, une partie des vibrations transmises aux solides est dissipée dans l'air via les surfaces des deux corps, sous la forme d'un rayonnement acoustique. A ce stade, la puissance rayonnée $\Pi_{ac}(\omega)$ s'exprime :

$$\Pi_{ac}(\omega) = \rho_0 c_0 S \sigma_{rad}(\omega) \langle \overline{V^2(\omega)} \rangle_s \quad 2.19.$$

où ρ_0 est la masse volumique de l'air,

c_0 est la vitesse du son dans l'air,

S est la surface qui rayonne,

$\sigma_{rad}(\omega)$ est le facteur de rayonnement dépendant de la pulsation ω ,

$\langle \overline{V^2(\omega)} \rangle_s$ est la moyenne spatiale de la vitesse quadratique moyenne de la surface rayonnante.

5.2.3. Impacts inter-aspérités

En tant que mécanisme primaire engendrant le bruit de rugosité, le nombre d'impacts par unité de temps (taux de chocs) et leurs propriétés (intensité et durée) gouvernent a priori le comportement vibroacoustique des solides en contact [Ben Abdelounis 2011]. En se fondant sur les modèles de Tabor [Tabor 1951] et de Johnson [Johnson 1985], Chang propose un modèle analytique d'impacts pour lequel les effets de la rugosité des surfaces sont pris en compte et étudiés [Chang 1992]. Son modèle montre une augmentation de la dissipation d'énergie cinétique lorsque la rugosité des surfaces, la vitesse d'impact et la souplesse (compliance) du matériau augmentent. De plus, à propriétés mécaniques égales, ses résultats suggèrent que la vitesse de rebond après impact croît avec la rugosité.

Dans leurs différents travaux, Le Bot et al rappellent quelques points essentiels à l'étude des impacts inter-aspérités :

- Plus l'énergie cinétique incidente est grande, plus les impacts sont puissants [Chang 1992, Le Bot 2011]. Il s'ensuit qu'une hausse de la vitesse de glissement et/ou de la force normale doit conduire à une plus grande puissance vibratoire transférée.
- En raison du caractère aléatoire de la rugosité des surfaces, les impacts doivent être vus comme des événements isolés de sorte que l'énergie transférée d'un impact individuel n'est pas influencée par les autres impacts [Le Bot 2011].
- Une longueur de corrélation (distance de glissement permettant un renouvellement total des spots de contacts) classique de 10 μm , un nombre de spots réaliste égal à 10 et une vitesse de glissement de 100 mm/s conduit à un taux de chocs de $10^5/\text{s}$ (ordre de grandeur). Parallèlement, un modèle de percussion de sphères métalliques permet d'estimer la durée d'un impact à environ 0.1 ms (ordre de grandeur) [Le Bot 2016]. Il en résulte que le bruit de rugosité est caractérisé par un recouvrement temporel d'un grand nombre d'événements très brefs, ce qui lui confère un caractère continu alors que son origine microscopique est due à une multitude d'événements transitoires.

Ce dernier élément conduit nécessairement à l'emploi de la simulation numérique afin de caractériser les propriétés des impacts, puisqu'il est impossible d'étudier un impact individuel d'un point de vue expérimental. Ben Abdelounis a évalué numériquement la fréquence et l'intensité des chocs issus du glissement de deux profils rugueux à l'aide d'un modèle par éléments finis 2D à maillage variable et en utilisant diverses rugosités réelles issues d'échantillons produits par électroérosion [Ben Abdelounis 2011]. Les résultats (cf. figure 2.6) indiquent que la fréquence des chocs décroît avec la rugosité et la vitesse de glissement mais que ces deux paramètres tendent chacun à accroître l'intensité des chocs par unité de temps.

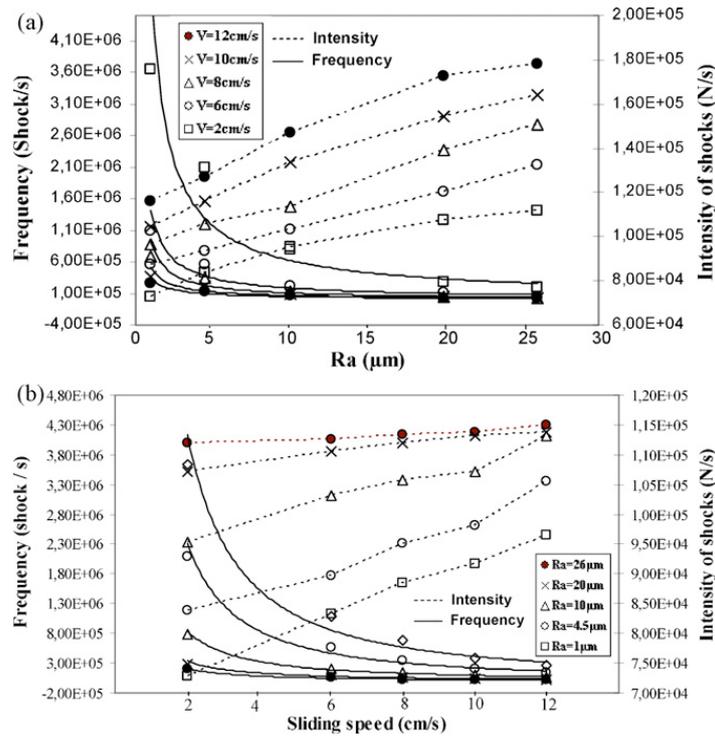


Figure 2.6 : Fréquence et intensité des impacts entre 2 profils rugueux en fonction de la rugosité (a) et en fonction de la vitesse de glissement (b) d'après [Ben Abdelounis 2011].

Par la suite, les travaux de Dang [Dang 2013-1, Dang 2013-2] s'appuient très largement sur la construction d'un modèle numérique nommé Ra2D permettant notamment une analyse des propriétés statistiques d'impacts inter-aspérités lors du frottement de deux profils rugueux (cf. figure 2.7). Le modèle est basé sur une décomposition modale tronquée, un schéma d'intégration à différence centrée et le problème de contact s'appuie sur un algorithme de pénalité. Sous une force $F = 0.78\text{ N}$ (masse du solide mobile), une vitesse de glissement de 700 mm/s et une rugosité telle que $Ra = 5\text{ }\mu\text{m}$, le modèle prédit que 30% des forces d'impact sont inférieures à F tandis que environ 50% sont comprises entre $10F$ et $100F$, et que 90% des chocs ont une durée inférieure à 10^{-4} s [Dang 2013-2].

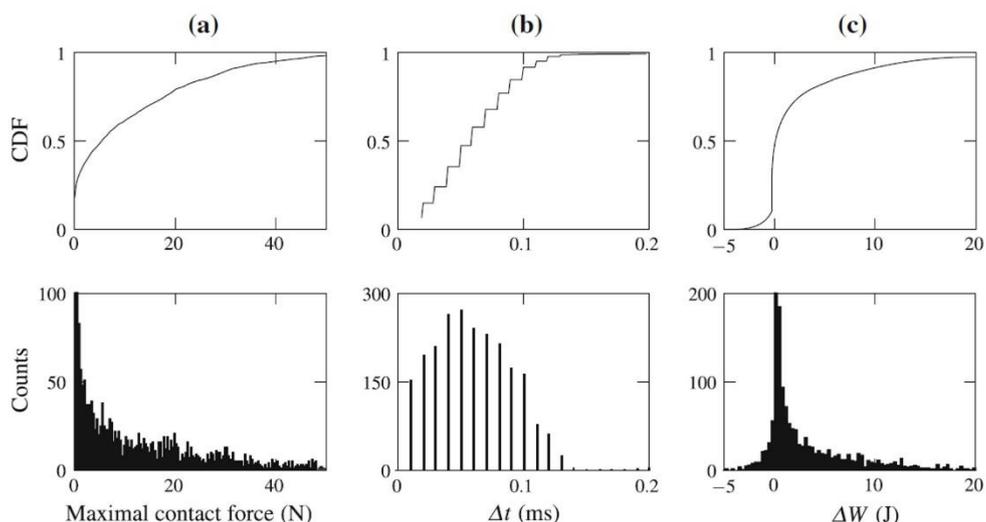


Figure 2.7 : Distribution cumulée adimensionnelle (en haut) et histogramme (en bas) des forces d'impacts (a), des durées d'impacts (b), et de l'énergie transférée par les chocs (c) selon Ra2D, pour $Ra = 5 \mu\text{m}$, $V = 700 \text{ mm/s}$ et $F = 0.78 \text{ N}$, d'après [Dang 2013-1].

Par ailleurs, en faisant varier la vitesse de glissement et la rugosité des surfaces frottantes, Dang confirme la décroissance du taux de chocs si la vitesse de glissement ou la rugosité croît [Dang 2013-2].

On notera enfin que les expériences menées par Yokoi et Nakai sur des surfaces faiblement ondulées périodiques ou sur des surfaces présentant une distribution aléatoire de la hauteur des aspérités ont mis en évidence l'existence de pertes de contact en raison de ces micro-impacts [Yokoi 1981-1, Yokoi 1982]. Si les pertes de contact ne sont pas observées lorsque la rugosité est faible, elles se manifestent pour des vitesses de glissement de plus en plus faibles lorsque la rugosité augmente. Néanmoins, les auteurs notent que l'existence de pertes de contact ne modifie pas le niveau de pression acoustique mesuré [Yokoi 1982].

5.2.4. Niveau de pression acoustique

5.2.4.1. Influence de la rugosité des surfaces et de la vitesse de glissement

Takahashi [Takahashi 1973], en travaillant sur un contact cylindre / plan, est le premier à mettre en évidence une relation linéaire et croissante entre le niveau de pression acoustique L_p (exprimé en dB) et le logarithme en base 10 du paramètre de rugosité Ra , telle que :

$$L_p \text{ (dB)} = 20 \log_{10} Ra^n \quad 2.20.$$

L'exposant n traduit la pente de la relation entre L_p et Ra dans une échelle bi-logarithmique. L'auteur détermine expérimentalement que $n = 1$ ce qui traduit une relation directement proportionnelle entre la

pression acoustique et la rugosité. Yokoi et Nakai confirment la validité de cette relation alors qu’ils travaillent sur un contact sphère / plan [Yokoi 1981-1, Yokoi 1982]. Néanmoins, ils évaluent l’exposant n entre 0.8 et 1.2. Par la suite, Othman et al ont cherché à caractériser la rugosité d’une surface via la mesure du niveau de pression acoustique à l’aide de deux dispositifs mettant tous les deux en jeu le contact entre un stylet et la surface rugueuse étudiée [Othman 1990-1, Othman 1990-2]. Dans ces travaux, les surfaces sont de différentes natures (acier, bronze et aluminium) et leur rugosité est issue d’une variété de procédés d’usinage et polissage. Ils proposent une relation du type :

$$Ra = A.Lp^b \quad 2.21.$$

A étant un paramètre expérimental empirique et b étant une constante qui dépend du matériau considéré.

On notera que cette dernière relation est physiquement équivalente à la précédente et correspond à un indice n compris entre 0.25 et 0.65. De plus, les auteurs observent que le paramètre A décroît avec la pression de contact [Othman 1990].

Jusqu’alors validée dans le cas de contacts localisés, Stoimenov et al sont les premiers à vérifier l’équation 2.20 dans le cas d’un contact plan / plan [Stoimenov 2003, Stoimenov 2007]. Bien que la vitesse de glissement et la pression de contact ne soient pas rigoureusement constantes (les échantillons sont frottés l’un contre l’autre à la main), les auteurs confirment la relation 2.20 avec un indice n compris entre 0.7 et 0.85. Plus récemment, Le Bot et al ont largement validé le lien entre Lp et Ra en contact plan / plan ou sphère / plan, tant d’un point de vue expérimental que numérique au travers de divers travaux [Dang 2010, Ben Abdelounis 2010 (1-2), Dang 2013-2]. L’ensemble des indices n obtenus sont recensés dans le tableau 2.1 ci-dessous. Certains auteurs relèvent que n est indépendant de la géométrie du contact et du procédé utilisé pour modifier la rugosité des surfaces [Ben Abdelounis 2010-1, Othman 1990 (1-2)]. Néanmoins, Othman et Ben Abdelounis ont montré à travers leurs essais sur le bronze, l’aluminium et l’acier, que l’indice n varie d’un matériau à l’autre [Ben Abdelounis 2010-1, Othman 1990 (1-2)].

Référence	Type d’étude	Contact étudié	Indice n	Indice m
[Takahashi 1973]	expérimentale	cylindre/plan	1	-
[Yokoi 1982]	expérimentale	sphère/plan	0.8 à 1.2	0.6 à 1.1
[Othman 1990]	expérimentale	stylet/plan	0.25 à 0.65	-
[Stoimenov 2007]	expérimentale	plan/plan	0.7 à 0.85	-
[Ben Abdelounis 2010-1]	expérimentale	plan/plan	0.7 à 0.96	0.9 à 1.16
[Ben Abdelounis 2010-2]	expérimentale	sphère/plan	0.55 à 1	0.36 à 0.81
[Dang 2013-2]	numérique	plan/plan	0.52 à 0.63	0.63 à 0.67

Tableau 2.1 : Recensement exhaustif des indices n et m calculés par différents auteurs

De plus, Ben Abdelounis montre expérimentalement qu’une relation identique à l’équation 2.20 s’applique également entre le niveau de vitesse vibratoire L_v et Ra , avec un indice n qui reste le même [Ben Abdelounis 2010-1]. Cette relation a également été vérifiée numériquement par la suite [Ben Abdelounis 2011, Dang 2013-1].

Parallèlement, diverses études ont permis d’établir le même type de lien entre le niveau de pression acoustique et la vitesse de glissement [Yokoi 1982, Ben Abdelounis 2010-2, Dang 2013-1]. De la même manière qu’entre L_p (ou L_v) et Ra , la communauté scientifique admet la validité de la relation ci-dessous, où V est la vitesse de glissement :

$$L_p (dB) = 20 \log_{10} V^m \quad 2.22.$$

Les indices m obtenus par différents auteurs sont également recensés dans le tableau 2.1.

Plus encore, les dernières études [Ben Abdelounis 2010-1, Ben Abdelounis 2011, Le Bot 2010, Dang 2010, Dang 2013-2] montrent qu’il existe un découplage entre les effets de la vitesse de glissement et ceux de la rugosité comme en témoigne la figure 2.8 ci-dessous.

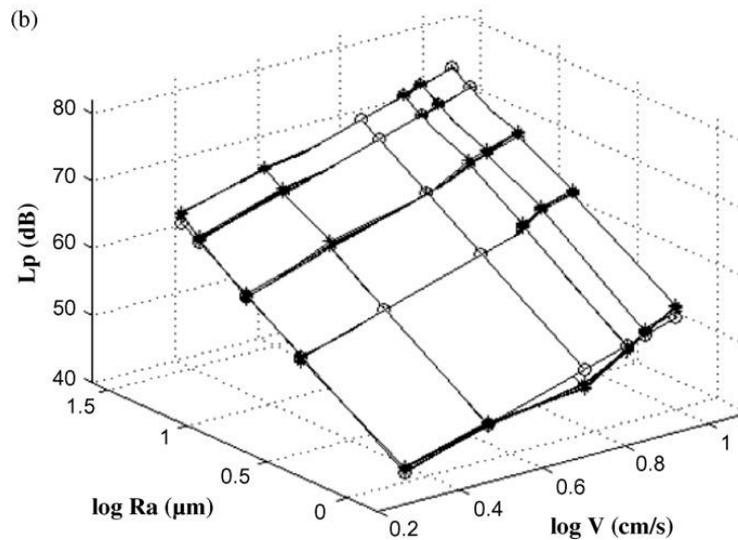


Figure 2.8 : Niveau de pression acoustique en fonction de Ra et de V d'après [Ben Abdelounis 2010-1].

Il en résulte que les indices n et m sont indépendants et la relation maintenant classiquement admise devient :

$$Lp \text{ (dB)} = 20 \log_{10} Ra^n V^m + cste \quad 2.23.$$

5.2.4.2. Effet de l'aire de contact et de l'amortissement

Afin d'étudier les effets de la variation de l'aire de contact sur le bruit rayonné, Le Bot et al réalisent des essais au cours desquels des frotteurs identiques et indépendants glissent conjointement sur une table en bois ou bien sur la membrane d'un tambour [Le Bot 2011]. Ils réalisent une série de manipulations avec un nombre de frotteurs allant de 1 à 100 et mesurent systématiquement le niveau de pression acoustique Lp à l'aide d'un sonomètre. Curieusement, il en ressort que Lp est proportionnel à la surface totale S des frotteurs dans le cas de la table alors que Lp est constant dans le cas du tambour. Ce résultat étonnant met en évidence l'existence d'au moins 2 régimes et conduit dans un premier temps Le Bot à écrire [Le Bot 2010] :

$$Lp \propto S^{\lambda/10} \quad 2.24.$$

Le premier régime (Lp proportionnel à S) a lieu si $\lambda=10$ et le second (Lp indépendant de S) a lieu si $\lambda=0$. Dans cette dernière relation, λ est une fonction décroissante de S qui s'exprime en dB/décade et la valeur 10 est issue du fait que la différence de pression acoustique entre x sources identiques vaut $10 \log_{10}(x)$ dB, c'est dire 10 dB/décade lorsque $x=10$. De plus, l'auteur constate que λ n'est pas constant pour un même système glissant.

Le premier constat est qu'il n'existe pas de relation simple entre Lp et S et Le Bot propose même dans un premier temps que λ soit lui-même une fonction de S . Plus rigoureusement, Le Bot précise davantage le phénomène rencontré via sa théorie de la dissipation qui s'appuie sur un bilan de puissance [Le Bot 2010, Dang 2013-2]. En notant respectivement P_{inj} et P_{int} la puissance vibratoire injectée et la puissance dissipée par amortissement interne, on a :

$$P_{inj} = p S \quad 2.25.$$

$$P_{int} = \eta_i \omega m v^2 A \quad 2.26.$$

Où p est la puissance injectée par unité de surface, η_i est le facteur d'amortissement interne, ω est la pulsation, m est la masse par unité de surface, v^2 est la valeur quadratique moyenne de la vitesse vibratoire et A est la surface du résonateur. Par analogie avec l'équation 2.26, l'auteur fait l'hypothèse que la puissance dissipée par frottement peut s'écrire :

$$P_{frot} = \eta_c \omega m v^2 S \quad 2.27.$$

Où η_c est le facteur d'amortissement du contact. La puissance dissipée totale étant égale à la somme de la puissance dissipée par amortissement interne et de la puissance dissipée par frottement, le bilan de puissance (puissance injectée = puissance dissipée) donne :

$$m v^2 = \frac{p S}{\eta_c \omega S + \eta_i \omega A} \quad 2.28.$$

L'explication de l'existence des deux régimes est alors la suivante :

- Si $\eta_i \gg \eta_c$, la vitesse vibratoire est proportionnelle à S (régime linéaire).
- Si $\eta_c \gg \eta_i$, la vitesse vibratoire est indépendante de S (régime constant).

En introduisant les grandeurs adimensionnelles X et Y qui sont respectivement les ratios P_{frot} / P_{int} et P_{frot} / P_{inj} , l'équation 2.28 s'écrit alors :

$$Y = \frac{X}{X + 1} \quad 2.29.$$

La figure 2.9 ci-dessous est une validation de la théorie développée car elle montre que des mesures expérimentales effectuées sur une diversité de frotteurs et de plaques résonnantes (modifications de l'amortissement et de la masse des frotteurs) suivent remarquablement bien la courbe théorique.

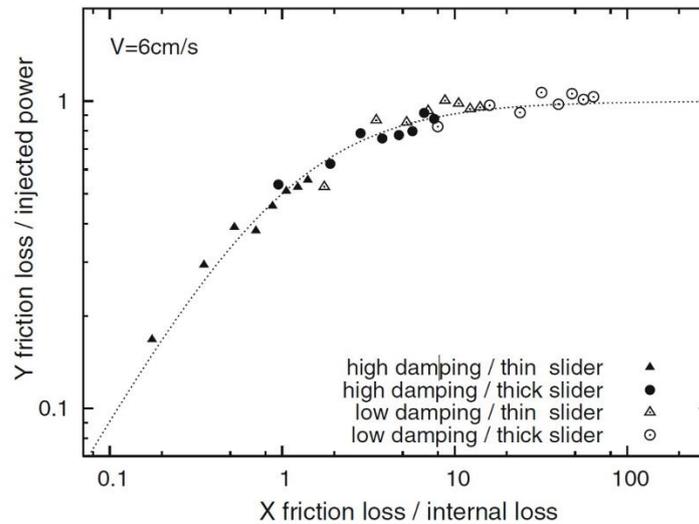


Figure 2.9 : Evolution des grandeurs adimensionnelles représentant le niveau vibratoire avec l'aire de contact S . La ligne en pointillés est une représentation graphique de l'équation 2.29 et les symboles sont issus de mesures expérimentales. D'après [Le Bot 2010].

Pour les petites valeurs de X , on se situe dans le régime linéaire (dans ce cas, $Y=X$) et le régime constant est atteint pour les grandes valeurs de X (Y tend vers 1). Ces deux régimes sont des régimes limites et des situations intermédiaires existent. Il est également important de noter qu'un même système frottant peut potentiellement connaître tous les régimes en fonction des conditions de contact.

5.2.5. Spectre de fréquence du bruit de rugosité

Dans le cas d'un frotteur glissant sous son propre poids sur une plaque équipée d'accéléromètres, la densité spectrale de puissance (DSP) de l'accélération présentée dans [Le Bot 2010] fait apparaître le signal typique d'un bruit de rugosité pour lequel l'énergie est distribuée sur toutes les fréquences. Néanmoins, Yokoi et Nakai avaient préalablement observé que la principale composante fréquentielle du niveau de pression acoustique était située à la fréquence naturelle du pion frottant [Yokoi 1979]. La même observation avait été faite en traçant le spectre de la réponse accélération sur des surfaces rugueuses isotropes [Yokoi 1982] ainsi que sur des surfaces présentant une faible ondulation [Yokoi 1981-2]. Sur la DSP de la pression acoustique mesurée à proximité de leur contact stylet / plan rugueux, Othman et al constatent l'existence d'un pic qu'ils nomment « fréquence dominante » et qui, d'après eux, dépend essentiellement du matériau constitutif du plan. Ils montrent que l'amplitude du pic est proportionnelle à la célérité du son dans le matériau considéré [Othman 1990].

Pour un contact plan / plan, Stoimenov et al observent les fluctuations de la DSP de la pression acoustique en faisant varier la vitesse de glissement, la force normale et la rugosité des surfaces en

contact [Stoimenov 2007]. L’augmentation de la vitesse induit des niveaux de pression acoustique plus élevés sans modifier la fréquence des pics tandis que la hausse de l’effort normal contribue à un étalement des pics. Plus étrangement, l’utilisation d’échantillons présentant une plus grande rugosité entraîne un décalage des pics vers de plus basses fréquences. A l’époque, les auteurs présentent ce phénomène comme étant une spécificité du contact plan / plan. Cet effet, ultérieurement observé par Ben Abdelounis et Le Bot (cf. figure 2.10), est expliqué par les auteurs comme suit [Ben Abdelounis2010-1] : le couplage dynamique des échantillons est faible puisque les pics de la DSP sont globalement concentrés aux fréquences propres calculées numériquement pour des échantillons découplés. Mais la diminution de la rugosité induit un couplage accru qui tend à déplacer les pics vers de plus hautes fréquences.

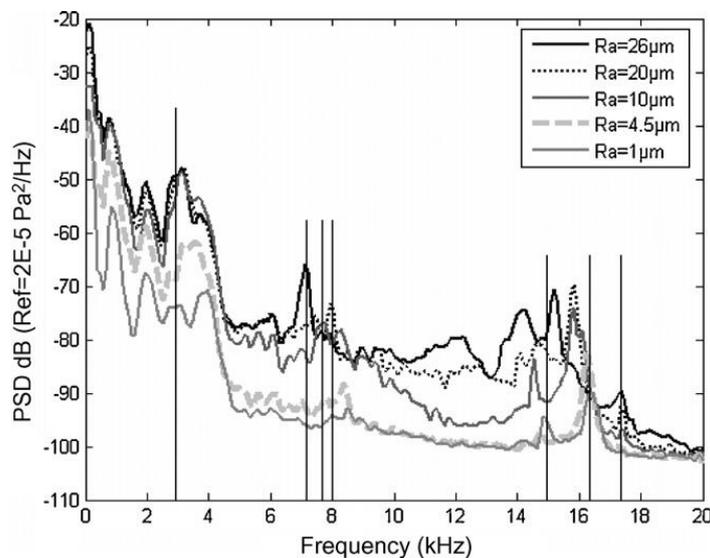


Figure 2.10 : DSP de la pression acoustique pour différentes rugosités en contact plan / plan. Les lignes verticales indiquent les fréquences propres des échantillons découplés. D’après [Ben Abdelounis 2010-1].

Suivant ce raisonnement, le décalage des pics vers de plus hautes fréquences doit également avoir lieu lorsque la force normale diminue ou lorsque la vitesse décroît. Ces deux effets sont également présentés dans [Ben Abdelounis 2010-1].

On notera que l’exploitation de la valeur de la 1^{ère} fréquence propre permet une estimation de la durée des chocs. Cette estimation donne des valeurs comprises entre 0.25 et 0.34 ms en fonction de la rugosité ; ces valeurs sont tout à fait conformes à celles qui ont été présentées au paragraphe 5.2.3.

5.2.6. Bruit de frottement et coefficient de frottement

Outre les travaux focalisés sur le bruit d'instabilités de frottement, très peu d'études s'attachent à déterminer conjointement le coefficient de frottement et le bruit générés par deux surfaces rugueuses [Yokoi 1979, Le Bot 2010]. De plus, ces études ne font pas état d'une éventuelle corrélation entre ces deux aspects. Yokoi et Nakai constate que le bruit de rugosité se perpétue sans modification du niveau de pression acoustique (environ 65 dB) alors que le coefficient de frottement varie de 0.3 à 1 [Yokoi 1979]. Par ailleurs, Le Bot et Bou Chakra affirment que le coefficient de frottement n'est pas affecté par les vibrations dès lors qu'ils mesurent un coefficient de frottement proche de 0.24 dans le cas de deux essais pour lesquels la densité d'énergie vibratoire vaut $3 \mu\text{J}/\text{m}^2$ pour l'un et $33 \mu\text{J}/\text{m}^2$ pour l'autre [Le Bot 2010].

5.3. Comportement tribo-électrique du contact balais/collecteur

5.3.1. Fonctionnement du système {balais / collecteur}

5.3.1.1. *Le système {balais / collecteur} : un redresseur tournant*

Un moteur à courant continu est constitué de deux éléments essentiels : le stator et le rotor. Le stator (ou inducteur), partie fixe du moteur, a pour fonction de maintenir un champ magnétique fixe. Le rotor (ou induit) est mobile autour d'un arbre dont l'axe de rotation est perpendiculaire au champ magnétique créé par le stator. Cet induit est composé d'un ensemble de spires identiques réparties uniformément autour d'un corps cylindrique qui est monté sur l'arbre. Lorsqu'un courant circule dans les spires, et puisqu'elles sont placées dans un champ magnétique fixe créé par l'inducteur, une force de Laplace s'applique sur chaque brin conducteur constituant les bobines. Puisque les forces générées sur les deux brins constituant une spire ont la même norme, la même direction mais des sens opposés, il en résulte la création d'un couple tendant à faire tourner la spire sur elle-même. De manière à alimenter en courant les bobines constitutives du rotor, on utilise un système {balais - collecteur}. Les balais (fixes) sont placés aux bornes d'une alimentation extérieure et assurent une conduction de courant dans les spires en frottant contre un collecteur qui est solidaire du rotor.

Nous analysons, pour simplifier, le cas d'une seule spire placée dans un champ magnétique constant. Dans la figure 2.11, la position de la spire dans le champ magnétique et la manière dont elle est alimentée implique la création d'une force F dans un brin tandis qu'une force $-F$ s'applique sur l'autre brin. Au fur et à mesure de la rotation, F diminue du fait de la variation de l'angle de rotation jusqu'à devenir nulle lorsque la spire atteint la position décrite dans la figure 2.11 (b). Pour que la rotation de la spire se poursuive dans le même sens, il faudrait inverser le sens de circulation du courant dans les brins par rapport à la situation précédente, de manière à inverser également le sens de la force de Laplace.

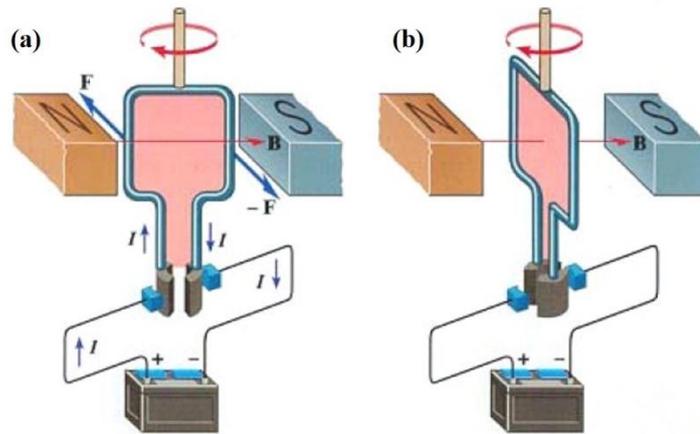


Figure 2.11 : Redressement du courant dans une spire par le système {balais - collecteur}.

Le collecteur est un système dont la structure permet cette inversion. En effet, un collecteur est constitué de lames conductrices isolées électriquement les unes des autres. Bien que cet ensemble soit solidaire de l'arbre de rotation, il est électriquement isolé de ce dernier. Ainsi, pour un induit constitué d'une seule spire le collecteur sera composé de deux lames et lorsque le rotor tourne, les lames inversent le sens du courant dans les deux brins afin que chaque pôle voit en face de lui une circulation linéique de courant de même sens à tout instant. Par conséquent, le couple permettant la rotation de l'induit reste de même signe alors que les balais ne change pas de polarité. En ce sens, le système {balais – collecteur} agit comme un redresseur tournant.

Pour un dispositif comprenant $2n$ lames, le rotor sera composé de $4n$ brins et les deux fils sortant de chaque bobine sont successivement liés en série jusqu'aux lames diamétralement opposées du collecteur, comme le schématise la figure 2.12. On notera que le défaut du système réside dans la création d'étincelles chaque fois qu'une lame quitte un balai puisque cette opération correspond à l'ouverture d'une inductance chargée [Kostenko 1969]. Plus largement, puisque la largeur d'une lame de collecteur est proche de celle d'un balai, celui-ci se trouve momentanément en contact avec deux lames consécutives. Il en résulte des perturbations électriques lors du renversement du courant, qui constituent le phénomène dit de commutation.

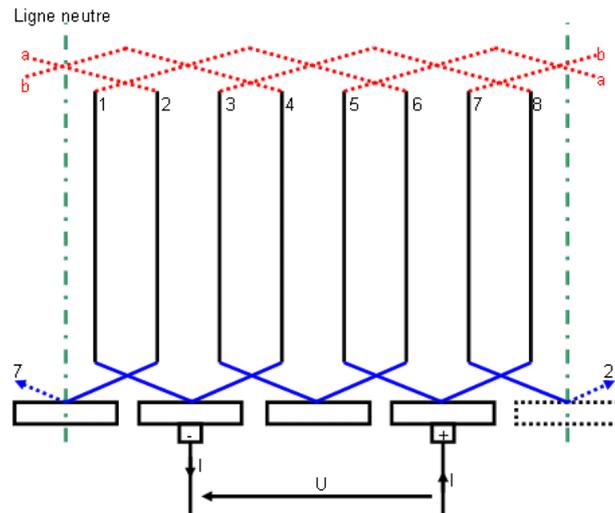


Figure 2.12 : Agencement des spires avec un collecteur à 4 lames.

5.3.1.2. Phénomène de commutation

La commutation est l'ensemble des phénomènes engendrés par le changement de sens du courant dans les conducteurs de l'induit lorsqu'ils passent par la zone où ils sont court-circuités par les balais ; c'est-à-dire lorsque les balais passent d'un segment de collecteur au segment voisin. La figure 2.13, en exagérant les espaces entre les segments (en bleu) du collecteur, définit les différentes étapes du phénomène de commutation. Lorsque le balai (en orange) n'est en contact qu'avec un seul segment, le courant est distribué dans les deux branches d'inductance jusqu'au second balai et chaque spire est parcourue par un courant d'intensité $i/2$ et dont le signe dépend de sa position par rapport au balai. En notant s la spire située entre les lames 4 et 5, le courant traversant s vaut $+i/2$ lors de la phase 1 et sera égal à $-i/2$ lors de la phase 3. Lors de la phase 2, le balai court-circuite s et lorsqu'il n'est plus en contact avec la lame 4, l'énergie stockée par s pendant le court-circuit est libérée : il en résulte une perturbation électrique au contact qui peut conduire à un étincelage.

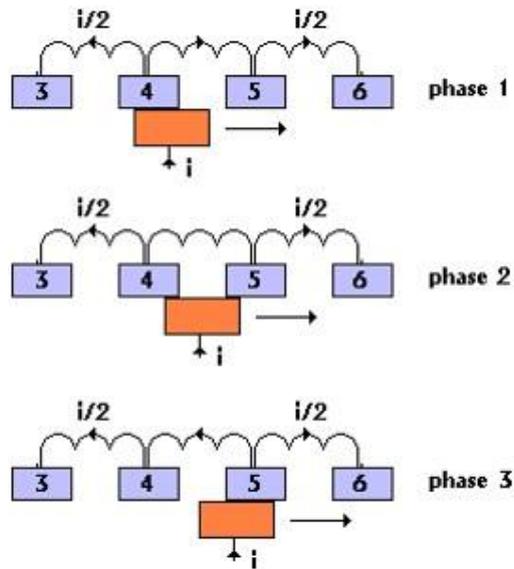


Figure 2.13 : Principe du phénomène de commutation selon [Abati 2002].

5.3.2. Un contact électromécanique

5.3.2.1. Aire de contact mécanique et aire de contact électrique

Lors de la mise en contact mécanique de deux surfaces rugueuses, la charge normale est répartie sur un ensemble d'îlots de surface correspondant aux interactions entre les aspérités les plus hautes. Dans le cas d'un contact mécanique électrifié, l'aire correspondant aux lieux de la surface où circulent les électrons d'un corps à l'autre est nécessairement incluse dans l'aire de contact mécanique et ne représente qu'une fraction de cette dernière où la conduction est assurée (conductivité suffisamment élevée, absence de film isolant...) [Holm 1967], comme le montre la figure 2.14.

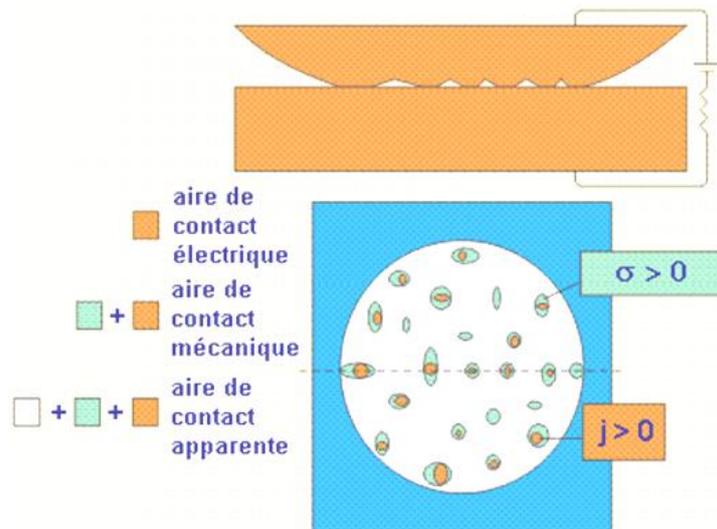


Figure 2.14 : Contacts mécaniques et électriques entre deux surfaces selon [LGEP 2000].

σ : contrainte mécanique ; j : densité de courant.

Shobert a longuement travaillé sur les problématiques de contact électrique glissant. Il rappelle que la surface de contact mécanique réelle est inférieure à 10% de l'aire apparente de contact et que l'aire de contact électrique vaut environ 1 à 10% de la surface de contact réelle, mais à faible charge elle peut représenter 0.1% de celle-ci. La surface de contact électrique vaut donc 0.01 à 0.1% de la surface de contact apparente [Shobert 1965]. D'après [Holm 1967] et [Féchant 1995], seuls 5 à 20 îlots conducteurs coexistent au même instant dans un contact balai-collecteur classique. Ils représentent seulement 10^{-6} à 10^{-3} de la surface de contact apparente du balai et en régime stationnaire ils correspondent à une surface quasi-constante [Braunovic 2007].

Dans les solides en contact, les lignes de courant électrique se resserrent localement pour former ce qu'on appelle une constriction [Féchant 1995] avant de rejoindre un îlot de contact électrique que l'on nomme a-spot [Holm 1967]. La figure 2.15 schématise la formation de trois constriction à l'interface d'un contact entre surfaces rugueuses.

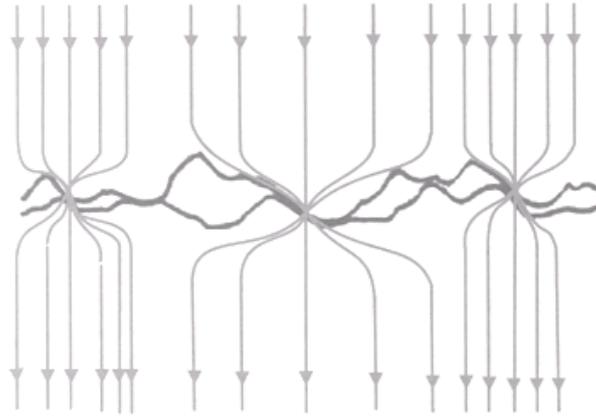


Figure 2.15 : Contacts mécaniques et électriques entre deux surfaces selon [Braunovic 2007].

Pratiquement, la mesure de la résistance électrique R_{tot} entre deux solides rugueux en contact fait intervenir plusieurs composantes [Boyer 1991, Ueno 2000] :

$$R_{tot} = R_b + R_c + R_f \quad 2.30.$$

Dans cette relation, R_b est la résistance des solides en contact, R_c est la résistance de constriction due à l'étranglement des lignes de courant électrique et R_f est la résistance d'un éventuel film sur les a-spots. On notera que la majeure partie de la résistance de constriction est localisée au voisinage immédiat de ces a-spots [Bryant 1991, Holm 1967].

5.3.2.2. Résistance de constriction

- Cas d'un unique a-spot

On considère un a-spot elliptique plan de demi-axes α et β . Les surfaces équipotentielles dans les corps en contact (de résistivité ρ) sont des demies ellipsoïdes [Holm 1967]. La densité de courant $j(x,y)$ sur la surface du a-spot traversé par un courant I et la résistance de constriction R_c associée sont alors :

$$j(x,y) = \frac{I}{2\pi\alpha\beta} \left[1 - \left(\frac{x^2}{\alpha^2} + \frac{y^2}{\beta^2} \right) \right]^{-1/2} \quad 2.31.$$

$$R_c = \frac{\rho}{4\pi} \int_0^\mu \frac{d\mu}{\sqrt{(\alpha^2 + \mu^2)(\beta^2 + \mu^2)}\mu} \quad 2.32.$$

Le cas particulier où l'ellipse est un cercle ($\alpha = \beta = a_c$) donne, pour une constriction longue et en coordonnées cylindriques [Braunovic 2007, Féchant 1996] :

$$j(r) = \frac{I}{2\pi a_c} [a_c^2 - r^2]^{-1/2} \quad 2.33.$$

$$R_c = \frac{\rho}{2a_c} \quad 2.34.$$

L'équation 2.33 montre que $j(r)$ est minimale pour $r = 0$ et maximale lorsque r tend vers a_c . Par ailleurs, compte tenu de l'expression de $j(r)$, la majeure partie du courant traversant une constriction circulaire se situe en périphérie du contact. La moitié du courant circule dans un anneau dont le périmètre intérieur vaut $0.866 a_c$ [LGEP 2000].

- Cas d'un ensemble de a-spots

La formulation de Holm pour des contacts multiples fait appel au contact entre deux barreaux cylindriques de diamètres respectifs D et $2b$, la surface réelle de contact électrique étant constituée de n microcontacts de rayons a_c et dont les centres sont séparés d'une longueur l . Les surfaces équipotentielles sont des ellipsoïdes de longueur $2l$ et de hauteur h qui sont tangentes entre elles au niveau des centres des a-spots [Holm 1967]. Holm trouve alors :

$$R_{H1} = \frac{\rho}{\pi n a_c} \arctan \frac{h}{a_c} - 1,2\rho \frac{h}{\pi b^2} + \frac{\rho}{2b} \quad \text{avec } h = (l^2 - a_c^2)^{1/2} \quad 2.35.$$

Si $l \gg a_c$, on trouve alors la seconde expression de Holm :

$$R_{H2} = \rho \left(\frac{1}{2n a_c} + \frac{1}{2b} \right) \quad 2.36.$$

Un second modèle correspond à celui de Greenwood, qui considère une répartition aléatoire de contacts circulaires de rayons a_i séparés les uns des autres d'une distance d_{ij} . En supposant qu'il n'y a pas de corrélation entre la taille et la position d'un contact, on peut approximer les a_i à leur moyenne a_{moy} , et on a [Braunovic 2007, Féchant 1996] :

$$R_{G1} = \rho \left(\frac{1}{2n a_{moy}} + \frac{1}{\pi n^2} \right) \cdot \sum_{i \neq j} \frac{1}{d_{ij}} \quad 2.37.$$

Dans le cas où les contacts sont uniformément répartis, l'auteur du modèle trouve :

$$R_{G2} = \rho \left(\frac{1}{2n a_{moy}} + \frac{16}{3\pi^2 b} \right) \quad 2.38.$$

Cette dernière expression est proche de l'équation 2.36 car $16/3\pi^2$ vaut environ 0.5404.

Néanmoins, certains auteurs notent que les expressions de Holm et Greenwood ne sont plus valables dès lors que le nombre de contacts est très faible. Ils proposent d'autres expressions plus complexes de la résistance de constriction induite par un ensemble de a-spots uniformément ou bien aléatoirement répartis [Boyer 1991, Gu 1995, Singer 1991].

5.3.3. Comportement tribologique du contact balai/collecteur

5.3.3.1. Frottement graphitique

Le graphite présente un comportement tribologique qui lui vaut d'être considéré comme un lubrifiant solide et qui suscite l'intérêt de la communauté scientifique depuis près d'un siècle [Jones 2004]. Très tôt, l'origine de ce pouvoir lubrifiant est attribuée à sa structure hexagonale et au glissement libre des graphènes les uns sur les autres. Toutefois, comme le rappelle Savage, on constate après frottement que les graphènes ne sont pas exactement parallèles à la surface mais inclinés par rapport à la direction de glissement et on imagine alors que la charge est supportée par des portions de cristallites balayant la surface comme un rasoir [Savage 1948]. Plus tard, l'observation d'une usure exacerbée à haute altitude (high altitude effect) et de son équivalence sous vide [Holm 1967, Kuhlmann-Wilsdorf 1996] contribue à considérer d'autres mécanismes de frottement et d'usure dans lesquels la nature de l'environnement tient une place primordiale [Qu 2004].

En effet, le pouvoir lubrifiant du graphite n'apparaît qu'en présence de certains gaz qui peuvent s'adsorber sur la structure graphitique [Qu 2004]. Le type de gaz ou l'absence de ce dernier à proximité du contact implique donc l'existence de mécanismes de frottement différents avec des valeurs de coefficient de frottement variables, comme l'indique la figure 2.16.

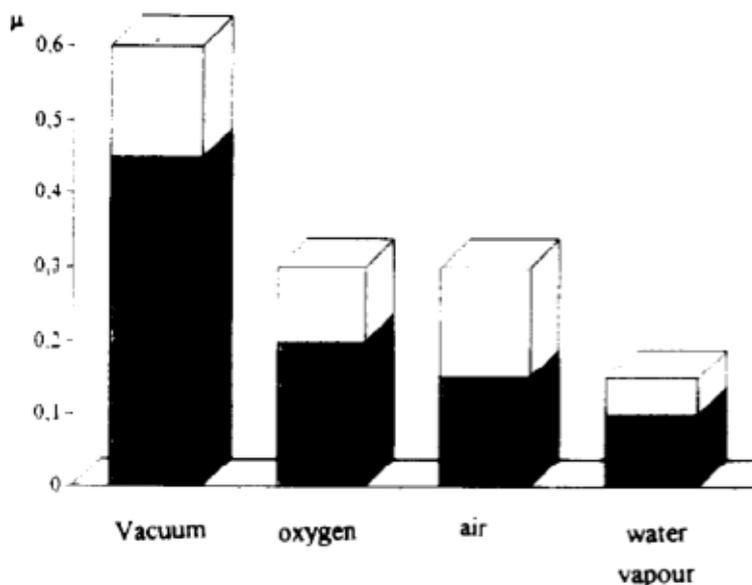


Figure 2.16 : Coefficients de frottement moyens du graphite observés dans la littérature en fonction du milieu environnant le contact d'après [Zaidi 1995].

Sous vide, le coefficient de frottement prend des valeurs importantes comprises entre 0.45 et 0.6 [Robert 1995]. Dans ce cas, les cristallites sont désorientées en surface [Zaidi 1995]. De fins débris sont générés par rupture transversale des plans graphitiques car ils sont peu mobiles et très cohésifs [Robert 1995], créant ainsi des sites de surface très réactifs [Jones 2004, Zaidi 1995, Lancaster 1964].

Sous gaz inerte (He, Ar...), certains atomes du gaz s'intercalent entre les graphènes et leur confèrent une grande mobilité. Dès lors, ces derniers s'orientent plus facilement dans une direction parallèle à la surface de frottement, et il s'en suit une baisse des composantes adhésives du frottement [Robert 1995].

5.3.3.2. *Electro-lubrification*

Différents auteurs ont montré expérimentalement que l'établissement d'un courant électrique lors du frottement de matériaux graphitiques permet d'abaisser le coefficient de frottement par rapport à celui observé sans sollicitation électrique [Lancaster 1964, Paulmier 1997]. Cette particularité, largement observée, introduit la notion d'électro-lubrification [Braunovic 2007].

Lancaster semble être le premier à mesurer cet effet en travaillant sur le frottement d'un pion en graphite contre des disques de même nature ou bien métalliques, et montre que la diminution du coefficient de frottement μ est d'autant plus importante que l'intensité du courant est grande [Lancaster 1964]. Lors du frottement, on note alors que la stabilisation de μ vers des valeurs plus faibles n'est pas instantanée et que, similairement, la coupure du courant entraîne un retour de μ à sa valeur initiale avec le même type d'inertie [Robert 1995], comme le montre la figure 2.17.

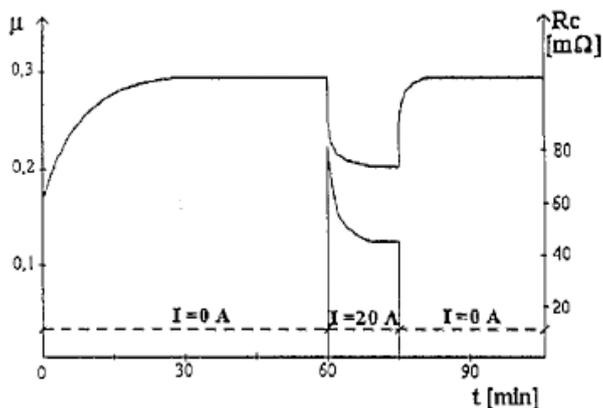


Figure 2.17 : Coefficient de frottement graphite/graphite avec et sans courant électrique selon [Csapo 1995].

Néanmoins, en travaillant avec des vitesses de glissement et des densités de courant électrique supérieures, Paulmier, Zaidi et al ainsi que Zhao montrent que le régime d'électro-lubrification n'est plus assuré lorsque l'intensité du courant dépasse une valeur critique I_c [Csapo 1995, Csapo 1996, Zhao 2001]. En augmentant la vitesse de glissement, Csapo note que la valeur de I_c diminue. La valeur de I_c dépend également des matériaux en contact et de l'environnement considéré [Csapo 1996, Robert 1995-1, Robert 1995-2].

5.3.3.3. *Etablissement d'une patine*

Les contacts glissant balais/collecteur génèrent un nouveau corps dans le contact qui influence très fortement le comportement tribo-électrique de ce dernier. Ce troisième corps, communément appelé « patine », est le résultat d'un processus physico-chimique complexe dans lequel les matériaux constituant les balais, le matériau du collecteur et l'environnement sont les composants primaires tandis que le passage du courant à travers le contact et la température sont les paramètres qui pilotent le processus chimique [Shobert 1965]. La patine n'est pas une couche homogène mais elle est une mixture d'oxydes métalliques variés mêlés à de fines particules carbonées issues de l'usure des balais. Pour un contact graphite / cuivre, les oxydes classiquement rencontrés sont : CuO , Cu_2O et $CuSO_4$ [Fakih 2015].

Si l'existence d'une fine couche de patine (épaisseur inférieure à $1 \mu m$) dans le contact est classiquement jugée bénéfique, une patine d'épaisseur excessive (plusieurs μm) adhérant à la surface du collecteur conduit à une hausse de la résistance de contact et de la température dans les a-spots, qui entraînent une augmentation du coefficient de frottement et une usure exacerbée [Fakih 2015, Hu 2008].

5.3.3.4. *Perturbations électriques et modifications de surfaces*

Les observations précédentes s'appuient sur l'hypothèse d'un courant continu qui ne présente pas de perturbation au cours du temps. Pourtant, comme le notent de nombreux auteurs, le contact balai/collecteur est le siège de nombreuses perturbations électriques qui se manifestent généralement par des décharges lumineuses visibles à l'œil nu [Bryant 1995, Holm 1967, Lancaster 1963, Lawson 1985, Shobert 1965].

Le phénomène de commutation figure parmi ces événements électriques, bien qu'il ne soit localisé que sur des zones limitées des surfaces de contact. Par ailleurs, le contact balai/collecteur est le siège de perturbations électriques qui ne sont pas liées à la commutation, mais à la perte de contact entre aspérités antagonistes.

La complexité des phénomènes mis en jeu lors de ces décharges et la diversité de leurs caractéristiques principales (durée, tension, courant, etc.) rend leur classification délicate et induit une variété d'appellations : arc, spark, flash, streamer, surtension, spike, etc. Si Shobert classe ces événements en fonction de leur durée et de leur tension [Shobert 1965], certains auteurs ne suivent pas cette distinction. Une même dénomination implique parfois des décharges présentant des caractéristiques très différentes, et l'origine même de la luminescence observée peut être mécanique [Hamilton 2000], électrique [Lancaster 1963] ou bien thermique [Bryant 1991]. Toutefois, la communauté scientifique s'accorde à observer que les décharges, quelle que soit leur nature, conduisent à une modification drastique de la rugosité des surfaces [Hamilton 2000].

III. Chapitre 3

Caractérisation vibroacoustique du motoréducteur

1. Introduction.....	56
2. Caractérisation vibroacoustique du motoréducteur en configuration standard.....	56
2.1. Dispositif d’essais	56
2.1.1. Chaîne cinématique	56
2.1.2. Instrumentation	57
2.1.3. Systèmes de pilotage et d’acquisition	58
2.2. Protocole de conduite d’essais et conditions expérimentales retenues.....	59
2.2.1. Assemblage et montage du motoréducteur sur le banc instrumenté	59
2.2.2. Conditions d’essais	61
2.3. Réponses dynamiques en régime stationnaire.....	62
2.4. Réponses dynamiques en régime variable	68
2.5. Effet du couple et de la vitesse	72
2.6. Effet du balourd	74
3. Discrimination des sources d’excitation : approche expérimentale....	75
3.1. Dispositif d’essais	75
3.2. Conditions d’essais.....	76
3.3. Résultats expérimentaux	77
4. Discrimination des sources d’excitation : approche numérique	81
4.1. Modélisation globale du motoréducteur NGM	81
4.1.1. Stator acier et carter plastique	82
4.1.2. Eléments de la chaîne cinématique.....	82
4.1.3. Recalage des fréquences propres des sous-ensembles	83

4.1.4.	Couplage élastique entre stator et chaîne cinématique induit par les paliers et butées axiales.....	84
4.1.5.	Couplage élastique induit par l'engrènement entre la roue et la vis sans fin .	85
4.1.6.	Conditions limites.....	86
4.1.7.	Analyse de la base modale du motoréducteur NGM.....	87
4.1.7.1.	<i>Premiers modes propres</i>	87
4.1.7.2.	<i>Modes de denture</i>	88
4.2.	Modélisation des sources d'excitation du motoréducteur NGM	90
4.2.1.	Sources d'excitation d'origine électromagnétique	90
4.2.1.1.	<i>Champs magnétiques radiaux et tangentiels dans l'entrefer</i>	90
4.2.1.2.	<i>Fluctuations des efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell)</i>	92
4.2.1.3.	<i>Fluctuations du couple moteur appliqué sur le rotor (Forces de Lorentz/Laplace)</i>	92
4.2.2.	Autres sources d'excitation de la chaîne cinématique.....	93
4.2.2.1.	<i>Balourd mécanique</i>	93
4.2.2.2.	<i>Sources d'excitation générées par l'engrènement</i>	94
4.2.2.2.1.	<i>Erreur statique de transmission et raideur périodique d'engrènement</i>	94
4.2.2.2.2.	<i>Excentricité de la roue dentée</i>	95
4.3.	Calcul de la réponse dynamique par une méthode spectrale itérative	96
4.3.1.	Equation de mouvement paramétrique décrivant la réponse dynamique de la chaîne cinématique	96
4.3.2.	Indicateurs de la réponse dynamique et vibroacoustique du motoréducteur ..	98
4.4.	Résultats : réponse dynamique du motoréducteur NGM	101
4.4.1.	Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell).....	103
4.4.2.	Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur (Forces de Lorentz/Laplace)	104
4.4.3.	Réponse dynamique induite par le balourd mécanique du rotor	105
4.4.4.	Réponse dynamique induite par les fluctuations de l'erreur statique de transmission.....	106
4.4.5.	Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue.....	107
4.4.6.	Evolution des indicateurs de la réponse dynamique en fonction du régime de fonctionnement du motoréducteur	108

4.4.7.	Analyse des résultats	109
4.4.7.1.	<i>Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator</i>	109
4.4.7.2.	<i>Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur</i>	109
4.4.7.3.	<i>Réponse dynamique induite par le balourd mécanique</i>	110
4.4.7.4.	<i>Réponse dynamique induite par l'erreur statique de transmission</i>	111
4.4.7.5.	<i>Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue</i>	111
4.4.7.6.	<i>Comparaison des réponses dynamiques et hiérarchisation des sources</i>	112
5.	Conclusion	114

1. Introduction

Le comportement vibroacoustique du motoréducteur de lève-vitre automobile est complexe et il convient de l'étudier pour une meilleure compréhension. Une première campagne expérimentale est d'abord mise en œuvre pour caractériser ce comportement vibroacoustique et analyser l'effet des paramètres de fonctionnement (couple, vitesse, température, etc.) sur ce dernier.

Ensuite, une seconde campagne expérimentale est mise en œuvre pour mesurer le poids respectif de certaines sources d'excitation du motoréducteur, en particulier celles qui ne peuvent pas être facilement modélisées, telles que les sources liées au contact entre les balais et le collecteur.

Enfin, la modélisation dynamique du système et la mise en œuvre d'une approche numérique permet d'évaluer la contribution au comportement vibroacoustique des sources qui peuvent être modélisées au préalable (excitations électromagnétiques, balourd et engrènement roue/vis sans fin), et dont certaines ne peuvent pas être facilement discriminées expérimentalement. Cette modélisation dynamique permet également d'étudier les phénomènes de couplage entre ces sources.

2. Caractérisation vibroacoustique du motoréducteur en configuration standard

Un banc d'essai conçu et fabriqué au LTDS permet de conduire une campagne expérimentale pour caractériser le comportement vibroacoustique du motoréducteur NGM en régime de fonctionnement stationnaire (vitesse constante) ou variable (rampes de vitesse) pour différents couples de charge. Les paragraphes suivants permettent d'abord de présenter le dispositif expérimental et le protocole de mesures, ensuite d'analyser les niveaux et le contenu spectral des réponses vibratoires, acoustiques et en efforts dynamiques, et enfin d'évaluer l'influence des paramètres tels que le couple, la vitesse et la température de fonctionnement.

2.1. Dispositif d'essais

2.1.1. Chaîne cinématique

Le dispositif expérimental (cf. figure 3.1) utilisé pour caractériser la réponse vibroacoustique du motoréducteur comprend un châssis rigide et compact en acier sur lequel est monté le motoréducteur de lève-vitre au niveau des trois points correspondant aux points de fixation sur la portière du véhicule. Un arbre de sortie est entraîné, via un crabot, par la roue dentée du motoréducteur. Cet arbre est relié par un accouplement à un frein à poudre magnétique. Ce dernier permet d'appliquer le couple nécessaire pour actionner la vitre. Un couplemètre permet la mesure du couple de charge appliqué. La vitesse de rotation

en sortie du motoréducteur est mesurée avec un tachymètre fixé en bout d'arbre. L'ensemble de la chaîne cinématique du banc d'essais vibroacoustique est guidée en rotation par des paliers à roulements. Le banc d'essais est positionné sur un marbre, lui-même posé sur un bloc en béton.

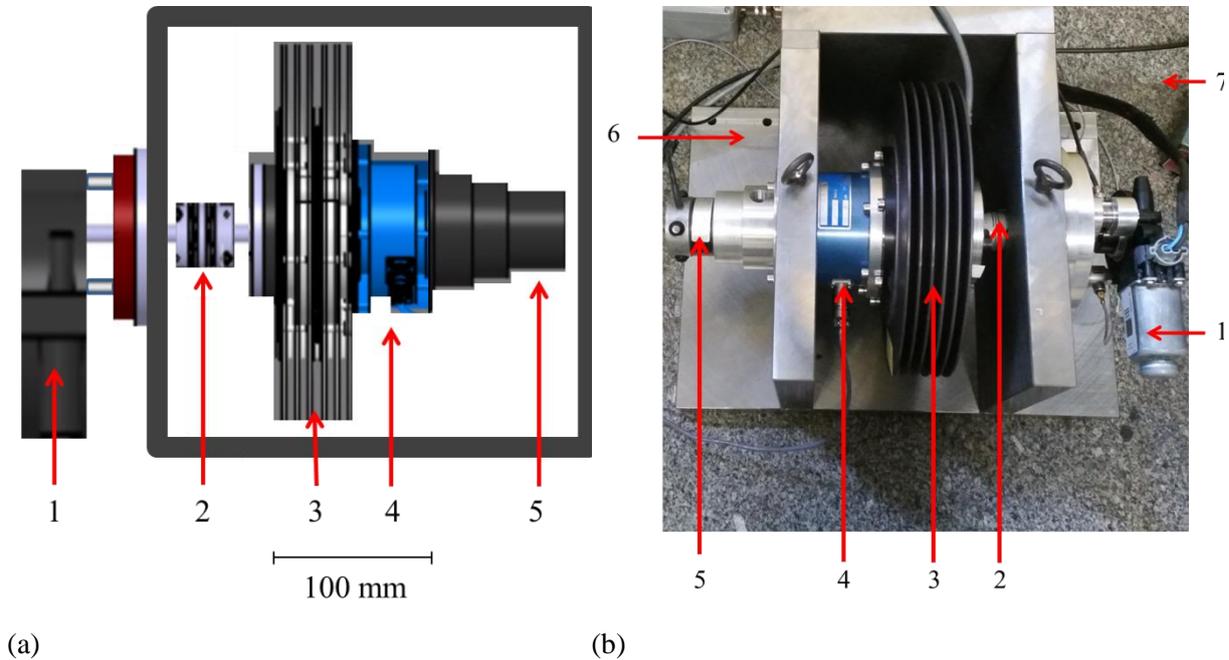


Figure 3.1 : Banc d'essai vibroacoustique. Schéma du banc (a) et photographie du banc (b).

Motoréducteur de lève-vitre (1) – accouplement (2) – frein à poudre (3) – couplemètre (4) – tachymètre (5) – bâti rigide (6) – marbre (7).

2.1.2. Instrumentation

Le banc d'essais est instrumenté pour permettre la caractérisation du comportement vibroacoustique du motoréducteur. La réponse vibratoire du motoréducteur est mesurée en utilisant trois accéléromètres piézoélectriques de type ICP (ou IEPE) collés sur le stator, le premier au droit de la roue dentée, le second au droit du contact entre les balais et le collecteur et le troisième au niveau de la cage en acier. La sensibilité des accéléromètres est respectivement 10.2 mV/m.s^{-2} , 10.3 mV/m.s^{-2} et 10.5 mV/m.s^{-2} . Leur faible masse (4 g) permet de minimiser leur impact sur la réponse vibratoire du motoréducteur. La réponse acoustique est mesurée à l'aide de deux microphones $\frac{1}{4}$ pouce placés l'un, en champ proche (à 6 mm, au droit du contact entre les balais et le collecteur) et l'autre, à 70 mm du motoréducteur. Leur sensibilité est égale à 50 mV/Pa. Pendant les mesures acoustiques, l'ensemble est placé dans un caisson anéchoïque pour minimiser l'impact des émissions sonores extérieures. Les efforts dynamiques au niveau des trois points de fixation sont mesurés à l'aide de deux capteurs de force monoaxiaux piézoélectriques et un capteur de force triaxial piézoélectrique. Le design des pièces mécaniques supportant les capteurs est tel que les composantes normales des efforts sont réparties entre les trois

capteurs et les composantes transverses sont encaissées uniquement par le capteur de force triaxial. Les capteurs sont reliés à des conditionneurs qui transforment les signaux de sortie en une tension analogique comprise entre 0 et 10V. Le courant en entrée du motoréducteur est mesuré à l'aide d'une pince ampérométrique. La température est mesurée à l'aide d'un thermocouple de type K placé à la surface de la cage en acier du stator.

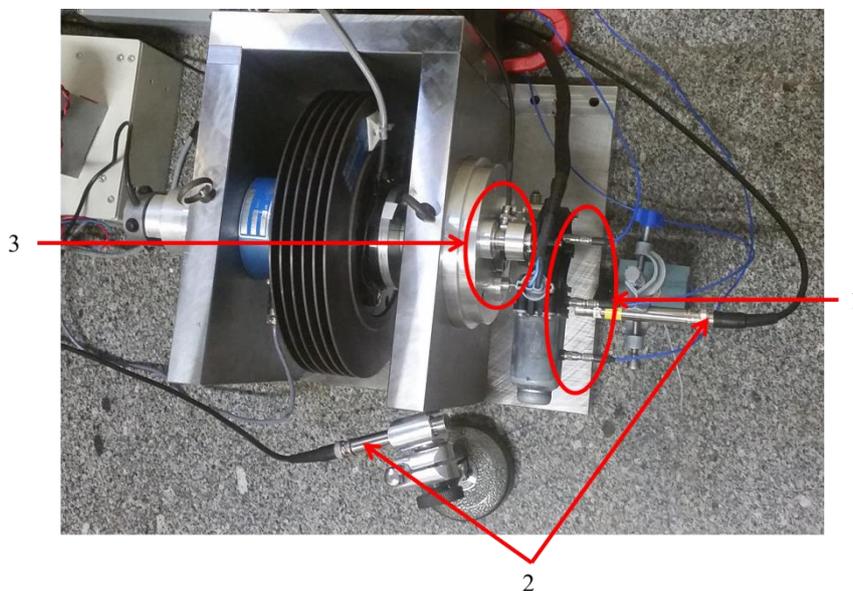


Figure 3.2 : Banc d'essai vibroacoustique instrumenté.

Accéléromètres (1) – microphones (2) – capteurs de force (3).

2.1.3. Systèmes de pilotage et d'acquisition

Un système d'alimentation de puissance pour moteurs à courant continu type HP 6032 (alimentation 24V, boîtier MEROBEL DGT 2000), piloté par un programme labVIEW développé au LTDS permet le fonctionnement du motoréducteur tout en contrôlant les paramètres tels que la vitesse (constante ou variable), le couple et la durée de l'essai.

Les voies de mesure sont reliées à une carte d'acquisition (National Instrument). Un programme labVIEW développé au LTDS permet de stocker les réponses accélérations, pressions acoustiques, efforts dynamiques et courant en entrée du motoréducteur sous la forme d'un fichier de type TDMS, avec une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz.

2.2. Protocole de conduite d'essais et conditions expérimentales retenues

2.2.1. Assemblage et montage du motoréducteur sur le banc instrumenté

L'assemblage des trois sous-ensembles: carter plastique, stator acier et rotor constitue la dernière étape de production du motoréducteur NGM. La reproductibilité du comportement vibroacoustique des motoréducteurs est notamment liée à la reproductibilité de cet assemblage. En effet, l'axe du rotor est guidé en rotation par trois paliers : deux d'entre eux (palier avant et palier central) sont positionnés sur le carter et le troisième (palier arrière) est situé à l'extrémité du stator métallique. L'alignement des paliers est donc assujéti à la qualité de l'assemblage entre le stator et le carter qui est réalisé par 4 vis de fixation, c'est-à-dire au positionnement relatif du stator avec le carter, mais aussi au couple de serrage appliqué aux quatre vis. Un mauvais alignement des paliers induit une inclinaison et/ou une excentricité de l'axe du rotor vis-à-vis de son axe théorique idéal, et donc une modification des forces électromagnétiques générées dans l'entrefer et des efforts transmis aux paliers. Par ailleurs, le palier central est clipsé au carter via trois pattes de positionnement formant une liaison rotule qui autorise un mouvement de rotation du palier autour de trois axes. Néanmoins, le frottement du palier avec les pattes peut générer une mauvaise orientation du palier à l'origine d'un arc-boutement de l'axe du rotor dans le palier central. On notera enfin que l'existence de trois paliers induit nécessairement un hyperstatisme du système.

D'un motoréducteur à un autre, une dispersion de l'assemblage des trois sous-ensembles engendre donc un désalignement des paliers plus ou moins grand, induisant alors une variabilité des couples de frottement du rotor contre les paliers. Pour aborder cette problématique, des essais expérimentaux ont été effectués dans le but d'évaluer l'influence d'un surcroît de charge sur le couple de frottement entre le rotor et chacun des trois paliers. Ces essais ont été réalisés à l'aide d'un dispositif disponible au sein de la société INTEVA PRODUCTS. Ce dispositif permet d'entraîner un rotor standard de motoréducteur à une vitesse de 4000 tr/min. Différents porte-échantillons permettent de maintenir en position chacun des trois types de palier (avant, central et arrière) autour de l'axe du rotor, et une force normale verticale est appliquée en suspendant des masses mortes à un fil dont l'autre extrémité est fixée sur le porte-échantillon. Une masse maximale de 15 kg peut être appliquée sur le palier étudié. Un couplemètre associé au rotor permet une mesure du couple de frottement.

Les trois types de palier ont été testés sous des charges de 7, 9 et 11 kg. Pour chaque couple {type de palier étudié ; force normale appliquée}, 5 paliers différents ont été utilisés. La durée d'un essai est de 60 s.

Pour chaque essai, le couple mesuré atteint très rapidement (environ 3 s, soit 200 rotations) une valeur moyenne qui reste constante jusqu'à la fin de l'essai. Le couple de frottement retenu pour chaque essai est égal à cette valeur moyenne. Les résultats sont synthétisés dans la figure 3.3 (à gauche) où les croix

correspondent à la moyenne des couples de frottement retenus pour les 5 essais réalisés et où les barres verticales ont une longueur totale égale à l'écart-type de ces couples de frottement.

En prenant en compte le rayon de l'axe du rotor, ces résultats permettent d'évaluer les coefficients de frottement moyens qui sont également représentés en fonction de la charge normale appliquée sur la figure 3.3 (à droite).

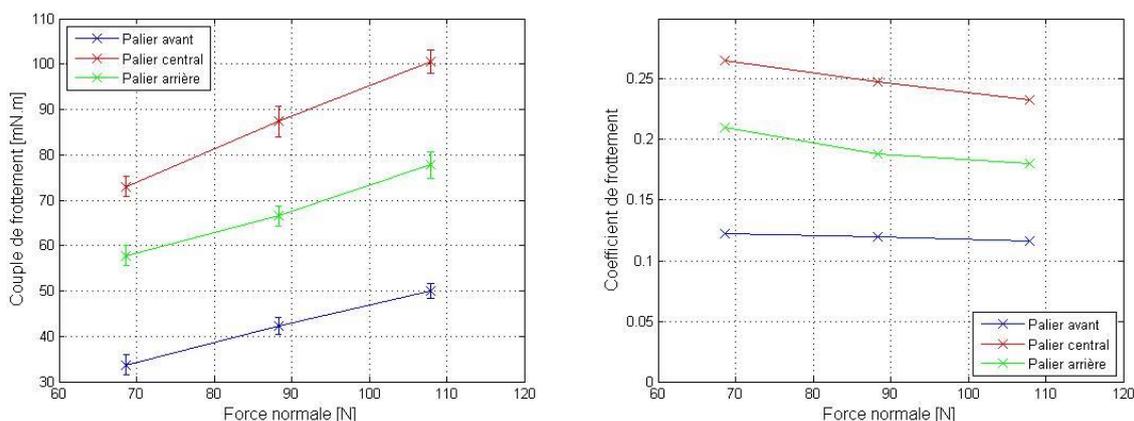


Figure 3.3 : Couples de frottement moyens et écarts-types associés (à gauche) mesurés entre l'axe du rotor et les trois paliers, et coefficients de frottement moyens associés (à droite).

Les résultats induisent les constatations suivantes :

- Pour une charge normale donnée, les couples de frottement (et coefficients de frottement) sont plus grands dans le cas du palier central, suivi du palier arrière et enfin du palier avant. Les fluctuations du couple et du coefficient de frottement en fonction de la charge respectent également cette hiérarchie.
- Le couple de frottement varie linéairement avec la charge normale. Les pentes de variation du couple de frottement en fonction de la charge normale sont relativement semblables d'un type de palier à un autre.
- Pour les 3 paliers, le coefficient de frottement décroît en fonction de la force normale. Les valeurs de coefficient de frottement sont cohérentes avec celles classiquement rencontrées pour des paliers auto-lubrifiants sollicités en régime de lubrification limite.

Ces derniers constats, alliés aux problématiques d'assemblage des sous-éléments du motoréducteur mentionnés plus haut, amènent à penser que les fluctuations de mise en position du rotor peuvent être à l'origine de variations, d'un motoréducteur à un autre : des efforts appliqués aux paliers, de la conformation des contacts roue / vis et balais / collecteur, et de l'entrefer rotor / ferrite. Tous ces éléments peuvent potentiellement engendrer des modifications non-attendues du comportement vibroacoustique du motoréducteur.

Par conséquent, un protocole de montage du motoréducteur sur le banc d'essai a été strictement défini afin de minimiser ces éventuels effets. Les étapes ci-dessous sont alors chronologiquement respectées :

- (a) Le rotor est positionné dans le stator en acier. On vérifie alors que la rotation de l'axe du rotor dans le palier arrière se fait librement.
- (b) La cage à balais est mise en place en appui sur la collerette du stator. Une attention particulière est portée lors de la mise en position des balais sur le collecteur afin de ne pas endommager ceux-ci.
- (c) Le palier central (rotule) est orienté afin que son axe coïncide au mieux avec l'axe du rotor.
- (d) Le carter plastique est positionné : avec le stator, ils pincent le contour extérieur de la cage à balais.
- (e) Les 4 vis de fixation réalisant l'assemblage stator / carter sont serrées avec un couple de 2 N.m à l'aide d'une clef dynamométrique.
- (f) La roue dentée et le joint d'étanchéité associé sont mis en place. A ce stade, l'assemblage du motoréducteur est effectué.
- (g) Le motoréducteur est fixé au banc d'essai sur ces 3 points d'attache. Un couple de serrage de 0.4 N.m est appliqué sur chaque point de fixation à l'aide d'une clef dynamométrique.
- (h) Le motoréducteur est alimenté afin d'entraîner le rotor sous une faible vitesse (environ 25 tr/min). Pendant que le rotor tourne, on tapote le carter plastique dans une zone proche du palier central : il en résulte un auto-alignement qui s'accompagne d'une baisse du courant électrique (le couple résistant décroît). La mise en place du motoréducteur sur le banc est jugée correcte si le courant est minimisé et reste inférieur à 1.6 A.

2.2.2. Conditions d'essais

Le banc d'essai permet de conduire des essais pour différents couples de charge (entre 0 et 3 N.m) et différents régimes de fonctionnement du motoréducteur stationnaires ou variables (rampes de vitesses, montantes ou descendantes). En régime de fonctionnement stationnaire, la tension d'alimentation du motoréducteur est égale à 14.5 V, ce qui correspond à une vitesse de rotation en entrée du motoréducteur égale à environ 6000 tr/min, et la durée de l'essai est égale à 10 s. Le régime stationnaire permet d'évaluer les niveaux des réponses des différents capteurs et d'identifier le contenu spectral de la réponse vibroacoustique à travers l'analyse des densités spectrales de puissance. En régime de fonctionnement variable, la vitesse de rotation en entrée du motoréducteur varie de 0 à 7000 tr/min (ou de 7000 à 0 tr/min) et la durée de l'essai est égale à 60 s. Le régime variable permet de déterminer, à travers le tracé de spectrogrammes, l'évolution des harmoniques et de la valeur efficace des réponses des différents capteurs en fonction de la vitesse de rotation du motoréducteur, ainsi que les phénomènes de résonance.

2.3. Réponses dynamiques en régime stationnaire

La figure 3.4 présente les évolutions temporelles des signaux mesurés par les différents capteurs en régime de fonctionnement standard (3 N.m et 14.5 V correspondant à une vitesse égale à environ 7000 tr/min). La figure 3.4 (a) montre que, en régime de fonctionnement standard, la valeur moyenne de l'intensité du courant est de l'ordre de 5.5 A. Cette valeur dépend directement du couple de charge appliqué. D'autre part, on observe des fluctuations temporelles importantes de l'intensité (correspondant à une valeur efficace de 0.32 A). Ces fluctuations sont notamment associées aux variations instantanées de résistance électrique au niveau du contact entre balais et collecteur.

Les figures 3.4 (b, c, d) montrent que la réponse accélération de l'accéléromètre placé au droit du contact balai/collecteur est plus élevée que celle de l'accéléromètre placé sur la cage en acier du stator qui est elle-même plus élevée que celle placée au droit de la roue. Les valeurs efficaces des réponses accélération correspondantes sont respectivement égales à 7 m.s⁻², 5.8 m.s⁻² et 4.9 m.s⁻², c'est à dire 68.5 dB, 67.6 dB et 66.9 dB, avec un niveau en décibels défini comme suit :

$$L_{\ddot{x}} = 10 * \log_{10} \left(\frac{\ddot{x}}{\ddot{x}_{ref}} \right) \quad 3.1.$$

avec $\ddot{x}_{ref} = 1.10^{-6} \text{ m.s}^{-2}$.

Les figures 3.4 (e, f) montrent que les valeurs efficaces des pressions acoustiques mesurées par les deux microphones sont respectivement égales à 0.036 Pa et 0.02 Pa, c'est à dire 65 dB et 60 dB, avec un niveau en décibels défini comme suit :

$$L_p = 20 * \log_{10} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right) \quad 3.2.$$

avec $p_{ref} = 2.10^{-5} \text{ Pa}$.

Les figures 3.4 (g, h) montrent que les évolutions temporelles des composantes normale et transverse de la résultante des efforts transmis à la structure d'accueil présentent une composante basse fréquence de grande amplitude à $H1/73$, qui correspond à la fréquence de rotation en sortie du motoréducteur. Cette composante est associée aux défauts de faux-rond et d'excentricité de la roue dentée. Cependant, cette composante n'est pas observable sur les réponses vibratoire et acoustique parce que sa fréquence ($f < 2 \text{ Hz}$) est telle qu'elle se situe en dehors de la bande passante des capteurs. La valeur efficace de la composante normale de la résultante des efforts transmis à la structure d'accueil est de l'ordre de 11.5 N et la valeur efficace de la composante transverse est de l'ordre de 7.5 N. Dans la plage de fréquences audible ($f > 20 \text{ Hz}$), la valeur efficace de la composante normale est de l'ordre de 3.5 N et celle de la composante transverse de 0.9 N.

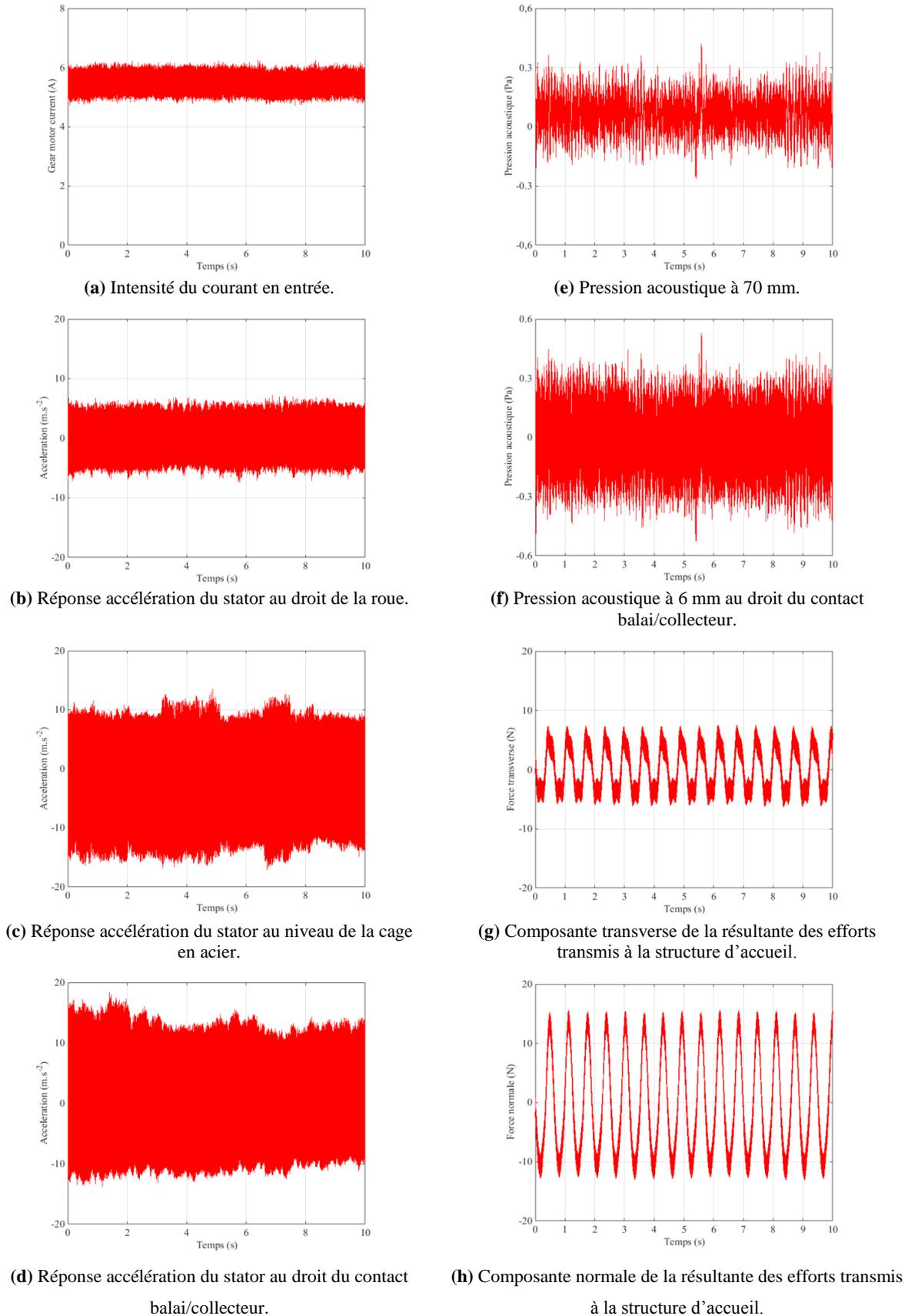


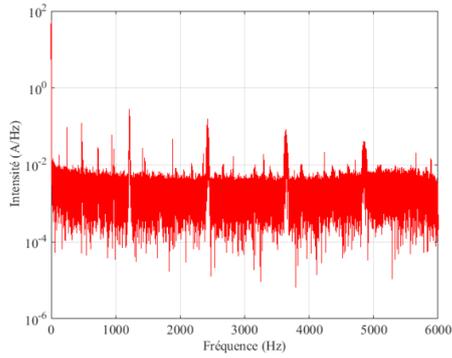
Figure 3.4 : Evolutions temporelles des réponses mesurées par les capteurs.

La figure 3.5 présente les densités spectrales de puissance des signaux mesurés par les différents capteurs dans la plage de fréquences [0 ; 6 kHz] en régime de fonctionnement standard (3 N.m, 14.5 V correspondant à une vitesse égale à environ 7000 tr/min).

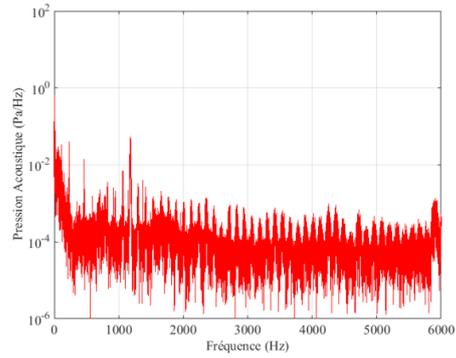
La figure 3.5 (a) montre que le spectre qui décrit les fluctuations de l'intensité en entrée du motoréducteur est dominé par les harmoniques multiples de $H10$. En effet, les variations instantanées de résistance électrique au niveau du contact entre balais et collecteur sont principalement liées à la segmentation du collecteur tournant et aux sauts des balais d'une lame à l'autre.

Les figures 3.5 (e, f) montrent que la réponse acoustique du motoréducteur en champ proche (6 mm) et en champ lointain (70 mm) est perturbée à basse fréquence par les émissions sonores extérieures, malgré l'utilisation d'un caisson anéchoïque. Par conséquent, l'harmonique $H1$ de la réponse acoustique n'est pas détectable, car il est noyé dans un bruit de fond.

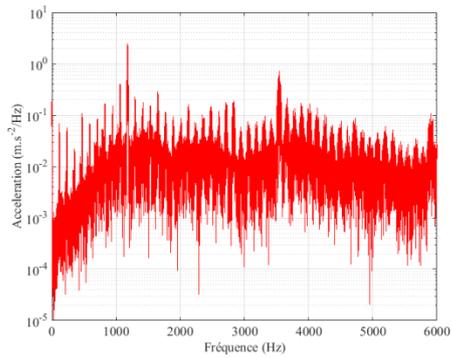
Les figures 3.5 (g, h) confirment que les spectres des composantes normale et transverse de la résultante des efforts transmis à la structure d'accueil sont dominés par une composante basse fréquence associée à la fréquence de rotation de la roue dentée située en sortie du motoréducteur.



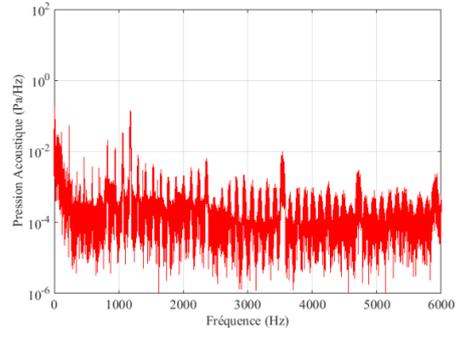
(a) Intensité du courant en entrée.



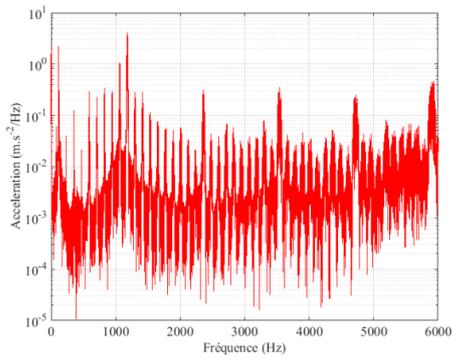
(e) Pression acoustique à 70 mm.



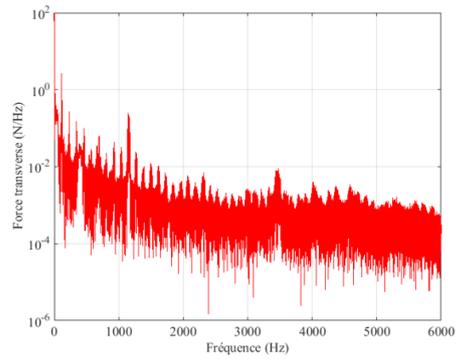
(b) Réponse accélération du stator au droit de la roue.



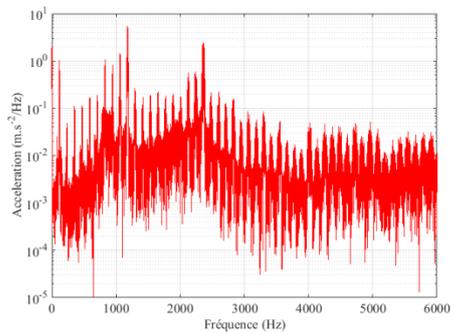
(f) Pression acoustique à 6 mm au droit du contact balais/collecteur.



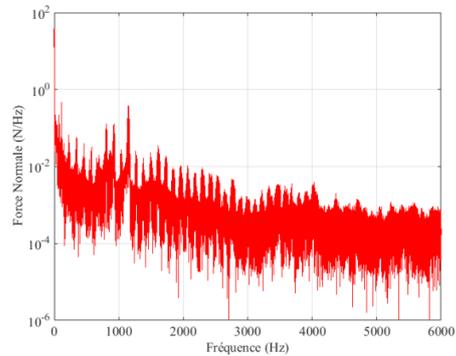
(c) Réponse accélération du stator au niveau de la cage en acier.



(g) Composante transverse de la résultante des efforts transmis à la structure d'accueil.



(d) Réponse accélération du stator au droit du contact balais/collecteur.



(h) Composante normale de la résultante des efforts transmis à la structure d'accueil.

Figure 3.5 : Densités spectrales de puissance des réponses mesurées par les capteurs.

Pour la suite de l'étude, l'accéléromètre placé au droit du contact entre les balais et le collecteur est choisi comme capteur de référence. La figure 3.6 présente la densité spectrale de puissance de la réponse dynamique correspondante dans les plages de fréquences [0 ; 20 kHz] et [0 ; 6 kHz].

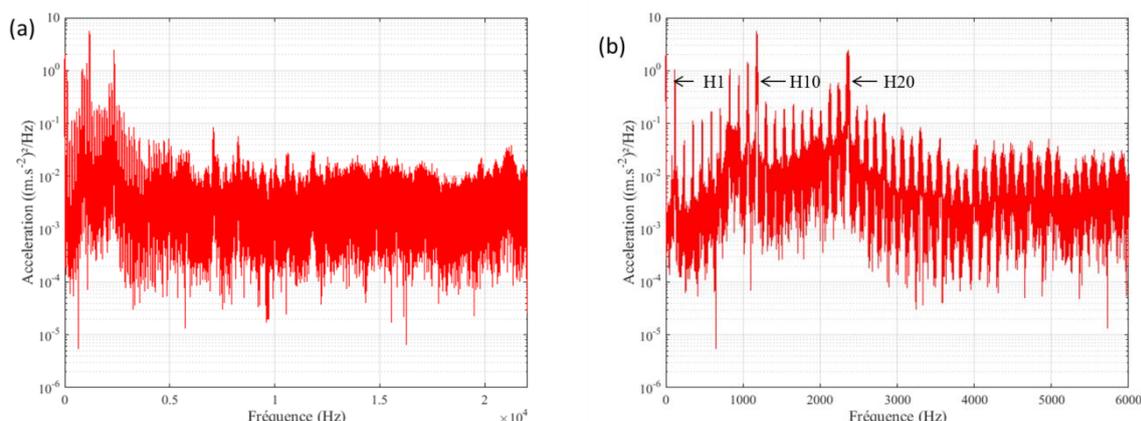


Figure 3.6 : Densité spectrale de puissance de la réponse accélération à 3 N.m et 6000 tr.min⁻¹ dans la plage de fréquences [0 ; 20 kHz] (a) et dans la plage de fréquences [0 ; 6 kHz] (b).

La réponse dynamique est principalement constituée de tonales à des fréquences multiples de la fréquence de rotation du rotor qui sont superposées à un bruit large bande, notamment dans la bande de fréquences comprise entre 0 et 6 kHz. Dans cette bande de fréquence, la valeur efficace de la réponse vibratoire est de 67 dB soit 99% du signal global. Les pics d'amplitudes maximales correspondent aux harmoniques $H1$, $H10$ et $H20$. On observe la présence de deux zones d'amplification modales autour de 1 kHz et 2.2 kHz.

Le niveau de la réponse vibratoire dans la bande de fréquences comprise entre 6 kHz et 22.5 kHz est inférieur et correspond principalement à un bruit large bande. Dans cette bande de fréquence, la valeur efficace de la réponse vibratoire est de 55 dB soit 1% du signal global.

Pour déterminer les parts respectives des tonales et du bruit large bande, la méthodologie suivante est appliquée :

- (1) la valeur efficace du signal global est calculée,
- (2) la fréquence de $H1$ est déterminée en analysant la densité spectrale de la réponse accélération,
- (3) un fenêtrage rectangulaire est réalisé autour des harmoniques successives H_i afin de déterminer la part de la valeur efficace des tonales. En considérant f_i , la fréquence de rotation associée à l'harmonique H_i , la plage de fréquence Δf de la fenêtre pour chaque harmonique H_i est définie comme suit :

$$\Delta f = [f_i - 3 \cdot \log_{10} f_i ; f_i + 3 \cdot \log_{10}(f_i)] \quad 3.3.$$

Le bruit large bande correspond à l'énergie du signal en dehors de ces intervalles.

(4) La part des tonales par rapport au signal global (TP) est alors définie par :

$$TP = \frac{RMS_{tonales}^2}{RMS_{total}^2} * 100 \quad 3.4.$$

avec $RMS_{total}^2 = RMS_{tonales}^2 + RMS_{bruit\ large\ bande}^2$.

Les tests effectués avec 5 motoréducteurs différents montrent que la part des tonales correspond à $82.7 \pm 2.8\%$ du signal dans la bande de fréquences comprise entre 0 et 6 kHz.

La transformée de Fourier inverse des parts respectives du spectre associées aux tonales et au bruit large bande permet d'obtenir les signaux temporels des tonales et du bruit large bande qui sont ensuite enregistrés en fichier .WAV en vue de leur réécoute. Cette réécoute permet une perception comparative par l'observateur du signal associée à la réponse dynamique globale, à la réponse générée par les tonales et à celle générée par le bruit large bande.

La démarche générale du traitement des signaux est résumée sur la figure 3.7.

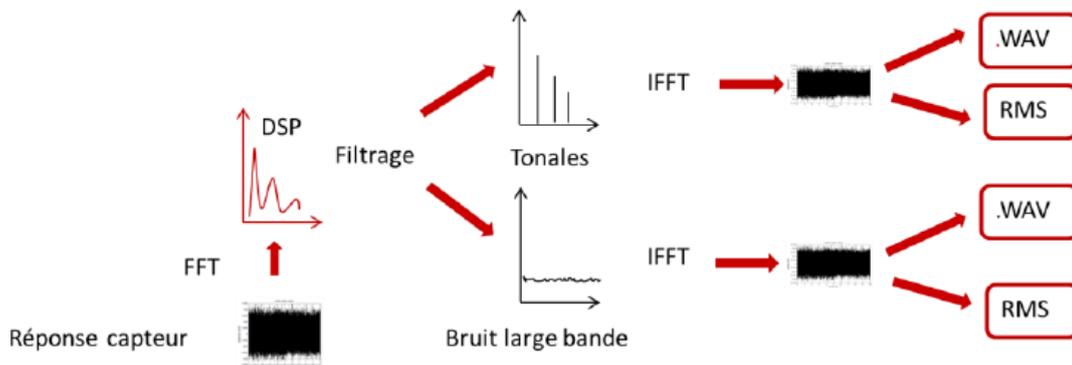


Figure 3.7 : Démarche générale du traitement des signaux en régime stationnaire.

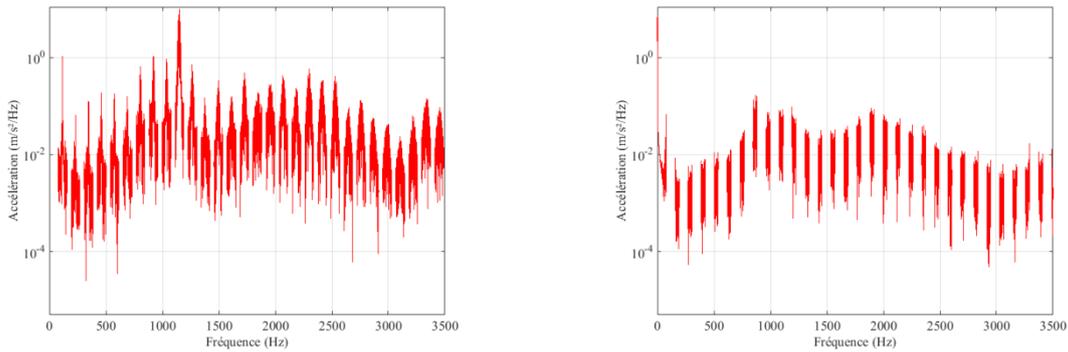


Figure 3.8 : Densité spectrale de puissance de la réponse accélération à 3 N.m et 6000 tr.min⁻¹ correspondant à la part des tonales (à gauche) et à celle du bruit large bande (à droite).

2.4. Réponses dynamiques en régime variable

La figure 3.9 présente les spectrogrammes des signaux mesurés par les différents capteurs en régime variable, pour une vitesse de rotation en entrée du motoréducteur variant de 0 à 7000 tr.min⁻¹ (ou de 7000 à 0 tr.min⁻¹) et une durée d’essai égale à 60 s. Les spectrogrammes permettent de décrire l’évolution de l’amplitude de la réponse dynamique considérée (associée à l’échelle de couleur) en fonction du régime de fonctionnement (en abscisse) et de la fréquence considérée (en ordonnée).

La figure 3.9 (a) confirme que les fluctuations de l’intensité en entrée du motoréducteur sont gouvernées par les harmoniques multiples de $H10$ en raison de la segmentation du collecteur tournant et des sauts des balais, et ce quelle que soit la vitesse de rotation du motoréducteur.

Les figures 3.9 (e, f) confirment que les réponses acoustiques du motoréducteur à 6 mm et 70 mm sont perturbées à basse fréquence par les émissions sonores extérieures, ce qui rend l’harmonique $H1$ non détectable quelle que soit la vitesse de rotation du motoréducteur.

Finalement, comme en régime stationnaire, l’accéléromètre placé au droit du contact entre les balais et le collecteur est choisi comme capteur de référence pour analyser la réponse dynamique du motoréducteur. Les spectrogrammes de la figure 3.9 (b, c) de la réponse accélération correspondant aux rampes de vitesse montante (de 0 à 7000 tr.min⁻¹) et descendante (de 7000 à 0 tr.min⁻¹) montrent que les réponses dynamiques correspondantes sont identiques.

Ces spectrogrammes confirment que la réponse dynamique est dominée par les tonales à des fréquences multiples de la fréquence de rotation du rotor, et particulièrement par les harmoniques $H1$, $H10$, $H20$ et $H30$. On observe à nouveau les zones d’amplification modales autour de 1 kHz et 2.2 kHz.

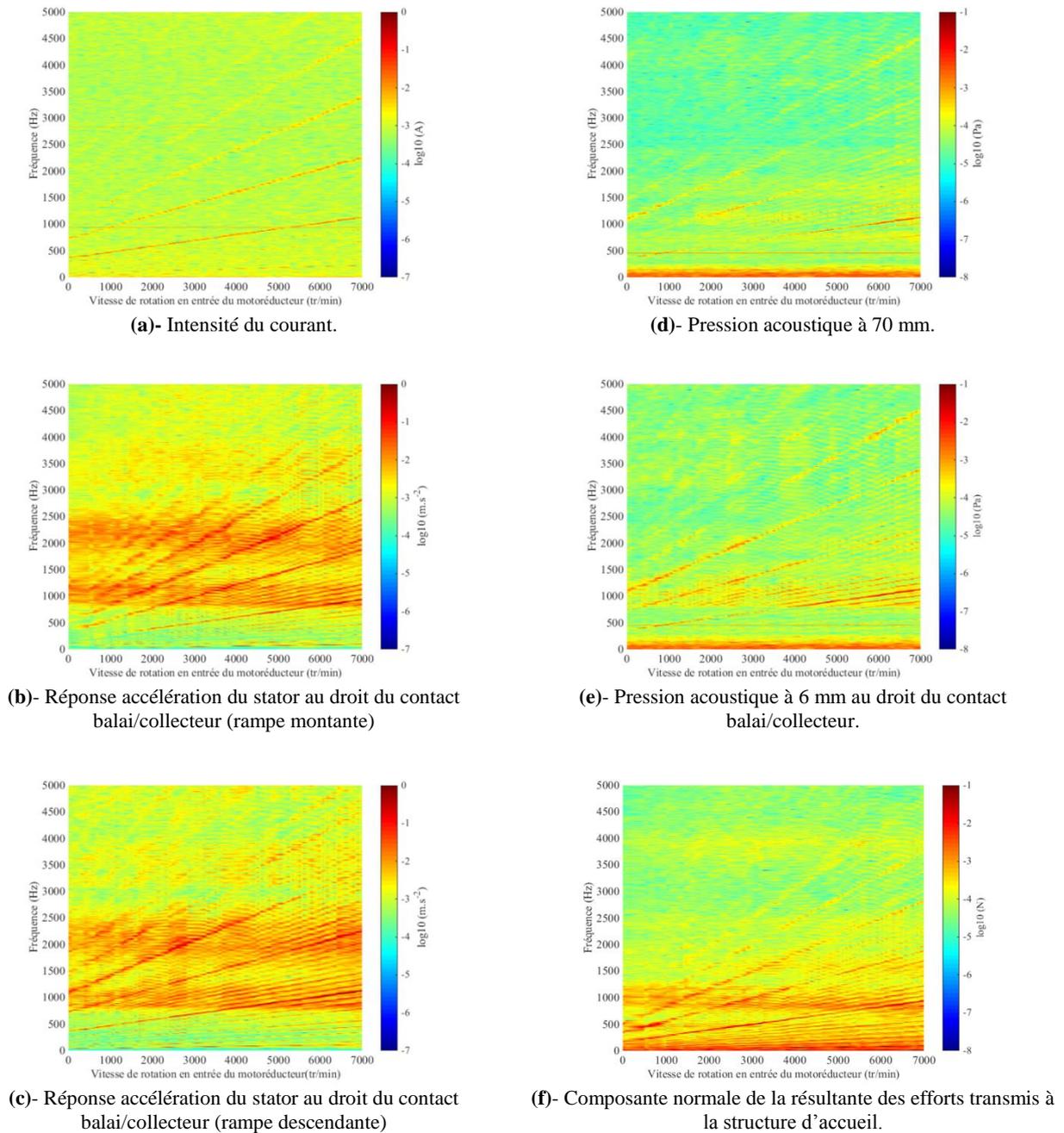
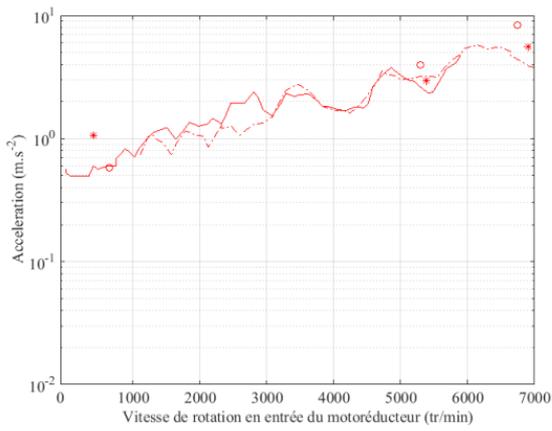


Figure 3.9 : Spectrogrammes des réponses mesurées par les capteurs pour une vitesse de rotation variant de 0 à 7000 $tr.min^{-1}$.

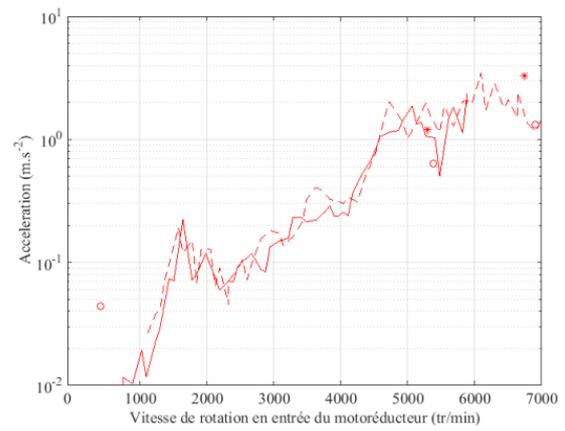
A partir des spectrogrammes, on peut extraire l'évolution des harmoniques dominantes $H1$, $H10$ et $H20$ et de la valeur efficace de la réponse dynamique en fonction du régime de fonctionnement (cf. figure 3.10).

Pour les rampes de vitesses montantes comme pour les rampes de vitesses descendantes, on observe que :

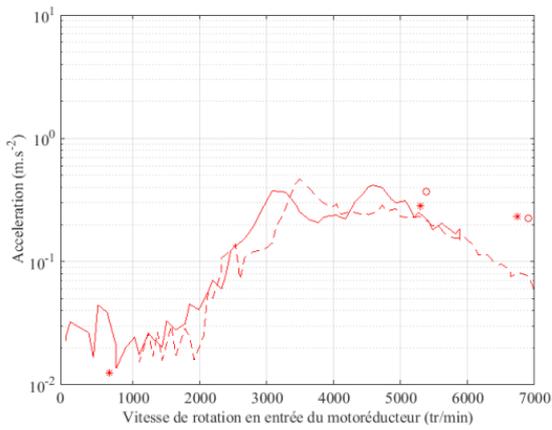
- La réponse dynamique est dominée par l'harmonique $H1$ pour les faibles vitesses (jusqu'à environ 5100 tr/min) alors qu'elle est dominée par l'harmonique $H10$ à haute vitesse.
- L'harmonique $H1$ présente deux pics de résonance à 60 Hz et 82 Hz correspondant aux vitesses de 3600 tr/min et 4900 tr/min, lorsque l'on effectue une rampe croissante (pour la rampe décroissante, les fréquences de résonance sont légèrement décalées).
- L'harmonique $H10$ présente un pic de résonance à 410 Hz correspondant au régime de 2400 tr/min, et une large zone d'amplification modale lorsque sa fréquence est comprise entre 1000 et 1200 Hz (correspondant aux régimes compris entre 6000 et 7000 tr/min).
- L'harmonique $H20$ présente deux zones d'amplification modale lorsque sa fréquence est comprise entre 1000 et 1200 Hz (correspondant aux régimes compris entre 3000 et 3600 tr/min) et lorsque sa fréquence est comprise entre 1850 et 2400 Hz (correspondant aux régimes compris entre 5500 et 7000 tr/min).



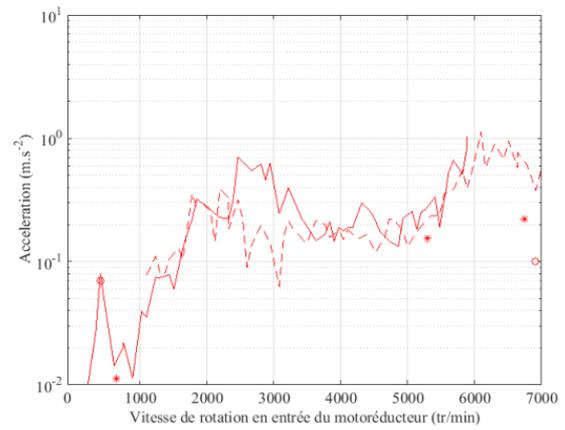
(a) Valeur efficace.



(c) H10.



(b) H1.



(d) H20.

Figure 3.10 : Evolution de la valeur efficace (a), *H1* (b), *H10* (c) et *H20* (d) de la réponse accélération du stator au droit du contact balai/collecteur en fonction de la vitesse de rotation en entrée. Astérisques et ronds : valeurs en régime stationnaire, trait plein : rampe montante (0 à 7000 tr/min), trait pointillé : rampe descendante (7000 à 0 tr/min).

2.5. Effet du couple et de la vitesse

La figure 3.11 présente la moyenne et l'écart type de l'évolution de la valeur efficace de la réponse accélération en fonction de la vitesse de rotation du motoréducteur, pour deux couples de charge valant respectivement 3 N.m et 0.4 N.m (couple correspondant au couple minimal identifié sur le banc d'essais), et pour des essais réalisés avec 5 motoréducteurs différents. On observe que l'augmentation de la réponse dynamique avec la vitesse de fonctionnement est de l'ordre de +4.9 dB/octave. On observe également une augmentation avec le couple (+5 dB lorsque l'on applique un couple de 3 N.m).

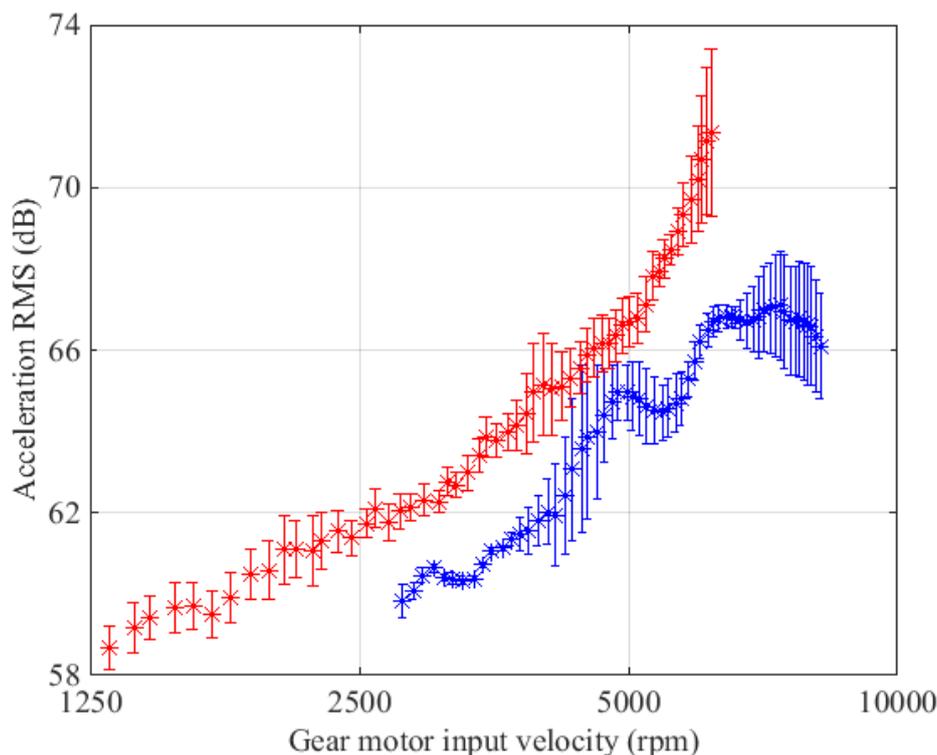


Figure 3.11 : Evolution de la valeur efficace de la réponse accélération du motoréducteur en fonction de la vitesse de rotation et du couple. 3 N.m (rouge) - 0 N.m (bleu). Les étoiles correspondent aux valeurs moyennes et la hauteur des barres correspond à la valeur de l'écart-type.

L'écart-type (compris entre 0.5 et 2 dB) montre que les résultats obtenus présentent une grande dispersion, quel que soit le couple appliqué et la vitesse de fonctionnement. Cette dispersion est observable aussi bien lorsque les essais sont réalisés sur le même motoréducteur que sur des motoréducteurs différents.

Parmi toutes les raisons qui pourraient expliquer cette dispersion, on peut noter :

- la différence de production et d'assemblage des composants du motoréducteur, notamment les erreurs de fabrication des dentures de la vis sans fin et le roue,
- les écarts de montage entre les boîtiers en plastique et en acier,

- le désalignement entre l'arbre du rotor et les paliers,
- les écarts de montage du motoréducteur sur le banc d'essai.

Une autre raison expliquant la dispersion est la variation de température entre les tests. Il faut remarquer que la durée des essais (60 s) est supérieure à la durée de fonctionnement habituelle du motoréducteur (environ 4 s). Ainsi, la température augmente beaucoup plus que d'habitude, entraînant des modifications de la réponse accélération due à divers phénomènes physiques tels que la dilatation des pièces, la modification du comportement en frottement des contacts, la variation du couple de charge, etc. En effet, des essais complémentaires effectués avec le même rotor à différentes températures de la cage en acier du stator, comprises entre 23 et 39°C, ont montré une augmentation linéaire de 0.46 dB/°C de la valeur efficace de la réponse dynamique.

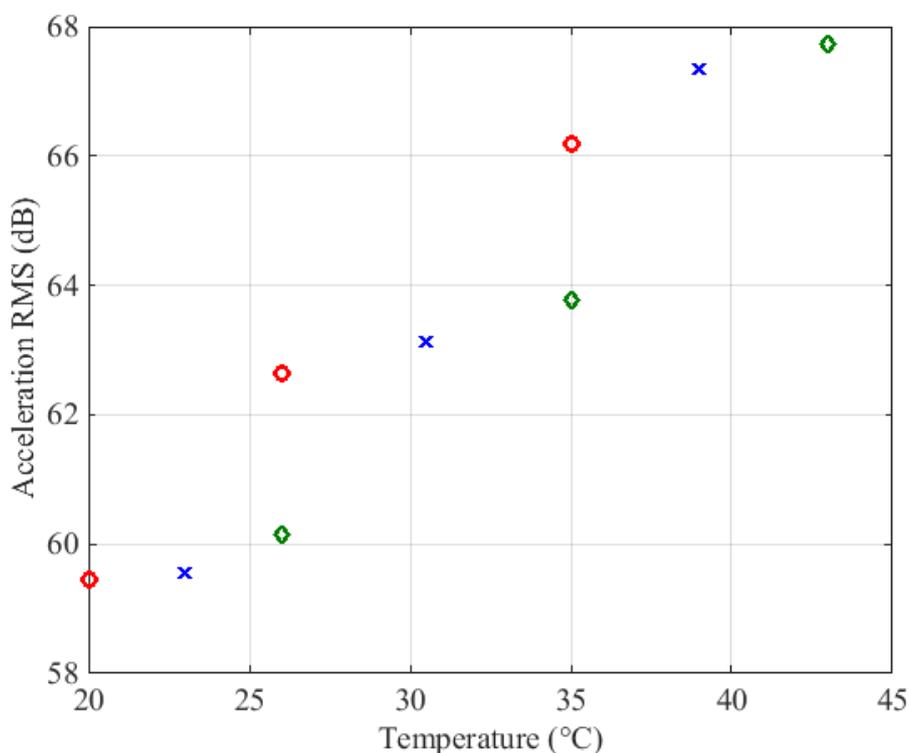


Figure 3.12 : Evolution de la valeur efficace de la réponse accélération en fonction de la température pour un couple de charge de 3 N.m. 1460 tr/min (rouge) – 4380 tr/min (bleu) – 5840 tr/min (vert).

2.6. Effet du balourd

Cinq rotors spécifiques ont été usinés dans le but d'obtenir cinq valeurs de balourd différentes réparties dans une plage (de 0 à 1.6 g.mm) plus importante que celle autorisée sur les lignes de production des motoréducteurs standards.

La figure 3.13 présente l'évolution de la valeur efficace de la réponse accélération et de la valeur efficace de l'harmonique HI , en fonction des cinq valeurs de balourd. On observe une augmentation linéaire de l'amplitude de l'harmonique HI avec le balourd. Néanmoins, la valeur efficace totale de la réponse accélération ne montre pas une telle corrélation. En effet, l'harmonique HI ne représente qu'une fraction de la valeur efficace totale: $11\pm 5\%$ selon le balourd considéré. Par conséquent, on observe que la valeur efficace totale est peu affectée par la valeur du balourd mécanique du rotor.

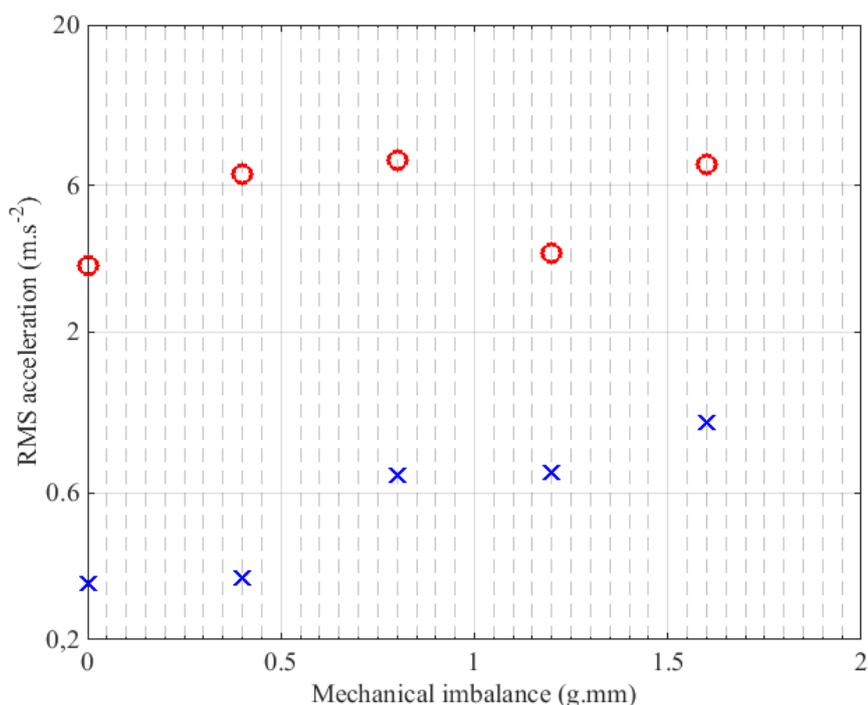


Figure 3.13 : Effet du balourd sur la valeur efficace et l'amplitude de HI pour une vitesse de rotation de 7000 tr/min et un couple de 3 N.m. Valeur efficace du signal (points rouge) – Valeur efficace de HI (croix bleues).

3. Discrimination des sources d'excitation : approche expérimentale

A l'exception du balourd dont l'effet a pu être mesuré en remplaçant un rotor par un autre, l'analyse du comportement vibroacoustique du motoréducteur dans sa configuration standard ne permet pas de connaître le poids respectif des différentes sources d'excitation. Pour les sources qui peuvent être modélisées au préalable (excitations électromagnétiques, balourd, engrènement roue/vis sans fin et phénomènes de couplage entre ces sources), leur contribution au comportement vibroacoustique peut être évaluée à partir de la modélisation de la réponse dynamique du motoréducteur (voir paragraphe 4 : Discrimination des sources d'excitation : approche numérique). Sinon, des approches expérimentales sont également proposées dans la littérature. Ainsi, Cameron et al [Cameron 1992] ont développé une méthode pour éliminer progressivement les sources dans les moteurs à double réluctance et à double saillie afin d'identifier la source de bruit dominante. Ce paragraphe présente une approche expérimentale similaire pour mesurer le poids respectif de certaines sources d'excitation du motoréducteur, en particulier celles liées aux contacts entre les balais et le collecteur, qui ne peuvent pas être facilement modélisées. La première partie décrit le banc d'essai qui a été conçu et utilisé, ainsi que le protocole développé. Différentes configurations de test sont choisies pour caractériser le comportement vibroacoustique du motoréducteur en supprimant l'une après l'autre les différentes sources d'excitation qui peuvent être discriminées expérimentalement. Les résultats obtenus dans les configurations successives sont ensuite comparés pour évaluer le poids relatif des sources d'excitation étudiées.

3.1. Dispositif d'essais

Une configuration modifiée du banc d'essais utilisé précédemment (cf. paragraphe 2) est nécessaire (cf. figure 3.14) pour analyser l'influence du courant électrique et pour évaluer le poids relatif des sources d'excitation impliquées dans les contacts entre balais et collecteur, c'est-à-dire les arcs électriques de commutation, les chocs mécaniques et le bruit de frottement entre les balais et les lames du collecteur. Cette campagne de discrimination des sources s'appuie sur des configurations successives du motoréducteur qui impliquent l'élimination de certains composants essentiels au fonctionnement du moteur. Par conséquent, on supprime les forces électromagnétiques en utilisant une cage en acier munie de ferrites démagnétisées et on entraîne le motoréducteur par un moteur brushless extérieur fixé au châssis rigide, et relié au rotor par des accouplements flexibles, des poulies, et des courroies guidées en rotation par des roulements. Dans cette configuration, le fonctionnement de la chaîne cinématique est tel que la vitesse de rotation est limitée à 4500 tr/min.

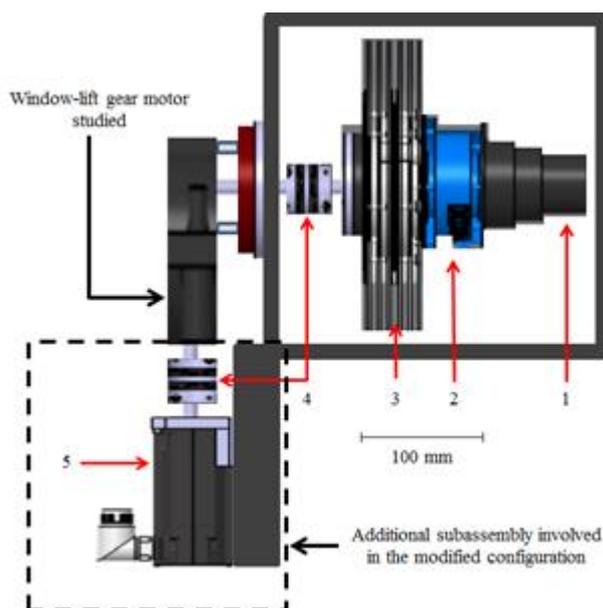


Figure 3.14 : Banc d’essais modifié pour la discrimination des sources liées aux contacts balais/collecteur.

3.2. Conditions d’essais

Trois rotors de même balourd mais différents de par leur conception sont utilisés pour dissocier l’effet des sources d’excitation liées au contact balais/collecteur :

- rotor 1 : le collecteur n’est intentionnellement pas segmenté. Cela affecte l’interaction entre les balais et le collecteur en évitant les chocs mécaniques qui se produisent habituellement lorsqu’un balai passe d’une lame du collecteur à une autre.
- rotor 2 : le collecteur est segmenté mais les connexions électriques entre les bobines et les lames du collecteur sont coupées. Toutes les lames sont reliées électriquement par un fil de cuivre soudé à chaque extrémité de lame afin de permettre au courant de circuler d’un balai à l’autre. Par conséquent, les arcs de commutation ne se produisent pas.
- rotor 3 : le rotor est inchangé par rapport à celui utilisé en configuration standard.

Pour chaque rotor, on choisit de supprimer ou non le contact frottant entre les balais et le collecteur. Dans le cas où il y a contact, on choisit d’injecter ou non du courant dans le motoréducteur. L’utilisation des 3 rotors combinés à l’existence (ou non) des balais et du courant électrique induit diverses configurations d’essais pour lesquelles le frottement, les chocs mécaniques, le courant électrique et les arcs de commutation peuvent être indépendamment appliqués ou enlevés. Le tableau 3.2 récapitule les sept configurations d’essais utilisées.

Pour chaque configuration, on réalise une rampe de vitesses entre 0 et 4500 tr/min, et cinq essais.

Rotor	Configuration	Balais	Courant	Sources d'excitation présentes				\ddot{x} RMS [m/s ²]	\ddot{x}_{dB} RMS [dB]	$\Delta\ddot{x}_{dB}$ RMS [dB]
				Frottement	Chocs	Courant	Arcs			
1	A	non	non					2.11	63.25	-
	B	oui	non	⊕				2.57	64.10	0.85
2	C	non	non					1.51	61.80	-
	D	oui	non	⊕	⊕			2.26	63.55	1.75
	E	oui	oui	⊕	⊕	⊕		1.95	62.90	1.10
3	F	non	non					2.19	63.40	-
	G	oui	oui	⊕	⊕	⊕	⊕	3.63	65.60	2.20

Tableau 3.2 : Conditions d'essais de la discrimination expérimentale des sources d'excitation liées aux contacts balais/collecteur, valeurs efficaces de la réponse accélération issues des approximations linéaires de la figure 3.15 (en m/s² et en dB) et variation de la valeur efficace (en dB) par rapport à la configuration de référence utilisant le même rotor (en gras).

3.3. Résultats expérimentaux

La figure 3.15 présente l'évolution de la valeur efficace du signal de référence (accélération mesurée au droit des contacts entre les balais et le collecteur) en fonction du régime de fonctionnement pour chacune des configurations.

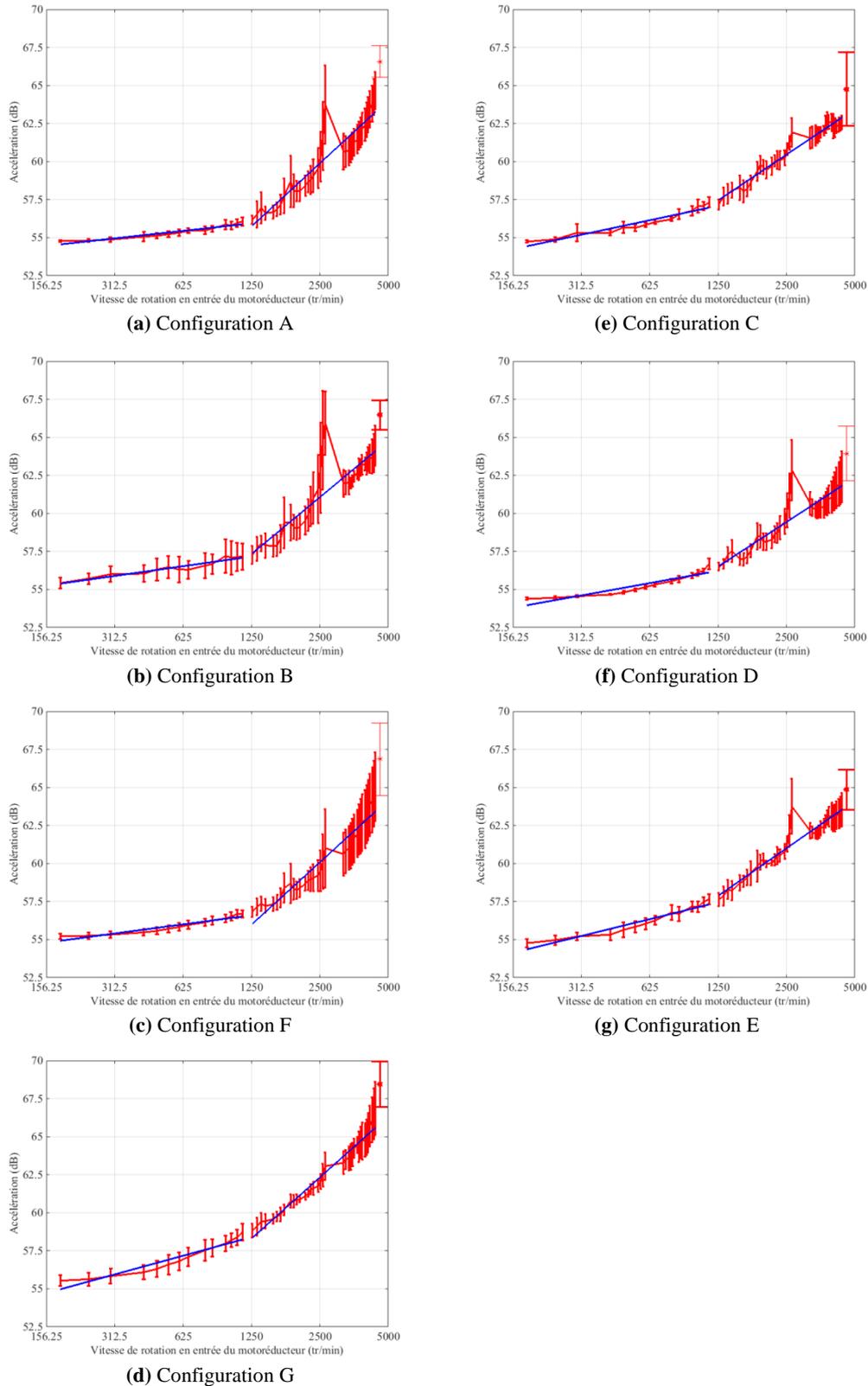


Figure 3.15 : Evolution de la valeur efficace de la réponse accélération mesurée au droit des contacts entre les balais et le collecteur en fonction du régime de fonctionnement pour chacune des configurations. Croix rouges : valeurs efficaces moyennes ; bâtonnets rouges : écart-types des valeurs efficaces ; droites bleues : approximations linéaires par morceaux.

On observe une évolution linéaire par morceaux de la valeur efficace du signal de référence (en dB) avec le logarithme de la vitesse. La rupture de pente intervient pour une vitesse égale à 1250 tr/min. Entre 1250 et 5000 tr/min, la moyenne est de 3.7 ± 1.0 dB par octave, ce qui correspond à une valeur proche de celle obtenue dans la configuration standard. Pour permettre une comparaison des niveaux de réponse dynamique entre les différentes configurations, les valeurs efficaces des approximations linéaires de la réponse dynamique à 4500 tr/min pour chaque essai ont été collectées et sont rapportées dans le tableau 3.2.

La méthodologie d'interprétation des résultats doit prendre en compte la dispersion de la réponse vibroacoustique du motoréducteur liée à la conception des rotors même si la différence de forme et de masse entre les trois rotors est faible. En effet, l'écart-type des valeurs efficaces des réponses dynamiques pour les configurations A, C et F est de ± 0.9 dB alors que les conditions d'essais sont les mêmes, et que seule la nature des rotors diffère. Par conséquent, l'effet des quatre sources d'excitation sur le comportement vibroacoustique du motoréducteur est quantifié par rapport à une configuration de référence. Cette dernière correspond aux configurations A, C et F. Cela signifie que la réponse vibroacoustique de référence ne correspond pas à celle observée dans la caractérisation en configuration standard, mais est définie pour une configuration du banc modifiée et en l'absence de contact entre les balais et le collecteur. Les effets cumulatifs des quatre sources d'excitation sont alors considérés en comparant deux configurations pour lesquels un même rotor est utilisé.

La comparaison entre les configurations A et B montre que l'introduction du frottement entre les balais et le collecteur génère une augmentation de +0.85 dB de la valeur efficace de la réponse accélération (par rapport à la configuration de référence A),

La comparaison entre les configurations C et D montre une augmentation de +1.75 dB de la valeur efficace de la réponse accélération (par rapport à la configuration de référence C). Ainsi, en plus de l'augmentation générée par le frottement entre balais et collecteur, on observe que les chocs mécaniques entre les balais et le collecteur induisent une augmentation supplémentaire de la réponse vibratoire du motoréducteur.

La comparaison des configurations C et E montre une augmentation de +1.1 dB de la réponse dynamique, lorsque le frottement, les chocs mécaniques et le courant électrique se produisent simultanément aux interfaces balais/collecteur (par rapport à la configuration de référence C). Il est important de noter que, lorsque le courant circule dans les contacts balais/collecteur, l'augmentation de la réponse vibratoire du motoréducteur est moindre que celle observée sans courant (+1.1 dB contre +1.75 dB). Ce résultat peut être expliqué par le mécanisme d'"électro-lubrification" [Braunovic 2007] initialement observé par Lancaster [Lancaster 1964]. La diminution de la force de frottement avec le courant a largement été confirmée [Csapo 1995, Paulmier 1997, Robert 1995, Zhao 2001]. Elle est expliquée par la modification de l'orientation des plans graphitiques sur les surfaces des balais due à

une contrainte électrostatique [Lancaster 1964]. Csapo et al. [Csapo 1995] ont effectué des expériences avec des conditions d'essais très similaires à notre étude en termes de charge normale, vitesse, matériaux, etc. Ils ont mesuré une diminution d'environ 30% du coefficient de frottement lorsque le courant circule dans le contact. Le passage du courant dans le contact balai/collecteur tend donc à atténuer les forces de frottement et les excitations vibratoires associées.

La comparaison des configurations F et G montre une augmentation importante de +2.2 dB de la valeur efficace de la réponse accélération, lorsque la commutation électrique s'ajoute aux trois sources d'excitation précédentes. Comparée aux autres configurations, la configuration G met donc en évidence le rôle majeur de la commutation électrique sur le comportement vibratoire du motoréducteur. Le phénomène de commutation est généralement associé à la présence d'arcs électriques au niveau du contact balai/collecteur [Holm 1967]. Ceux-ci engendrent une usure [Hamilton 2000, Lawson 1985, Sawa 1992] qui modifie la topographie et la rugosité des balais et de la surface du collecteur et induit une augmentation des forces de frottement [Braunovic 2007, Shobert 1965, Takaoka 2001]. Dans notre cas, les endommagements de surface dus aux arcs de commutation induisent une augmentation du frottement et des excitations vibratoires associées.

Au final, on observe donc que la réponse vibratoire du motoréducteur semble fortement influencée par les chocs mécaniques et le frottement entre les balais et le collecteur. Dans le cas du frottement, le phénomène de commutation électrique tend à augmenter fortement la réponse vibratoire tandis que le courant électrique tend à l'abaisser.

On observe des tendances similaires concernant la réponse acoustique mesurée avec le microphone en champ proche (à 6 mm du motoréducteur) : +0.3 dB lorsque seuls le frottement et les chocs mécaniques se produisent, +0.2 dB lorsque l'on ajoute un courant électrique et +1.1 dB lorsque l'on ajoute le phénomène de commutation électrique.

4. Discrimination des sources d'excitation : approche numérique

La modélisation multi-physique est une approche née de la nécessité de prendre en compte, dans la modélisation d'un système dont on cherche à prédire le comportement, tous les phénomènes dans la pratique couplés entre eux, agissant sur (ou présents dans) ce système [Amara 2012]. Pour simuler le comportement du motoréducteur face à différentes sollicitations et appréhender les mécanismes régissant son fonctionnement, la démarche de modélisation multi-physique a été adoptée. Une fois le motoréducteur modélisé par la méthode des éléments finis, les différentes sources d'excitation sont modélisées et les équations de mouvement paramétriques sont résolues, afin de calculer la réponse dynamique du système. L'analyse des résultats permet d'identifier le contenu fréquentiel et l'amplitude de la réponse, afin d'évaluer la contribution respective des différentes sources aux nuisances vibroacoustiques générées par le fonctionnement du motoréducteur.

4.1. Modélisation globale du motoréducteur NGM

Le motoréducteur NGM est modélisé par la méthode des éléments finis (logiciel ANSYS 16.1). La modélisation des différents sous-ensembles du motoréducteur (stator acier, carter plastique, rotor) est couplée à une identification modale expérimentale conduite au marteau de choc. Une procédure de recalage est appliquée, afin de garantir la correspondance entre les fréquences propres prédites par le modèle numérique et les résultats issus de l'analyse modale expérimentale. Le modèle global du motoréducteur est ensuite élaboré par assemblage des modèles éléments finis des sous-ensembles. Il permet d'obtenir une base modale sur laquelle on peut projeter la réponse dynamique du système aux différentes sources d'excitation. La démarche globale de modélisation est présentée sur la figure 3.16.

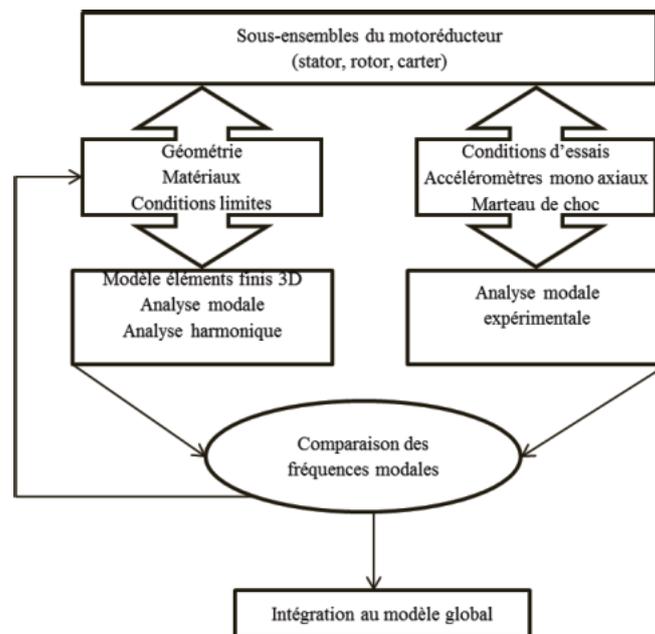


Figure 3.16 : Démarche de modélisation par éléments finis du motoréducteur.

Les paragraphes suivants ont pour objet de décrire le modèle retenu pour discrétiser les sous-ensembles du mécanisme (stator acier, carter plastique, chaîne cinématique, paliers et butées).

4.1.1. Stator acier et carter plastique

Le stator acier du motoréducteur est discrétisé par des éléments de plaques à 4 nœuds et 6 degrés de liberté par nœud. Les ferrites, le carter plastique, les supports des différents paliers, le joint élastomère et la cage supportant les balais sont discrétisés par des éléments volumiques à 10 nœuds et 3 degrés de liberté par nœud. La figure 3.17 présente le maillage des parties fixes du motoréducteur NGM (62000 éléments, 120000 nœuds).

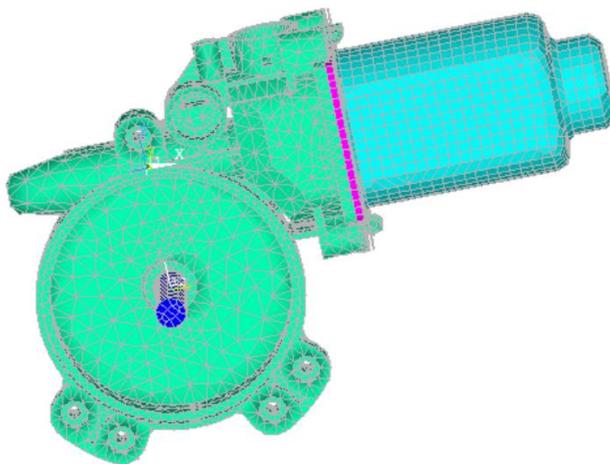


Figure 3.17: Maillage du carter plastique et du stator acier.

4.1.2. Éléments de la chaîne cinématique

Dans un premier temps, la roue dentée et les différents éléments du rotor (arbre usiné incluant la vis sans fin, collecteur tournant, bobines et armature constituée de tôles d'acier) sont discrétisés par des éléments volumiques à 10 nœuds et 3 degrés de liberté par nœud.

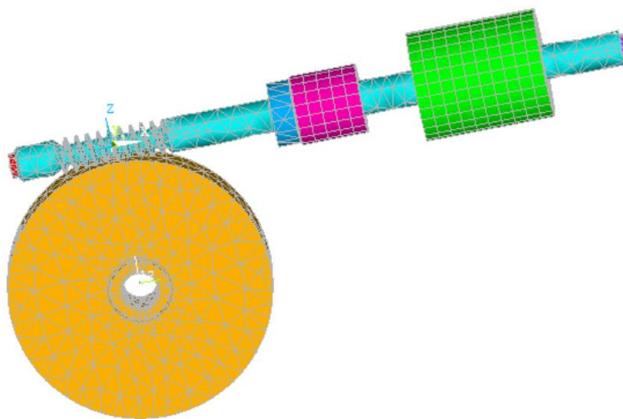


Figure 3.18: Maillage 3D des éléments de la chaîne cinématique.

Dans un second temps, les éléments de la chaîne cinématique sont discrétisés par des éléments de poutre à 2 nœuds et 6 degrés de liberté par nœud sur lesquels sont rapportés des éléments de masse et d’inertie concentrées (modèle filaire, les déformations dynamiques de la roue dentée ne sont pas prises en compte). Le modèle initial 3D et le modèle filaire possèdent les mêmes propriétés de masse et d’inertie. Les fréquences propres des premiers modes du rotor sont également similaires. Finalement, le modèle de la chaîne cinématique présente 30 éléments, 25 nœuds et 130 degrés de liberté.

La vitesse de rotation du système restant limitée, les effets gyroscopiques sont négligés.

4.1.3. Recalage des fréquences propres des sous-ensembles

La comparaison des résultats issus respectivement des analyses modales expérimentales et numériques pour chacun des sous-ensembles (stator acier, carter plastique, rotor), sous conditions limites libre-libre, permet d’ajuster certains paramètres du modèle éléments finis. Ainsi, le procédé d’emboutissage du stator acier générant une épaisseur de tôle non homogène, l’épaisseur moyenne est recalée. De même, le module de Young du matériau constituant le carter plastique et la masse volumique de l’ensemble bobine/armature monté sur le rotor sont ajustés, afin de recalibrer les paramètres du modèle éléments finis avec les résultats issus de l’analyse modale expérimentale.

Le tableau 3.3 présente les premières fréquences propres recalées de chaque composant du motoréducteur sous conditions limites libre-libre.

Composants	Calcul EF	Mesures expérimentales	Ecart
Stator acier	1- 2908 Hz	1- 2892 Hz	0.5%
	2- 4651 Hz	2- 3740 Hz	20%
Rotor	1- 1356 Hz	1- 1352 Hz	0.3%
	2- 3248 Hz	2- 3144 Hz	3%
Carter plastique	1- 676 Hz	1- 660 Hz	2.4%

Figure 3.3: Première fréquences propres recalées de chaque composant du motoréducteur.

4.1.4. Couplage élastique entre stator et chaîne cinématique induit par les paliers et butées axiales

Les 3 paliers (avant, central et arrière) sont modélisés par des éléments de raideurs radiales (k_y et k_z). Les raideurs sont obtenues à partir de la théorie de Hertz en considérant un contact cylindre/cylindre. La raideur radiale du palier est égale à :

$$k_y = k_z = \frac{\pi L E^*}{4} \quad 3.5.$$

où L est la longueur du palier et E^* est le module d'Young réduit associé au contact acier/acier entre le rotor et le palier :

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad 3.6.$$

soit $E^* = 1,1 \cdot 10^{11}$ Pa.

Les butées axiales (avant et arrière) sont modélisées par des éléments de raideurs axiales (k_x).

Les raideurs sont obtenues à partir de la théorie de Hertz en considérant un contact sphère/plan.

$$k_x = 2 \left(\frac{3 E^* F R}{4} \right)^{\frac{1}{3}} \quad 3.7.$$

où R est le rayon du contact et F la force axiale exercée sur le contact. La force axiale est estimée à partir du couple moyen exercé sur la roue dentée (3 N.m) et les caractéristiques géométriques de celle-ci (voir tableau 3.5) :

$$F = C * \frac{\cos \alpha}{R_b} = 100 \text{ N} \quad 3.8.$$

avec $E^* = 4 \cdot 10^9$ Pa pour le contact PEEK / acier,

et $E^* = 3 \cdot 10^9$ Pa pour le contact PEEK / PBT.

Les raideurs des paliers et des butées sont présentées dans le tableau 3.4.

Raideurs radiales du palier stator	$k_y = k_z = 550$ N/ μ m
Raideurs radiales du palier central	$k_y = k_z = 660$ N/ μ m
Raideurs radiales du palier RJA	$k_y = k_z = 1200$ N/ μ m
Raideur axiale de la butée côté stator	$k_x = 0$ ou 4.2 N/ μ m
Raideur axiale de la butée côté carter	$k_x = 0$ ou 3.4 N/ μ m

Tableau 3.4 : Raideur des paliers et des butées axiales.

Selon le sens de rotation du motoréducteur et la direction des efforts axiaux exercés par la roue dentée sur le rotor, seule l'une des deux butées axiales est en contact. La raideur de l'autre butée est alors nulle. En pratique, les raideurs axiales des butées étant peu différentes l'une de l'autre et correspondant à des éléments montés en parallèle, un élément de raideur axiale est introduit au niveau de chacune des butées pour obtenir une raideur moyenne équivalente (2×1.9 N/ μ m).

4.1.5. Couplage élastique induit par l'engrènement entre la roue et la vis sans fin

Pour décrire le couplage élastique entre les lignes d'arbres induit par le contact entre les différents couples de dents en prise, on introduit une matrice de raideur généralisée symétrique qui couple les 6 degrés de liberté du nœud central de la roue menée aux 6 degrés de liberté du nœud central de la vis sans fin. Il s'agit donc d'une matrice carrée de rang 12. Elle est calculée à partir des caractéristiques géométriques de l'engrènement (cf. tableau 3.5) et de la raideur d'engrènement linéarisée autour de la position d'équilibre statique mais qui demeure une fonction temporelle [Rigaud 1998]. La valeur moyenne de la raideur d'engrènement et ses fluctuations périodiques sont calculées dans le paragraphe 4.2 : Modélisation des sources d'excitation. Dans le repère local orthonormé direct (X, Y, Z) défini sur la figure 3.19, la matrice de couplage s'écrit sous la forme suivante :

$$K = k(t)R^t R \quad 3.9.$$

avec :

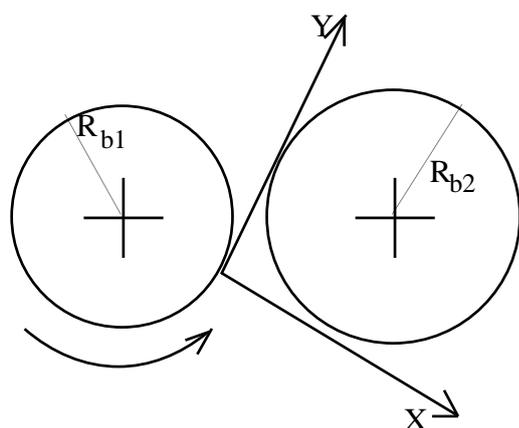
$$R = \begin{bmatrix} 0, 1, \tan\beta, Rb_1 * \tan\alpha * \tan\beta, -Rb_1 \tan\beta, Rb_1 \\ 0, -1, -\tan\beta, Rb_2 * \tan\alpha * \tan\beta, -Rb_2 * \tan\beta, Rb_2 \end{bmatrix}$$

où $k(t)$ est la raideur d'engrènement,

Rb_1 et Rb_2 sont les rayons de base de la roue menée et de la vis sans fin,

α est l'angle de pression,

β est l'angle d'hélice de base.



Z est parallèle aux axes,
 Y est orienté selon la ligne d'action,
 X est orienté de la roue menante vers la roue menée

Figure 3.19: Plan apparent de l'engrenage. Définition du repère local [Rigaud 1998].

La matrice de couplage introduit dans le modèle éléments finis du motoréducteur est construite à partir de la valeur moyenne de la raideur d'engrènement.

	Roue	Vis
Module m	0.7982 mm	
Angle de pression de l'outil α	16°	
Angle d'hélice β	7°	83°
Nombre de dents Z	73	1
Largeur de denture b	9.5 mm	-
Rayon de base R_b	28.2 mm	3.146 mm
Rayon de tête R_a	30.025 mm	3.950 mm
Rayon de pied R_f	28.425 mm	2.400 mm
Pas de base apparent P_b	2.526 mm	2.526 mm
Entraxe de fonctionnement a'	32.628 mm	
Rapport de conduite apparent ε_α	1.9	
Rapport de recouvrement ε_β	0.3	
Rapport de conduite total ε_t	2.2	
Largeur de contact	6 mm	
Module d'Young du matériau E	10 ⁹ Pa	2.1 10 ¹¹ Pa

Tableau 3.5 : Caractéristiques de l'engrènement roue/vis sans fin.

4.1.6. Conditions limites

En l'absence d'information sur l'impédance élastique de la structure d'accueil, le motoréducteur NGM est supposé encasté au niveau des points d'attache situés sur le carter plastique.

4.1.7. Analyse de la base modale du motoréducteur NGM

L'analyse modale du motoréducteur permet d'identifier 40 modes dans la plage de fréquences [0 ; 6 kHz] et 80 modes dans la plage de fréquences [0 ; 10 kHz]. Le tableau 3.6 ci-dessous décrit les fréquences des premiers modes, ainsi que celles des modes de denture situés dans la plage de fréquences [0 ; 6 kHz].

Numéro du mode	Fréquence	Energie de denture
1	0 Hz	-
2	96 Hz	-
3	252 Hz	-
4	645 Hz	-
5	674 Hz	0.7%
6	714 Hz	-
7	763 Hz	-
8	873 Hz	-
9	1088 Hz	-
10	1262 Hz	-
11	1345 Hz	0.6%
15	2160 Hz	7.2%
17	2609 Hz	4.5%
19	3055 Hz	2.3%
21	3407 Hz	3.6%
25	4067 Hz	38.1%
39	5046 Hz	4.6%
37	5733 Hz	1.9%

Tableau 3.6 : Fréquences des modes et énergie de denture.

4.1.7.1. Premiers modes propres

Le 1^{er} mode correspond à un mode de corps rigide (0 Hz) qui décrit la loi d'entrée/sortie du motoréducteur (rotation du rotor autour de l'axe x et de la roue dentée autour de l'axe y , avec un rapport de réduction $r = 1/73$).

Le 2^{ème} et le 3^{ème} modes (96 Hz et 252 Hz) correspondent à une flexion de l'enveloppe, principalement au niveau du stator en acier, avec une déformation respectivement selon les directions y (axe de la roue) et z (verticale). Le mode suivant (645 Hz) correspond à une déformation de l'enveloppe associée à une

torsion du carter en plastique autour de l'axe x (axe du rotor). On observe ensuite un ensemble de modes associés à la déformation de l'axe supportant la roue dentée (674 Hz).

Les premiers modes pour lesquels on observe les déformations les plus importantes sur le rotor (correspondant à des modes de flexion du rotor monté sur les paliers) ont des fréquences égales à 1088 Hz (mode 9) et 1262 Hz (mode 10).

La figure 3.20 présente les déformées modales associées aux modes décrits ci-dessus (à l'exception du mode de corps rigide).

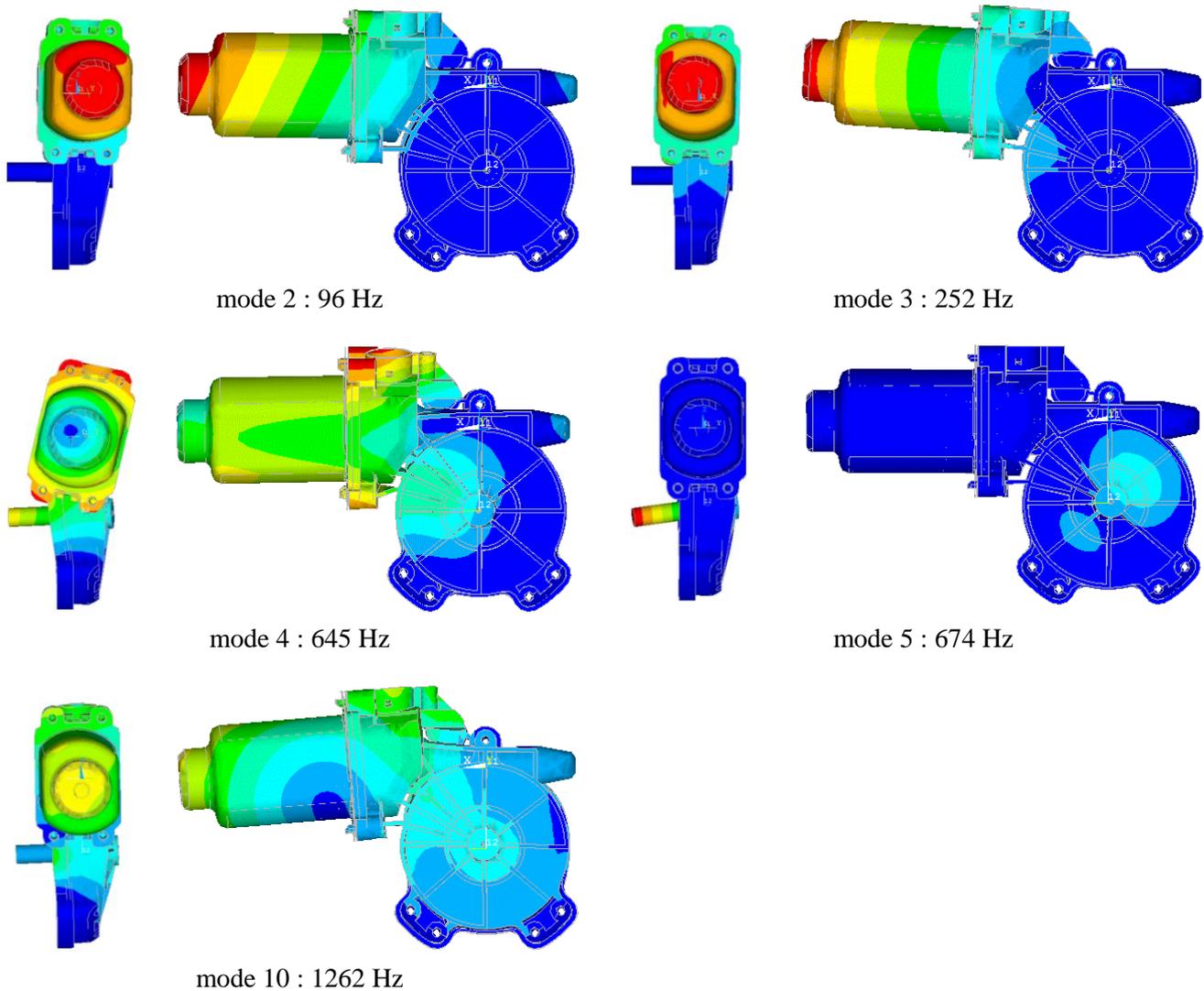


Figure 3.20 : Déformées modales des premiers modes.

4.1.7.2. Modes de denture

Parmi tous les modes propres du motoréducteur NGM, une analyse énergétique permet d'identifier les modes de denture susceptibles d'être excités en résonance par les excitations issues du processus d'engrènement entre la roue et la vis sans fin.

Pour chaque mode propre j , l'énergie de déformation associée à la raideur d'engrènement et l'énergie de déformation totale sont définies de la façon suivante [Rigaud 1996] :

$$U_e^{(j)} = \frac{1}{2}({}^t\phi^{(j)}[k_e]\phi^{(j)}) \quad 3.10.$$

$$U_T^{(j)} = \frac{1}{2}({}^t\phi^{(j)}[K_T]\phi^{(j)}) \quad 3.11.$$

où $\phi^{(j)}$ est le vecteur propre du $j^{\text{ème}}$ mode, $[k_e]$ est la matrice de raideur associée à la raideur d'engrènement, qui couple les 6 degrés de liberté du centre de la roue aux 6 degrés de liberté du centre de la vis, et $[K_T]$ est la matrice de raideur globale du système. Le taux d'énergie de denture de chaque mode est défini de la façon suivante [Rigaud 1996]:

$$\rho_e^{(j)} = \frac{U_e^{(j)}}{U_T^{(j)}} \quad 3.12.$$

Plus le taux énergétique $\rho_e^{(j)}$ est élevé, plus l'effort dynamique de denture induit par les excitations générées par l'engrènement est élevé. Les modes correspondant au plus fort taux énergétique $\rho_e^{(j)}$ sont appelés modes de denture. Dans le cas où la totalité des modes propres du système est prise en compte, la relation suivante est vérifiée :

$$\sum \rho_e^j = 1 \quad 3.13.$$

Les taux d'énergie de denture sont calculés pour l'ensemble des modes compris dans la plage de fréquences [0 ; 6 kHz], à l'aide du module AGEBA (Analysis of Gear Modal Base) développé au LTDS et basé sur le principe de calcul décrit ci-dessus. Les contributions des modes de denture les plus énergétiques sont présentées dans le tableau 3.5. Le principal mode de denture se situe à une fréquence égale à 4067 Hz (mode 25, $\rho_e^{(j)} = 38\%$). Etant donné l'architecture du réducteur roue/vis sans fin, on peut noter que la fréquence d'engrènement (à laquelle sont associées les excitations générées par l'engrènement) est égale à fréquence de rotation du rotor. Dans la plage de fonctionnement du motoréducteur (0-8000 tr/min, soit 0-133 Hz), le mode de denture très énergétique n'est donc jamais excité en résonance par la fréquence d'engrènement et ses premiers harmoniques.

4.2. Modélisation des sources d'excitation du motoréducteur NGM

4.2.1. Sources d'excitation d'origine électromagnétique

4.2.1.1. Champs magnétiques radiaux et tangentiels dans l'entrefer

Les fluctuations des efforts d'origine électromagnétique générées lors de la rotation du rotor sont calculées à partir d'une étude 2D réalisée avec le logiciel Maxwell. Ce logiciel s'appuie sur la méthode des éléments finis et permet de simuler le champ électromagnétique obtenu en statique, en régime de fonctionnement stationnaire (à partir d'une approche fréquentielle) ou en régime transitoire (à partir d'une approche temporelle).

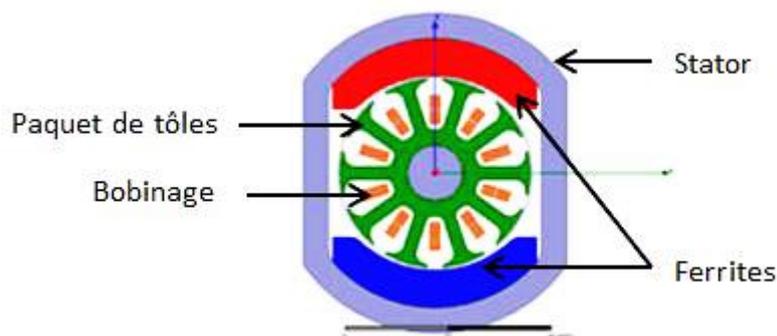


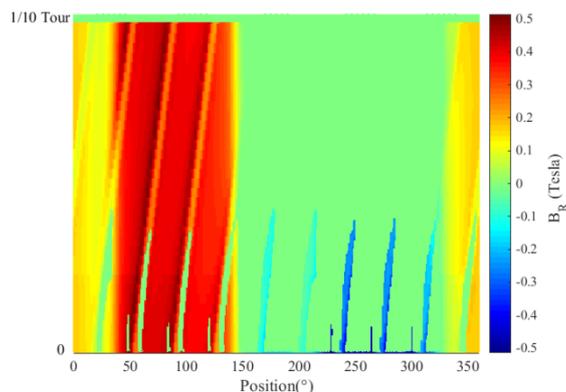
Figure 3.21 : Eléments du motoréducteur pris en compte dans la modélisation 2D sous Maxwell.

Les hypothèses suivantes sont considérées :

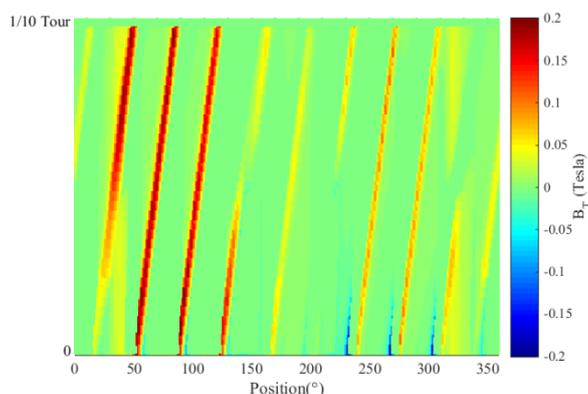
- les 10 bobines ont une inductance identique,
- il n'y a pas de défauts de dissymétrie des bobines,
- le mouvement du rotor est parfaitement centré par rapport au champ magnétique généré par les ferrites,
- il n'y a pas de perte fer (due à l'hystérésis du matériau ferromagnétique) et pas de frottement,
- l'épaisseur du stator est surdimensionnée,
- la résistance de ligne est égale à 0.15Ω ,
- la tension appliquée est égale à 14.5 V .

Pour chaque vitesse de rotation du rotor étudiée, la simulation numérique permet de calculer la distribution spatiale (entre 0 et 360°) des champs magnétiques radiaux et tangentiels dans l'entrefer, et ceci pour différentes positions successives du rotor décrivant $1/10^{\text{ème}}$ de tour. Les figures ci-dessous présentent l'intensité du champ magnétique radial (figure 3.22 (a)) et tangential (figure 3.22 (b)) pour une vitesse de rotation du rotor égale à 5840 tr/min . Les champs magnétiques présentent 2 ondulations majeures liées à la position angulaire des 2 ferrites et 10 ondulations mineures associées à la position

angulaire instantanée des 10 bobines. Le maximum de flux est obtenu lorsqu'il y a coïncidence entre le plan médian de chaque ferrite et le plan médian de l'une des 10 bobines.



(a)



(b)

Figure 3.22 : Intensité (en couleur) des champs magnétiques (a) radial et (b) tangential sur la circonférence de l'entrefer (en abscisse) pour différentes position successive du rotor (en ordonnée), pour une vitesse de rotation du rotor de 5840 tr/min.

Les contraintes normales σ_n et tangentielles σ_t instantanées du tenseur de Maxwell, correspondant aux densités surfaciques des efforts radiaux (pressions de Maxwell) et tangentiels (pressions de Lorentz/Laplace), sont alors estimées à partir des champs magnétiques précédents B_n et B_t , et des relations suivantes :

$$\sigma_n(t) = \frac{B_n(t)^2 - B_t(t)^2}{2\mu_0} \quad 3.14.$$

$$\sigma_t(t) = \frac{B_n(t)B_t(t)}{\mu_0} \quad 3.15.$$

avec μ_0 , la perméabilité du vide égale à $4\pi \cdot 10^{-7} \text{m.kg.s}^{-2} \cdot \text{A}^{-2}$.

4.2.1.2. Fluctuations des efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell)

Les fluctuations périodiques des densités surfaciques d'efforts radiaux sont à l'origine d'une excitation normale de la coque correspondant au stator du motoréducteur. Pour chaque position angulaire de l'entrefer, la transformée de Fourier de l'évolution temporelle de la densité surfacique des efforts radiaux permet de calculer le spectre complexe des efforts normaux qui s'exercent sur le stator. On retient les 3 premières raies du spectre, correspondant aux harmoniques $H10$, $H20$, et $H30$ de la fréquence de rotation du rotor.

Pour chaque harmonique, les efforts normaux peuvent alors être appliqués sur les nœuds du modèle éléments finis correspondant à la surface radiale du stator. Pour cela, une procédure a été développée afin de transposer les résultats issus du maillage électromagnétique de l'entrefer (Maxwell 2D) sur les nœuds correspondant du maillage éléments finis du stator (ANSYS 3D). La distribution des efforts est supposée uniforme sur toute la longueur des bobines.

Les champs magnétiques calculés à partir du logiciel Maxwell 2D évoluent avec la vitesse de rotation. Ils sont calculés en régime de fonctionnement stationnaire pour les vitesses du rotor suivantes : 1460 tr/min, 4380 tr/min, 5840 tr/min, 8000 tr/min. Pour les vitesses de rotation intermédiaires, les efforts normaux appliqués sur les nœuds du stator sont déduits d'une interpolation linéaire des efforts précédents.

4.2.1.3. Fluctuations du couple moteur appliqué sur le rotor (Forces de Lorentz/Laplace)

Les fluctuations périodiques des densités surfaciques d'efforts tangentiels sont à l'origine d'une fluctuation du couple appliqué sur le rotor. Le couple moteur instantané appliqué sur le rotor est calculé à partir de l'équation suivante :

$$C_m(t) = R_r \int \sigma_t(t) dS \quad 3.16.$$

où R_r est le rayon du rotor.

La figure 3.23 présente l'évolution temporelle du couple moteur pour une vitesse de rotation de 5840 tr/min. La figure 3.24 présente le spectre d'amplitude correspondant. On retient les 3 premières raies, correspondant aux harmoniques $H10$, $H20$, et $H30$ de la fréquence de rotation du rotor.

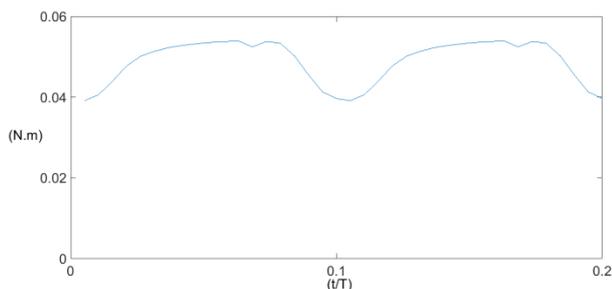


Figure 3.23 : Evolution temporelle du couple moteur $C_m(t)$ pour une vitesse de 5840 tr/min.

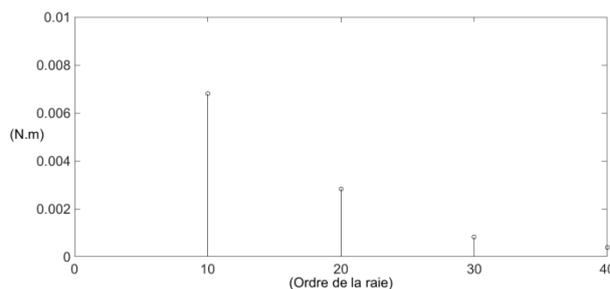


Figure 3.24 : Spectre d'amplitude du couple moteur.

4.2.2. Autres sources d'excitation de la chaîne cinématique

4.2.2.1. Balourd mécanique

Le balourd constitue une source excitatrice de la chaîne cinématique. La modélisation du balourd est réalisée par une force tournante placée au centre du bobinage dont l'amplitude varie avec la vitesse de rotation du rotor. Les deux composantes radiales de cette force sont décrites ci-dessous :

$$F_y = mR_d\omega^2 \cos(\omega t) \quad 3.17.$$

$$F_z = mR_d\omega^2 \sin(\omega t) \quad 3.18.$$

avec F_y et F_z les forces excitatrices radiales générées par le balourd, m la masse du déséquilibre, R_d le rayon du déséquilibre, ω la vitesse de rotation du rotor.

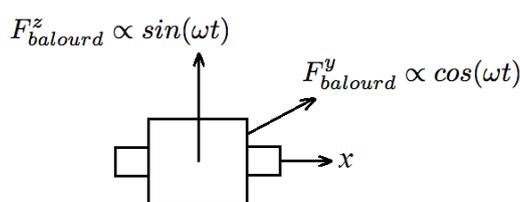


Figure 3.25 : Modélisation des excitations générées par le balourd, forces excitatrices introduites au centre du bobinage.

Le balourd du rotor du motoréducteur NGM est mesuré en sortie de chaîne de fabrication, une fois le collecteur tournant monté, le bobinage effectué et les liaisons entre collecteur et bobines réalisées. Le rotor est alors rééquilibré par enlèvement de matière, grâce à l'usinage d'un méplat réalisé sur l'armature des bobines. La position angulaire et la profondeur du méplat sont calculées afin de limiter l'amplitude finale du balourd à une valeur inférieure à la valeur suivante :

$$mR_{limite} = 8.10^{-7} Kg.m \quad 3.19.$$

4.2.2.2. Sources d'excitation générée par l'engrènement

4.2.2.2.1. Erreur statique de transmission et raideur périodique d'engrènement

L'erreur statique de transmission est définie comme l'écart entre la position réelle de la roue menée et sa position théorique pour une vitesse de rotation quasi-nulle [Welbourn 1979].

En régime stationnaire, la raideur d'engrènement présente des fluctuations périodiques, notamment en raison de la variation cyclique du nombre de dents en prise. La période de ses fluctuations est identique à celle des fluctuations de l'erreur statique de transmission.

Les fluctuations périodiques de l'erreur statique de transmission $EST(t)$ et de la raideur d'engrènement $k(t)$ sont évaluées grâce au module TERRA (Transmission ERROR Analysis) développé au LTDS.

Dans le cas particulier du motoréducteur, la denture de la vis sans fin en acier ($E = 210$ GPa) présente une rigidité beaucoup plus grande que la denture de la roue en POM ($E = 1$ GPa). Seule la matrice de souplesse H de la roue dentée est prise en compte (la vis est supposée rigide). Elle est calculée à partir d'un modèle de plaque épaisse en utilisant une théorie de Reissner-Mindlin [Reissner 1945] où l'épaisseur variable $h(x)$ de la plaque correspond à l'épaisseur de la dent [Garambois 2017].

Les évolutions temporelles et les spectres d'amplitude de l'erreur statique de transmission et de la raideur d'engrènement sont présentés sur la figure 3.27, 3.28, 3.29, 3.30. La valeur moyenne de l' EST et son amplitude crête à crête sont respectivement égales à $9 \mu m$ et $5.5 \mu m$. La fréquence fondamentale du signal correspondant à la fréquence d'engrènement est égale à la fréquence de rotation du rotor. La valeur moyenne de la raideur d'engrènement et son amplitude crête à crête sont respectivement égales à $14 N/\mu m$ et $6 N/\mu m$. Son spectre d'amplitude présente les mêmes composantes fréquentielles que celui décrivant les fluctuations de l' EST .

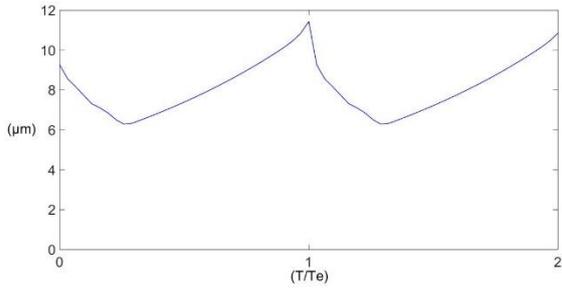


Figure 3.27 : Evolution temporelle de l'erreur statique de transmission $EST(t)$.

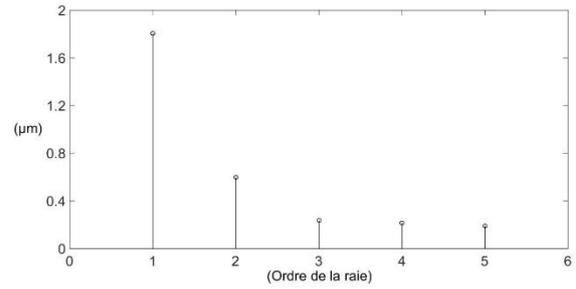


Figure 3.29 : Spectre d'amplitude de l'erreur statique de transmission $EST(t)$.

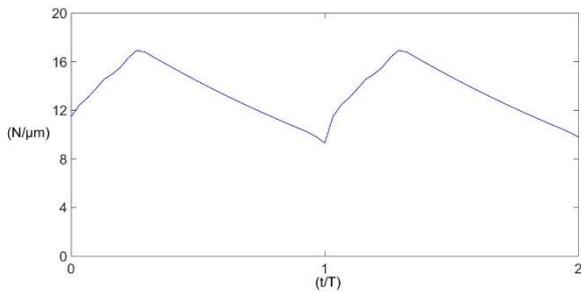


Figure 3.28 : Evolution temporelle de la raideur d'engrènement $k(t)$.

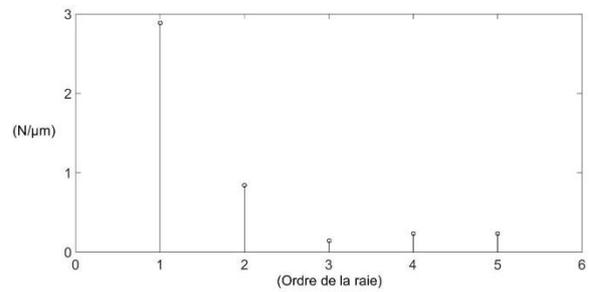


Figure 3.30 : Spectre d'amplitude de la raideur d'engrènement $k(t)$.

4.2.2.2.2. Excentricité de la roue dentée

Les défauts de fabrication (faux-rond de denture) et de montage de la roue dentée peuvent entraîner un défaut d'excentricité. Celle-ci génère une composante supplémentaire de l'erreur statique de transmission $EST(t)$ à un ordre de raie correspondant à la fréquence de rotation de la roue ($1/73$). L'amplitude de la raie est égale à l'amplitude du défaut d'excentricité.

4.3. Calcul de la réponse dynamique par une méthode spectrale itérative

Ce paragraphe présente la méthode spectrale itérative [Perret-Liaudet 1996] qui permet de calculer la réponse vibratoire de la chaîne cinématique du motoréducteur. Cette méthode développée au LTDS permet la résolution en régime stationnaire de systèmes d'équations à coefficients périodiques (masses, amortissements ou raideurs périodiques) par une description spectrale du problème. Cette approche procure un gain de temps considérable lorsqu'on doit prendre en compte simultanément des excitations basses fréquences et hautes fréquences. La solution est obtenue avec un faible nombre d'itérations et le temps de calcul est entre 10 et 100 fois plus court que celui associé aux méthodes d'intégration temporelle habituellement utilisées pour la résolution des équations différentielles à coefficients périodiques. La méthode est généralement appliquée au calcul de la réponse dynamique des transmissions par engrenages induite par les excitations internes générées par l'engrènement [Carbonelli 2016]. Elle a récemment été étendue pour prendre en compte les excitations externes liées au fonctionnement des organes amont (moteur) ou aval (récepteur) [Garambois 2016]. Ce paragraphe présente d'abord les équations physiques et la méthode de calcul développée.

4.3.1. Equation de mouvement paramétrique décrivant la réponse dynamique de la chaîne cinématique

Si on néglige dans un premier temps les sources excitatrices extérieures à l'engrènement, l'équation différentielle du mouvement régissant le vecteur des coordonnées généralisées x d'une transmission simple étage peut s'écrire :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + f_{NL}(x, t) = F_S \quad 3.20.$$

Dans cette équation, M désigne la matrice de masse et C la matrice d'amortissement. Le terme non-linéaire $f_{NL}(x, t)$ représente l'effort de denture qui dépend des fluctuations de l'erreur statique de transmission et de la raideur d'engrènement. F_S constitue l'effort statique transmis par l'engrenage induit par le couple de charge s'exerçant sur la roue dentée.

L'effort de denture linéarisé $F_L(x, t)$ peut s'écrire en utilisant le développement limité au premier ordre de $f_{NL}(x, t)$ autour de la position d'équilibre statique x_s :

$$F_L(x, t) = F_S + k(t)(x(t) - x_s(t)) \quad 3.21.$$

Les grandeurs de l'équation sont périodiques, en raison de la nature des sources excitatrices générées par l'engrènement.

En introduisant l'effort linéarisé, on peut écrire l'équation différentielle à coefficients paramétriques suivante :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + k(t)x(t) = k(t)x_s(t) \quad 3.22.$$

Si on prend en compte les sources d'excitation extérieures à l'engrènement, l'équation devient :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + k(t)x(t) = k(t)x_s + F(t) \quad 3.23.$$

où $F(t)$ représente le vecteur des efforts extérieurs dépendant du temps, dans notre cas le couple électromagnétique et le balourd mécanique. Cette équation peut être résolue en utilisant la méthode spectrale itérative.

Une fois le motoréducteur NGM discrétisé par éléments finis en N degrés de liberté, l'équation matricielle du mouvement, linéarisée autour de la position d'équilibre statique et gouvernant le vecteur x des coordonnées généralisées peut s'écrire :

$$M_{EF}\ddot{x} + C\dot{x} + K_{EF}x + k(t)RR^T x = k(t)RR^T x_s(t) + F(t) \quad 3.24.$$

Dans cette équation, les matrices de masse M_{EF} et de raideur K_{EF} sont issues du modèle éléments finis, hors liaison élastique entre dentures, la matrice d'amortissement C est prise en compte a posteriori avec l'hypothèse de Basile. Le couplage élastique entre dentures pour l'engrènement est introduit via la raideur périodique d'engrènement $k(t)$ et le vecteur de structure géométrique R présenté au paragraphe 3.1.5. Le vecteur $x_s(t)$ correspond à la réponse statique générée par le couple de charge s'exerçant sur la roue dentée.

Après avoir déterminé la base modale associée à l'équation matricielle homogène à coefficients constants (la raideur périodique est alors remplacée par sa valeur moyenne), l'équation du mouvement du système à plusieurs degrés de liberté s'écrit dans cette base :

$$\underline{\underline{m}}\ddot{\underline{q}} + \underline{\underline{c}}\dot{\underline{q}} + \underline{\underline{k}}\underline{q} + g(t)\underline{\underline{d}}\underline{q} = \underline{s}(t) \quad 3.25.$$

où $\underline{\underline{m}}$, $\underline{\underline{c}}$ et $\underline{\underline{k}}$ sont les matrices diagonales de masse, d'amortissement et de raideur, \underline{q} est le vecteur des coordonnées modales, $\underline{s}(t)$ est le vecteur des forces généralisées, et $\underline{\underline{d}}$ est la matrice non diagonale déduite des caractéristiques géométriques de l'engrenage et de la fluctuation centrée $g(t)$ de la raideur périodique d'engrènement qui couple les équations de mouvement.

La méthode utilisée fournit directement le spectre complexe de la réponse vibratoire pour chacun des degrés de liberté de la transmission. La procédure de calcul associée à cette méthode consiste tout d'abord en une transformation de Fourier de l'équation. Après quelques calculs élémentaires [Perret-Liaudet 1996], on montre que la nouvelle équation matricielle qui régit les vibrations forcées de la transmission en régime de fonctionnement stationnaire peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\underline{\tilde{q}} = \underline{H} \underline{\tilde{s}} - \underline{H} \underline{\tilde{g}} \otimes \underline{d} \underline{\tilde{q}} \quad 3.26.$$

où le signe tilde désigne une transformée de Fourier fréquentielle, \otimes un produit de convolution et la matrice diagonale \underline{H} est la matrice des fonctions complexes de réponse en fréquence des modes propres.

On résout ensuite cette équation matricielle par itérations successives selon le schéma suivant :

$$\underline{\tilde{q}}^{j+1} = \underline{H} \underline{\tilde{s}} - \underline{H} (\underline{\tilde{g}} \otimes \underline{d} \underline{\tilde{q}}^j) \quad 3.27.$$

avec comme solution initiale,

$$\underline{\tilde{q}}^l = \underline{H} \underline{\tilde{s}} \quad 3.28.$$

Un test de convergence basé sur l'écart entre deux solutions successives et sur le nombre d'itérations permet d'arrêter le processus itératif.

4.3.2. Indicateurs de la réponse dynamique et vibroacoustique du motoréducteur

La méthode spectrale itérative utilisée pour calculer la réponse dynamique du motoréducteur NGM est mise en œuvre grâce au module ISIS (Integration by Spectral Iterative Solver) développé au LTDS. Il permet d'évaluer le spectre complexe de l'erreur dynamique de transmission et de l'effort dynamique de denture pour chaque régime de fonctionnement. On peut ensuite restituer la réponse des différents degrés de liberté du système discrétisé, sous l'une des formes suivantes :

- l'évolution de la valeur efficace en fonction du régime de fonctionnement,
- le spectre et l'évolution temporelle de la réponse dynamique à un régime de fonctionnement donné.

La figure 3.31 présente les entrées/sorties du module ISIS.

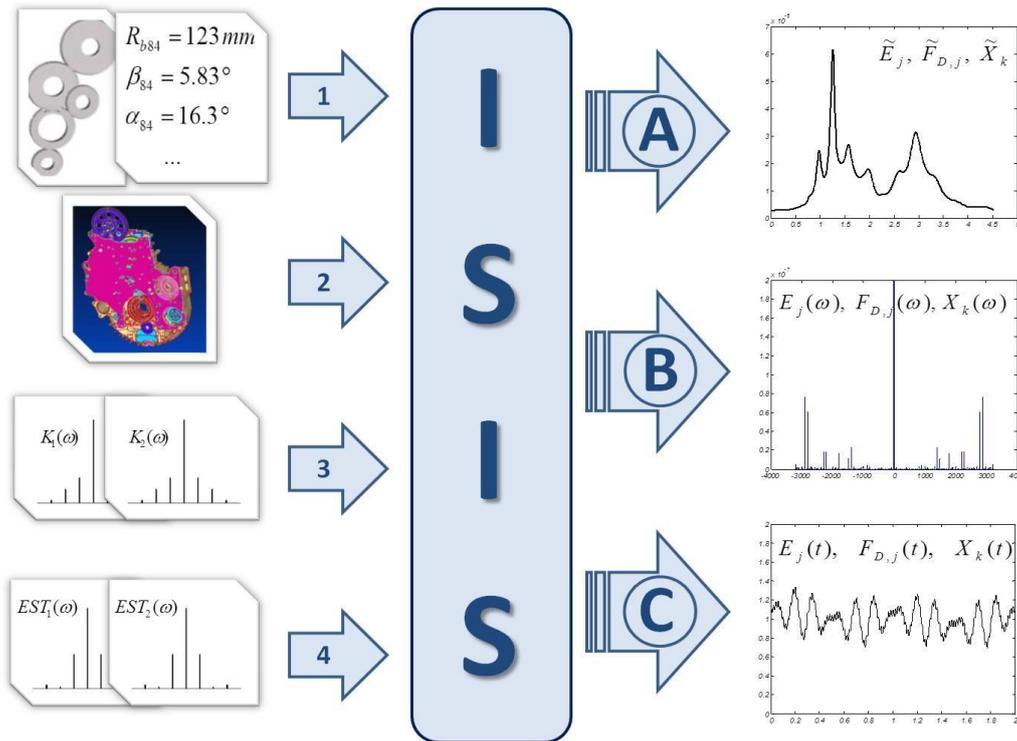


Figure 3.31 : Entrées/sorties du calcul de la réponse dynamique.

Entrées : Macro-géométrie des dentures, base modale du système, spectres de l'*EST* et de la raideur d'engrènement, spectres des efforts extérieurs appliqués sur la chaîne cinématique.
Sorties : Evolution de la valeur efficace, spectres d'amplitudes, réponses temporelles.

On s'intéresse plus particulièrement aux indicateurs ci-dessous.

(1) L'effort dynamique de denture :

L'excitation en résonance des modes de denture par la fréquence d'engrènement (résonances principales) et ses harmoniques (résonances paramétriques secondaires) peut conduire à une amplification de l'effort dynamique de denture. Dans le cas du motoréducteur NGM, l'architecture du réducteur roue/vis sans fin génère une fréquence d'engrènement égale à fréquence de rotation du rotor, si bien que les modes de denture les plus énergétiques ne sont jamais excités en résonance par l'engrènement dans la plage de fonctionnement du motoréducteur (0-8000 tr/min).

(2) La réponse vibratoire en chaque degré de liberté du carter selon la normale à l'enveloppe :

Elle constitue l'entrée du calcul des caractéristiques du champ acoustique rayonné (puissance rayonnée, pression pariétale, directivité, facteur de rayonnement). Celles-ci peuvent alors être estimées à l'aide de solveurs acoustiques à partir d'une formulation intégrale directe, associée à une résolution numérique par éléments finis de frontière. La puissance acoustique rayonnée à la pulsation ω est calculée à l'aide de l'équation 2.19.

Si la réponse vibratoire est périodique, la puissance acoustique est égale à la somme des puissances associées à chaque fréquence. Le calcul du champ acoustique étant un problème difficile à traiter, on peut obtenir une estimation de la puissance acoustique générée par le motoréducteur au facteur de rayonnement $\sigma_{rad}(\omega)$ près, à partir du calcul de la moyenne spatiale de la vitesse quadratique de la surface rayonnante.

(3) Les efforts dynamiques transmis par le motoréducteur NGM à sa structure d'accueil au niveau des points d'attache :

Ces efforts peuvent être à l'origine du rayonnement acoustique de la portière du véhicule et ont donc un impact direct sur le bruit perçu à l'intérieur de l'habitacle. A partir de l'ensemble des réactions F_x , F_y et F_z calculées au niveau des points d'attache du motoréducteur, on introduit un effort global équivalent défini ci-dessous :

$$F_t = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad 3.29.$$

4.4. Résultats : réponse dynamique du motoréducteur NGM

La mise en œuvre de la méthode spectrale itérative permet de qualifier la réponse dynamique forcée du système aux différentes sources d'excitation rappelées ci-dessous :

- les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell),
- les fluctuations du couple moteur appliqué sur le rotor (Forces de Lorentz/Laplace),
- le balourd mécanique du rotor,
- les fluctuations de l'erreur statique de transmission et de la raideur générées par l'engrènement roue/vis sans fin,
- l'excentricité de la roue.

Les figures 3.32 à 3.36 présentent les différents spectrogrammes qui décrivent le contenu fréquentiel de la réponse dynamique (entre 0 et 4000 Hz, en ordonnée) et l'amplitude des raies (en dB) en fonction du régime de fonctionnement (entre 0 et 8000 tr/min, en abscisse).

Le niveau (en dB) de l'effort dynamique de denture F_d et de l'effort global équivalent transmis à la portière F_t sont calculés à partir d'une valeur de référence $F_{ref} = 1\text{N}$.

$$L_{Fd}(dB) = 10 \log \left(\frac{F_d}{F_{ref}} \right) \quad 3.30.$$

$$L_{Ft}(dB) = 10 \log \left(\frac{F_t}{F_{ref}} \right) \quad 3.31.$$

Le niveau (en dB) de la moyenne spatiale de la vitesse quadratique de l'enveloppe du motoréducteur est calculé de la manière suivante :

$$L_{SV^2}(dB) = 10 \log \left(\frac{\rho_0 c_0 S \langle \overline{V^2(\omega)} \rangle_s}{I_{ref}} \right) \quad 3.32.$$

avec $\rho_0 = 1.2 \text{ kg.m}^{-3}$ (masse volumique de l'air),

$c_0 = 340 \text{ m.s}^{-1}$ (vitesse du son dans l'air),

$I_{ref} = 10^{-12} \text{ Watts}$ (valeur de référence identique à celle utilisée pour estimer la puissance acoustique rayonnée).

Ce calcul permet d'obtenir une estimation de la puissance acoustique rayonnée par le motoréducteur, au facteur de rayonnement $\sigma_{rad}(\omega)$ près, à partir de la réponse vibratoire de son enveloppe. Les surfaces du motoréducteur prises en compte sont respectivement égales à environ 8000 mm² pour le stator et environ 4000 mm² pour le carter.

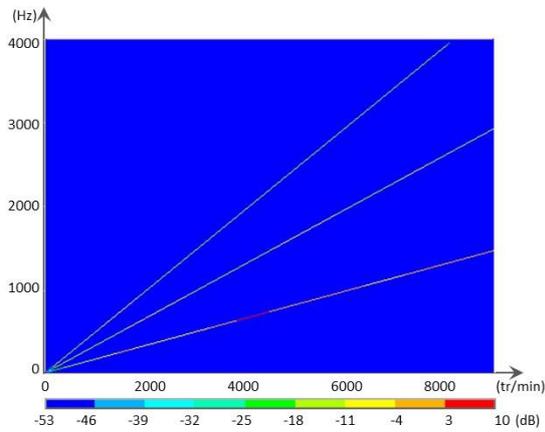
Les 3 indicateurs retenus pour qualifier les réponses dynamiques sont présentés dans l'ordre suivant :

- 1^{ère} ligne : spectrogramme de l'effort dynamique de denture L_{Fd} ,
- 2^{ème} ligne : spectrogramme de l'effort global équivalent transmis à la structure d'accueil L_{Fi} ,
- 3^{ème} ligne : spectrogramme de la moyenne spatiale de la vitesse quadratique de l'enveloppe du motoréducteur $L_{S,v}$.

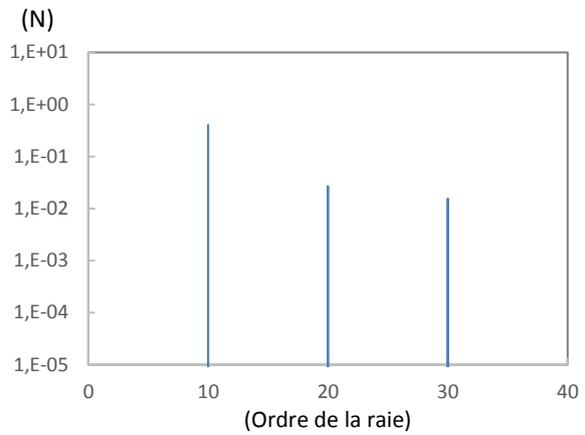
Les spectrogrammes sont complétés par la présentation du spectre d'amplitude des réponses dynamiques (en unités physiques) pour le régime de fonctionnement standard (7000 tr/min).

La figure 3.37 présente ensuite l'évolution de la valeur efficace globale des réponses dynamiques en fonction du régime de fonctionnement (entre 0 et 8000 tr/min, en abscisse). Elle permet à la fois de localiser les régimes d'amplification dynamique et de comparer les poids respectifs des différentes sources d'excitation.

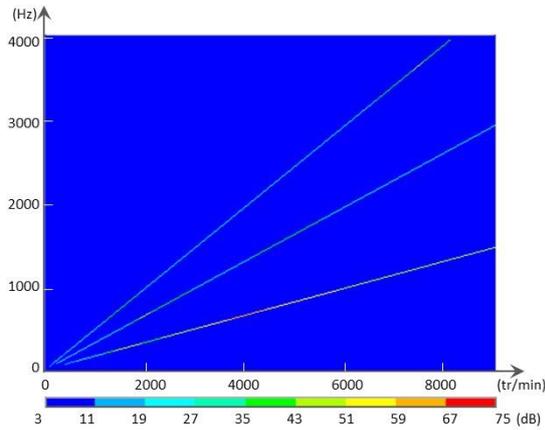
4.4.1. Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator (pressions de Maxwell)



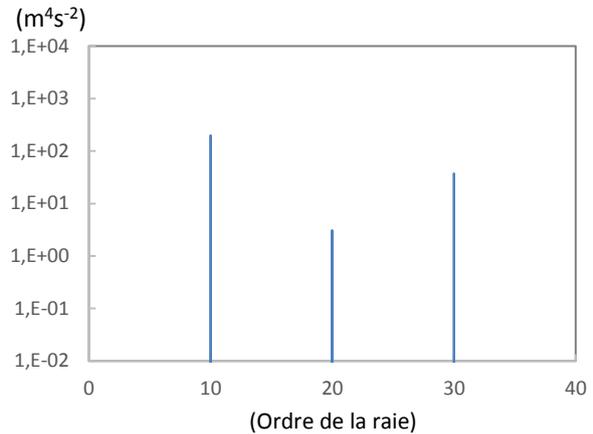
(a) Spectrogramme de l'effort global équivalent L_{F_t} (dB) transmis à la structure d'accueil.



(c) Spectre de l'effort global équivalent F_t pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



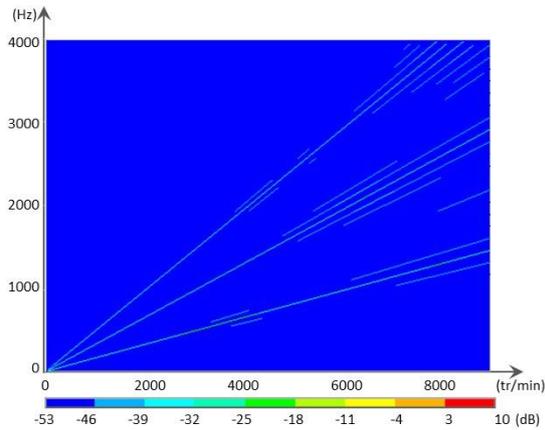
(b) Spectrogramme de la vitesse quadratique moyenne de l'enveloppe $L_{S.V^2}$ (dB).



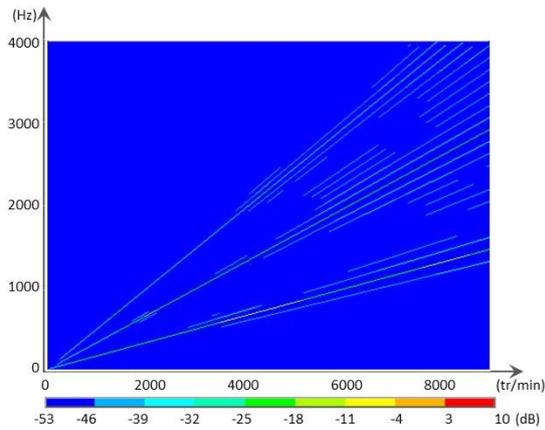
(d) Spectre de la vitesse quadratique $S.V^2$ pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.

Figure 3.32 : Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator.

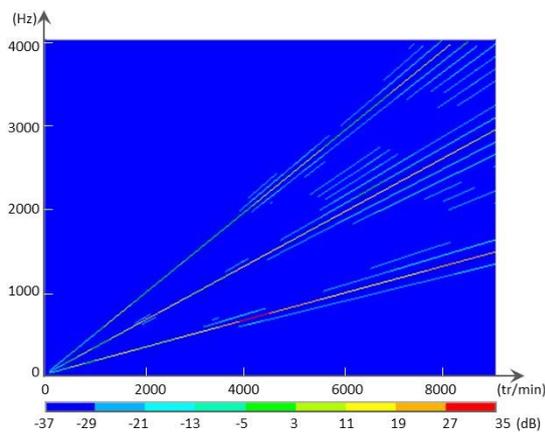
4.4.2. Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur (Forces de Lorentz/Laplace)



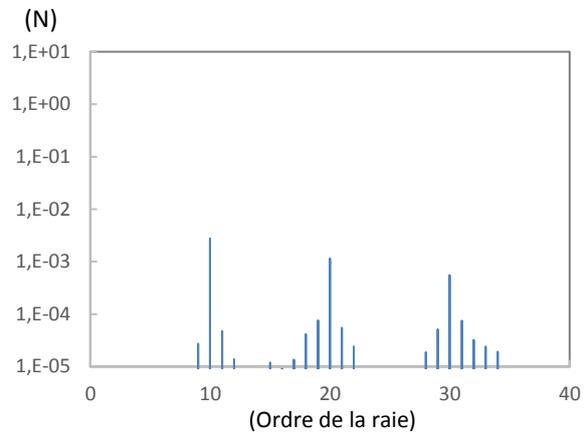
(a) Spectrogramme de l'effort dynamique de denture L_{F_d} (dB).



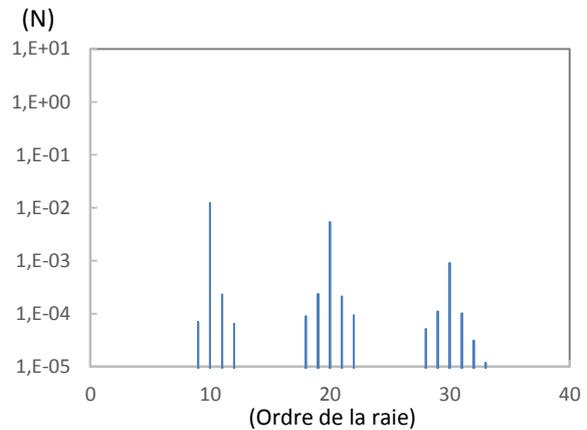
(b) Spectrogramme de l'effort global équivalent L_{F_t} (dB) transmis à la structure d'accueil.



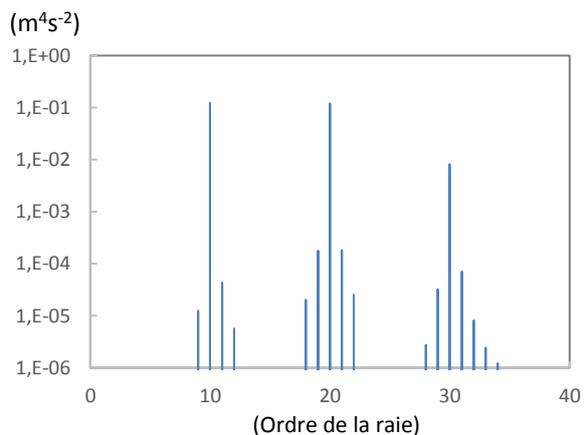
(c) Spectrogramme de la vitesse quadratique moyenne de l'enveloppe $L_{S.V^2}$ (dB).



(d) Spectre de l'effort dynamique de denture F_d pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



(e) Spectre de l'effort global équivalent F_t pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.

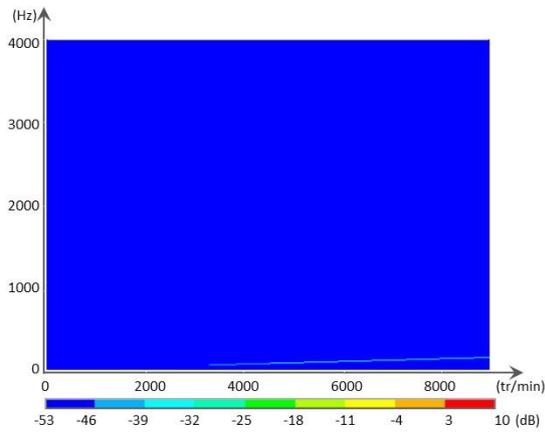


(f) Spectre de la vitesse quadratique $S.V^2$ pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.

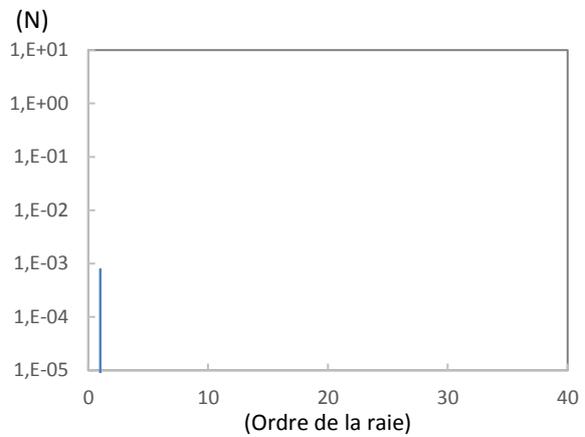
Figure 3.33 : Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur.

4.4.3. Réponse dynamique induite par le balourd mécanique du rotor

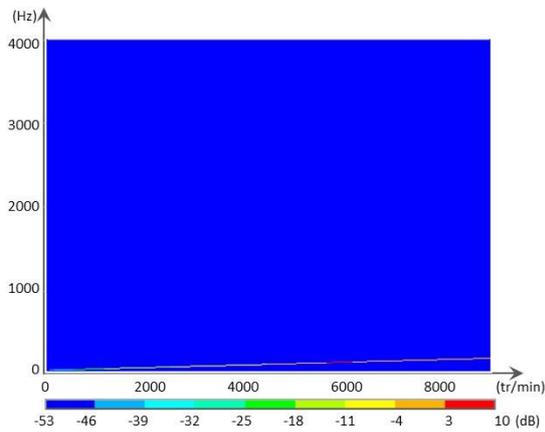
L'amplitude du balourd retenue pour les simulations suivantes correspond à 50% de la valeur limite, c'est à dire : $mR = 4.10^{-7}kg.m$



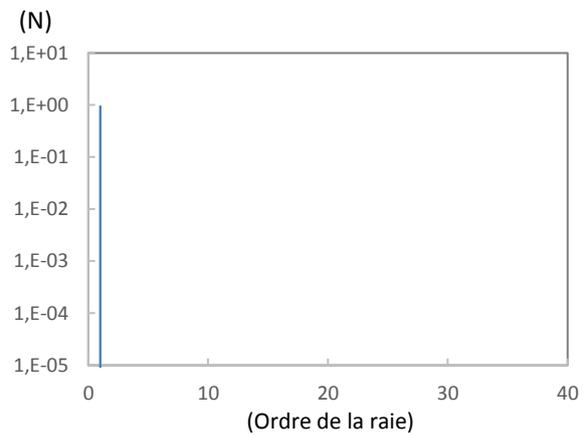
(a) Spectrogramme de l'effort dynamique de denture L_{Fd} (dB).



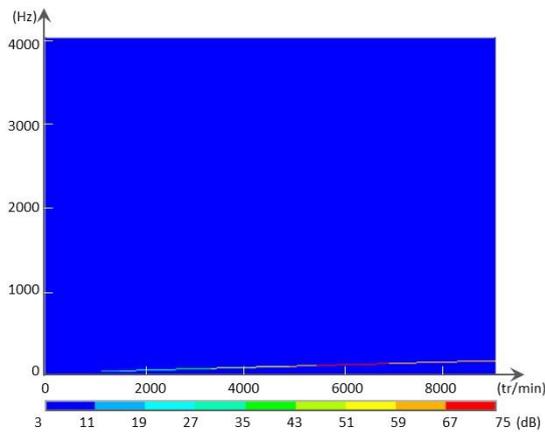
(d) Spectre de l'effort de denture F_d pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



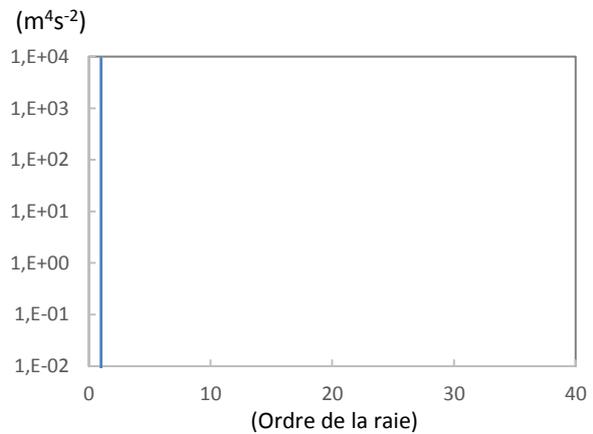
(b) Spectrogramme de l'effort global équivalent L_{Ft} (dB) transmis à la structure d'accueil.



(e) Spectre de l'effort global équivalent F_t pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



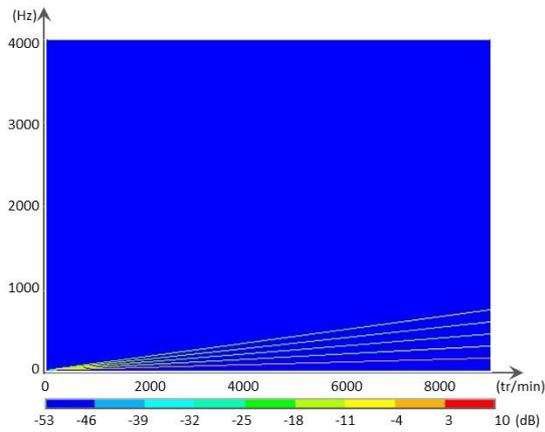
(c) Spectrogramme de la vitesse quadratique moyenne de l'enveloppe $L_{S.V^2}$ (dB).



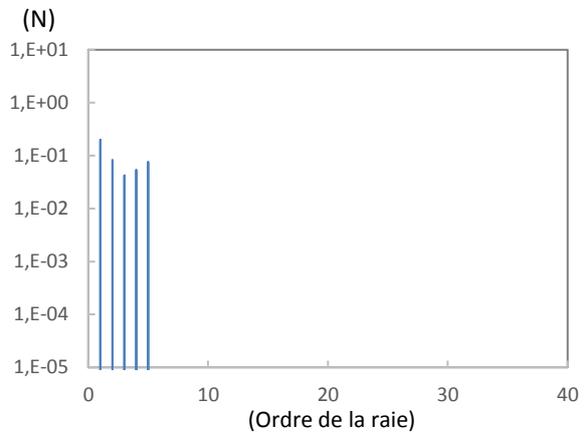
(f) Spectre de la vitesse quadratique $S.V^2$ pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.

Figure 3.34 : Réponse dynamique induite par le balourd mécanique du rotor.

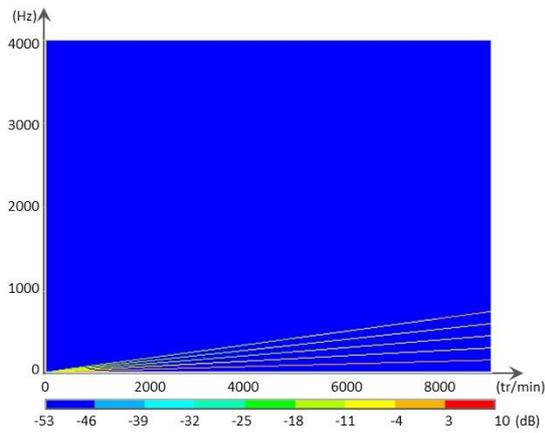
4.4.4. Réponse dynamique induite par les fluctuations de l'erreur statique de transmission



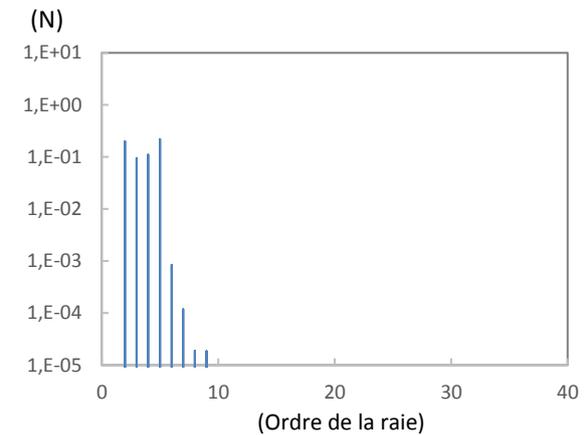
(a) Spectrogramme de l'effort dynamique de denture L_{F_d} (dB).



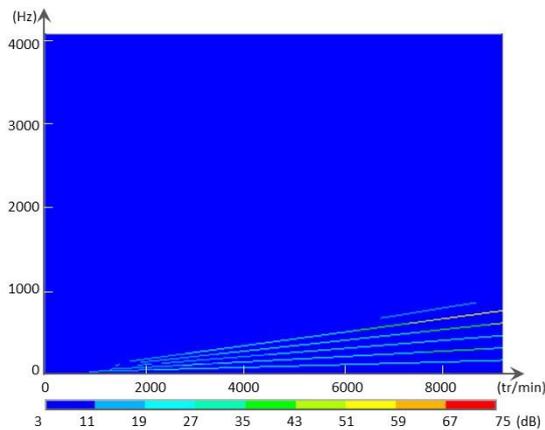
(d) Spectre de l'effort dynamique de denture F_d pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



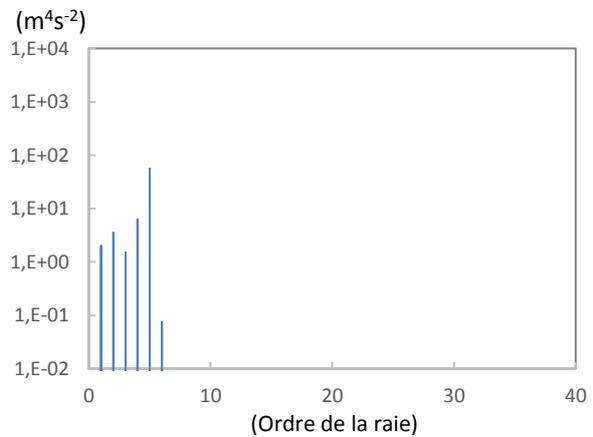
(b) Spectrogramme de l'effort global équivalent L_{F_t} (dB) transmis à la structure d'accueil.



(e) Spectre de l'effort global équivalent F_t pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



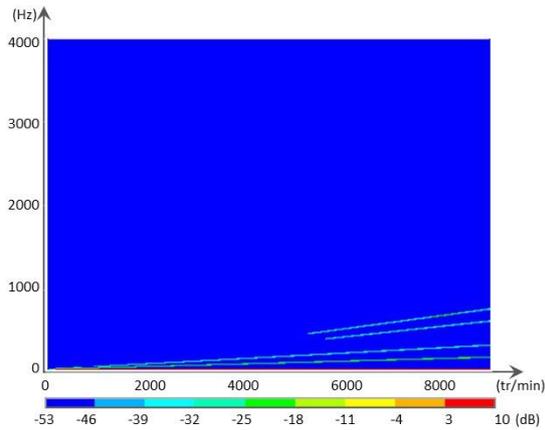
(c) Spectrogramme de la vitesse quadratique moyenne de l'enveloppe $L_{S.V^2}$ (dB).



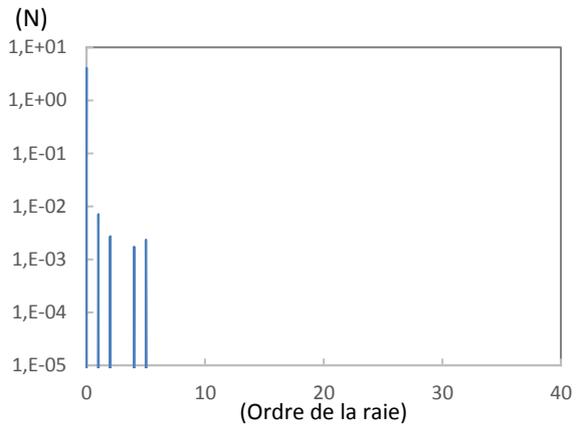
(f) Spectre de la vitesse quadratique $S.V^2$ pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.

Figure 3.35 : Réponse dynamique induite par les fluctuations de l'erreur statique de transmission.

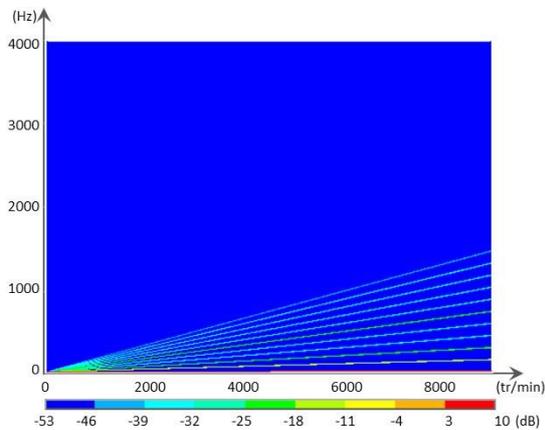
4.4.5. Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue



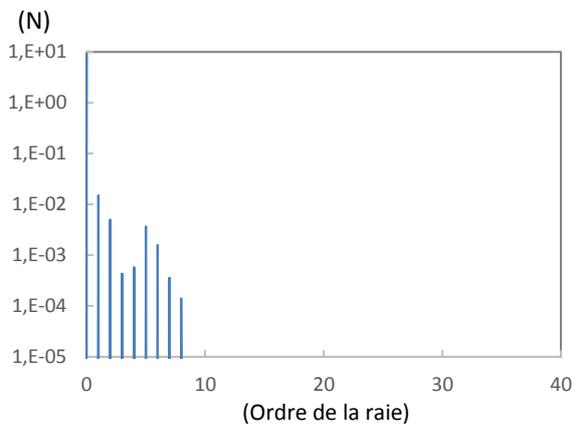
(a) Spectrogramme de l'effort dynamique de denture L_{Fd} (dB).



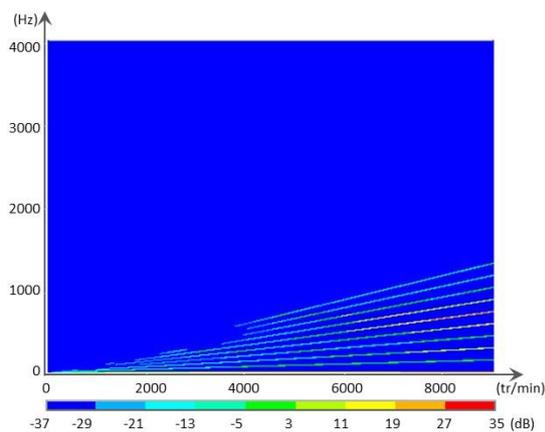
(d) Spectre de l'effort dynamique de denture F_d pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



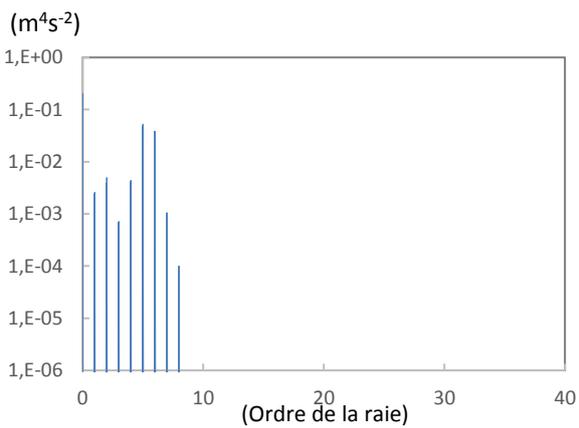
(b) Spectrogramme de l'effort global équivalent L_{Ft} (dB) transmis à la structure d'accueil.



(e) Spectre de l'effort global équivalent F_t pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.



(c) Spectrogramme de la vitesse quadratique moyenne de l'enveloppe $L_{S.V^2}$ (dB).

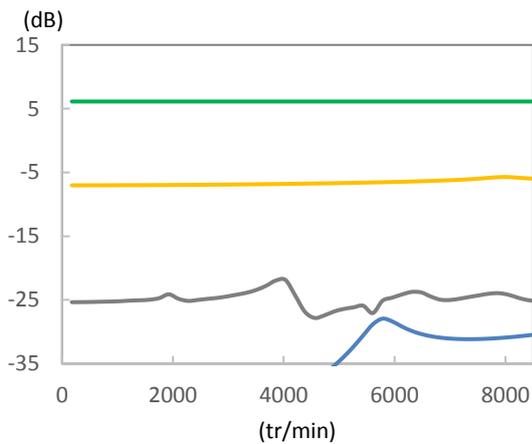


(f) Spectre la vitesse quadratique $S.V^2$ pour une vitesse de rotation du rotor de 7000 tr/min.

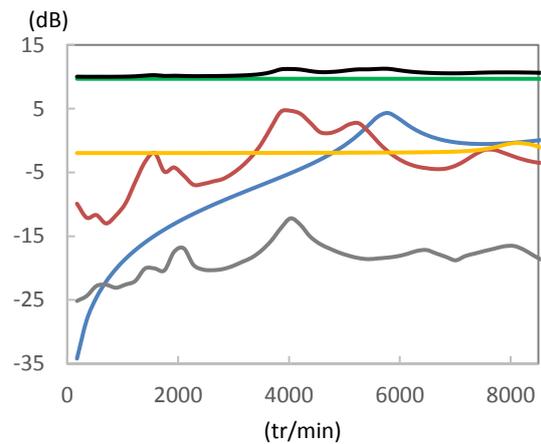
Figure 3.36 : Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue.

4.4.6. Evolution des indicateurs de la réponse dynamique en fonction du régime de fonctionnement du motoréducteur

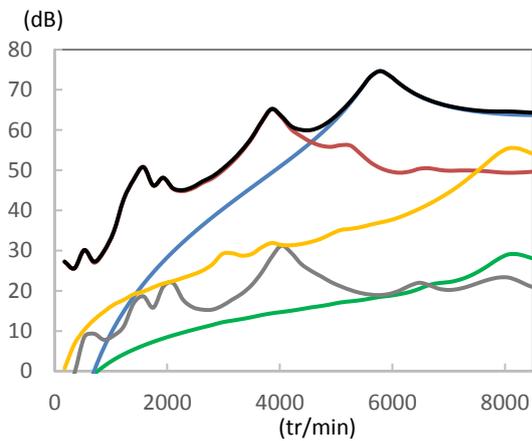
- réponse dynamique aux forces de Maxwell,
- réponse dynamique aux forces de Lorentz,
- réponse dynamique au balourd,
- réponse dynamique à l'Erreur Statique de Transmission,
- réponse dynamique à l'excentricité,
- réponse globale.



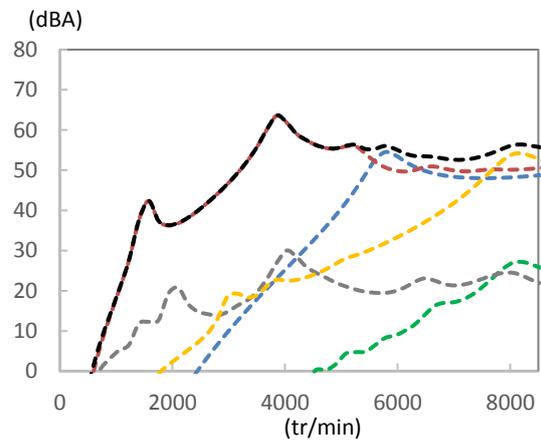
(a) Valeur efficace de l'effort de denture L_{Fd} (dB).



(c) Valeur efficace de l'effort global transmis L_{Ft} (dB).



(b) Valeur efficace de la vitesse quadratique moyenne L_{S,v^2} (dB).



(d) Valeur efficace de la vitesse quadratique moyenne L_{S,v^2} (dBA).

Figure 3.37 : Evolution de la valeur efficace de la réponse dynamique en fonction de la vitesse du rotor.

4.4.7. Analyse des résultats

4.4.7.1. Réponse dynamique induite par les efforts normaux appliqués sur la surface radiale du stator

Les efforts normaux (dérivés des forces de Maxwell) sont appliqués sur la surface radiale du stator (et pas sur la chaîne cinématique) : il n'y a donc pas de couplage avec la raideur périodique d'engrènement ni d'effort dynamique de denture induit. Les spectrogrammes de la réponse dynamique (effort global équivalent transmis et vitesse quadratique moyenne) présentent des raies correspondant aux harmoniques de l'excitation générée par les forces de Maxwell ($H10$, $H20$, $H30$).

On observe des pics d'amplification de la réponse dynamique principalement associés à l'excitation en résonance du mode 4 (645 Hz, torsion du carter plastique autour de l'axe x) par l'harmonique $H10$ pour un régime de 3860 tr/min, et par l'harmonique $H20$ pour un régime de 1930 tr/min. On observe également un pic d'amplification plus modeste associé à l'excitation en résonance de mode 3 (252 Hz, flexion de l'enveloppe au niveau du stator acier selon la direction z) par l'harmonique $H10$ pour un régime de 1570 tr/min.

On n'observe pas de pic d'amplification significatif dans la gamme de vitesses de fonctionnement stationnaires standard (6000-8000 tr/min). En effet, le seul mode rayonnant est le mode 24 (3860 Hz), mais son impact sur la réponse dynamique globale reste modeste, car il est excité en résonance par l'harmonique $H30$, caractérisé par une amplitude assez faible, pour un régime de 7360 tr/min.

4.4.7.2. Réponse dynamique induite par les fluctuations du couple moteur

Les fluctuations du couple moteur (dérivées des forces de Lorentz/Laplace) sont appliquées sur la chaîne cinématique, au niveau des bobines enroulées sur le rotor. Les spectrogrammes de la réponse dynamique (effort dynamique de denture, effort global équivalent transmis et vitesse quadratique moyenne) présentent d'abord des raies correspondant aux harmoniques de l'excitation générée par les fluctuations de couple ($H10$, $H20$, $H30$).

On observe des pics d'amplification de la réponse dynamique principalement associés à l'excitation en résonance du mode 5 (674 Hz, mode associé à la déformation de l'axe supportant la roue dentée et qui présente une énergie de denture de l'ordre de 1%) par l'harmonique $H10$ pour un régime de 4030 tr/min, et par l'harmonique $H20$ pour un régime de 2015 tr/min.

La mise en œuvre de la méthode spectrale itérative permet d'analyser les phénomènes de couplage entre cette excitation et la source d'excitation paramétrique (fluctuation de la raideur d'engrènement). Si on note n_c les ordres des raies liées aux fluctuations de couple et n_e les ordres des raies liées aux fluctuations de raideur, les ordres des raies de couplage qui résultent de la convolution entre les spectres sont les suivants :

- 1^{er} cas : $n_c < n_e$. C'est le cas observé généralement pour les engrenages à axes parallèles pour lesquels la fréquence d'engrènement (haute fréquence) est très grande devant la fréquence de rotation du rotor (basse fréquence) et les fluctuations de couple associées [Garambois 2016]. Les ordres n des raies de couplage sont les suivants :

$$n = kn_e \pm ln_c \quad 3.33.$$

avec $(k, l) \in \mathbb{N}^2$

- 2^{ème} cas : $n_c > n_e$. C'est le cas particulier du motoréducteur NGM qui présente un engrenage roue/vis sans fin pour lequel la fréquence d'engrènement est égale à la fréquence du rotor ($H1$, (basse fréquence), alors que la fréquence des fluctuations de couple présentent un ordre plus élevé ($H10$, $H20$, $H30$, etc., hautes fréquences). Les ordres n des raies de couplage sont les suivants :

$$n = kn_c \pm ln_e \quad 3.34.$$

avec $(k, l) \in \mathbb{N}^2$

Ce couplage génère un enrichissement fréquentiel de la réponse dynamique qui se traduit, sur les spectrogrammes de la réponse dynamique, par la présence de très nombreuses raies latérales ($H10 \pm 1$, $H10 \pm 2$, etc., $H20 \pm 1$, $H20 \pm 2$, etc.). On observe que l'amplitude de raies latérales est très inférieure à celles des raies centrales ($H10$, $H20$, $H30$). Elles participent donc peu au niveau global de la réponse vibroacoustique, mais elles ont un impact significatif sur sa nature et sur le ressenti de l'observateur en terme de qualité acoustique associée au rayonnement direct du motoréducteur NGM ou indirect de la structure d'accueil à laquelle sont transmis les efforts au niveau des points d'attache.

4.4.7.3. Réponse dynamique induite par le balourd mécanique

Les spectrogrammes de la réponse dynamique (effort dynamique de denture, effort global équivalent transmis et vitesse quadratique moyenne) présentent un harmonique $H1$ associé à la fréquence de l'excitation générée par le balourd mécanique.

On observe un pic d'amplification de la réponse dynamique associés à l'excitation en résonance du mode 2 (95 Hz, flexion de l'enveloppe au niveau du stator acier selon la direction y) pour un régime de 5800 tr/min. Ce régime se situe dans le voisinage de la gamme de vitesses de fonctionnement stationnaires standard du motoréducteur NGM (6000-8000 tr/min).

Le balourd mécanique est appliqué sur la chaîne cinématique, au niveau des bobines enroulées sur le rotor. On est donc susceptible d'observer des phénomènes de couplage avec les fluctuations de raideur. Néanmoins, aucune raie nouvelle n'apparaît (par exemple, $H1+1$, $H1+2$, etc.), car le couplage est négligeable. On constate notamment qu'il n'existe aucun mode présentant une énergie de denture dans

la gamme de fréquences balayée par l'excitation (0-133 Hz, correspondant à la gamme de vitesses du rotor 0-8000 tr/min).

4.4.7.4. Réponse dynamique induite par l'erreur statique de transmission

Les spectrogrammes de la réponse dynamique (effort dynamique de denture, effort global équivalent transmis et vitesse quadratique moyenne) présentent d'abord des raies correspondant aux harmoniques de l'excitation générée par l'erreur statique de transmission ($H1, H2, \dots, H5$).

On observe un pic d'amplification de la réponse dynamique associé à l'excitation en résonance du mode 5 (674 Hz, mode associé à la déformation de l'axe supportant la roue dentée et qui présente une énergie de denture de l'ordre de 1%) par l'harmonique $H5$ pour un régime de 8100 tr/min. Ce régime se situe dans le voisinage de la gamme de vitesses de fonctionnement stationnaires standard du motoréducteur NGM (6000-8000 tr/min).

Le couplage avec les fluctuations de raideur se traduit par :

- une modification de l'amplitude des raies principales ($H1 \pm 1$ correspond à $H2$, $H2 \pm 1$ correspond à $H1$ et $H3$, etc.),
- un enrichissement fréquentiel de la réponse dynamique (apparition des raies $H6, H7$, etc. non retenues dans le spectre initial décrivant les fluctuations de l'erreur statique de transmission). On observe que l'amplitude des raies nouvelles issues du couplage est très inférieure à celles des raies principales ($H1, H2, \dots, H5$). Elles participent donc peu au niveau global de la réponse vibroacoustique.

4.4.7.5. Réponse dynamique induite par l'excentricité de la roue

Les spectrogrammes de la réponse dynamique (effort dynamique de denture, effort global équivalent transmis et vitesse quadratique moyenne) présentent d'abord une raie principale à très basse fréquence correspondant à la fréquence de l'excitation générée par l'excentricité de la roue ($H1/73$).

Le couplage avec les fluctuations de raideur génère un enrichissement fréquentiel de la réponse dynamique qui se traduit par la présence de raies latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement ($H1 \pm 1/73, H2 \pm 1/73, \dots, H5 \pm 1/73$). On observe que l'amplitude de raies latérales est très inférieure à celles de la raie principale. Pour les efforts de denture et les efforts transmis, leur amplitude est également inférieure (d'environ une décade) à celles des harmoniques centraux générés par l'erreur statique de transmission ($H1, H2, \dots, H5$). Elles participent donc peu au niveau global de la réponse vibroacoustique, même si elles ont un impact sur sa nature et sur le ressenti de l'observateur.

On observe un pic d'amplification de la réponse dynamique associé à l'excitation en résonance du mode 5 (674 Hz, mode associé à la déformation de l'axe supportant la roue dentée et qui présente une énergie de denture de l'ordre de 1%) par les raies latérales $H5 \pm 1/73$ pour un régime de 8100 tr/min, situé

dans le voisinage de la gamme de vitesses de fonctionnement stationnaires standard du motoréducteur NGM (6000-8000 tr/min).

4.4.7.6. Comparaison des réponses dynamiques et hiérarchisation des sources

La figure 3.37 permet de comparer le niveau de la réponse dynamique induit par les différentes sources d'excitation considérées.

En l'absence de défaut d'excentricité, l'effort dynamique de denture est principalement induit par l'erreur statique de transmission (et son couplage avec la raideur) dans la gamme de vitesses de rotation, car cette excitation est précisément appliquée au niveau de la denture. Sa valeur efficace atteint un maximum égal à 0.27 N (-5.7 dB).

La prise en compte du défaut d'excentricité génère un effort dynamique de denture supplémentaire à très basse fréquence ($HI/73$). Sa valeur efficace est égale à 4 N (+6 dB). L'effort dynamique de denture reste négligeable devant l'effort statique (100 N), car aucun mode de denture énergétique n'est excité en résonance dans la plage de vitesses de fonctionnement.

En l'absence de défaut d'excentricité, l'effort global équivalent transmis à la structure d'accueil est généré principalement par l'erreur statique de transmission entre 0 et 3000 tr/min. Sa valeur efficace est égale à 0.6 N (-2 dB). Il est généré principalement par les efforts de Maxwell entre 3500 et 4500 tr/min. Sa valeur efficace atteint 3 N (4.7 dB). Il est généré principalement par le balourd autour de 5800 tr/min, en raison de l'excitation en résonance du mode 2 (95 Hz). Sa valeur efficace atteint 2.7 N (4.3 dB). Dans le voisinage de la gamme de vitesses de fonctionnement stationnaires standard du motoréducteur NGM (6000-8000 tr/min), l'effort global équivalent transmis à la structure d'accueil est généré de manière équivalente par les efforts de Maxwell, le balourd mécanique et l'erreur statique de transmission. Sa valeur efficace est égale à environ à 3.5 N (5.3 dB). Les efforts tangentiels sont du même ordre de grandeur que les efforts normaux. Ces résultats sont en bon accord avec les valeurs d'effort transmis mesurées expérimentalement lorsqu'on filtre la fréquence de rotation de la roue (cf. paragraphe 2.3).

L'effort global équivalent transmis généré par les fluctuations de couple moteur est d'un niveau très inférieur aux autres contributions dans toute la plage de vitesses, malgré l'enrichissement spectral généré par le couplage avec la raideur d'engrènement (-15 dB en moyenne par rapport à celui généré par les efforts de Maxwell).

La prise en compte du défaut d'excentricité génère un effort dynamique de denture supplémentaire à très basse fréquence ($HI/73$). Sa valeur efficace est égale à 9.3 N (+9.7 dB). Ce résultat est en bon accord avec les valeurs d'effort transmis mesurées expérimentalement à la fréquence de rotation de la roue. Par contre, contrairement aux mesures, l'effort tangentiel prédit est supérieur à l'effort normal.

La vitesse quadratique de l'enveloppe du motoréducteur NGM (en dB) est principalement générée par les efforts de Maxwell entre 0 et 4500 tr/min, puis par le balourd mécanique au-delà de 4500 tr/min, correspondant à la plage de vitesses de fonctionnement standard. Au facteur de rayonnement près, la vitesse quadratique de l'enveloppe correspond à un niveau maximum de puissance acoustique rayonnée de 74 dB à 5800 tr/min. La vitesse quadratique observée au niveau du stator est beaucoup plus grande que celle observée au niveau du carter, qu'elle soit générée par les efforts de Maxwell ou par le balourd. Pour le régime de fonctionnement standard, elle atteint $1 \text{ mm}^2/\text{s}^2$ sur les parties du stator normale à la direction y , notamment en raison de la réponse mode 2 (95 Hz) à l'excitation générée par le balourd.

La vitesse quadratique générée par l'erreur statique de transmission est d'un niveau secondaire. Celle observée au niveau du carter est alors plus grande que celle observée au niveau du stator.

La vitesse quadratique générée par les fluctuations du couple moteur et celle générée par le défaut d'excentricité sont d'un niveau très inférieur par rapport aux autres contributions dans toute la plage de vitesses (-30 dB en moyenne par rapport à celui généré par les efforts de Maxwell).

On observe que la réponse induite par le balourd est située en basse fréquence ($H1$, 0-133 Hz), alors que celle générée par les efforts de Maxwell ($H10$, $H20$, $H30$, 0-4000 Hz) et, dans une moindre mesure par l'erreur statique de transmission ($H1-H5$, 0-666 Hz) sont situées à des fréquences plus hautes.

Si on applique une pondération A similaire à celle utilisée en acoustique (norme CEI 61672-1) pour tenir compte de la sensibilité auditive de l'observateur pour chaque bande de fréquences, les conclusions obtenues sont différentes : la vitesse quadratique de l'enveloppe (et la puissance acoustique rayonnée associée) est principalement générée par les efforts de Maxwell entre 0 et 5500 tr/min. Au facteur de rayonnement près, elle correspond à un niveau maximum de puissance acoustique rayonnée de 63 dBA à 3800 tr/min. Au-delà de 5500 tr/min, elle est générée de manière équivalente par les efforts de Maxwell, le balourd mécanique et l'erreur statique de transmission. Elle correspond à un niveau de puissance acoustique rayonnée compris entre 53 dBA et 56 dBA.

5. Conclusion

La campagne expérimentale réalisée a d'abord permis d'analyser le comportement vibroacoustique du motoréducteur dans sa configuration standard, d'évaluer l'ordre de grandeur et le contenu fréquentiel des réponses dynamiques mesurées et l'effet des paramètres de fonctionnement tels que la vitesse et le couple appliqué. Elle a également permis de mettre en évidence la grande dispersion des résultats observés, liés aux écarts de fabrication et de montage, ainsi qu'à la température de fonctionnement qui, en contexte réel (une fois le motoréducteur monté sur véhicule), peut fortement varier, non seulement en fonction du temps et de la fréquence de sollicitations du mécanisme de lève-vitre, mais également selon la latitude, la saison ou l'exposition de la portière du véhicule au soleil.

Par ailleurs, une configuration modifiée du banc d'essai utilisant un moteur brushless externe pour entraîner le motoréducteur a permis de discriminer les sources d'excitation liées au contact balais/collecteur en les supprimant les unes après les autres. La part respective du frottement, des chocs mécaniques, du courant et de la commutation électrique se produisant conjointement à l'interface du contact balais/collecteur a été évaluée en s'affranchissant au maximum de la dispersion due à l'assemblage des composants et à la conception des différents rotors utilisés. Ainsi, le frottement seul génère une augmentation de la réponse vibroacoustique du motoréducteur de 0.85 dB. L'effet cumulé du frottement et des chocs mécaniques entre les balais et le collecteur génère une augmentation de la réponse vibroacoustique du motoréducteur de +1.75 dB. Le courant électrique circulant dans le contact balais/collecteur tend à modérer l'effet de ces sources d'excitation (+1.1 dB de la réponse vibroacoustique lorsqu'on cumule les effets de frottement, de chocs et de courant) tandis que la commutation électrique augmente la réponse vibroacoustique (+2.2 dB lorsqu'on cumule les quatre sources).

Pour compléter l'étude liée à la discrimination, une analyse numérique a permis d'étudier l'effet sur la réponse vibroacoustique des sources d'excitation pouvant être modélisées telles que le balourd, les fluctuations des pressions de Maxwell, du couple électromagnétique, de l'erreur statique de transmission et de la raideur d'engrènement liée au système roue/vis sans fin, ainsi que l'excentricité de la roue. Pour cela, un modèle éléments finis du motoréducteur a été élaboré avec le code de calcul ANSYS 16.1. Les liaisons aux paliers et aux butées ont été modélisées par des raideurs calculées à partir de la théorie de Hertz et la liaison entre la roue et la vis sans fin a été modélisée par une matrice de raideur généralisée. L'analyse modale expérimentale a permis de recalibrer le modèle numérique.

La mise en œuvre d'une méthode spectrale itérative a permis de résoudre les équations de mouvement paramétriques, de calculer la réponse vibroacoustique du système et de mettre en évidence les phénomènes de couplage entre la fluctuation de la raideur d'engrènement et les autres sources d'excitation de la chaîne cinématique.

Les spectrogrammes de la réponse dynamique présentent des raies correspondant aux harmoniques présents dans les spectres des excitations considérées : $H1/73$ l'excentricité de la roue, $H1$ pour le balourd, $H1$, $H2$, $H3$, etc. pour l'erreur statique de transmission, $H10$, $H20$, $H30$ pour les forces de Maxwell et le couple électromagnétique.

Le couplage entre l'excentricité de la roue et la raideur d'engrènement génère un enrichissement fréquentiel de la réponse dynamique qui se traduit par la présence de raies latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement ($H1\pm 1/73$, $H2\pm 1/73$, ..., $H5\pm 1/73$). Le couplage entre le balourd et la raideur d'engrènement est négligeable et ne génère aucune raie nouvelle significative. Le couplage entre l'erreur statique de transmission et la raideur d'engrènement se traduit par une modification de l'amplitude des raies multiples de la fréquence d'engrènement ($H1$, $H2$, etc.). Enfin, le couplage entre le couple électromagnétique et la raideur d'engrènement génère un enrichissement fréquentiel de la réponse dynamique qui se traduit, sur les spectrogrammes de la réponse dynamique, par la présence de très nombreuses raies latérales ($H10\pm 1$, $H10\pm 2$, etc., $H20\pm 1$, $H20\pm 2$, etc.). L'amplitude des raies latérales nées du couplage avec la raideur est généralement inférieure à celle des raies principales. Les raies latérales participent donc peu au niveau global de la réponse vibroacoustique mais elles ont un impact significatif sur sa nature et sur le ressenti de l'observateur. Elles peuvent être à l'origine de phénomènes de battement qui modifient sensiblement la qualité du bruit rayonné directement par le motoréducteur NGM ou indirectement par la structure d'accueil à laquelle sont transmis les efforts au niveau des points de fixation.

IV. Chapitre 4

Analyse du contact balais /collecteur

1. Introduction.....	118
2. Caractérisation des propriétés des matériaux en contact.....	118
2.1. Contact balais/collecteur étudié.....	118
2.2. Microstructure des balais.....	119
2.2.1. Masse volumique des balais et porosité associée	119
2.2.2. Répartition et agencement des constituants.....	121
2.3. Propriétés mécaniques des balais	123
2.4. Propriétés électriques des balais.....	126
3. Tribomètre instrumenté pour l'étude des contacts balais/collecteur	128
3.1. Chaîne cinématique	128
3.2. Instrumentation.....	129
3.2.1. Mesure du couple de frottement	130
3.2.2. Mesure de la résistance de contact	131
3.3. Systèmes de pilotage et d'acquisition	133
3.4. Modes d'utilisation du tribomètre.....	134
3.5. Conditions d'essais.....	135
3.6. Résultats expérimentaux	136
3.6.1. Effort tangentiel.....	136
3.6.1.1. <i>Evolution de l'effort tangentiel au cours du temps</i>	136
3.6.1.2. <i>Effet de la vitesse</i>	137
3.6.2. Résistance de contact.....	138
3.6.3. Pression acoustique.....	140
3.6.4. Vitesse vibratoire.....	141
4. Approche numérique du comportement du contact balai/collecteur	145
4.1. Principe de Ra3D	145

4.2. Application du code Ra3D au contact balai/collecteur.....	146
4.2.1. Profils de rugosité du balai et du collecteur	146
4.2.2. Paramètres de simulation.....	148
4.3. Résultats numériques.....	150
5. Conclusion	152

1. Introduction

Dans ce chapitre, on se propose d'étudier le comportement triboélectrique et vibroacoustique du contact balai/collecteur présent dans le motoréducteur. D'un point de vue expérimental, un dispositif instrumenté afin d'étudier ce contact a été spécialement conçu et développé au LTDS. Il permet notamment de reproduire le plus fidèlement possible les conditions de contact réelles rencontrées sur le motoréducteur NGM. A ce titre, le dispositif exploite l'utilisation des balais, cage à balais et rotor issus de la chaîne de production du motoréducteur de la société INTEVA PRODUCTS.

Une partie des résultats présentés ci-après s'appuient sur l'influence de la nuance de matériaux constitutifs des balais. De ce fait, le premier paragraphe de ce chapitre synthétise la caractérisation des propriétés structurales, mécaniques et électriques des diverses nuances de balais qui ont été expérimentalement étudiées. La seconde partie du chapitre s'attache à décrire le fonctionnement du tribomètre qui a été utilisé pour l'étude du contact balai/collecteur, et une troisième partie présente les résultats obtenus.

Enfin, le contact balai/collecteur a également été étudié via une approche numérique à l'aide du modèle Ra3D qui a été développé au LTDS antérieurement à la présente étude et qui permet l'étude paramétrique du comportement dynamique et acoustique issue du contact de deux solides présentant des surfaces rugueuses réelles. Cette étude est présentée dans la quatrième partie de ce chapitre.

2. Caractérisation des propriétés des matériaux en contact

2.1. Contact balais/collecteur étudié

Les balais étudiés sont des balais métallo-graphitiques. La nuance standard correspond à la référence C7335 fournie par la société AVO Carbon. Cette nuance est composée de 42% de cuivre, 4% de MoS₂, 0.5% d'abrasifs de taille inférieure à 20 µm, le complément étant du graphite. Six autres nuances métallo-graphitiques sont testées, afin d'évaluer l'impact de la teneur en cuivre et en MoS₂ sur le comportement du contact. Toutes les nuances présentent une teneur en abrasifs égale à 0.5%. Ces abrasifs sont de nature minérale et prennent la forme de particules dont la taille caractéristique ne dépasse pas les 20 µm. Le tableau 4.1 présente les taux de cuivre et de MoS₂ présents dans les différentes nuances de balais étudiées.

Echantillons	%Cu	%MoS ₂
A	20	4
B	30	4
C	55	4
D	42	2
E	42	7
F	42	12
J	42	4

Tableau 4.1: Composition des différentes nuances de balais carbonés – J : nuance de référence.

Une caractérisation de la microstructure, des propriétés mécaniques et des propriétés électriques des balais est présentée dans les trois paragraphes qui suivent.

2.2. Microstructure des balais

2.2.1. Masse volumique des balais et porosité associée

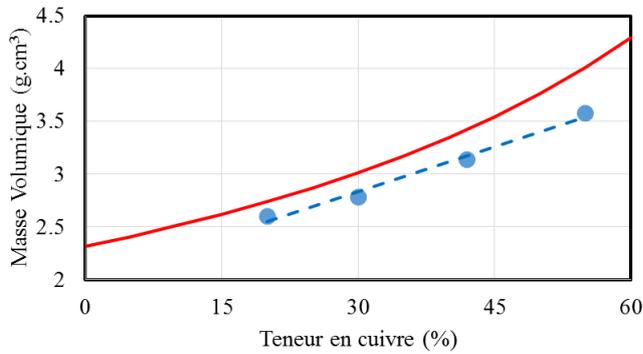
Les mesures de masses volumiques sont réalisées avec un dispositif utilisant le principe d'Archimède au moyen d'une balance hydrostatique. Le principe consiste à peser l'échantillon étudié dans l'air puis dans l'eau. La différence entre les masses mesurées dans l'air m_{air} et dans l'eau m_{eau} correspond à la masse d'un volume d'eau égal au volume de l'échantillon. La masse volumique de l'échantillon ρ est alors donnée par la relation :

$$\rho = \rho_{eau} * \frac{m_{air}}{m_{air} - m_{eau}} \quad 4.1.$$

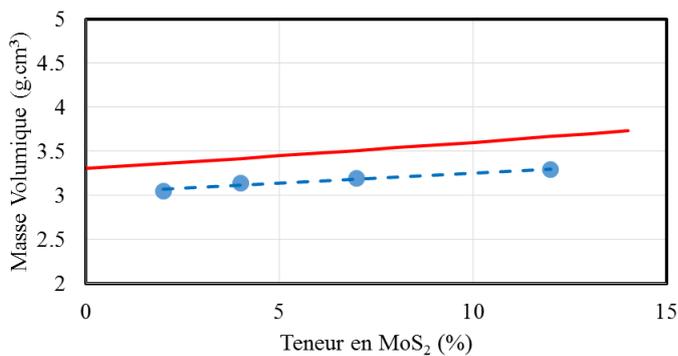
avec : $\rho_{eau} = 0.997 \text{ g.cm}^{-3}$.

La figure 4.1 présente les valeurs de masses volumiques mesurées (croix bleues) en fonction de la teneur des différents constituants. La masse volumique augmente bien sûr avec la teneur en cuivre et la teneur en MoS₂. Sur cette figure, la courbe rouge correspond à la masse volumique théorique calculée en appliquant une loi de mélange classique et en considérant uniquement comme constituants le graphite,

le cuivre, le MoS₂ et les abrasifs (absence de porosité et d'impuretés). Les masses volumiques des constituants prises en compte dans le calcul valent 8.94 g.cm⁻³ pour le cuivre, 2.26 g.cm⁻³ pour le graphite, 5.06 g.cm⁻³ pour le MoS₂ et 3 g.cm⁻³ pour les abrasifs minéraux. Les valeurs mesurées sont en-dessous de la courbe obtenue à partir de la loi des mélanges ; ce qui peut s'expliquer par la présence de porosités dans ces matériaux.



(a)- Evolution de la masse volumique en fonction de la teneur en cuivre. Valeurs obtenues par la loi des mélanges (rouge) – valeurs mesurées (bleu).



(c)- Evolution de la masse volumique en fonction de la teneur en abrasifs. Valeurs obtenues par la loi des mélanges (rouge) – valeurs mesurées (bleu).

Figure 4.1 : Evolution de la masse volumique en fonction de la teneur des différents constituants.

Par la suite, la porosité du matériau est évaluée en termes de taux de vide T_v . L'évaluation de T_v est effectuée par analogie avec le cas d'un matériau polyphasé, tel qu'il est préconisé par les normes ASTM D2753 et ISO 7822-A. On a alors :

$$T_v = 1 - \rho \left(\frac{\phi_C}{\rho_C} + \frac{\phi_G}{\rho_G} + \frac{\phi_M}{\rho_M} + \frac{\phi_A}{\rho_A} \right) \quad 4.2.$$

Dans cette dernière relation ϕ et ρ sont respectivement la fraction massique et la masse volumique des constituants, et les indices C, G, M et A se reportent respectivement au cuivre, graphite, MoS₂ et abrasifs.

Echantillons	Tv (%)
A	4.8
B	7.4
C	10.4
D	9.1
E	8.8
F	10
J	7.9

Tableau 4.2: Taux de porosité des nuances de balais étudiés.

2.2.2. Répartition et agencement des constituants

Les observations des différents matériaux sont effectuées au microscope électronique à balayage (MEB). Afin de visualiser la structure et la répartition des différents constituants au cœur du balai, une fractographie est réalisée sur les matériaux. Pour cela, on réalise une entaille sur une face du balai, l'échantillon est ensuite plongé dans l'azote liquide pendant une minute puis il est impacté afin d'obtenir une rupture fragile du matériau. Les surfaces de rupture obtenues sont ensuite observées au MEB.

Toutes les nuances étudiées présentent globalement le même agencement spatial des constituants. La microstructure est très hétérogène en raison de la répartition éparse du cuivre et du graphite. Les balais sont constitués de blocs de feuillets de graphite empilés de taille variant de 40 à 100 μm , de domaines constitués de particules de cuivre ovoïdes ou vermiculaires dont la taille varie de 1 à 8 μm (la taille des domaines varie entre 30 et 50 μm), et de particules de MoS_2 dispersées un peu partout dans le matériau et dont la taille caractéristique est proche de 20 μm .

La figure 4.2 présente le faciès des particules de cuivre et de MoS_2 observées dans le balai ; des spectres d'analyse EDX valident la nature des particules observées. La figure 4.3 présente la répartition du graphite et du cuivre dans le matériau.

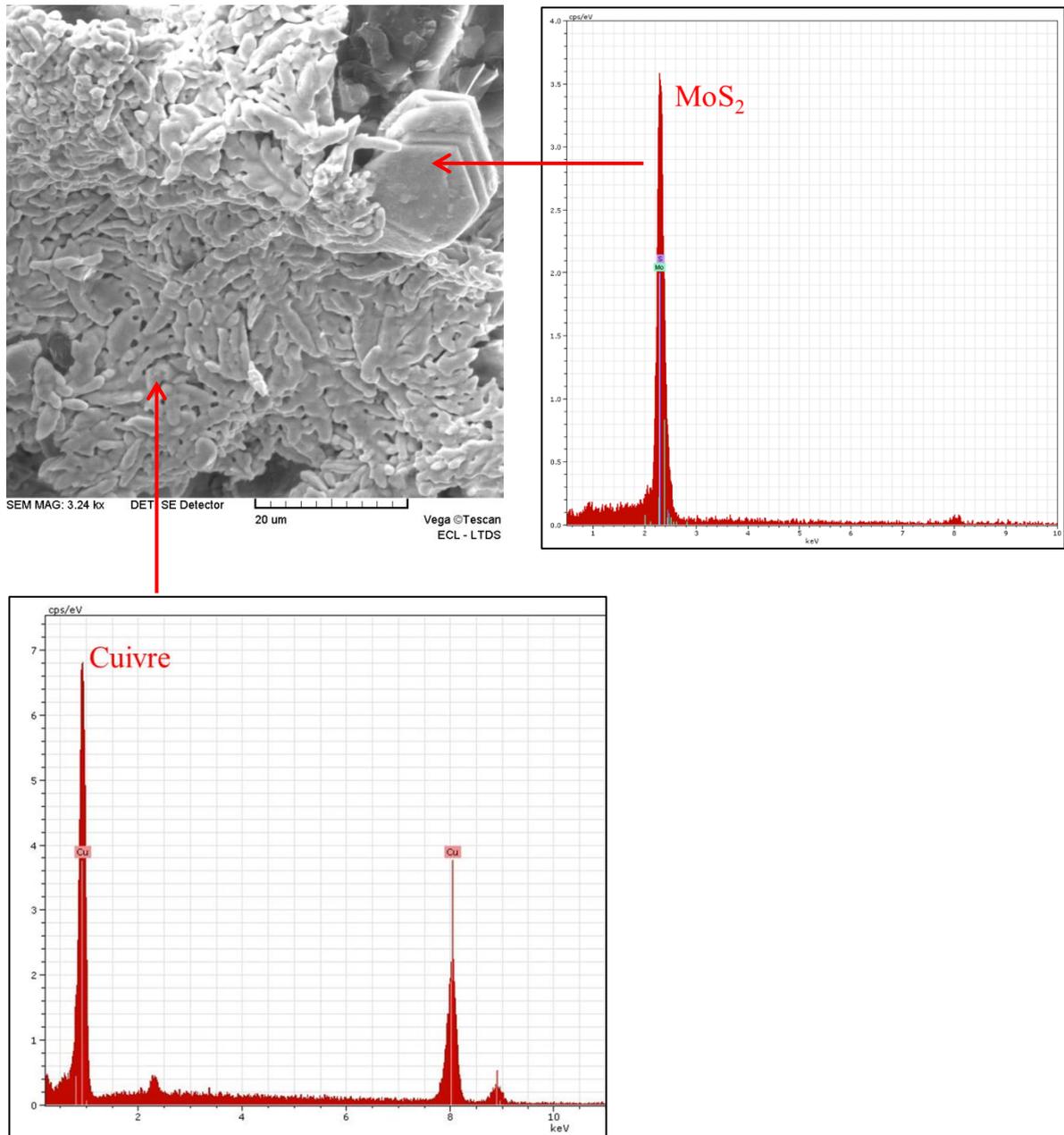


Figure 4.2 : Particules de cuivre et de MoS₂ rencontrées dans les balais étudiés.

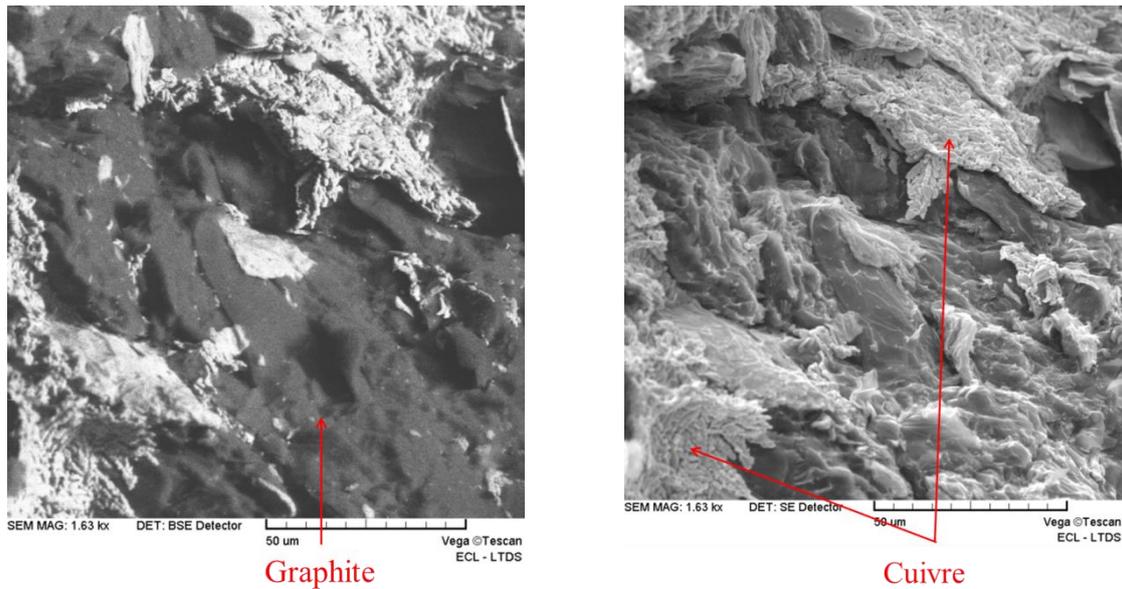


Figure 4.3 : Répartition du graphite et du cuivre dans le matériau observée au MEB. Image en électrons rétrodiffusés (à gauche) et même zone observée en électrons secondaires (à droite).

2.3. Propriétés mécaniques des balais

Les propriétés évaluées ici concernent principalement la dureté H et le module d'élasticité E . Pour estimer ces deux propriétés, des essais d'indentation instrumentés sont réalisés grâce à un micro-indentateur muni d'une pointe Vickers en diamant. La méthode de mesure utilisée est la Quasi Continuous Stiffness Method (QCSM) [www.asmec.de]. La méthode QCSM consiste à superposer, pendant l'essai d'indentation, une oscillation sinusoïdale de faible amplitude au signal de force, pendant une durée de 1 à 4 s au cours de laquelle la force moyenne appliquée est constante (cf. figure 4.4).

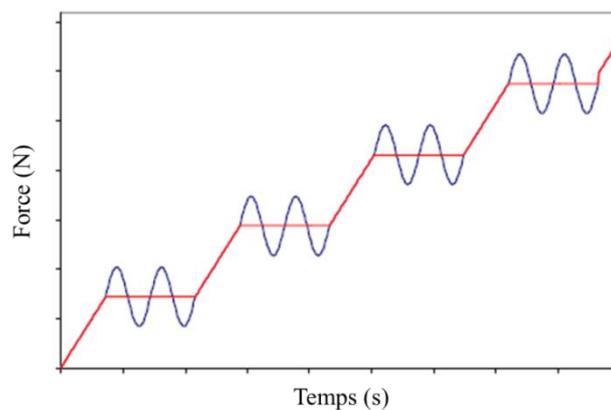


Figure 4.4 : Courbe illustrant la méthode QCSM lors d'un essai d'indentation. Force continue (rouge) – oscillations sinusoïdales (bleu). [www.asmec.de]

Connaissant la raideur et l'amortissement des composants du système, on peut déterminer la raideur de contact S à partir de :

$$S = \left(\frac{1}{\frac{F}{h} * \cos(\delta) - K - m\omega^2} - \frac{1}{S_f} \right)^{-1} \quad 4.3.$$

Où F est l'amplitude de la force, h est l'amplitude du déplacement, S_f est la raideur de l'indenteur, ω est la pulsation angulaire, m est la masse de la pointe Vickers, K est le coefficient d'amortissement et δ est le déphasage entre le déplacement et la force.

La figure 4.5 est une représentation schématique d'une courbe force-enfoncement typique obtenue lors d'un essai d'indentation s'appuyant sur la méthode QCSM. Cette courbe consiste en une charge (pénétration de l'indenteur jusqu'à la charge maximale), un temps de stabilisation à la force maximale appliquée (force constante) et une décharge (retrait progressif de l'indenteur). Lors de la charge, le matériau a un comportement élastoplastique tandis que lors de la décharge, le comportement est essentiellement élastique. La raideur de contact est obtenue à partir de la tangente à la courbe force-enfoncement lors des décharges partielles appliquées au cours de la phase de charge.

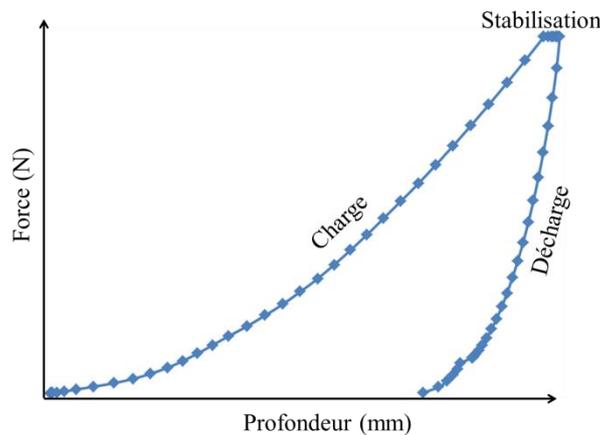


Figure 4.5 : Courbe force-profondeur obtenue lors d'un essai d'indentation.

La dureté H est définie comme le rapport entre la force appliquée F et l'aire de contact projetée A_c qui est fonction de l'enfoncement h_c .

$$H_{HV} = \frac{F}{A_c(h_c)} \quad 4.4.$$

Le module d'élasticité E du matériau dépend des paramètres de l'indenteur et du module d'élasticité réduit de contact E_r entre l'indenteur et l'échantillon. Le module d'élasticité E est défini par la relation suivante:

$$E = \frac{1 - \nu^2}{\frac{1}{E_r} - \frac{1 - \nu_i^2}{E_i}} \quad 4.5.$$

$$E_r = \frac{\sqrt{\pi}}{2\beta} * \frac{S}{\sqrt{A_c}} \quad 4.6.$$

Où ν est le coefficient de Poisson de l'échantillon testé. ν_i et E_i sont respectivement le coefficient de Poisson et le module d'élasticité de l'indenteur. S est la raideur de contact, A_c est l'aire de contact projetée et β un facteur de correction qui prend en compte la géométrie de l'indenteur, l'affaissement du matériau et l'émoussement de la pointe.

Les tests d'indentation sont effectués à une charge maximale imposée de 1.9 N. En effet, une série d'essais réalisés au préalable avec des charges plus faibles ne permettait pas d'obtenir les propriétés mécaniques globales du matériau attendues, compte tenu de l'hétérogénéité du matériau.

Douze indents espacés de 750 μm ont été réalisés sur chaque balai. Les mesures effectuées sur les 7 nuances montrent que la taille des indents est de l'ordre de 150 μm .

La dureté et le module d'élasticité de la nuance de référence sont respectivement de l'ordre de 100 MPa et 5 GPa.

La figure 4.6 montre l'évolution de la dureté et du module d'élasticité des différentes nuances de balais en fonction de la teneur des différents constituants. La dureté et le module d'élasticité augmentent linéairement avec la teneur en cuivre et la teneur en MoS₂.

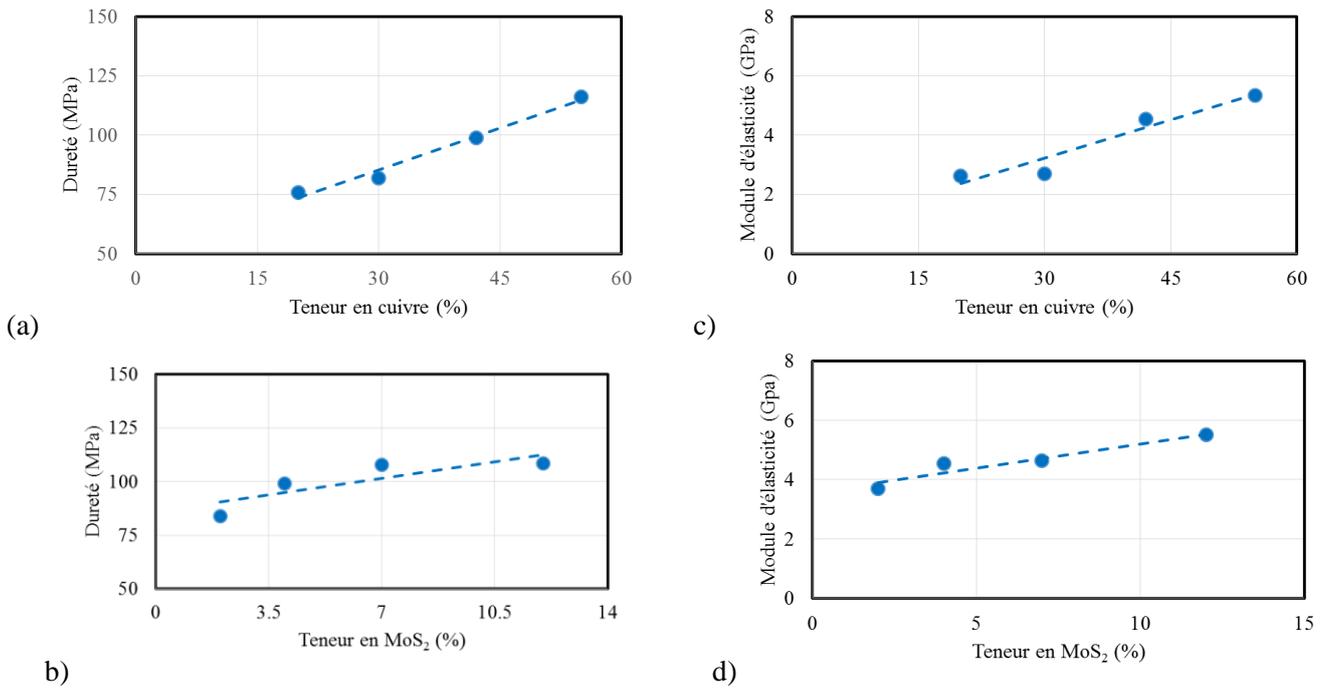


Figure 4.6 : Evolution de la dureté (a, b) et du module d'élasticité (c, d) en fonction du pourcentage des différents constituants.

2.4. Propriétés électriques des balais

La résistivité électrique R représente la capacité d'un matériau à s'opposer à la circulation du courant électrique. Pour évaluer la résistivité, nous avons utilisé une méthode 4 points adaptées aux matériaux très conducteurs (cf. figure 4.7). Elle consiste à faire circuler un courant I grâce à un générateur de courant, à travers deux pointes en contact : l'une avec la face frottante du balai et l'autre avec la face opposée à la face frottante. A l'aide d'un nanovoltmètre, la tension U est mesurée aux bornes de deux pointes séparées par une distance d égale à 2.54 mm et positionnées sur la face perpendiculaire à la face frottante du balai. La résistivité est déterminée par la formule :

$$R = \frac{U}{I} * \frac{h * l}{d} \tag{4.7}$$

Où h est l'épaisseur du balai et l est la largeur du balai.

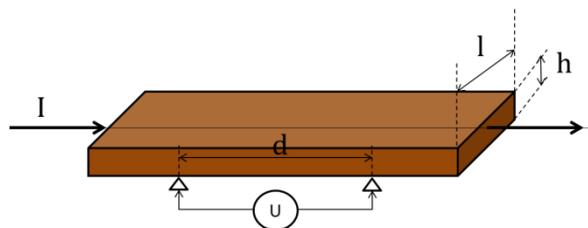


Figure 4.7: Méthode de mesure de la résistivité des balais.

La figure 4.8 montre que le balai présente un comportement ohmique quel que soit le sens de circulation du courant.

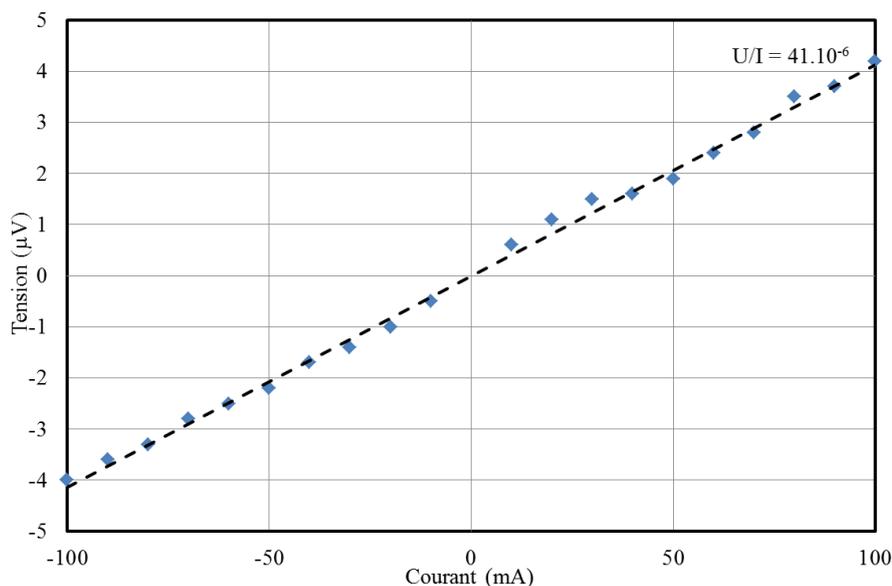


Figure 4.8: Courbe $U = f(I)$ – nuance J.

La pente obtenue correspond au rapport U/I et permet de déterminer la résistivité du matériau à l'aide de l'équation 4.7 ci-dessus. Les nuances D, E et F présentent une résistivité du même ordre de grandeur que celle de la nuance de référence ; à savoir $18 \mu\Omega.cm$.

La figure 4.9 montre que la résistivité des matériaux diminue exponentiellement uniquement lorsque l'on augmente le taux de cuivre (de 20 à 55%). Le taux de MoS_2 n'influe pas sur la résistivité des matériaux. Ceci confirme le fait que le cuivre est le matériau qui influe le plus sur la conductivité des balais.

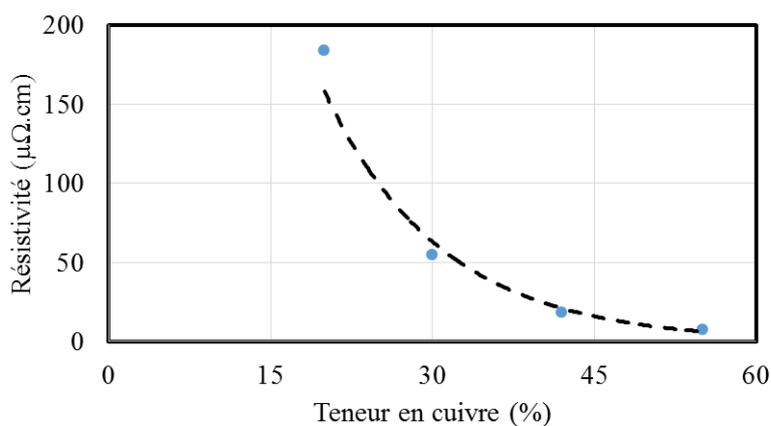


Figure 4.9: Evolution de la résistivité électrique en fonction du taux de cuivre.

3. Tribomètre instrumenté pour l'étude des contacts balais/collecteur

3.1. Chaîne cinématique

Le tribomètre utilisé pour étudier le comportement triboélectrique et vibroacoustique du contact balai/collecteur (cf. figure 4.10) est constitué d'un rail en acier sur lequel est fixé un moteur brushless. L'axe de rotation du moteur brushless est relié par un accouplement souple à un arbre maintenu par une pince supportée par le palier à roulements (c). Le rotor est maintenu au niveau de ses deux extrémités par deux pinces supportées par deux paliers à roulement (d et h). Le collecteur du rotor est en contact avec deux balais métallo-graphitiques soudés sur un porte-balais. Ce dernier est fixé sur une structure en acier par des vis. La pince supportée par le palier à roulement (i) permet de relier le collecteur tournant au rotor.

Le tribomètre est positionné sur un marbre, lui-même posé sur un bloc en béton.

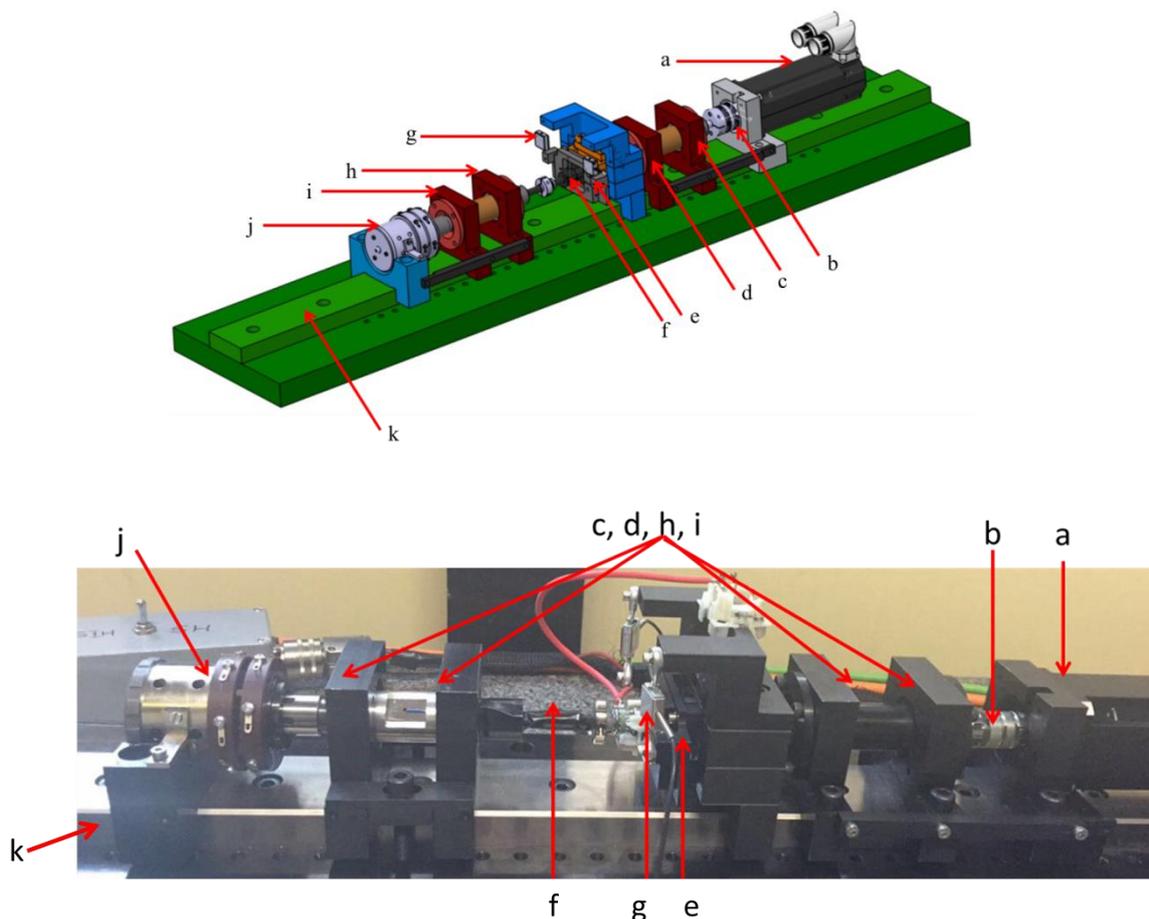


Figure 4.10 : Tribomètre dédié à l'étude du contact balai/collecteur. Moteur brushless (a) – accouplement souple (b) – palier à roulements (c, d, h, i) – cage à balais (e) – rotor (f) – capteurs de forces (g) – collecteur tournant (j) – rail (k).

3.2. Instrumentation

Le tribomètre est instrumenté (cf. figure 4.11) pour permettre la caractérisation triboélectrique et vibroacoustique du contact balai/collecteur. Deux capteurs de forces monoaxiaux résistifs sont positionnés verticalement, grâce à un système de rotules, de part et d'autre de la structure qui maintient la cage à balais. Les capteurs de forces permettent de mesurer les efforts F_1 et F_2 correspondant aux forces tangentielles de chacun des balais. Le collecteur tournant permet de mesurer la résistance électrique d'un contact balai/collecteur. La réponse acoustique est mesurée à l'aide d'un microphone ¼ pouce placé au plus près des contacts balais/collecteur (10 mm environ). Sa sensibilité est égale à 50 mV/Pa. Un vibromètre laser pointant sur le dos du balai permet de mesurer la vitesse vibratoire de ce dernier. Sa sensibilité est égale à 50 V/m/s.

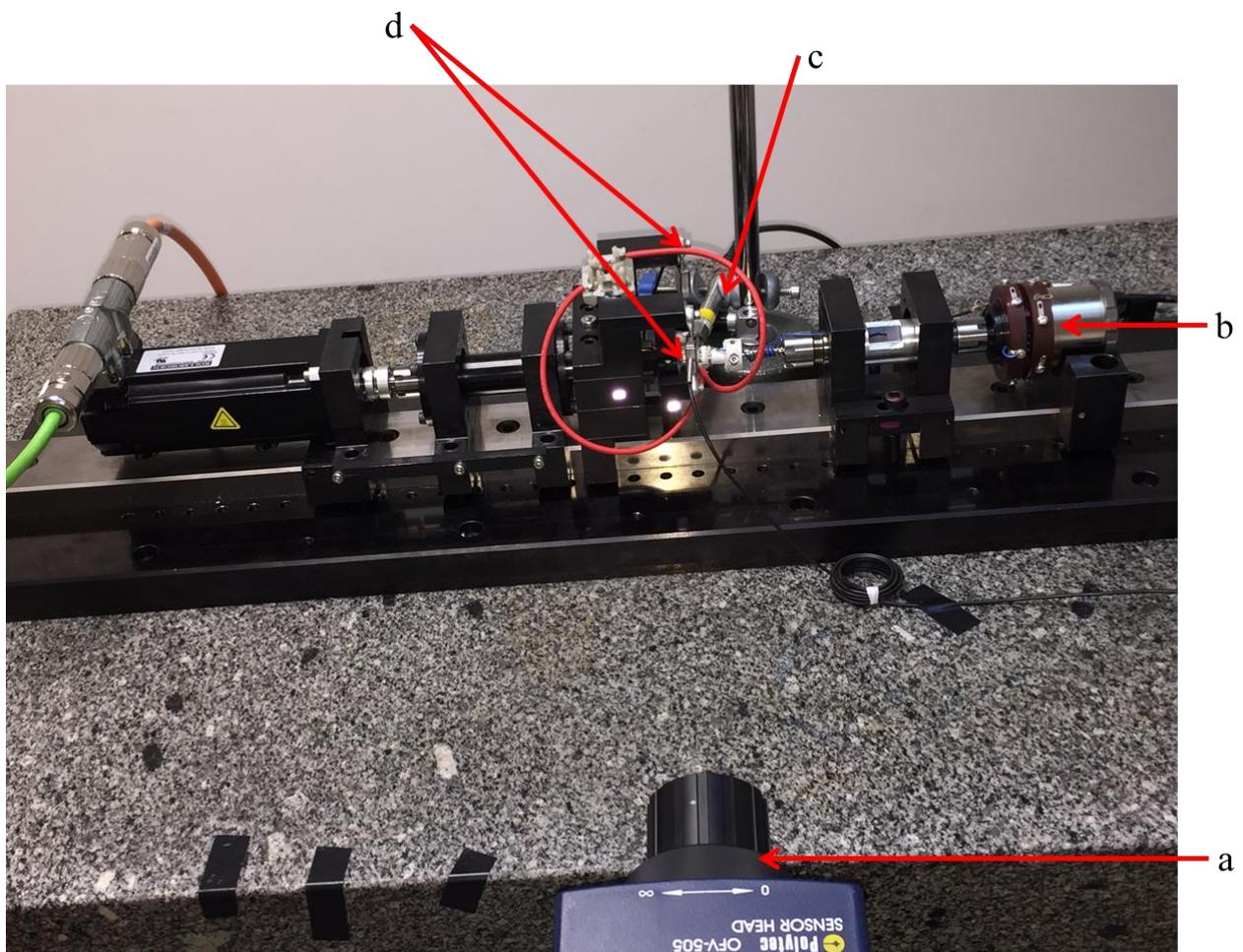


Figure 4.11 : Tribomètre instrumenté. Vibromètre laser (a) – Collecteur tournant (b) – Microphone (c) – Capteurs de forces (d).

3.2.1. Mesure du couple de frottement

Un étalonnage du couple mesuré par les capteurs prenant en compte le montage de ces derniers sur le tribomètre a été réalisé en appliquant des forces connues sur les capteurs à l'aide de masses mortes suspendues par des fils (et une poulie dans le cas d'une charge en compression). Cet étalonnage donne les résultats suivants (figure 4.12) :

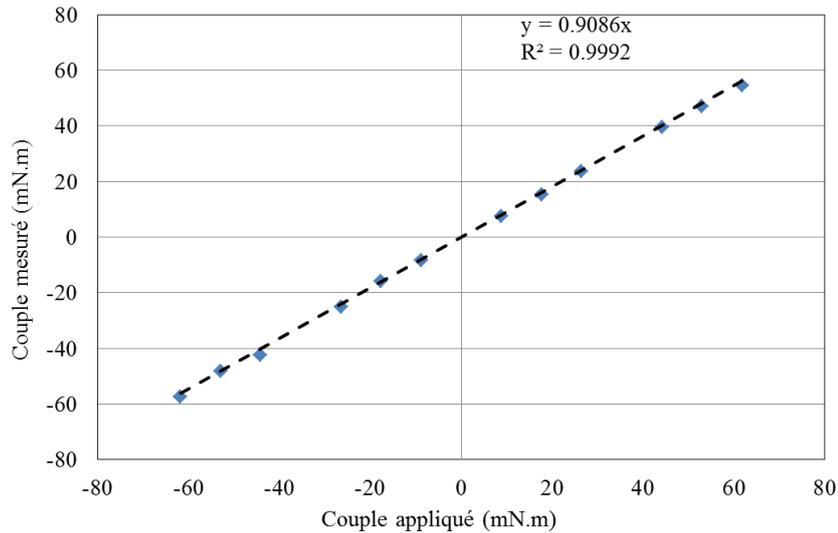


Figure 4.12 : Courbe d'étalonnage du couple de frottement.

Il est important de noter qu'environ 10% des efforts appliqués ne sont pas transmis aux capteurs. Le couple de frottement réel C_f est donc égal à :

$$C_f \approx \frac{1}{0.91} * C_{mesuré} \quad 4.7.$$

Le couple de frottement mesuré est obtenu à partir des efforts F_1 et F_2 lus par les deux capteurs de forces.

Le couple de frottement mesuré est calculé par la relation suivante :

$$C_{mesuré} = \frac{\langle C_{sensH} \rangle - \langle C_{sensAH} \rangle}{2} \quad 4.8.$$

$$\langle C_{sensH} \rangle = \langle F_1 - F_2 \rangle_{sensH} * d \quad 4.9.$$

$$\langle C_{sensAH} \rangle = \langle F_1 - F_2 \rangle_{sensAH} * d \quad 4.10.$$

Où d est le bras de levier qui correspond à la distance entre les deux capteurs de forces ($d = 90$ mm). $sensH$ correspond à la rotation du collecteur dans le sens horaire et $sensAH$ dans le sens anti-horaire.

Connaissant le couple de frottement, l'effort tangentiel exercé sur chaque balai peut alors être calculé à l'aide de la relation suivante :

$$F_t = \frac{C_f}{2R} \quad 4.11.$$

Où $R = 7$ mm est le rayon du collecteur.

Le coefficient de frottement s'écrit :

$$\mu = \frac{F_t}{F_n} \quad 4.12.$$

Avec F_n , la force normale appliquée sur un balai, égale à 1 N (donnée INTEVA PRODUCTS).

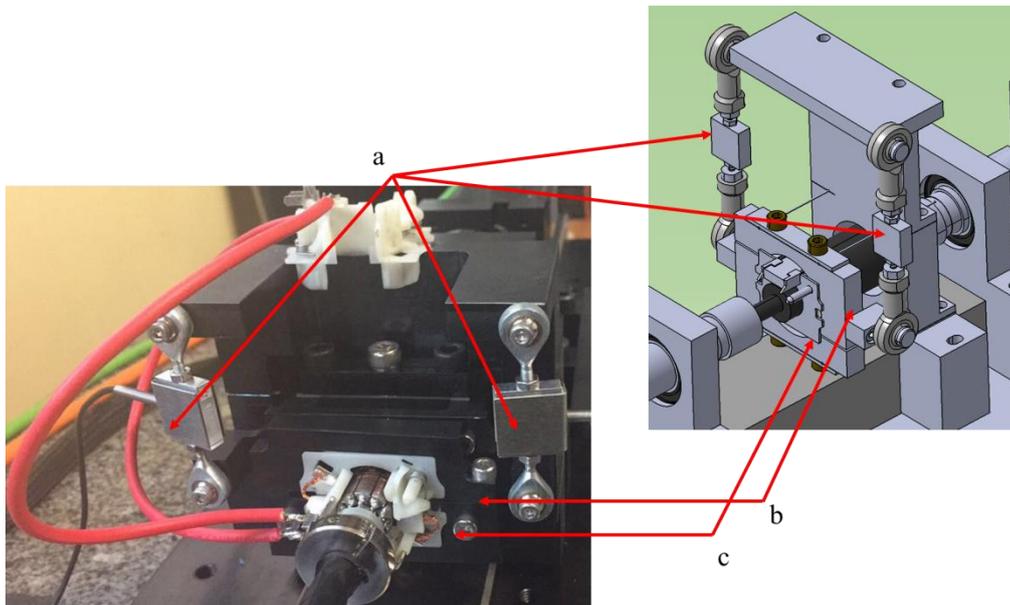


Figure 4.13 : Capteurs de force (a) – structure supportant la cage à balais (b) – cage à balais (en blanc sur la photographie) (c).

3.2.2. Mesure de la résistance de contact

La mesure de la résistance de contact entre un balai et le collecteur a nécessité la mise en œuvre d'une méthode complexe car il s'agit de mesurer la différence de potentiels entre un balai fixe et un collecteur en mouvement rotatif. De plus, on souhaite pouvoir alterner des phases au cours desquelles la résistance de contact est mesurée avec des phases pendant lesquelles le système {balai – collecteur} est sollicité électriquement de la même manière que lors du fonctionnement réel du motoréducteur. C'est-à-dire :

circulation d'un courant d'environ 5A depuis un balai vers une lame de collecteur, circulation du courant dans le bobinage puis passage du courant de la lame diamétralement opposée vers le second balai ; ce qui inclut l'existence du phénomène de commutation.

Pour ce faire, le collecteur a été modifié (cf. figure 4.19) en enlevant de la matière au niveau de la bakélite pour y loger 10 connectiques et les relier électriquement aux 10 lames du collecteur par soudage tout en conservant une isolation électrique des segments entre eux.

Pour effectuer la mesure de la résistance de contact, on relie le collecteur tournant au rotor. Une pièce de connexion électrique reliée aux 10 connectiques du rotor permet de court-circuiter le bobinage (cf. figure 4.19). Un câble soudé à la pièce de connexion électrique et au collecteur tournant permet de faire circuler le courant électrique du collecteur étudié à la partie mobile du collecteur tournant. Par conséquent, le clipsage de la pièce de connexion électrique sur le collecteur permet de mesurer la chute de tension entre le balai et le collecteur étudiés en réalisant une mesure de tension entre le balai et la connectique fixe du collecteur tournant. En revanche, lorsque la pièce de connexion électrique est déclipée du collecteur étudié, le système {collecteur-bobinage} fonctionne classiquement, phénomène de commutation inclus.

Un outil de mesure développé au LTDS permet à la fois l'alimentation électrique d'un contact et la mesure de la différence de potentiel aux bornes de ce dernier [Zouabi 2016]. Ce dispositif est construit sur le principe du pont diviseur.

La résistance électrique R_c du contact entre un balai et le collecteur est calculée à partir du schéma du pont diviseur de tension ci-dessous :

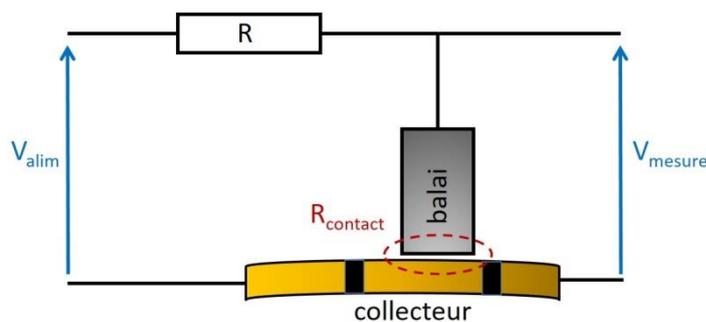


Figure 4.14 : Schéma du pont diviseur de tension.

Elle est définie par la relation suivante :

$$R_c = R_{alim} * \frac{V_m}{V_{alim} - V_m} - R_{montage} \quad 4.13.$$

Où R_{alim} correspond à la résistance de charge du dispositif et est égale à 25Ω , V_{alim} correspond à la tension d'alimentation du dispositif et est égale à 10 V , V_m correspond à la tension mesurée entre un balai et le collecteur et $R_{montage}$ correspond à la résistance du montage qui varie entre 0.19 et 0.21Ω .

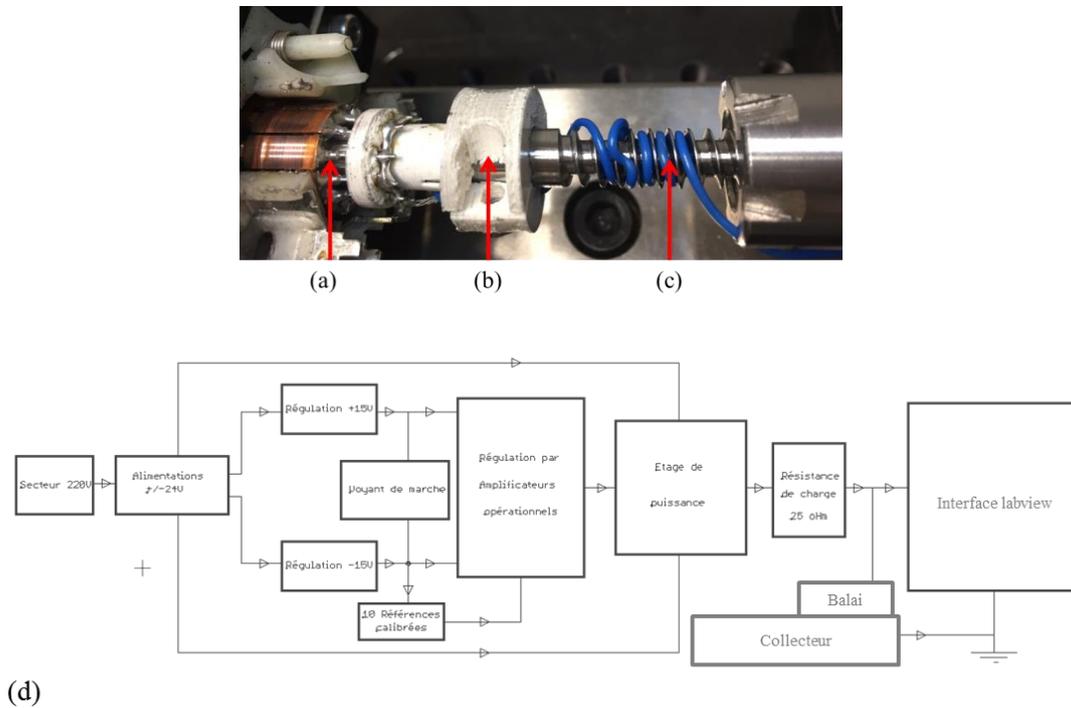


Figure 4.15 : Phase de mesure de la résistance de contact électrique. Collecteur modifié (a) - pièce de connexion électrique (b) – câble reliant la pièce de connexion électrique au collecteur tournant (c) – structure du dispositif de mesure de résistance électrique de contact (d).

On notera que l'utilisation d'une résistance de charge de 25Ω permet de limiter le courant maximum à une valeur de 0.4 A qui est suffisante pour effectuer les mesures de résistance et qui permet d'éviter la dégradation des surfaces en contact.

3.3. Systèmes de pilotage et d'acquisition

Le tribomètre est piloté à l'aide d'un programme labVIEW développé au laboratoire qui permet de choisir les voies de mesure, la vitesse de rotation du moteur brushless et le nombre de cycles de frottement à réaliser. Les voies de mesure sont reliées à une carte d'acquisition National Instrument. Le même programme labVIEW permet de stocker les mesures de pression acoustique, vitesse vibratoire, tension V_m aux bornes du contact entre un balai et le collecteur et efforts tangentiels F_1 et F_2 sous la forme d'un fichier de type TDMS.

3.4. Modes d'utilisation du tribomètre

Le tribomètre permet de conduire des essais d'endurance et des phases de mesures. La vitesse de rotation maximale autorisée est égale à 6000 tr/min.

Pendant les phases d'endurance notées (e), les mesures des efforts tangentiels des balais sont enregistrées. Un essai d'endurance consiste en un nombre N de cycles notés (c) défini par l'utilisateur. Un cycle (cf. figure 4.20) dure 12 s et correspond à une rotation du rotor dans un sens (1 s d'accélération + 4 s de régime constant + 1 s de décélération) puis dans l'autre (1 s d'accélération + 4 s de régime constant + 1 s de décélération).

Pendant les phases d'endurance, il y a la possibilité de faire circuler du courant ou non à l'aide du système d'alimentation de puissance pour moteurs à courant continu type HP 6032 (alimentation 24V, boîtier MEROBEL DGT 2000) utilisé lors de la caractérisation vibroacoustique du motoréducteur (cf. chapitre 3).

Durant les phases de mesurées notées (m), la réponse acoustique, la réponse vibratoire et la résistance de contact balai/collecteur sont enregistrées en plus des efforts tangentiels. Les phases (m) correspondent à 1 cycle (c) que l'on peut répéter un certain nombre de fois.

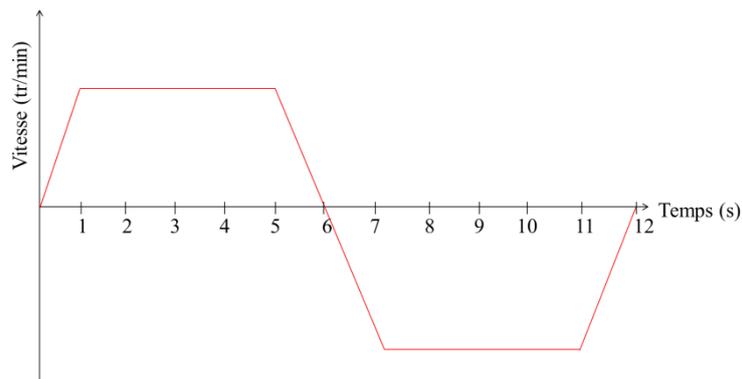


Figure 4.16 : Cycle d'essai.

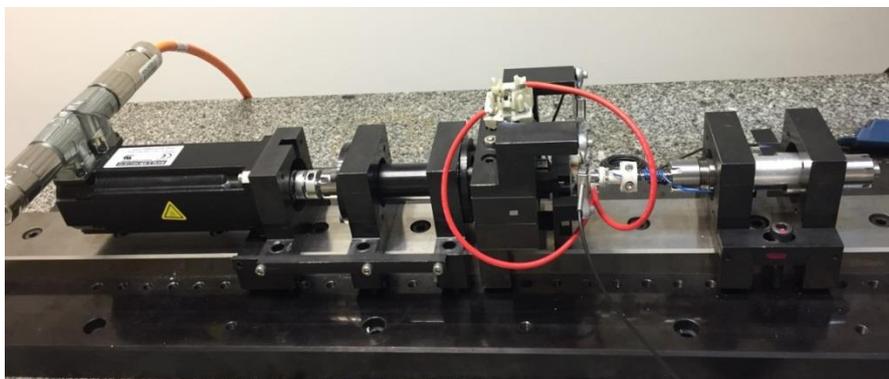


Figure 4.17: Banc d'essais pendant les phases d'endurance – collecteur tournant désaccouplé du rotor et pièce de connexion électrique non connectée.

3.5. Conditions d'essais

Pour notre étude, les 7 nuances de balai du tableau 4.1 ont été testées (nuances A, B, C, D, E, F, J). La procédure d'essais choisie pour notre étude est décrite sur la figure 4.18. Tout d'abord, la phase (0) est effectuée. Elle correspond au montage d'un nouveau rotor, à la mise en place de nouveaux balais sur la cage à balais et à la remise à zéro des capteurs de force. Ensuite, la phase (e) est réalisée : elle correspond à 300 cycles (c) effectués à une vitesse de 2500 tr/min. Pendant cette phase, on injecte un courant égal à 5 A.

Le passage d'une phase (e) à une phase (m) correspond à la phase (1) qui nécessite de :

- couper l'alimentation électrique issue du générateur de tension,
- relier électriquement les lames du collecteur en enfichant la pièce de connexion électrique sur les 10 connectiques du collecteur,
- connecter le dispositif de mesure électrique au collecteur tournant et au balai,
- armer les balais du collecteur tournant,
- positionner le microphone et le vibromètre laser pour mesurer respectivement la pression acoustique et la vitesse vibratoire du dos du balai (surface parallèle à la surface de contact).

Les phases de mesures (m) peuvent alors être réalisées. Entre chaque phase de mesure, un temps d'arrêt de 2 min est observé. Chaque phase de mesure (m) est répétée 3 fois pour chacune des vitesses de rotation appliquée : 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 et 6000 tr/min.

A l'issue des phases de mesures, les balais du collecteur tournant sont désarmés, la pièce de connexion électrique et le collecteur tournant ne sont plus reliés au rotor (2).

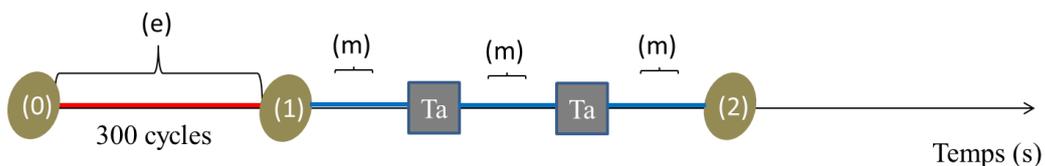


Figure 4.18: Procédure de réalisation des essais.

3.6. Résultats expérimentaux

3.6.1. Effort tangentiel

3.6.1.1. Evolution de l'effort tangentiel au cours du temps

La figure 4.19 présente l'évolution temporelle de F_1-F_2 au cours d'un cycle.

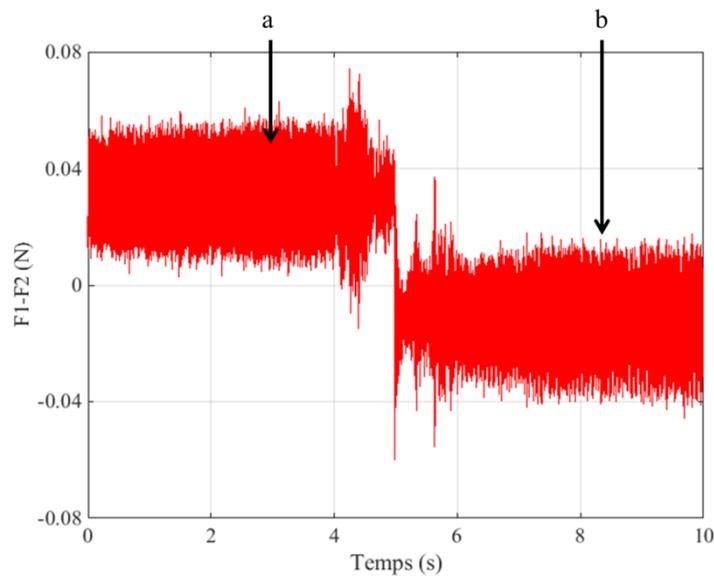


Figure 4.19 : Evolution temporelle du couple mesuré au cours d'un cycle à 6000 tr/min. Sens horaire (a) – sens anti-horaire (b).

La figure 4.20 présente l'évolution de l'effort tangentiel en fonction du nombre de cycles. Deux phases peuvent être observées : une première phase qui correspond à la création de la patine entre 0 et 50 cycles (600 s) et une deuxième phase de stabilisation entre 51 et 300 cycles.

En effet, la mise en mouvement du contact glissant balai/collecteur génère un nouvel élément dans la zone de contact, le 3^{ème} corps, qui va fortement influencer les comportements mécaniques et électriques du contact. Ce troisième corps appelé « patine » est le résultat d'un processus physico-chimique complexe dans lequel les matériaux du balai, les lames du collecteur et l'environnement sont les composants tandis que le passage du courant à travers le contact et la température sont les paramètres qui intensifient le processus chimique [Shobert 1965]. La patine n'est pas une couche homogène avec des propriétés constantes mais une couche constituée d'oxydes métalliques et de très fines particules de carbone.

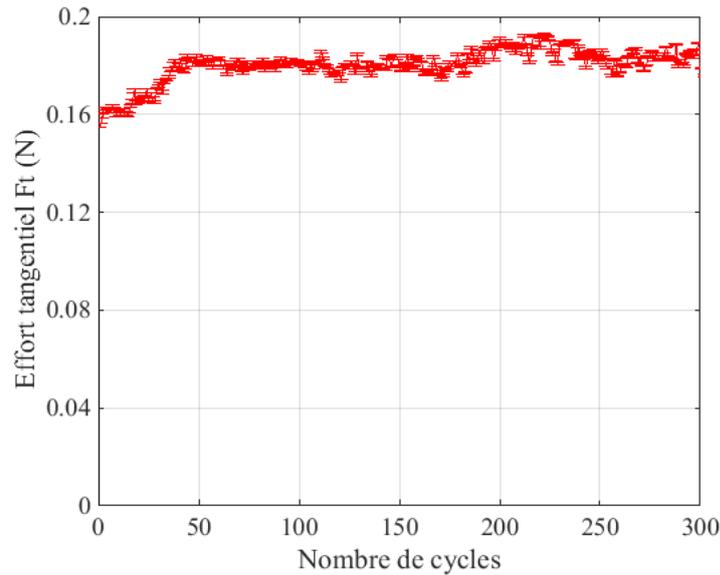


Figure 4.20 : Evolution de l'effort tangentiel en fonction du nombre de cycles.

Le coefficient de frottement entre le balai et le collecteur est du même ordre de grandeur quelle que soit la nuance considérée ; il est égal à 0.18 au bout de 300 cycles.

Des essais réalisés avec et sans courant ont également montré que le courant n'a pas d'influence sur l'évolution de l'effort tangentiel. Ces observations divergent des constatations de certains auteurs [Lancaster 1964, Paulmier 1997, Csapo 1995] qui ont mis en évidence expérimentalement la diminution du coefficient de frottement en présence d'un courant traversant le contact lors du frottement comparativement au contact non électrifié.

3.6.1.2. Effet de la vitesse

La figure 4.21 montre que l'effort tangentiel varie peu avec la vitesse de rotation du rotor, bien qu'une légère augmentation soit classiquement observée. Les valeurs des efforts sont du même ordre de grandeur pour les 7 nuances (0.14 N en moyenne).

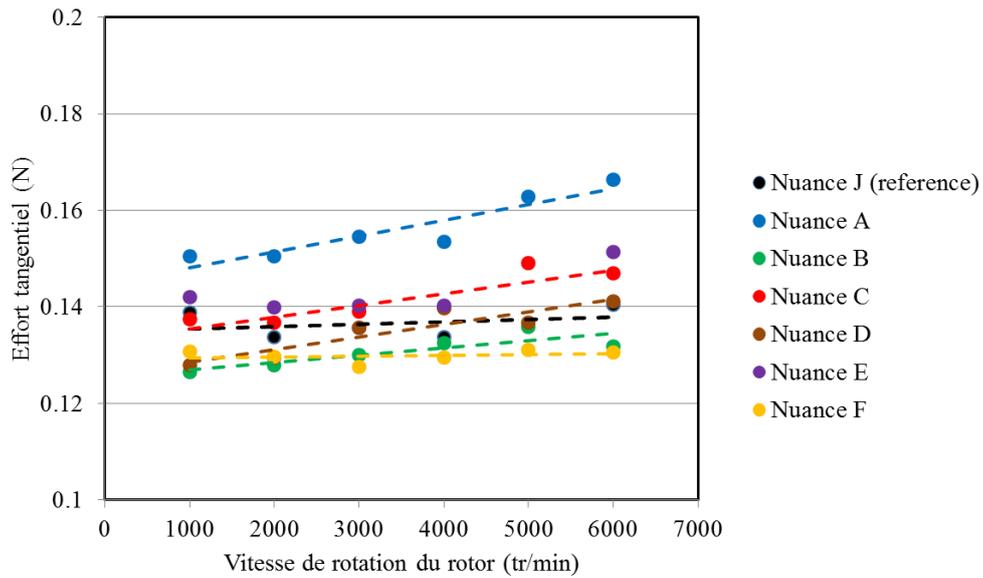


Figure 4.21 : Evolution de l'effort tangentiel des 7 nuances en fonction de la vitesse de rotation du rotor.

3.6.2. Résistance de contact

La figure 4.22 présente l'évolution temporelle de la tension mesurée entre le balai et le collecteur au cours d'un cycle à 6000 tr/min. L'amplitude de la chute de contact est plus élevée dans le sens anti-horaire que dans le sens horaire.

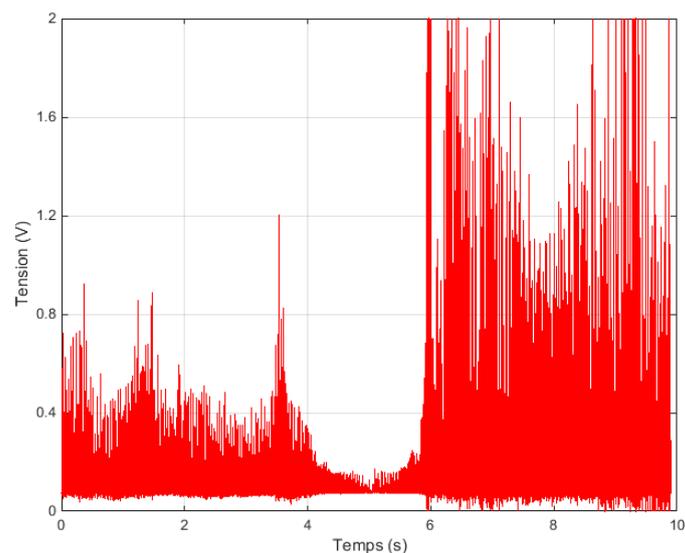


Figure 4.22 : Evolution temporelle de la tension mesurée au cours d'un cycle à 6000 tr/min – Nuance J.

Les figures 4.23 et 4.24 présentent l'évolution de la résistance de contact en fonction de la vitesse de rotation du rotor, du taux de cuivre (cf. figure 4.27) et du taux de MoS₂ (cf. figure 4.28). Les valeurs de résistivité obtenues sont semblables à celles mesurées par [Chazalon 2013] sur des contacts similaires. En effet, il étudie le contact entre un disque en cuivre et un balai métallo-graphitique de composition semblable à celles que nous étudions et rapporte des résistances de contact comprise entre 10 et 200 mΩ.

On observe que la résistance de contact augmente avec la vitesse de rotation du rotor quelle que soit la nuance considérée. Les essais réalisés ne permettent pas de conclure quant à l'effet du cuivre et du MoS₂ sur la résistance de contact (cf. figure 4.28).

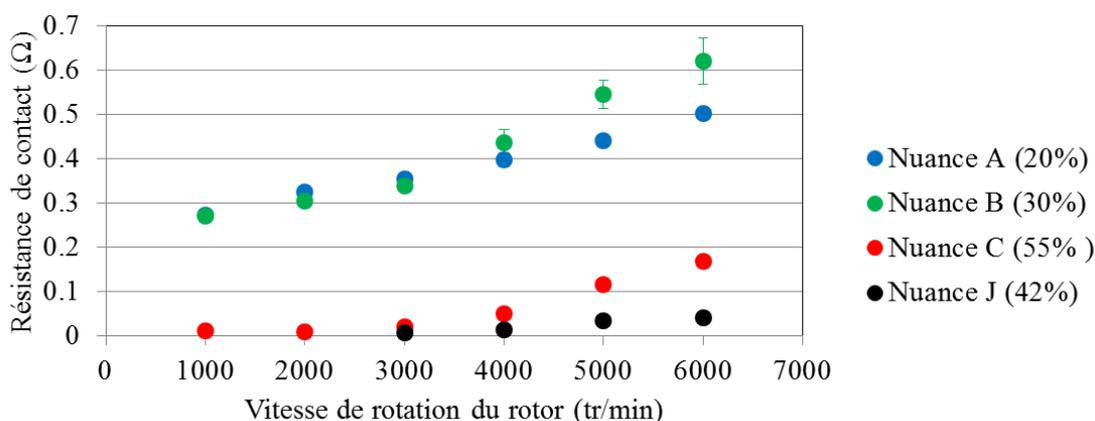


Figure 4.23 : Evolution de la résistance de contact en fonction de la vitesse de rotation du rotor et effet du taux de cuivre.

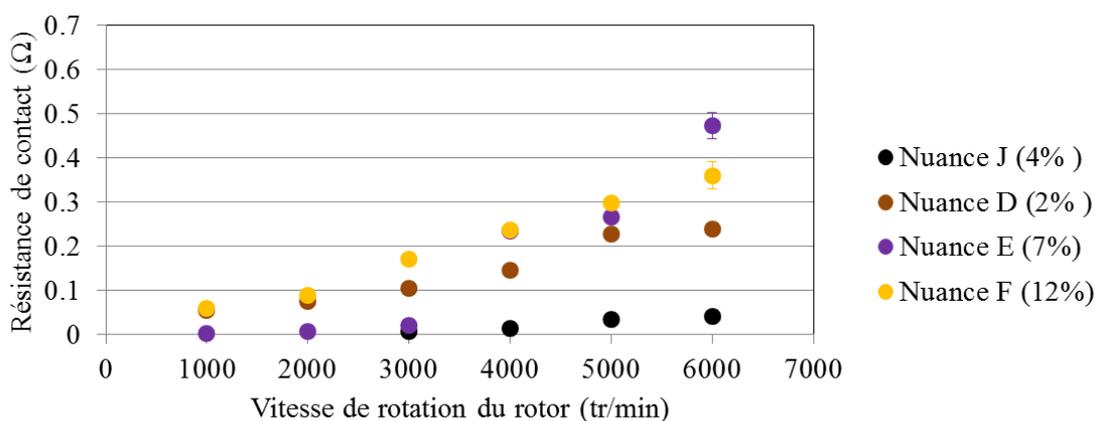


Figure 4.24: Evolution de la résistance de contact en fonction de la vitesse de rotation du rotor et effet du taux de MoS₂.

3.6.3. Pression acoustique

La figure 4.25 présente l'évolution temporelle de la pression acoustique mesurée au cours d'un cycle à 6000 tr/min.

Les mesures réalisées avec le microphone ne permettent pas d'évaluer correctement la pression acoustique induite par le balai, en raison des nombreuses sources acoustiques secondaires liés au fonctionnement du banc d'essais qui parasitent le signal (moteur, roulements, etc.). Le niveau de pression global mesuré (environ 70 dB à 6000 tr/min) est sensiblement le même avec et sans contacts entre les balais et le collecteur, quelle que soit la nuance considérée.

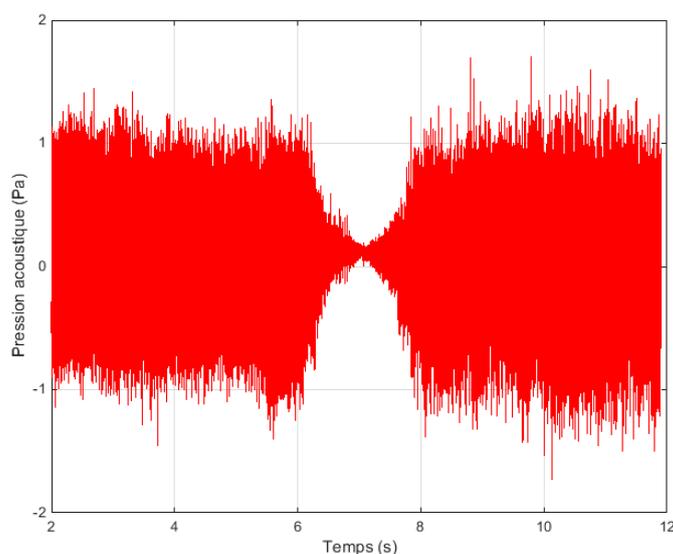


Figure 4.25 : Evolution temporelle de la pression acoustique au cours d'un cycle à 6000 tr/min – Nuance J.

Néanmoins, on distingue à l'oreille une différence de signature acoustique lorsqu'on supprime les contacts entre les balais et collecteur, puis lorsqu'on rétablit ces contacts.

La figure 4.26 présente la densité spectrale de puissance de la pression acoustique représentée en tiers d'octave avec ou sans contact entre les balais et le collecteur. L'analyse de cette figure montre qu'une grande partie de l'énergie acoustique mesurée est contenue dans la bande de fréquence [1 - 4 kHz]. Néanmoins, le rétablissement du contact induit un enrichissement du spectre dans la bande de fréquences [4 - 20 kHz] (encadrée en vert ci-dessous).

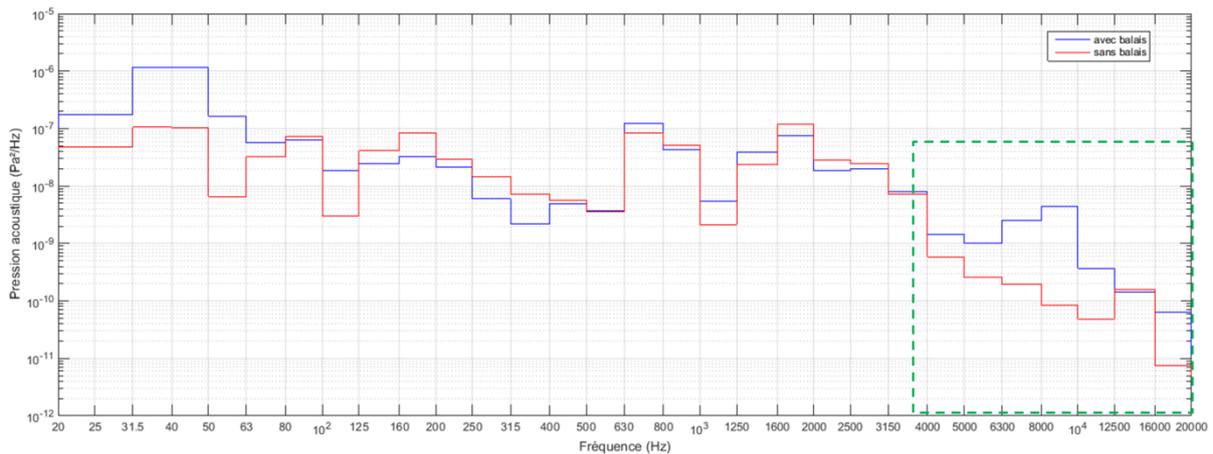


Figure 4.26: Densité spectrale de puissance de la pression acoustique en 1/3 d’octave au cours d’un cycle à 6000 tr/min – Nuance J. Avec balais (bleu) – Sans balais (rouge).

3.6.4. Vitesse vibratoire

La figure 4.27 présente l’évolution temporelle de la vitesse vibratoire mesurée sur le balai (en rouge) et sur le support de la cage à balais (en bleu) au cours d’un cycle. La différence significative de niveaux observée confirme que la réponse mesurée est bien imputable aux vibrations du balai et non à celles de son environnement.

On observe que l’amplitude de la vitesse vibratoire du balai est semblable quel que soit le sens de rotation du rotor. Ainsi, pour une vitesse de rotation du motoréducteur de 6000 tr/min, la valeur efficace de la vitesse vibratoire est de l’ordre de 26 ± 0.02 mm/s.

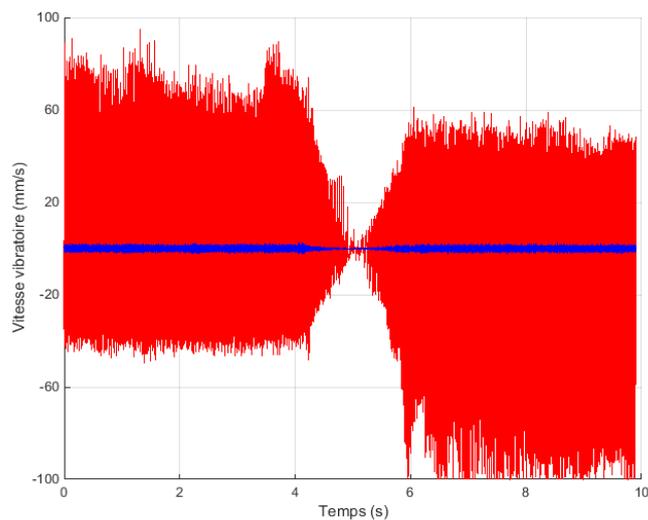


Figure 4.27 : Evolution temporelle de la vitesse vibratoire mesurée au cours d’un cycle – Nuance J. Balai (rouge) – support de la cage à balai (bleu).

La figure 4.28 présente l'évolution de la valeur efficace de la vitesse vibratoire du balai et du support de la cage à balai en fonction de la vitesse de rotation du rotor. On confirme que la vitesse vibratoire du support de la cage à balai est très faible par rapport à la vitesse vibratoire du balai, et ceci pour toutes les vitesses de fonctionnement. Par ailleurs, la valeur efficace de la vitesse vibratoire du balai augmente linéairement avec la vitesse de rotation du rotor. La pente est de l'ordre de $44 \cdot 10^{-4}$ (mm/s)/(tr/min).

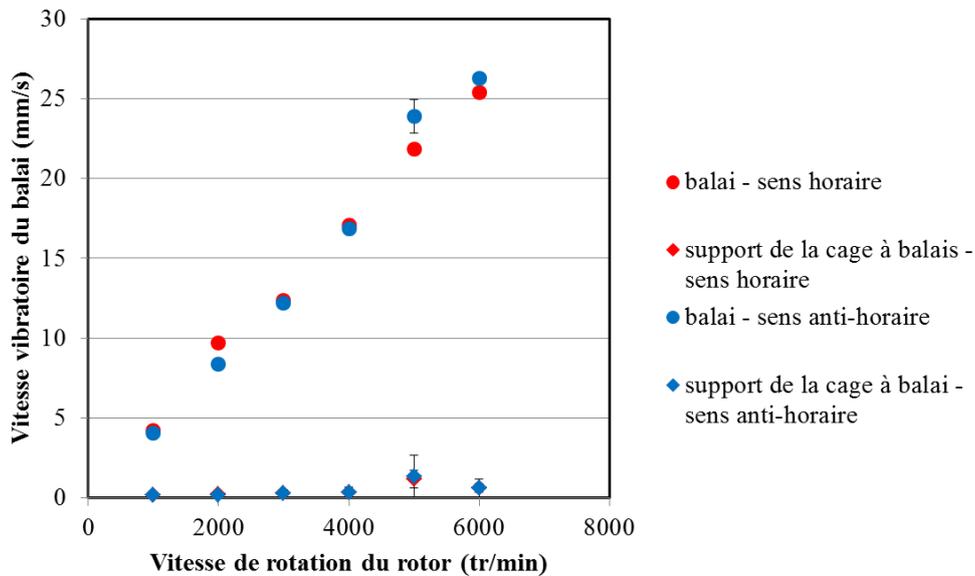


Figure 4.28 : Evolution de la vitesse vibratoire du balai en fonction de la vitesse de rotation du rotor.

La figure 4.29 présente la densité spectrale de puissance des vitesses vibratoires du balai et du support de la cage à balais, à une vitesse de 6000 tr/min. Un mode du support de la cage à balais apparaît à basse fréquence, notamment à 768 Hz. On observe néanmoins que le niveau vibratoire du support est bien plus faible que celui du balai.

L'analyse de la densité spectrale de puissance de la vitesse vibratoire du balai permet d'évaluer la distribution de l'énergie sur la plage de fréquences [0 - 20 kHz]. On observe qu'aucune tonale particulière n'émerge et que le signal correspond à un bruit large bande. La vibration du balai semble donc gouvernée par le contact frottant avec le collecteur, et non pas par les sauts de lames.

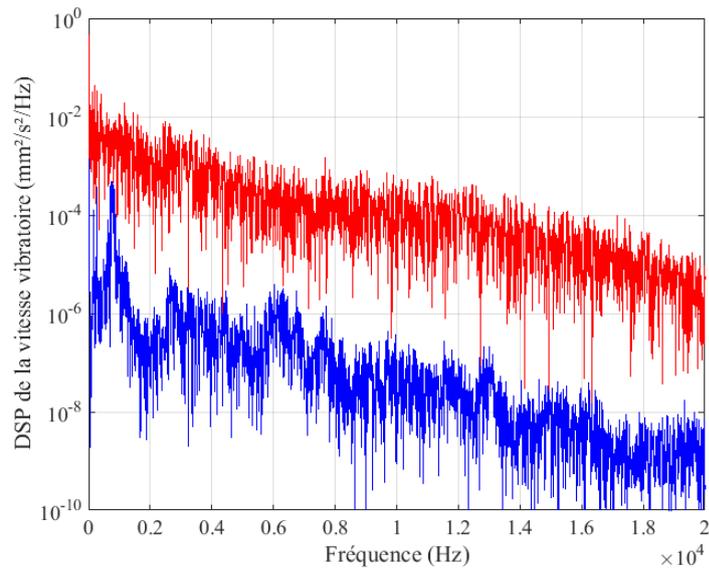


Figure 4.29 : Densité spectrale de puissance de la vitesse vibratoire au cours d'un cycle à 6000 tr/min.
Mesure sur balai (rouge) – Mesure sur le support de la cage à balais (bleu).

Si on suppose que le balai se comporte comme un piston vibrant rayonnant à l'intérieur du carter, l'équation 3.32 du chapitre 3 permet d'estimer la puissance acoustique émise directement par le balai, au facteur de rayonnement près, à partir de sa vitesse vibratoire et de la surface vibrante ($4.8 \times 4.8 \text{ mm}^2$).

Pour une vitesse de rotation du motoréducteur de 6000 tr/min, on obtient une puissance émise par balai égale à 68 dB. L'application d'un filtre A permet d'atténuer l'impact des fréquences très faibles. Néanmoins, on observe que le niveau de puissance acoustique émise est sensiblement le même (66 dBA), car une part non négligeable de l'énergie vibratoire est comprise dans la bande de fréquences où l'oreille humaine est la plus sensible ([1 – 4 kHz]).

La figure 4.30 montre l'évolution du niveau de puissance acoustique rayonnée L_{SV^2} (en dB) en fonction de la vitesse linéique de glissement V . Sur cette figure, aucune distinction n'est faite entre les niveaux mesurés en sens horaire ou en sens antihoraire.

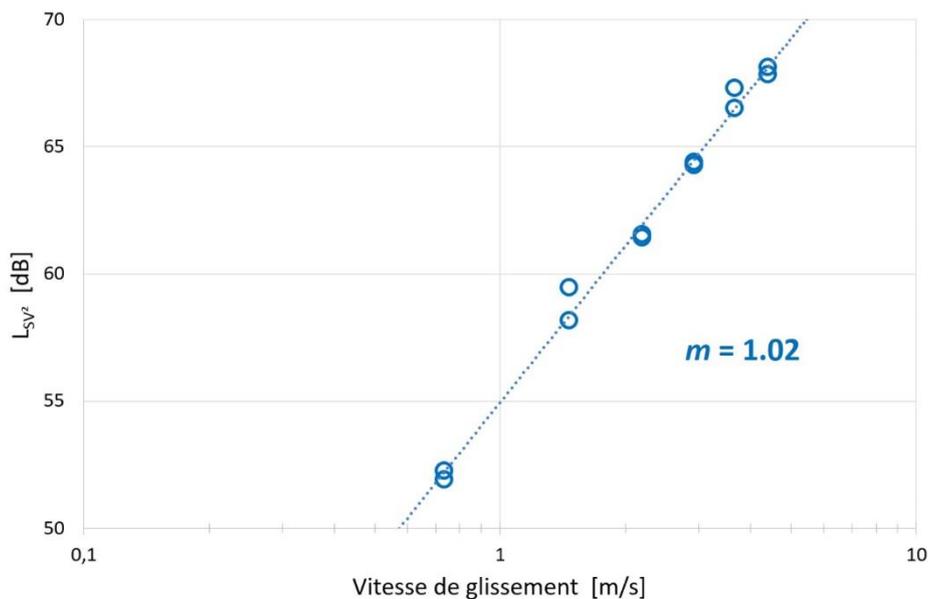


Figure 4.30 : Niveau de puissance acoustique rayonnée en fonction de la vitesse de glissement.

Ces résultats confirment la relation linéaire déjà observée dans la littérature entre le niveau de puissance acoustique et le terme $20 \log_{10} V$ (cf. équation 2.23 du chapitre 2). L'indice m obtenu vaut 1.02. Le contact conforme cylindre – cylindre étudié ici suit donc la même évolution du niveau de puissance acoustique en fonction de V que celle rencontrée auparavant pour des contacts d'une autre nature (plan – plan ou sphère – plan) alors même que des matériaux très différents ont été employés.

Pour conclure, on notera que l'impact du bruit de frottement du balai sur le rayonnement global du motoréducteur reste modéré, notamment en raison de l'indice d'affaiblissement acoustique du carter qui atténue la puissance acoustique audible à l'extérieur du motoréducteur.

4. Approche numérique du comportement du contact balai/collecteur

4.1. Principe de Ra3D

Le code de calcul Ra3D est un outil numérique développé au LTDS dans le but d'étudier le contact dynamique entre deux solides de profils rugueux.

L'approche numérique se décompose en trois étapes : d'abord les profils rugueux sont générés numériquement, ensuite les schémas d'intégration temporelle sont utilisés pour résoudre l'équation du mouvement des solides en contact et enfin le contact est géré par deux algorithmes : l'algorithme des multiplicateurs de Lagrange et l'algorithme des pénalités [Dang 2013]. Le principe de l'algorithme des multiplicateurs de Lagrange consiste à calculer les forces de contact à l'instant n pour garantir la condition de Signorini à l'instant $n+1$. En effet, on suppose que, d'après la condition de Signorini, les deux profils ne peuvent pas pénétrer l'un dans l'autre. Le principe de l'algorithme de pénalités consiste à autoriser une valeur négative de pénétration du jeu vertical entre un nœud esclave et la surface maître [Dang 2013].

La simulation numérique est réalisée pour deux surfaces à 3 dimensions X , Y et Z correspondant aux deux solides en contact. X correspond à l'axe des abscisses, Y l'axe des ordonnées et Z est l'amplitude de la rugosité. La surface supérieure se déplace selon la direction \vec{X} à une vitesse constante V tandis que la surface inférieure est fixe. Les surfaces des deux solides sont discrétisées en un ensemble de points de coordonnées (x_i, y_i, z_i) .

La chaîne de calcul de l'outil Ra3D est présentée dans la figure 4.31 ci-dessous :

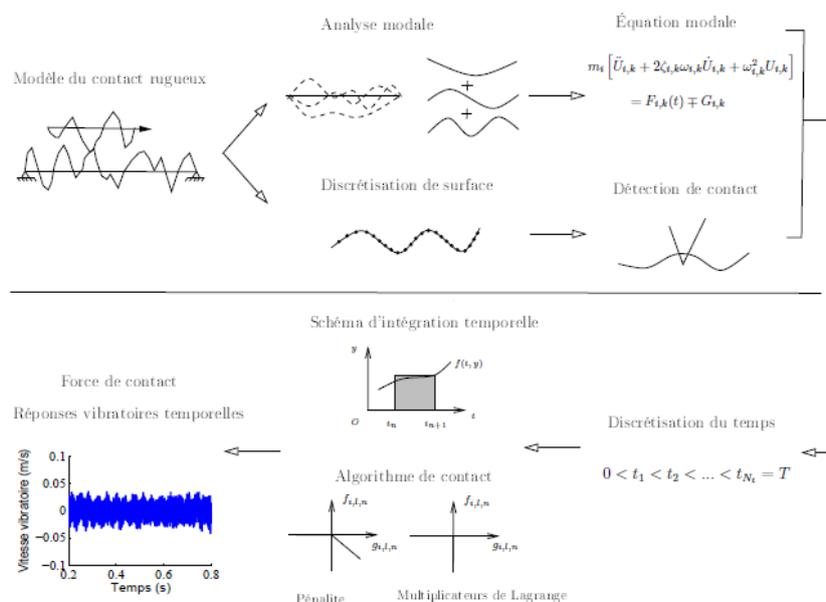


Figure 4.31 : Chaîne de calcul de l'outil numérique Ra3D [Dang 2013].

L'utilisation de Ra3D nécessite de suivre une procédure de simulation notée sur la figure 4.32. Tout d'abord, des fichiers définissant la rugosité des deux surfaces en contact sont générés à la suite d'une analyse de leur topographie. Ensuite, un fichier dans lequel sont renseignés les paramètres de simulation est généré ; il correspond au fichier d'entrée du solveur Ra3D. Le fichier de sortie obtenu à la fin de la simulation Ra3D est un fichier dans lequel sont rappelées les données d'entrée du fichier définissant les rugosités ainsi que les forces de contact à chaque nœud de la surface et à chaque instant. Ce fichier de sortie est post-traité à l'aide d'un script développé sous MATLAB.

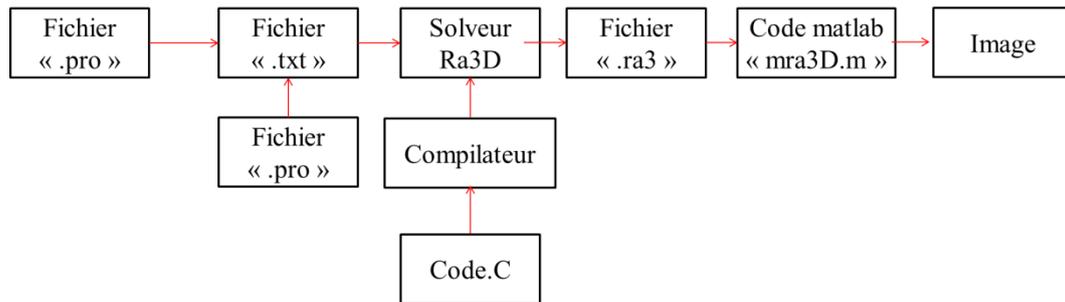


Figure 4.32 : Procédure de simulation numérique avec le code de calcul Ra3D [Dang 2013].

4.2. Application du code Ra3D au contact balai/collecteur

4.2.1. Profils de rugosité du balai et du collecteur

Afin de renseigner le fichier de définition de la rugosité des surfaces, l'analyse de la topographie du balai a été déterminée à l'aide d'un interféromètre (mesure sans contact) et celle du collecteur à l'aide d'un profilomètre tactile (mesure avec contact).

L'interféromètre optique est un microscope interférentiel dont le principe de mesure est basé sur une technique de détection de phase par interférométrie où la lumière blanche réfléchiée par la surface à analyser est comparée à une surface de référence. Pour mesurer l'amplitude du relief, l'objectif de l'appareil est solidaire d'un translateur piézo-électrique à déplacement contrôlé. La position des franges d'interférences est enregistrée pour chacune des positions verticales de l'objectif. A chacune de ces positions, il correspond des images (x, y) en franges d'interférences. Un algorithme adapté traduit ces images en variations de relief.

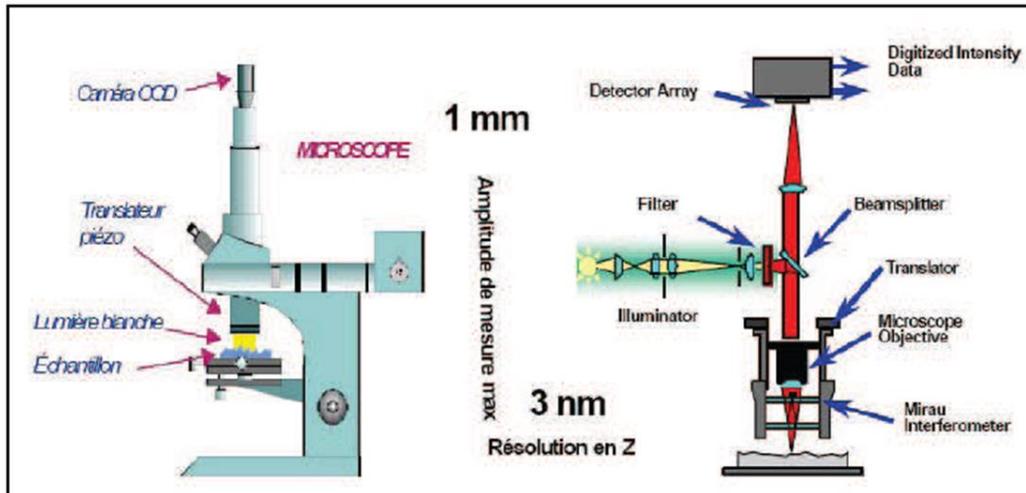


Figure 4.33 : Interféromètre optique en lumière blanche.

Le rugosimètre tactile est constitué principalement d'un transducteur à induction possédant une pointe en diamant, de rayon de courbure pouvant varier entre $2\ \mu\text{m}$ et $10\ \mu\text{m}$, et d'un ensemble de trois moteurs pas à pas. Un des moteurs permet le déplacement de la pointe suivant la direction horizontale X (direction suivant laquelle est effectuée l'acquisition d'un profil 2D). Un deuxième moteur permet le positionnement de la pointe suivant la direction latérale Y . Le troisième moteur permet le dégagement de la pointe suivant la direction Z . Les variations dans les tensions générées, lors du déplacement de la pointe suivant la direction X , sont repérées par le capteur puis converties en différents paramètres de rugosité par l'électronique de l'instrument. Il est ainsi possible d'obtenir un profil (2D) ou une surface (3D). L'acquisition d'une image 3D se déroule par l'enregistrement d'une succession de profils 2D.

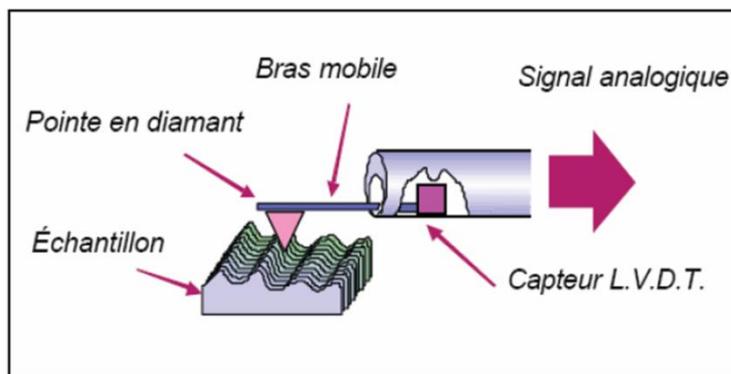


Figure 4.34 : Rugosimètre tactile.

Les topographies obtenues subissent un traitement à l'aide du logiciel libre Gwyddion 2.47 afin d'obtenir des surfaces planes aussi bien pour le balai que pour le collecteur.

Les figures 4.35 et 4.36 présentent respectivement la topographie d'un balai et celle d'un collecteur. On distingue bien les stries du balai ; leur largeur est de l'ordre de 0.2 mm, l'espacement entre les stries est de l'ordre 0.3 mm. A noter que les différentes nuances de balais présentent la même topographie.

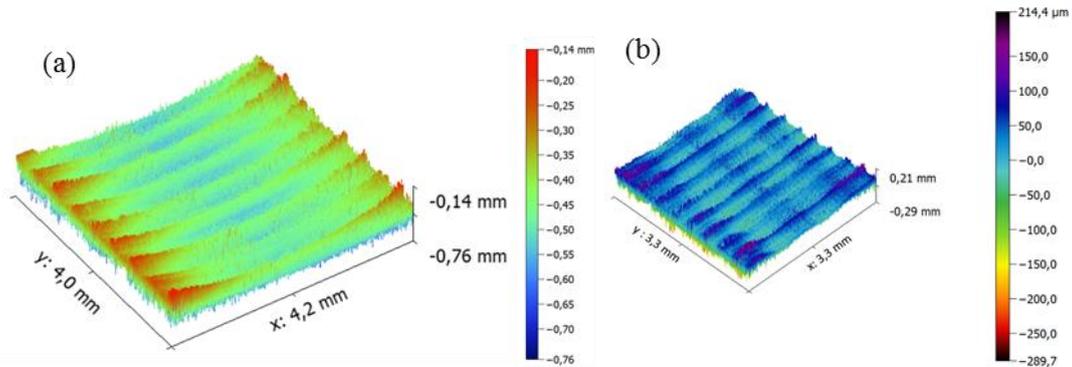


Figure 4.35: Topographie d'un balai. (a) non redressé – (b) redressé.

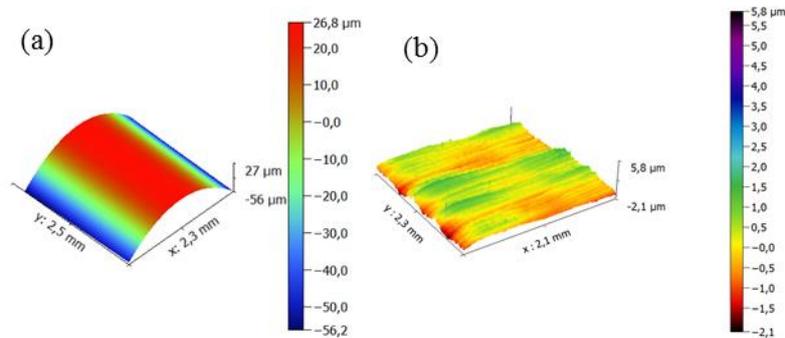


Figure 4.36: Topographie d'un collecteur. (a) mesures brutes – (b) mesures traitées.

4.2.2. Paramètres de simulation

La figure 4.37 présente le fichier de données utilisé dans le cadre de notre étude.

```
# Fichier de donnees pour ra3D
# S.DIOP 30/06/2016

<UPSOLID>
DENSITY=2.65e3 YOUNG=5e9 POISSON=0.25 DAMPING=0.01 THICKNESS=0.00756 WIDTH=0.004608 LENGTH=0.004608 PROFILE=balai_256mu.pro E
DGES=SSSS MODE=0 LOAD=1 GRAVITY=0 ORIGINX=0. ORIGINY=0. BODY_MODE=1 SUSPENSION_STIFFNESS=116
SUSPENSION_DAMPING=0.2 X-ROTATION_STIFFNESS=0.001 X-ROTATION_DAMPING=0.2 Y-ROTATION_STIFFNESS=0.001 Y-ROTATION_DAMPING=0.2
</UPSOLID>

<DOWNSOLID>
DENSITY=8.9e3 YOUNG=120.e9 POISSON=0.34 DAMPING=0.01 THICKNESS=0.0009 WIDTH=0.006120 LENGTH=0.048384 PROFILE=collecteur_256_repet.pro
EDGES=SSSS MODE=0 GRAVITY=0 ORIGINX=0. ORIGINY=0.
</DOWNSOLID>

<CONTACT>
SPEED=5.02 START_DELAY=30e-3 DELTAX=0. DELTAY=0.55e-3. DELTAZ=370e-6
</CONTACT>

<SIMULATION>
DURATION=0.0396 TIME_STEP=1.e-4 SAMPLING=5000 PENALTY=2.e11
</SIMULATION>
```

Figure 4.37 : Fichier de données balai/collecteur.

<UPSOLID> et <DOWNSOLID> décrivent respectivement les caractéristiques géométriques et les propriétés mécaniques du balai et du collecteur (cf. paragraphes 5.1 du chapitre 2 et 2.3 du chapitre 4).

La rotation du balai en X et Y est autorisée (X -ROTATION_STIFFNESS et Y -ROTATION_STIFFNESS).

EDGES correspond aux conditions limites, ici appuyé-appuyé.

MODE correspond au nombre de modes autorisés. En l'occurrence, dans notre étude, MODE est égal à 0. Cependant le balai possède un mode de corps rigide donc BODY_MODE est égal à 1.

LOAD correspond à la force normale appliquée. Elle est égale à 1N.

La gravité n'est pas prise en compte donc GRAVITY = 0.

SPEED est la vitesse de glissement du balai. Pour une vitesse de 6000 tr.min⁻¹ et un rayon du collecteur égal à 7 mm, la vitesse de glissement du balai est égale à 4.4 m/s.

START_DELAY est le temps de stabilisation du balai.

DELTAY définit la position du balai par rapport au collecteur selon Y .

DELTAZ définit la distance verticale entre le balai et le collecteur.

DURATION est la durée de simulation.

TIMESTEP est le pas de temps.

SAMPLING est la fréquence d'échantillonnage.

PENALTY est la valeur du coefficient de pénalité.

4.3. Résultats numériques

La surface du balai est ensuite discrétisée en 19 nœuds selon X et 19 nœuds selon Y . La surface du collecteur est discrétisée en 190 nœuds selon X et 24 nœuds selon Y . Le pas de discrétisation choisi pour les deux surfaces est de $256\ \mu\text{m}$. La surface de la portion de collecteur acquise par profilomètre tactile est répétée 10 fois pour avoir une distance de glissement présentant 9 inter-lames.

La figure 4.38 présente la force de contact totale exercée sur le balai en fonction du temps. On observe deux régimes : un premier régime de 0 à 30 ms qui correspond à la stabilisation du balai. Le second régime (entre 30 ms et 39.6 ms) correspond à la phase de glissement du balai sur le collecteur et la force de contact fluctue autour de l'effort normal qui est égale à 1 N. L'écart-type mesuré entre 30 ms et 39.6 ms est égal à 0.46 N. Les sauts de lames ne sont pas visibles.

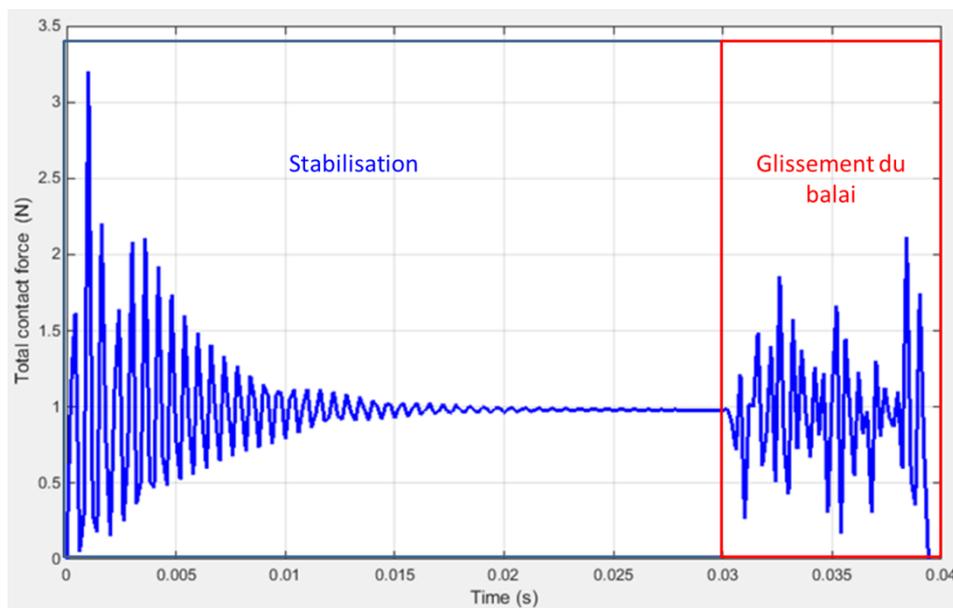


Figure 4.38 : Evolution de la force totale de contact en fonction du temps.

La figure 4.39 présente la répartition des spots de contact aux instants suivants : 30 ms, 30.5 ms, 32.5 ms, 34.5 ms, 36.5 ms et 39.6 ms. On observe que les spots de contact sont localisés sur le bord de fuite du balai et la position des spots de contact diffère d'un instant à l'autre. Il y a donc renouvellement des spots de contact.

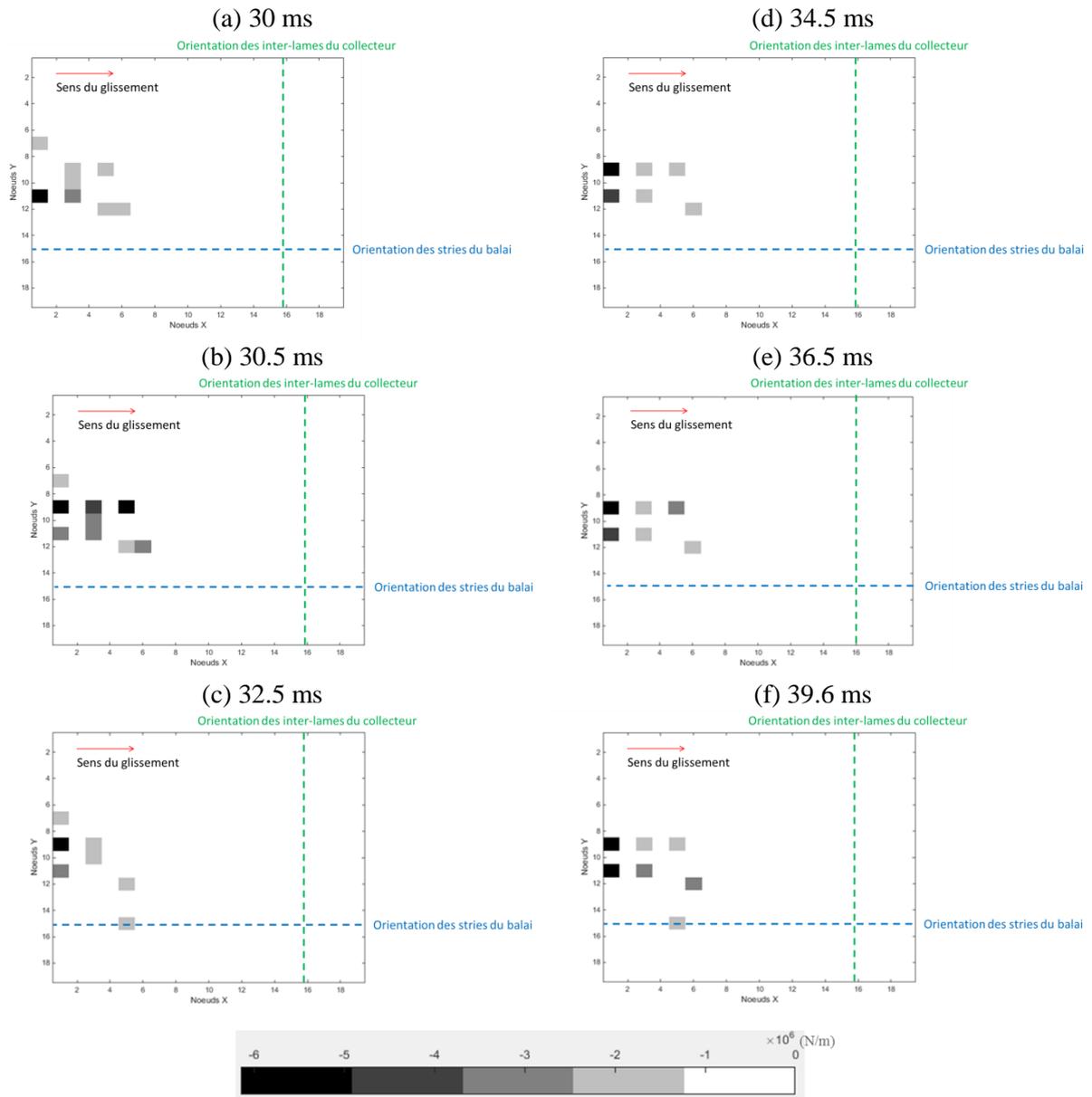


Figure 4.39 : Répartition des spots de contact à différents instants du glissement du balai sur le collecteur.

5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons caractérisé les caractéristiques structurelles, topographiques, mécaniques et électriques des matériaux des balais étudiés (variation du pourcentage de cuivre et de MoS₂). A travers les analyses effectuées, on a pu observer une augmentation du module d'élasticité et de la dureté en fonction du taux de cuivre et du taux de MoS₂ mais également une augmentation de la conductivité électrique des matériaux avec le taux de cuivre.

Les différents matériaux étudiés ont ensuite été utilisés pour l'analyse triboélectrique et vibroacoustique expérimentale du contact balai/collecteur. Des essais réalisés avec un tribomètre développé au LTDS ont permis d'observer que le coefficient de frottement est identique d'un balai à l'autre. Contrairement à ce qui a pu être observé dans la littérature, nous n'avons pas pu observer une tendance claire liée à la variation du taux de cuivre et du taux de MoS₂ sur la résistance électrique de contact mais cette dernière augmente avec la vitesse de rotation du rotor.

Nous avons également pu montrer que la réponse vibratoire du contact balai/collecteur augmente linéairement avec la vitesse de rotation du rotor quel que soit le sens de rotation utilisé. La densité spectrale de la réponse vibratoire a pu mettre en évidence un bruit large bande correspondant au frottement entre le balai et le collecteur. A priori, les sauts de lames ne gouvernent pas la vibration du balai.

Bien que des nuisances sonores externes au tribomètre ne nous ont pas permis d'évaluer correctement le niveau de la pression acoustique du contact, nous avons pu montrer à travers le tracé de la densité spectrale de puissance qu'un contact entre les balais et le collecteur induit un enrichissement du spectre dans la bande de fréquences [4 – 20 kHz]. En l'absence de contact, cet enrichissement n'est pas visible.

Pour compléter cette étude expérimentale, nous avons étudié numériquement le contact glissant balai/collecteur en utilisant le code de calcul Ra3D développé au LTDS. Les premiers résultats ont montré que la force de contact fluctue autour de la valeur de la force normale appliquée et que les spots de contact se renouvellent bien au cours du temps mais sont principalement répartis sur le bord de fuite du balai.

V. Conclusion générale

La volonté des constructeurs automobiles de réduire les niveaux de bruit générés à l'intérieur de l'habitacle par le fonctionnement des différents organes auxiliaires du véhicule a conduit les sous-traitants comme INTEVA PRODUCTS à vouloir améliorer leurs produits. A ce titre, l'objet des travaux de recherche présentés dans ce manuscrit était d'identifier les sources d'excitation générées par le fonctionnement du motoréducteur de lève-vitre électrique de type NGM, de comprendre les phénomènes physiques qui régissent les bruits générés, de hiérarchiser ceux-ci et de proposer des solutions permettant d'améliorer la qualité du produit en terme de comportement vibroacoustique.

Après avoir identifié et décrit les différentes sources d'excitation, nous avons cherché à caractériser la réponse vibroacoustique globale du motoréducteur NGM à l'aide d'un banc d'essais conçu, fabriqué et instrumenté au laboratoire. Une campagne expérimentale a été mise en œuvre pour caractériser la réponse en accélération de l'enveloppe du système, en pression acoustique émise et en efforts transmis à la structure d'accueil, pour des régimes de fonctionnement stationnaires (7000 tr/min) et variables (de 0 à 7000 tr/min), et pour deux couples de charge (0 et 3 N.m, charge nécessaire pour faire monter la vitre). Le courant injecté en entrée du motoréducteur et la température à la surface du stator ont également été mesurés.

Nous avons pu déterminer les niveaux et identifier le contenu spectral de la réponse vibroacoustique du motoréducteur qui est principalement gouverné par les tonales correspondant aux différents harmoniques de la fréquence de rotation du rotor ($H1$). On retrouve en particulier les harmoniques multiples de $H10$, qui caractérisent les fluctuations du courant en entrée du motoréducteur et qui sont liés aux nombres de bobines du rotor (et, par conséquent, de lames du collecteur). On observe également que les efforts transmis présentent une raie caractéristique à très basse fréquence ($H1/73$) correspondant à la fréquence de rotation de la roue dentée située en sortie du motoréducteur.

Nous avons également pu évaluer le niveau d'augmentation de la réponse vibroacoustique du motoréducteur avec la vitesse de rotation et le couple de charge. Des essais réalisés avec différents balourds ont montré un impact direct de ce paramètre sur l'amplitude de l'harmonique $H1$, mais un impact très modéré sur la valeur efficace globale de la réponse, en raison de la très grande richesse du spectre de celle-ci.

L'ensemble des mesures réalisées a mis en évidence une grande dispersion des résultats, malgré la mise en œuvre d'un protocole de montage rigoureux, en raison de la différence de production et d'assemblage des composants du motoréducteur, notamment les erreurs de fabrication des dentures de la vis sans fin et de la roue dentée, des écarts de montage entre carter en plastique et stator en acier, du désalignement entre l'arbre du rotor et les paliers, et des écarts de montage du motoréducteur sur le banc d'essai. Un autre paramètre expliquant la dispersion est la variation de température entre les tests dont l'effet a pu être évalué.

Une campagne expérimentale complémentaire a été mise en œuvre pour mesurer le poids respectif de certaines sources d'excitation, en particulier celles qui ne peuvent pas être facilement modélisées, telles que les sources liées aux contacts entre les balais et le collecteur. La suppression de composants essentiels au bon fonctionnement du motoréducteur a conduit à l'utilisation d'un moteur d'entraînement externe pour réaliser les essais. L'utilisation de différents rotors prototypes (rotor standard, rotor avec collecteur non-segmenté et rotor avec bobines court-circuitées et lames de collecteur reliées électriquement) a permis d'éliminer successivement les effets du frottement entre balais et collecteur, des chocs mécaniques liés aux sauts de lames, des arcs électriques liés à la commutation et du courant injecté, afin d'évaluer leur impact respectif : l'effet négatif du frottement a été évalué, de même que l'effet cumulé (encore plus grand) du frottement et des chocs mécaniques, la modération des effets précédents par le passage du courant et l'effet négatif de la commutation électrique.

Une approche numérique a ensuite été mise en œuvre pour évaluer l'effet des sources d'excitation modélisées préalablement, telles que le balourd, les fluctuations du couple électromagnétique, des pressions de Maxwell, de l'erreur statique de transmission et de la raideur d'engrènement générées par le système roue/vis sans fin, ainsi que l'excentricité de la roue dentée. Pour cela, une modélisation par éléments finis du motoréducteur a permis d'obtenir une base modale recalée expérimentalement, sur laquelle on projette la réponse dynamique issue de la résolution des équations de mouvement paramétriques par une méthode spectrale itérative.

Les spectrogrammes de la réponse dynamique présentent des raies correspondant aux harmoniques présents dans les spectres des excitations considérées : $H1/73$ pour l'excentricité de la roue, $H1$ pour le balourd, $H1$, $H2$, $H3$, etc. pour l'erreur statique de transmission, $H10$, $H20$, $H30$, etc. pour les forces de Maxwell et le couple électromagnétique. Le couplage des sources d'excitation avec les fluctuations de la raideur d'engrènement génère un enrichissement fréquentiel de la réponse dynamique qui se traduit par la présence de raies latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement pour l'excentricité ($H1\pm 1/73$, $H2\pm 1/73$, ..., $H5\pm 1/73$), et de raies latérales autour des harmoniques multiples de $H10$ pour le couple moteur ($H10\pm 1$, $H10\pm 2$, etc., $H20\pm 1$, $H20\pm 2$, etc.). L'amplitude des raies latérales nées du couplage avec la raideur sont généralement inférieures à celles des raies principales. Elles participent donc peu au niveau global de la réponse vibroacoustique mais elles modifient sensiblement la qualité du bruit rayonné directement par le motoréducteur NGM ou indirectement par la structure d'accueil à laquelle sont transmis les efforts au niveau des points de fixation.

Finalement, nous avons pu montrer que les fluctuations de couple et l'excentricité de la roue participent de manière très secondaire au rayonnement vibroacoustique du motoréducteur. Lorsqu'on applique une pondération A, la vitesse quadratique est principalement générée par les efforts de Maxwell entre 0 et 5500 tr/min. Au facteur de rayonnement près, elle correspond à un niveau maximum de puissance acoustique rayonnée de 63 dBA. Au-delà de 5500 tr/min, elle est générée de manière équivalente par les

efforts de Maxwell, le balourd mécanique et l'erreur statique de transmission. Elle correspond à un niveau de puissance acoustique rayonnée de l'ordre de 55 dBA.

Par contre, l'excentricité de la roue génère un effort transmis à la structure d'accueil de grande amplitude à très faible fréquence, qui s'ajoute à l'effort transmis généré de manière équivalente par les efforts de Maxwell, le balourd mécanique et l'erreur statique de transmission dans le voisinage de la gamme de vitesses de fonctionnement stationnaires standard du motoréducteur NGM (6000-8000 tr/min).

Pour approfondir l'étude des contacts entre balais et collecteur qui constitue un élément clef gouvernant le fonctionnement du motoréducteur (à la fois en tant que contact gouvernant le courant injecté dans le système et en tant que source d'excitation), nous avons développé un tribomètre instrumenté dans le but de tisser des liens entre les comportements triboélectrique et vibroacoustique de ces contacts. L'alternance de phases d'endurance, permettant le suivi des forces de frottement au cours du temps et constituant un marqueur de l'évolution de l'interface de contact, et de phases de mesures permettant d'accéder aux variations instantanées de résistance électrique de contact et de la vitesse vibratoire du balai, a mis en évidence l'effet de la vitesse du rotor sur la résistance de contact et la réponse vibratoire du balai. Un modèle qualitatif numérique de contact développé à l'aide du code de calcul Ra3D a également permis d'observer l'évolution temporelle de la distribution spatiale des spots de contact et de la force de contact globale.

En perspective à ce travail sur le contact entre balais et collecteur, des études complémentaires permettraient d'analyser les effets de la topographie des surfaces de contact, de la composition des matériaux, de la morphologie et physico-chimie des traces de frottement et de la charge normale appliquée, pour établir quels liens relie le comportement triboélectrique et le comportement vibroacoustique des contacts balais/collecteur.

Concernant l'architecture des enroulements des bobines sur le rotor, INTEVA PRODUCTS a développé un nouveau type de motoréducteur pour lequel les bobines et les lames du collecteur présentent un angle d'hélice par rapport à l'axe du rotor. Cette configuration géométrique a pour but de permettre une entrée progressive des bobines dans le champ magnétique généré par les aimants. La simulation des efforts électromagnétiques doit d'abord permettre de vérifier si les fluctuations de couple moteur et des efforts de Maxwell sont plus faibles avec ce type de configuration. La projection des efforts de Maxwell sur le stator doit ensuite permettre de vérifier si la distribution des efforts radiaux limite les coïncidences spatiales avec les formes propres du système au niveau du stator, et atténue les amplifications dynamiques liées à l'excitation en résonance des modes correspondant.

Concernant l'engrènement entre la roue et la vis sans fin, les procédés de fabrication des engrenages plastiques ne permettent pas d'obtenir une qualité suffisante pour contrôler les paramètres micro-géométriques des dentures. Néanmoins, il serait possible d'envisager une optimisation robuste multi-objectifs des paramètres macro-géométriques qui limite à la fois les fluctuations de l'erreur statique de

transmission et celles de la raideur d'engrènement à l'origine des phénomènes de couplage avec les autres sources d'excitation de la chaîne cinématique.

Concernant l'implantation du motoréducteur sur la portière, un travail collaboratif avec les constructeurs automobiles permettrait de calculer les efforts transmis non pas en considérant les points d'attache encastrés mais en prenant en compte l'impédance mécanique de la structure d'accueil, voire même d'intégrer le calcul prédictif du comportement vibroacoustique de la portière dans l'analyse globale des nuisances générées par le motoréducteur dans l'habitacle.

***VI. Références
bibliographiques***

- [Abati 2002] P. Abati. *Cours d'électrotechnique*. Académie Aix-Marseille. 2002.
- [Akar 2010] M. Akar, S. Taskin, S. Seker, I. Cankaya. *Detection of static eccentricity for permanent magnet synchronous motors using the coherence analysis*. Turk J Elec Eng & Comp Sci, Vol.18, No.6. 2010.
- [Akay 2002] A. Akay. *Acoustics of friction*. J. Acoust. Soc. Am. 111 pp. 1525-1548. 2002.
- [Amara 2012] Y. Amara. *Modélisation pour le dimensionnement des machines électriques. Application à des machines spéciales*. Energie électrique. Université du Havre. 2012.
- [Amontons 1699] G. Amontons. *De la résistance causée dans les machines*. Mémoire de l'Académie Royale des Sciences, Paris. 1699.
- [Bangura 2011] J. F. Bangura. *Directly coupled electromagnetic field-electric circuit model for analysis of a vector-controlled wound field brushless starter generator*. IEEE Trans. Energy Conversion, vol.26, no. 4, pp. 1335-1338. 1995.
- [Barre 2003] O. Barre. *Contribution à l'étude des formulations de calcul de la force magnétique en magnétostatistique, approche numérique et validation expérimentale*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lille. 2003.
- [Barthélémy 2012] F. Barthélémy, J. F. Labbé, J. C. Picot. *Panorama 2011 du marché du graphite naturel*. BRGM/RP-61339-FR, 91 p. 15 fig., 20 tabl. 2012.
- [Ben Abdelounis 2010-1] H. Ben Abdelounis, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, H. Zahouani. *An experimental study on roughness noise of dry rough flat surfaces*. Wear, 268, 4 issues 1–2, pp. 335-345. 2010.
- [Ben Abdelounis 2010-2] H. Ben Abdelounis. *Dynamique et vibroacoustique du contact rugueux : expérimentation et modélisation*. Thèse n°2010-01, Ecole Centrale de Lyon. 2010.
- [Ben Abdelounis 2011] H. Ben Abdelounis, H. Zahouani, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, M. Ben Tkaya. *Numerical simulation of friction noise*. Wear, 271, pp.621-624. 2011.
- [Bengisu 1994] M. T. Bengisu, A. Akay. *Stability of friction-induced vibrations in multi-degree-of freedom system*. J. Sound Vib. 171 pp. 557-570. 1994.
- [Berthier 1983] P. Berthier, G. Ferraris, M. Lalanne. *Prediction of critical speeds, unbalance and nonsynchronous forced response of rotors*. The Shock and Vibration Bulletin N°59. Washington: The Shock and Vibration Information Center (Naval Research Laboratory). 1983.
- [Bongini 2008] E. Bongini, S. Molla, P. E. Gautier, D. Habault, P. O. Mattei, F. Poisson. *Synthesis of noise of operating vehicles: Development within SILENCE of a tool with listening features*. Notes on Numerical Fluid Mechanics, 99 pp. 320 – 326. 2008.

- [Booker 1965] J. F. Booker. *Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution*. Journal of Basic Engineering, transaction of the ASME, series D, p. 537. 1965.
- [Borisavljevic 2011] A. Borisavljevic, H. Polinder, J. A. Ferreira. *Calculation of unbalanced magnetic force in slotless PM machines*. ELECTRIMACS 2011, Paris, pp. 1–6. 2011.
- [Bosavit 2011] A. Bossavit. *Virtual power principle and Maxwell's tensor: which comes first ?* COMPEL, Vol. 30 Iss : 6, pp. 1804-1814. 2011.
- [Bowden 1950] F. P. Bowden and D. Tabor. *The Friction and Lubrication of Solids I*. Clarendon Press, Oxford. 1950.
- [Boyer 1991] L. Boyer, S. Noel, F. Houze. *Constriction resistance of a multisport contact : an improved analytical expression*. IEEE Transactions on components, hybrids, and manufacturing technologies, 14 (1), pp. 134-136. 1991.
- [Braunovic 2007] M. Braunovic, V.V. Konchits & N.K. Myszkin. *Electrical Contacts: Fundamentals. Applications and technology*, editions CRC Press. 2007.
- [Bryant 1991] M. D. Bryant. *A particle ejection mechanism for brushwear*. IEEE Transactions on components, hybrids, and manufacturing technologies, 14 (1), pp. 71-78. 1991.
- [Bryant 1995] M. D. Bryant, J. P. Wang, J. W. Lin. *Thermal mounding in high speed dry sliders: experiment, theory and comparison*. Wear, 181-183, pp.668-677. 1995.
- [Cameron 1992] D. E. Cameron., J. H. Lang. *The origin and reduction of acoustic noise in doubly salient variable-reluctance motors*. IEEE Transactions on industry applications, vol.28, no 6. 1992.
- [Chacon 2014] J. L. Ferrando Chacon et al. *Applied Acoustics* 85, p12–22. 2014.
- [Chang 1951] W. R. Chang, F. F. Ling. *Normal impact model of rough surface*. Journal of Tribology, 114, pp.439-447. 1992.
- [Charpenay 2011] R. Charpenay. *Usure et endommagement de matériaux carbonés comme éléments de contact électrique pour pompe à carburant automobile*. Thèse n°2011-39, Ecole Centrale de Lyon. 2011.
- [Chazalon 2013] P. Chazalon. *Etudes des variations de la résistance électrique du contact balai/bague de l'alternateur*. Thèse, Ecole Centrale Paris. 2013.
- [Chen 2011] F. Chen, M. Trapp. *Automotive Buzz, Squeak and Rattle - Mechanisms, Analysis, Evaluation and Prevention*. Automotive Engineering. 2011.
- [Clark 2011] J. Clark. *Four-Point-Probes experiments*. Available at: <http://www.fourpointprobes.com/index.html>. 2011.

- [Cornuault 2008] P-H. Cornuault. *Contribution à l'étude du comportement tribologique de matériaux carbonés pour applications électriques*. Thèse n°2008-17, Ecole Centrale de Lyon. 2008.
- [Coulomb 1782] C. A. Coulomb. *Théorie des machines simples, Mémoire de mathématique et de physique de l'académie royale*. Paris (1782), Edition Librairie Scientifique et Technique, Albert Blanchard, Paris. 2002.
- [Coulomb 1983] J. L. Coulomb. *A methodology for the determination of global electromechanical quantities from a finite element analysis and its application to the evaluation of magnetic forces, torques and stiffness*. IEEE Trans. Magn. Vol. 19, No. 6, pp. 2514-2519. 1983.
- [Csapo 1995] E. Csapo, H. Zaidi, D. Paulmier, E. K. Kadiri, A. Bouchoucha, F. Robert. *Influence of the electrical current on the graphite surface in an electrical sliding contact*. Surface and Coatings Technology, 76-77, pp. 421-424. 1995.
- [CsaPo 1996] E. Csapo, H. Zaidi, D. Paulmier. *Friction behaviour of a graphite-graphite dynamic, electric contact in the presence of argon*. Wear, 192(1-2), p. 151-156. 1996.
- [Dang 2010] V. H. Dang, A. Le-Bot. *Simulation numérique du bruit de frottement lors du contact entre deux surfaces rugueuses*. 10^{ème} CFA, Lyon, 12-16 Avril 2010.
- [Dang 2013] V. H. DANG. *Dynamique des interfaces multi contact*. Thèse n°2013-16, Ecole Centrale de Lyon. 2013.
- [Dang 2013-1] V. H. Dang, J. Perret-Liaudet, J. Scheibert, A. Le Bot. *Direct numerical simulation of the dynamics of sliding rough surfaces*. Comput. Mech, 52, pp.1169-1183. 2013.
- [Dang 2013-2] V. H. Dang. *Dynamique des interfaces multicontacts*. Thèse n°2013-16, Ecole Centrale de Lyon. 2013.
- [Dowson 1979] D. Dowson. *History of Tribology*. Longman, New York. 1979.
- [Dumbacher 1996] S. M. Dumbacher, D. L. Brow. *Source imaging using acoustic inverse FRF array technique*. Proceedings of the 14th IMAC Conference. 1996.
- [Dupont 2011] J-B. Dupont, C. Clerc, C. Prudhomme. *Calcul couplé fluide-structure pour déterminer les origines du bruit rayonné par un transformateur ferroviaire*. 20^{ème} Congrès Français de Mécanique. 2011.
- [Dupont 2012] J-B. Dupont, P. Bouvet. *Multiphysics Modelling to Simulate the Noise of an Automotive Electric Motor*. SAE Technical Paper. doi: 10.4271. 2012.
- [Dupont 2013] J-B. Dupont, P. Bouvet, J-L Wojtowicki. *Simulation of the airborne and structure-borne noise of electric powertrain: validation of the simulation methodology*. SAE Technical Paper. doi: 10.4271. 2013.
-

- [Dupont 2014] J. B. Dupont, V. Lafranchi. *Noise radiated by a permanent magnet synchronous motor: simulation methodology and influence of motor defects*. International Conference on Electrical Machines (ICEM). 2014.
- [Earles 1976] S. W. E. Earles, C. K. Lee. *Instabilities arising from the frictional interaction of pin disc system resulting in noise generation*. Journal of Engineering for Industry, Transaction of the ASME, 98 pp. 81-86. 1976.
- [Fakih 2015] B. Fakih, M. Dienwiebel. *The structure of tribolayers at the commutator and brush interface: A case study of failed and non-failed DC motors*. Tribology International, 92, pp. 21-28. 2015.
- [Fatu 2009] R. D. Fatu. *Etude et modélisation de la lubrification mixte et modes d'avaries associés dans les paliers moteurs*. Thèse. Université de Poitiers. 2009.
- [Fechant 1995] L. Fechant, *Le Contact Electrique*. Editions Hermes, Paris. 1995.
- [Furlan 2003] M. Furlan, A. Cernigoj, M. Boltezar. *A coupled electromagnetic-mechanical-acoustic model of a DC electric motor*. The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering, Vol. 22 Iss: 4, pp.1155-1165. 2003.
- [Gieras 2005] J. F. Gieras, C. Wang, J. C. Lai. *Noise of polyphase electric machines*. CRC Press ISBN-10: 0824723813. 2005.
- [Griffiths 1999] D. J. Griffiths. *Introduction to Electrodynamics*. 3rd edition, ISBN 0-13-805326-X. 1999.
- [Gu 1995] J. J. Gu, K. Warner, S. Qin, C. Chan. *Constriction resistance of micro-cone based contacts*. IEEE Transactions on components, packaging and manufacturing technologies, 18 (2), pp. 385-389. 1995.
- [Guo 2002] D. Guo, F. Chu, D. Chen. *The unbalanced magnetic pull and its effects on vibration in a three-phase generator with eccentric rotor*. Journal of Sound and Vibration, vol. 254, pp. 297-312. 2002.
- [Greenwood 1966] J. A., Greenwood and J. B. P., Williamson. *Contact of Nominally Flat Surfaces*. Proc. R. Soc. London, Ser. A, A295 , pp. 300-319. 1966.
- [Hamilton 2000] R. J. Hamilton. *DC motor brush life*. IEEE Transactions on industry applications, 36(6), pp. 1682-1687. 2000.
- [Hamzaoui 1998-1] N. Hamzaoui, C. Boisson, C. Lesueur. *Vibroacoustic analysis and identification of defects in rotating machinery, part I, theoretical model*. Journal of sound and vibration 216 (4). 553-570. 1998.

- [Hamzaoui 1998-2] N. Hamzaoui, C. Boisson, C. Lesueur. *Vibroacoustic analysis and identification of defects in rotating machinery, part II, experimental study*. Journal of sound and vibration 216 (4). 571-583. 1998.
- [Hallal 2014] J. Hallal. *Etude des vibrations d'origine électromagnétique d'une machine électrique : conception optimisée et variabilité du comportement vibratoire*. Thèse. Université de Technologie de Compiègne. 2014.
- [Harris 1958] L. S. Harris. *Dynamic loads on the teeth of spur gears*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 172, pp. 87-112. 1958.
- [Hérenghuel 1962] J. Hérenghuel. *Le cuivre et ses alliages*. Métallurgie Spéciale, Tome II, Paris. 1962.
- [Hertz 1881] H. Hertz. *On the contact of elastic solids*. Eds Jones et Schott, Mcmillan, London. 1881.
- [Holm 1967] R. Holm. *Electrical Contacts*. 4eme edition, Springer-Verlag, Berlin. 1967.
- [Hiltcher 2006] Y. Hiltcher, M. Guingand, J. P. De Vaujany. *Load sharing of worm gear with a plastic wheel*. J. Mech. Des. 129(1), 23-30 doi:10.1115/1.2359469. 2006.
- [Hu 2008] Z. L. Hu, Z. H. Chen, J. T. Xia. *Study on surface film in the wear of electrographite brushes against copper commutators for variable current and humidity*. Wear, 264, pp. 11-17. 2008.
- [Ibrahim 1992] R. A. Ibrahim. *Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos*. ASME Design Engineering 49 pp. 99-105. 1992.
- [Ihaddadene 1995] A. Ihaddadene. *Improvement of the termical characteristics of a slightly modified DC machine with an electrically assisted commutation*. Journal de Physique III. 1995.
- [Imhoff 1990] J. F. Imhoff, G. Reyne, A. Foggia, J. C. Sabonnadière. *Modélisation des phénomènes électromagnétiques et mécaniques couplés : application à l'analyse vibratoire des machines électriques*. Revue de Physique Appliquée, 25 (7), pp. 627-648. 1990.
- [Jbily 2014] D. Jbily, M. Guingand, J. P. De Vaujany. *Loaded behaviour of steel/bronze worm gear*. International Gear Conference 2014 proceedings, 32-42, Lyon (France). 2014.
- [Jiang 2007] H. Jiang. *Study on the microstructure evolution of phenol-formaldehyde resin modified by ceramic additive*. *Frontiers of Materials Science in China*, 1(1), p. 35-39. 2007.
- [Johnson 1985] K. L. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, pp.362-363, 1985.
- [Jolovic 2000] L. Jolovic., D. Petronijevic, N. Ivkovic. *Optimization of the manufacturing process of graphite-based composite*. Powder Metallurgy and Metal Ceramics, 39(5), p. 317-321. 2000.
- [Jones 2004] G. A. Jones. *On the tribological behaviour of mechanical seal face materials on dry line contact. Part I: Mechanical carbon*. Wear, 256, pp. 415-432. 2004.

- [Kim 1998-1] U. Kim, D. K. Lieu. *Magnetic field calculation in permanent magnet motors with rotor eccentricity: without slotting effect*. IEEE Trans. Magn., vol. 34, no. 4, pp. 2243–2252. 1998.
- [Kim 1998-2] U. Kim, D. K. Lieu. *Magnetic field calculation in permanent magnet motors with rotor eccentricity: with slotting effect*. IEEE Trans. Magn., vol. 34, no. 4, pp. 2243–2252. 1998.
- [Kim 2005] U. Kim, D. K. Lieu. *Effects of magnetically induced vibration force in brushless permanent-magnet motors*. IEEE Trans. Magn., vol. 41, no. 6, pp. 2164–2172. 2005.
- [Kostenko 1969] M. Kostenko, L. Piotrovski. *Machines Electriques MIR*. Moscou. 1969.
- [Kuhlmann-Wilsdorf 1996] D. Kuhlmann-Wilsdorf. *What role for contact spots and dislocations in friction and wear?* Wear, 200, pp. 8-29. 1996.
- [Lalanne 1990] M. Lalanne, G. Ferraris. *Rotor dynamics prediction in engineering*. New York: John Wiley. 1990.
- [Lancaster 1963] J. K. Lancaster. *The influence of arcing on the wear of carbon brushes on copper*. Wear, 6, pp.342-352. 1963.
- [Lancaster 1964] J. K. Lancaster, I.W., Stanley. *The effect of current on the friction of carbon brush materials*. British Journal of Applied Physics, 15(1), p. 29 – 43. 1964.
- [Lawson 1985] D. K. Lawson, T. A. Dow. *The sparking and wear of high current density electrical current*. Wear, 102, pp. 105-125. 1985
- [LGEP 2000] LGEP. <http://www.lgep.supelec.fr/>. 2000.
- [Lebesnerais 2013] J. Lebesnerais, P. Pellerey, V. Lafranchi. *Bruit acoustique d'origine magnétique dans les machines synchrones. Machines électriques tournantes : conception, construction et commande*. Editions T.I. d3581. Paris, France. 2016.
- [Le Bot 2010] A. Le Bot, E. Bou-Chakra. *Measurement of friction noise versus contact area of rough surfaces weakly loaded*. Tribology Letters, 37, pp. 273-281. 2010.
- [Le Bot 2011] A. Le Bot, E. Bou-Chakra, G. Michon. *Dissipation of vibration in rough contact*. Tribology Letters, 41, pp. 47-53. 2011.
- [Le Bot 2016] A. Le Bot. *Bruit des surfaces rugueuses*. CFA-VISHNO, Le Mans, 11-15 Avril 2016.
- [Lee 1976] S. W. E. Earles, C. K. Lee. *Instabilities arising from the frictional interaction of pin disc system resulting in noise generation*. Journal of Engineering for Industry, Transaction of the ASME, 98 pp.81-86. 1976.
- [Li 2007] J. T. Li, Z. J. Liu, L. H. A. Nay. *Effect of radial magnetic forces in permanent magnet motors with rotor eccentricity*. IEEE Trans. Magn., vol. 43, no. 6, pp. 2525–2527. 2007.

- [Mas 1996] P. Mas, L. Cremers, P. Sas. *The use of laser doppler vibrometer measurements for the prediction of the internal sound pressure field*. Proceedings of the 14th IMAC conference. 1996.
- [Michelin 2002] Société de Technologie Michelin, Le pneu, Le confort mécanique et acoustique, ISBN 2 – 06 – 100423 – 7. 2002.
- [Milkovic 1992] M. Milkovic. Test methods and measuring apparatus for measurement of the dynamic coefficient of friction of brushes, Carbon 30 (4) 587–592. 1992.
- [Moirot 200] F. Moirot, Q. S. Nguyen. *An example of stick-slip waves*. CRAS, Paris, 328, Iib pp. 663-669. 2000.
- [Moore 1965] C. J. Moore. *The measurement and calculation of acoustic noise radiated by small electrical machines*. Thèse de Doctorat de l'université de Londres. 1965.
- [Neves 1999] C. G. C Neves, R. Carlson, N. Sadowski, J. P. A. Bastos, N. S. Soeiro. *Forced vibrations calculation in a switched reluctance motor taking into account the viscous damping*. Conf. Rec. IEEE-IEMDC-International Electric Machines and Drives Conference, Seattle, USA, pp. 110:112. 1999.
- [Ono 2007] K. Ono, M. Yamane. *Analysis of Contact Characteristics of Small Rough Surfaces Taking Bulk Deformation and Meniscus Force Into Consideration*. ASME. J. Tribol., 129(3):453-460, doi:10.1115/1.2736426. 2007.
- [Othman 1990-1] M. O. Othman, A. H. Elkholy. *Surface-roughness measurement using dry friction noise*, *Experimental Mechanics*, 47, pp.309-312. 1990.
- [Othman 1990-2] M. O. Othman, A. H. Elkholy, A. A. Seireg. *Experimental investigation of frictional noise and surface-roughness characteristics*. *Experimental Mechanics*, 47, pp. 328-331. 1990.
- [Pascovici 2001] M. D. Pascovici, T. Cicone. *Eléments de tribologie*. Bren, Bucarest. 2001.
- [Paulmier 1997] D. Paulmier, M. El Mansori, H. Zaidi. *Study of magnetized or electrical sliding contact of a steel XC48/graphite couple*. *Wear*, 203-204, p. 148-154. 1997.
- [Pellerey 2012] P. Pellerey, V. Lanfranchi, G. Friedrich. *Numerical simulations of rotor dynamic eccentricity effects on synchronous machine vibrations for full run up in Electrical Machines (ICEM)*. 2012 XXth International Conference on , vol., no., pp. 3008-3014. 2012.
- [Perret-Liaudet 2014] J. Perret-Liaudet, A. Carbonelli, E. Rigaud, B. Nelain, P. Bouvet, C. J. Vialonga. *Modeling of gearbox whining noise*. SAE Technical Paper 2014-01-2090, doi: 10.427/2014-01-2090. 2014.
- [Pugnet 1998] J-M. Pugnet. *Equilibrage des rotors rigides et flexibles*. *Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique*. Doc. BM 5 130. 1998.

- [Qu 2004] J. Qu, P. J. Blau, J. Klett, B. Jolly. *Sliding friction and wear characteristics of novel graphitic foam materials*. Tribology Letters, 17(4), pp. 879-886. 2004.
- [Remond 1992] D. Remond, P. Vexex, J. Sabot. *Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages – Synthèse bibliographique*. Publication du CETIM, pp. 192. 1992.
- [Ren 1997] Z. Ren. *Contribution à la modélisation des systèmes électromagnétiques tridimensionnels- Etude des formulations duales-Modélisation des systèmes électromagnétiques/mécanique couplés*. Habilitation à Diriger des Recherches, Université Paris Sud. 1997.
- [Resig 2010] A. Rezig, M. R Mekideche. *Effect of rotor eccentricity faults on noise generation in permanent magnet synchronous motors*. Progress In Electromagnetics Research C, Vol. 15, 117-132. 2010.
- [Revel 1997] G. M. Revel, C. Santolhi, E. P. Tomasini. *Laser-dopler vibration and acoustic intensity measurements for dynamic characterization and noise reduction of a car window lift system*. University degli Studi di Ancona, Via Brece Bianch e60131 Ancona, Italia. 1997.
- [Rhee 1989] S. K. Rhee, P.H.S. Tsang, Y. S. Wang. *Friction-induced noise and vibration of disc brakes*. Wear, 133 pp. 39-45. 1989.
- [Rigaud 1998] E. Rigaud. *Interactions dynamiques entre denture, lignes d'arbres, roulements et carter dans les transmissions par engrenages*. Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon N°98-18. 1998.
- [Rigaud 1999] E. Rigaud, D. Barday. *Modelling and analysis of static transmission error - Effect of wheel body deformation and interactions between adjacent loaded teeth*. 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, 16/03-18/03/1999, Vol.3, 1961-1972, 16/03-18/03/1999.
- [Rigaud 2000] E. Rigaud, J. Sabot, J. Perret-Liaudet. *Approche globale pour l'analyse de la réponse vibratoire d'une transmission par engrenages*. Hermes Science Publications, pp. 315-330. 2000.
- [Robert 1995-1] F. Robert, E. Csapo, H. Zaidi. *Influence of the current and environment on the superficial structure of a graphite electrical collector*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, -1 35(2), p. 259-262. 1995.
- [Robert 1995] F. Robert, D. Paulmier, H. Zaidi, E. Schouller. *Combined influence of an inret gaz environment and a mechanical action on a graphite surface*. Wear, 181, pp. 667-690. 1995.
- [Robinson 1998] I. Robinson, S. J. Walsh., G. Stimpson. *Vehicle accessory tonal noise: experimental determination and subjective assessment*. IN: Goodwin, V. C. and Stevenson, D. C. (eds). Internoise 98 proceedings: the 1998 International Congress on Noise Control Engineering: Christchurch, New Zealand, 16-18 November 1998: sound and silence, setting the balance. Auckland, N.Z. New Zealand Acoustical Society, pp. 1049-1052. 1998.

- [Rowe 1975] G. W. Rowe, H. Kaliszzer, G. Trmal, A. Cotter. *Running-In of Plain Bearings*. Wear 34, pp. 1 – 14. 1975.
- [Savage 1948] R. H. Savage. *Graphite lubrication*. Journal of Applied Physics, 19, pp. 1-10. 1948.
- [Schlensok 2006] C. Schlensok, B. Schmülling, M. Van Der Giet, K. Hameyer. *Electromagnetically excited audible noise-evaluation and optimisation of electrical machines by numerical simulation*. Journal of Electrical Power Quality and Utilisation, Vol. XII, No 2. 2006.
- [Shaofeng 2014] J. Shaofeng, Q. Ronghai, L. Jian. *Analysis of FSCW SPM Servo Motor with Static, Dynamic and Mixed Eccentricity in Aspects of Radial Force and Vibration*. 2014.
- [Shobert 1965] E. I. Shobert. *The Physics and Chemistry of Sliding Contacts*. Editions Chemical Publishing Company, Inc. New York. 1965.
- [Shobert 1976] E. I. Shobert. *Carbon, graphite, and contacts*. IEEE Transactions on Parts, Hybrids, and Packaging, 12(1), p.62 - 74. 1976.
- [Singer 1991] M. T. Singer, K. Kshonze. *Electrical resistance of random rough contacting surfaces using fractal surface modelling*. Proceedings of the 37th IEEE Holm Conference on Electrical Contact, pp. 73-82. 1991.
- [Sinha 2004] J. K. Sinha, A. W. Lees, M. I. Friswell. *Estimating unbalance and misalignment of a flexible rotating machine from a single run-down*. Journal of Sound and Vibration, 272(3.5): 976.983. 2004.
- [Souron 2016] Q. Souron, J. Le Besnerais. *Phénomènes de bruit et vibrations d'origine électromagnétique dans les transports – Cas d'une machine de traction ferroviaire*. CFA/VISHNO 2016 Le Mans. 2016.
- [Spurr 1961] R. T. Spurr. *A theory of disc brake squeal*. Proc. Auto Div. Instn Mech. Engrs, 62. 1961.
- [Stachowiak 2001] G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor. *Engineering Tribology*. 2nd Edition, Butterworth – Heinemann. 2001.
- [Stoimenov 2003] B. Stoimenov, K. Kato, K. Adachi. *Effect of surface roughness combination on frictional sound*. Proc. 38th meeting of JSME, Sendai, Japan, 15 March 2003.
- [Stoimenov 2007] B. Stoimenov, S. Maruyama, K. Adachi, K. Kato. *The roughness effect on the frequency of frictional sound*. Tribology International, 40, pp. 659-664. 2007.
- [Storer 1996] D. Storer, G. Toniato. *Development of an experimental methodology for the analysis of structure-borne Noise in automotive vehicles*. SAE Paper 95A11. 1996.
- [Stoimenov 2007] B. L. Stoimenov, S. Maruyama, K. Adashi, K. Kato. *The roughness effect on the frequency of frictional sound*. Tribology International 40 pp. 659-664. 2007.

- [Tabor 1951] D. Tabor. *The Hardness of Metals*. Oxford Press. 1951.
- [Takahashi 1973] K. Takahashi. *The Friction Noise under Heavy Load*. Bull. Fac. Sci. Eng., Chuo University. 16 pp. 53-69. 1973.
- [Takavoli 1986] M. S. Tavakoli, D. R. Houser. *Optimum Profile Modifications for the Minimization of Static Transmission Errors of Spur Gears*. J. Mech. Trans. and Automation 108 (1), 86-94. 1986.
- [Tan-Kim 2015] A. Tan-Kim. *Contribution à l'étude du bruit acoustique d'origine magnétique en vue de la conception optimale de machines synchrones à griffes pour l'application automobile*. Université de Technologie de Compiègne. Thèse. 2015.
- [Timar 1989] P. L Timar, A. Fazekas, J. Kiss, A. Miklos, S. J. Yang. *Noise and vibration of electrical machines*. Elsevier Science, ISBN-10: 0444988963. 1989.
- [Toliyat 1995] H. A. Toliyat., T. A. Lipo. *Transient analysis of cage induction machines under stator, rotor bar and end-ring faults*. IEEE Trans. Energy Conversion, vol. 10, no. 2, pp 241-247. 1995.
- [Ueno 2000] T. Ueno, K. Sawa. *Characteristics of surface film on slip-ring in the low atmospheric pressure*. IEEE Transactions on components and packaging technologies, 23 (2), pp. 247-251. 2000.
- [Van 1996] P. J. G. Van Der Linden, P. Varet. *Acoustic modal analysis and panel contribution ranking combined to analyze the low frequency noise in a van*. Proceedings of the 14th IMAC conference. 1996.
- [Vauquelin 2009] A. Vauquelin, J-P. Vilain, S. Vivier, N. Labbe, B. Dupeux. *Contribution à la modélisation des arcs électriques dans les machines à courant continu à collecteur mécanique*. Conférence EF UTC, Compiègne. 24-25 Septembre 2009.
- [Verez 2013] G. Verez. *Réponse vibratoire d'origine électromagnétique d'une machine synchrone à aimants permanents par un modèle issu de la résolution analytique des équations de Maxwell*. Journée des Jeunes Chercheurs en Génie électrique. 2013.
- [Verez 2014] G. Verez, G. Barakat, O. Bennouna, G. Hoblos, Y. Amara. *Vibrations et bruit d'origine électromagnétique dans les machines synchrones à aimants permanents ayant des combinaisons nombre de pôles/nombre d'encoches différents*. Symposium Génie Electrique : EF-EPF-MGE. ENS Cachan, France. 2014.
- [Wang 2006] J. K. Wang, M. M. Khonsari. *Prediction of the stability envelope of rotor-bearing system*. ASME. Journal of Vibration and Acoustics, 128, pp. 197-202. 2006.
- [Wang 1999] J. P. Wang, D. K. Lieu. *Magnetic lumped parameter modeling of rotor eccentricity in brushless permanent-magnet motors*. IEEE Trans. Magn., vol. 25, no. 5, pp. 4226-4231. 1999.
- [Wan 2011] S. Wan, Y. He. *Investigation on stator and rotor vibration characteristics of turbo-generator under air gap eccentricity fault*. No. 10-CSME-48, E.I.C. Accession 3211. 2011.

- [Welbourn 1979] D. B. Welbourn. *Fundamental knowledge of gear noise - A survey. Conference on Noise and Vibrations of Engines and Transmissions*. Cranfield Institute of Technology. Paper C177/79, 9-29. 1979.
- [Williams 1996] J. S. Williams, G. C. Steyer, J. Ditman. *Transmission Tonal Noise: Experimental analysis of the NVH characteristics which influence vehicle sound quality*. Proceedings of the 14th IMAC conference. 1996.
- [Xut 1994-1] M. Xut, R. D. Marangoni. *Vibration analysis of a motor flexible coupling - rotor system subject to a misalignment and unbalance, part I: theoretical model and analysis*. Journal of Sound and Vibration 176, 66.3-679. 1994.
- [Xut 1994-2] M. Xut, R. D. Marangoni. *Vibration analysis of a motor flexible coupling - rotor system subject to misalignment and unbalance, part II: experimental validation*. Journal of Sound and Vibration 176, 681-69. 1994.
- [Yokoi 1979] M. Yokoi, M. Nakai. *A Fundamental Study on Frictional Noise (1st report, the generating mechanism of rubbing noise and squeal noise)*. Bull. JSME, 22 pp. 1665-1671. 1979.
- [Yokoi 1980] M. Yokoi, M. Nakai. *A Fundamental Study on Frictional Noise (2nd report, the generating mechanism of squeal noise of higher modes)*. Bull. JSME, 23 pp. 2118-2124. 1980.
- [Yokoi 1981-1] M. Yokoi, M. Nakai. *A Fundamental Study on Frictional Noise (3rd report, the influence of periodic surface roughness on frictional noise)*. Bull. JSME, 24 pp. 1470-1476. 1981.
- [Yokoi 1981-2] M. Yokoi, M. Nakai. *A Fundamental Study on Frictional Noise (4th report, the influence of angle of inclination of the rod on frictional noise)*. Bull. JSME 24 pp. 1477-1483. 1981.
- [Yokoi 1982] M. Yokoi, M. Nakai. *A Fundamental Study on Frictional Noise (5th report, the influence of random surface roughness on frictional noise)*. Bull. JSME, 25 pp. 827-833. 1982.
- [[Zazula 1997] J. M. Zazula. *On Graphite Transformations at High Temperature and Pressure Induced by Absorption of the LHC Beam*. 1997.
- [Zaidi 1995] H. Zaidi, F. Robert, D. Paulmier. *Influence of adsorbed gases on the surface energy of graphite*. Thin Solid Films, 264, pp. 46-51. 1995.
- [Zhao 2006] H. Zhao. *Research on graphite powders used for HTM-PM fuel elements*. Rare Metals, 25, p. 347 - 350. 2006.
- [Zhao 2001] H. Zhao, G. C. Barber, J. Liu. *Friction and wear in high speed sliding with and without electrical current*. Wear, 248, pp. 409-414. 2001.
- [Zhu 1993] Z. Q. Zhu, D. Howe. *Electromagnetic noise radiated by brushless permanent magnet DC drives*. 6th IEMDC International Conference on Electrical Machines and Drives, Oxford, UK. 1993.