

## CFA/VISHNO 2016

**Réponse vibratoire d'un motoréducteur de lève-vitre automobile à différentes sources d'excitation**

S. Diop<sup>a,b</sup>, E. Rigaud<sup>a</sup>, P.-H. Cornuault<sup>c</sup>, E. Grandais-Menant<sup>b</sup>, B. Bazin<sup>b</sup>  
et F. Breynaert<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR CNRS 5513, Ecole Centrale de Lyon, Université de Lyon, 36 Avenue Guy de Collongue, 69134 Ecully, France

<sup>b</sup>INTEVA PRODUCTS, ZA Communautaire, 14220 Esson, France

<sup>c</sup>Institut Femto-ST UMR CNRS 6174, Département de Mécanique Appliquée, 26 rue de l'Épitaphe, 25000 Besançon, France  
sarah.diop@doctorant.ec-lyon.fr



LE MANS

Le présent article propose une étude qui vise à quantifier l'impact de différentes sources d'excitation sur le comportement vibroacoustique d'un motoréducteur de lève-vitre automobile. Deux approches sont utilisées : (1) une approche expérimentale réalisée avec un banc d'essais qui permet d'éliminer successivement les sources d'excitation ; (2) une approche numérique qui permet de simuler la réponse du mécanisme aux excitations à partir d'une modélisation du motoréducteur par éléments finis.

**Mots clés :** motoréducteur, lève-vitre, vibroacoustique, forces électromagnétiques, balourd, actions de contact, analyse modale, MEF, réponse forcée, campagne expérimentale.

## 1 Introduction

Les efforts réalisés pour améliorer le confort acoustique des véhicules automobiles ont permis une baisse significative des émissions sonores du groupe motopropulseur [1], si bien que les nuisances sonores des accessoires du véhicule ont désormais un impact significatif sur le bruit perçu à l'intérieur de l'habitacle. Cette étude se focalise sur la discrimination des sources d'excitation d'un motoréducteur de lève-vitre automobile fabriqué et commercialisé par la société INTEVA PRODUCTS.

### 1.1 Description du motoréducteur

Dans le véhicule, un motoréducteur placé dans chaque portière est à l'origine de la translation de la vitre. Il comprend (cf. figure 1.1) :

- une partie fixe appelée stator (ou inducteur) constitué par une cage en acier à l'intérieur de laquelle sont collées deux aimants permanents (ici des ferrites) diamétralement opposées qui génèrent un champ magnétique,
- une partie mobile appelée rotor (ou induit) sur lequel sont enroulées 10 bobines reliées aux 10 lames d'un collecteur.

Deux balais métallo-graphitiques glissant sur le collecteur rotatif assurent l'alimentation électrique du rotor. D'après la loi de Laplace, lorsque le courant circule dans les spires placées dans le champ magnétique de l'inducteur, il y a création d'un couple de forces qui est à l'origine de la rotation du rotor [2].

Le rotor repose sur trois paliers appelés palier avant, palier central et palier arrière. Une vis sans fin, usinée sur le rotor et située entre les paliers avant et central, entraîne une roue de 73 dents qui entraîne elle-même le mécanisme de lève-vitre via un crabot. L'ensemble roue et vis sans fin assure la fonction de réducteur de vitesse. La fréquence d'engrènement entre la roue et la vis sans fin est égale à la fréquence de rotation du rotor.

Le carter du motoréducteur est monté sur la portière au niveau de trois points de fixation. Un mécanisme de tambour et de câbles transforme le mouvement de rotation du motoréducteur en un mouvement de translation qui assure la montée et la descente de la vitre.

Le point de fonctionnement caractéristique du motoréducteur dans un véhicule correspond à un couple de charge de 3 N.m et une tension d'alimentation du motoréducteur de 14.5 V. Cette tension correspond à une vitesse de rotation du rotor égale à  $6000 \text{ tr.min}^{-1}$ .

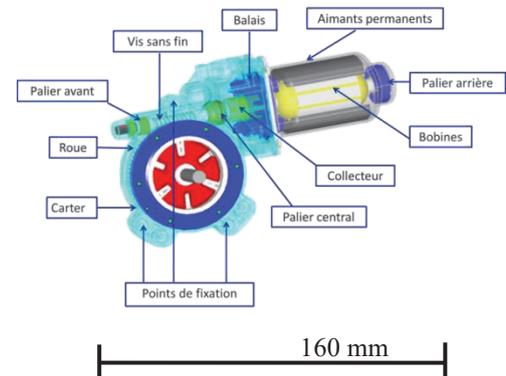


Figure 1.1 : Constitution du motoréducteur de lève-vitre automobile étudié.

### 1.2 Sources d'excitation

Lors du fonctionnement du motoréducteur, plusieurs sources d'excitation associées à des actions de contact ainsi qu'à des phénomènes mécaniques ou électromagnétiques peuvent être à l'origine de vibrations.

Les sources d'excitation suivantes sont considérées :

- le balourd,
- les phénomènes électromagnétiques qui ont pour origine le passage périodique des bobines dans l'entrefer induisant des fluctuations périodiques des efforts tangentiels (Laplace) et des efforts normaux (Maxwell),
- les contacts balais/collecteur qui induisent notamment une fluctuation en entrée du courant,
- les autres actions de contact qui incluent l'engrènement entre la roue et la vis sans fin, et les trois contacts au niveau des paliers.

Selon les excitations considérées, les vibrations induites peuvent générer un bruit large bande ou bien être associées à des fréquences particulières proportionnelles à la fréquence de rotation du rotor. Dans ce dernier cas, le bruit rayonné est alors dominé par des tonales à des fréquences précises. Le collecteur étant constitué de 10 lames et en notant  $f_{\text{rotor}}$  sa fréquence de rotation, les fréquences supposées associées aux différentes sources d'excitation sont présentées dans le tableau 1.1.

Les sources d'excitation génèrent des vibrations du mécanisme qui induisent un bruit rayonné directement par l'enveloppe du motoréducteur ainsi que des efforts transmis à la portière qui, elle-même, peut rayonner à l'intérieur de l'habitacle du véhicule.

L'objectif du travail présenté est de hiérarchiser l'impact des différentes sources d'excitation sur le comportement vibroacoustique du motoréducteur.

Sources d'excitation	Fréquences associées
Chocs mécaniques à l'entrée en contact des balais avec les lames	$10 * f_{\text{rotor}}$
Bruit de frottement entre balais et collecteur [3]	Bruit large bande
Arcs électriques de commutation [4]	$10 * f_{\text{rotor}}$
Fluctuation périodique du courant à l'entrée du motoréducteur	$10 * f_{\text{rotor}}$
Passage périodique des bobines dans l'entrefer	$10 * f_{\text{rotor}}$
Balourd mécanique [5] [6]	$f_{\text{rotor}}$
Contacts rotor/stator au niveau des différents paliers	Bruit large bande
Engrenement roue/vis sans fin	$f_{\text{engrènement}} + \text{bruit large bande}$

Tableau 1.1 : Sources d'excitation du motoréducteur et fréquences associées.

La première partie de cet article présente une méthode expérimentale qui exploite un dispositif instrumenté permettant de s'affranchir graduellement des diverses sources d'excitation. La deuxième partie présente une méthode numérique qui s'appuie sur une modélisation de quelques-unes des sources d'excitation listées ci-dessus. Une discussion est ensuite proposée sur les résultats obtenus et les perspectives d'étude.

## 2 Approche expérimentale

### 2.1 Campagne de discrimination des sources d'excitation du motoréducteur

L'étude expérimentale utilise un dispositif expérimental conçu et réalisé au LTDS (Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes) et qui comprend :

- un système d'entraînement constitué par un moteur brushless,
- le motoréducteur étudié et monté sur le banc d'essai au niveau de ses trois points de fixation,
- un accouplement souple qui relie le moteur brushless au motoréducteur de lève-vitre,
- un arbre de sortie entraîné par la roue dentée du motoréducteur via le crabot,
- un frein à poudre qui permet d'appliquer le couple nécessaire pour actionner la vitre,
- un accouplement souple, qui permet la liaison entre l'arbre de sortie et le frein,
- un couplemètre qui mesure le couple de frein,
- un tachymètre qui contrôle la vitesse de rotation en sortie du motoréducteur.

La chaîne cinématique (cf. figure 2.1) est guidée en rotation par des paliers à roulements. L'ensemble est monté sur un bâti rigide et compact en acier, positionné sur un marbre.

Le banc d'essai instrumenté (cf. figure 2.2) permet de conduire des essais pour différents couples de charge et différents régimes de fonctionnement du motoréducteur qui peuvent être stationnaires (vitesse constante) ou variables (rampes de vitesses, montantes ou descendantes).

Le comportement vibroacoustique du motoréducteur est caractérisé à travers des mesures vibratoires (accéléromètres), des mesures de rayonnement acoustique (microphones) et des mesures d'efforts dynamiques transmis à la portière via le mécanisme (capteurs de forces). Le courant entrant dans le motoréducteur et la température à la surface du stator sont également mesurés en cours d'essai.

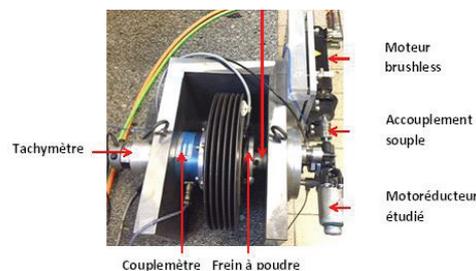


Figure 2.1 : Chaîne cinématique du banc d'essai.

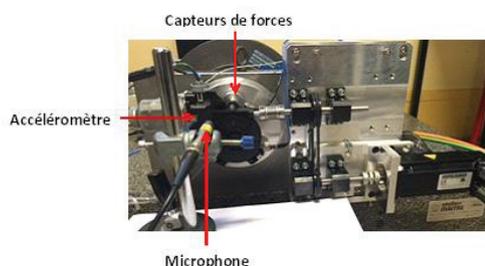


Figure 2.2 : Banc d'essai instrumenté.

Un protocole d'essais a été mis en place pour supprimer successivement quelques-unes des sources d'excitation listées au paragraphe 1.

1 : utilisation de ferrites démagnétisées pour éliminer les forces électromagnétiques,

2 : suppression du courant électrique circulant dans le motoréducteur,

3 : suppression des arcs électriques dus à la commutation en reliant électriquement les segments du collecteur et en court-circuitant les spires de l'induit,

4 : utilisation d'un collecteur non segmenté pour supprimer les chocs mécaniques à l'entrée en contact des balais avec les lames du collecteur avec la possibilité d'injecter du courant,

5 : suppression des balais pour s'affranchir du bruit de frottement entre les balais et le collecteur.

### 2.2 Résultats

Pour le point de fonctionnement standard du motoréducteur, la pression acoustique mesurée avec un microphone placé à 70 mm du motoréducteur est de l'ordre de 50 dB.

A partir des essais réalisés, des spectrogrammes ou diagrammes temps-fréquence (cf. figure 2.3) peuvent être tracés pour déterminer le contenu fréquentiel de la réponse vibroacoustique du motoréducteur. Le spectrogramme décrit l'évolution des harmoniques multiples de la fréquence de rotation du motoréducteur (H1, H10, H20, H30, etc.) en fonction du régime de

fonctionnement et fait apparaître des zones d'amplification modales.

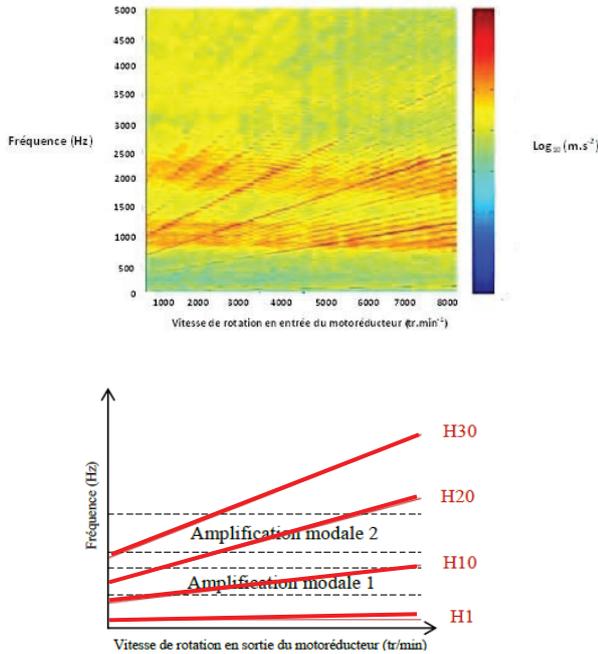


Figure 2.3 : Spectrogramme de la réponse accélération au droit du palier central pour un couple de 3 N.m et une rampe de vitesse de 20 à 6000 tr.min<sup>-1</sup>.

La figure 2.4 ci-dessous montre que :

- un balourd de 0.8 g.mm induit une réponse accélération maximale de 11 m.s<sup>-2</sup> à 6000 tr.min<sup>-1</sup> pour une charge de 3 N.m correspondant à une pression acoustique maximale de l'ordre de 50 dB,
- une augmentation du balourd induit une augmentation de 1.7 m.s<sup>-2</sup> en moyenne sur la réponse accélération correspondant à une augmentation de 2 dB en moyenne sur la pression acoustique du motoréducteur.

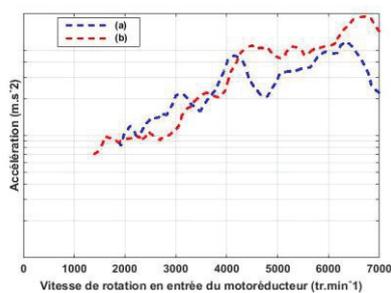


Figure 2.4 : Réponse vibratoire du motoréducteur en fonction du balourd. (a) : balourd égal à 0.8 g.mm  
(b) : balourd égal à 1.6 g.mm.

L'analyse des résultats issus de la campagne discrimination des sources d'excitation montre que :

- la réponse vibroacoustique augmente avec la vitesse de rotation du motoréducteur (3.5 dB/octave).
- le courant induit une augmentation de la réponse vibroacoustique du motoréducteur,
- une augmentation du couple diminue la réponse vibroacoustique du motoréducteur.

La comparaison des niveaux de réponse vibroacoustique permet d'évaluer le poids des sources supprimées (cf. figure 2.5). Les résultats obtenus montrent que, quelle soit la charge appliquée :

- les sauts de lame ont un effet négligeable sur la réponse vibroacoustique du motoréducteur,
- le contact entre les balais et le collecteur, plus particulièrement le bruit de frottement, participe de manière significative à la réponse vibroacoustique du motoréducteur (réduction constante de - 4 dB).

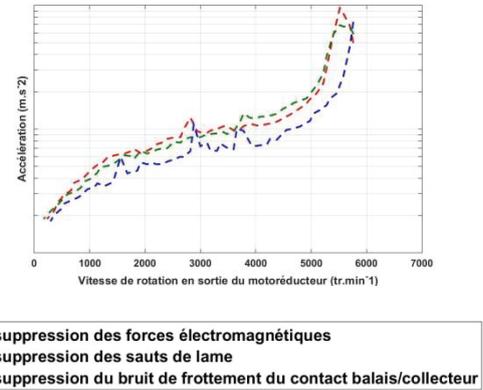


Figure 2.5 : Evolution de la valeur RMS de la réponse accélération en fonction de la vitesse de rotation pour un couple de 3 N.m.

### 3 Approche numérique

Cette partie traite de la modélisation multi-physique du motoréducteur. L'objectif est d'évaluer la réponse vibroacoustique induite par le balourd, les sources d'excitation électromagnétiques et l'engrenage roue et vis sans fin.

#### 3.1 MEF du motoréducteur

La construction du modèle MEF du motoréducteur est mise en œuvre avec le code de calcul par éléments finis ANSYS. La modélisation est couplée à une identification modale expérimentale conduite au marteau de choc sur les différents sous-ensembles du motoréducteur (stator, rotor, carter). Le modèle global du motoréducteur est ensuite élaboré par assemblage des modèles éléments finis 3D des sous-ensembles. Une procédure de recalage des sous-ensembles et du modèle global est appliquée, afin de garantir la correspondance entre les prédictions du modèle numérique et les résultats issus d'essais expérimentaux. La démarche de modélisation est présentée sur la figure 3.1.

Le tableau 3.1 présente les fréquences propres recalées de chaque composant du motoréducteur.

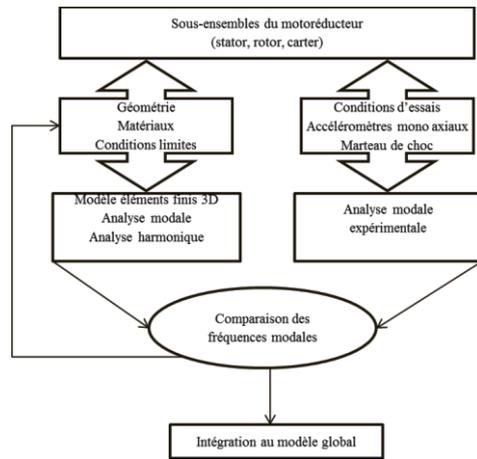


Figure 3.1 : Démarche de modélisation par éléments finis du motoréducteur.

Composants	Fréquence des premiers modes		
	AME	MEF	Ecart
Stator	2908 Hz	2892 Hz	0.5%
	4651 Hz	3740 Hz	20%
Carter	676 Hz	660 Hz	2.4%
	1110 Hz	1124 Hz	1.2%
Rotor	1356 Hz	1352 Hz	0.3%
	3248 Hz	3144 Hz	3%

Tableau 3.1 : Fréquences propres des composants du motoréducteur. AME : analyse modale expérimentale ; MEF : modèle par éléments finis.

Les paliers et les butées axiales correspondent respectivement à des contacts cylindre/cylindre et des contacts sphère/plan. Leurs raideurs sont calculées à partir de la théorie de Hertz [8] en considérant la géométrie du contact et les matériaux (contacts acier/acier pour les paliers, contact PEEK /acier et contact PEEK /PBT pour les butées axiales).

Le couplage élastique entre la roue et la vis sans fin est modélisé par une matrice de raideur généralisée [9] définie à partir des caractéristiques géométriques de l'engrenage et de la raideur moyenne d'engrènement  $K_e$ .

L'analyse modale du motoréducteur permet d'identifier 40 modes dans la plage de fréquence [0 ; 6000] Hz.

## 3.2 Réponse forcée aux sources d'excitation

Ce paragraphe traite de la puissance rayonnée du motoréducteur soumis à diverses sources d'excitation. La puissance rayonnée est donnée par la formule suivante :

$$P_W(\omega) = \rho_0 * c_0 * S * \langle \overline{V(\omega)} \rangle_S * \sigma(\omega) \quad (3)$$

$$L_w(\omega) = 20 * \log_{10} \left( \frac{P_W(\omega)}{P_0} \right) \quad (4)$$

$\rho_0$  ( $\text{kg.m}^{-3}$ ) : masse volumique de l'air  $1.184 \text{ kg.m}^{-3}$ ,  
 $c_0$  ( $\text{m.s}^{-1}$ ) : célérité du son  $340 \text{ m.s}^{-1}$ ,  
 $\sigma$  : coefficient de rayonnement pris égal à 1,  
 $S$  ( $\text{m}^2$ ) : surface totale rayonnante du motoréducteur,  
 $V^2$  ( $\text{m}^2.\text{s}^{-2}$ ) : vitesse quadratique moyenne,  
 $P_0$  ( $\omega$ ) : puissance acoustique de référence  $10^{-12} \text{ W}$ .

### 3.2.1 Le balourd

La modélisation du balourd est réalisée par une force placée au centre du bobinage:

$$F = b * \omega^2 \quad (5)$$

$F$  (N) : force de balourd,  
 $b$  ( $\text{kg.m}$ ) : valeur du balourd,  
 $\omega$  ( $\text{rad.s}^{-1}$ ) : vitesse de rotation du motoréducteur,

La figure 3.2 présente la puissance rayonnée pour un balourd de 0.8 g.mm. Le maximum de puissance rayonnée vaut 45 dB et est atteint à  $6000 \text{ tr.min}^{-1}$  correspondant à l'excitation en résonance du premier mode du motoréducteur (100 Hz).

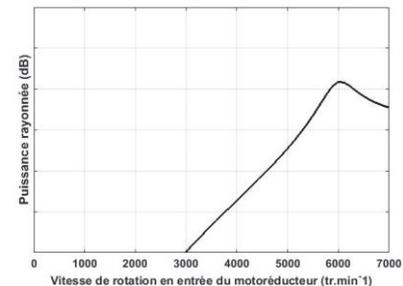


Figure 3.2 : Puissance rayonnée du motoréducteur pour un balourd de 0.8 g.mm.

### 3.2.2 Les excitations électromagnétiques

Les fluctuations des efforts d'origine électromagnétique lors de la rotation du rotor sont calculées à partir d'une étude 2D réalisée avec le logiciel Maxwell (cf. figure 3.3).

Les hypothèses suivantes sont considérées :

- pas de perte fer (due à l'hystérésis du matériau ferromagnétique) et pas de frottement,
- les bobines ont la même résistance,
- les pièces sont parfaitement centrées,
- l'épaisseur du stator est surdimensionnée.

Le modèle électrique est simulé avec une tension de 14.5 V et une résistance de ligne égale à 0.15 Ohms.

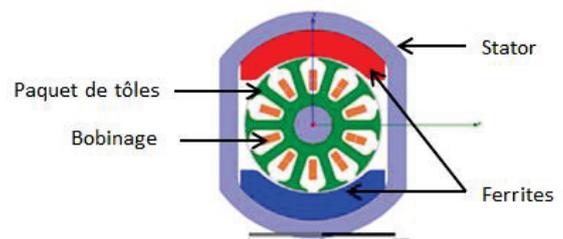


Figure 3.3: Modélisation 2D du motoréducteur sous Maxwell.

Pour différentes vitesses de rotation du rotor, les champs magnétiques radiaux et tangentiels dans l'entrefer (cf. figures 3.4 et 3.5) sont calculés (entre 0 et 360°) pour différentes positions successives du rotor décrivant  $1/10^{\text{ème}}$  de tour. Ces champs présentent 2 ondulations majeures et

10 ondulations mineures associées au passage des 10 bobines devant les 2 ferrites. Le maximum de flux est obtenu lorsqu'il y a coïncidence entre le centre de la ferrite et le centre du bobinage.

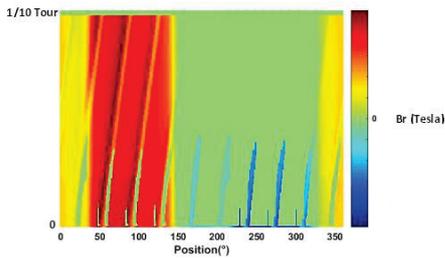


Figure 3.4 : Champ magnétique radial pour une vitesse de rotation du rotor de 6000 tr.min<sup>-1</sup>.

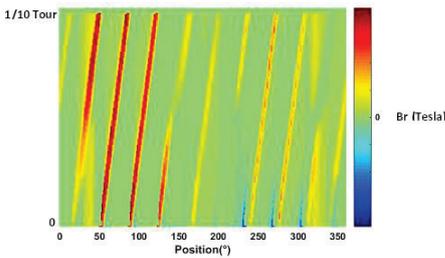


Figure 3.5: Champ magnétique tangentiel pour une vitesse de rotation du rotor de 6000 tr.min<sup>-1</sup>.

A partir de ces champs magnétiques, les densités surfaciques d'efforts radiaux  $P_n$  (pressions de Maxwell) et tangentiels  $P_t$  (pressions de Laplace) peuvent être calculées [9] [10] :

$$P_n = \frac{B_n^2 - B_t^2}{2\mu_0} \quad (7)$$

$$P_t = \frac{B_n B_t}{\mu_0} \quad (8)$$

$\mu_0$  (m.kg.s<sup>-2</sup>.A<sup>-2</sup>) : perméabilité du vide égale à  $4\pi \cdot 10^{-7}$ .

Les densités surfaciques d'efforts tangentiels sont à l'origine des fluctuations du couple appliqué sur le rotor. Les densités surfaciques d'efforts normaux sont à l'origine d'une excitation sur le stator.

Le spectre des efforts normaux (H10, H20, H30) est calculé à partir d'une transformée de Fourier.

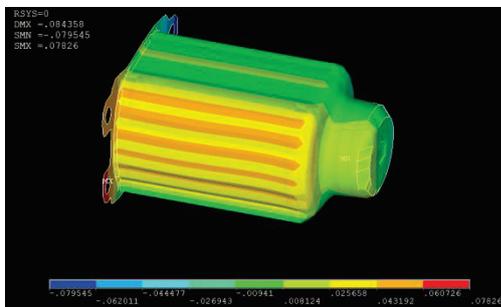


Figure 3.6 : Carte de projection des efforts H10 calculés pour une vitesse de rotation du rotor de 6000 tr.min<sup>-1</sup>.

La figure 3.7 présente la puissance acoustique rayonnée induite par les harmoniques H10, H20, H30 et la valeur RMS des densités surfaciques d'efforts normaux.

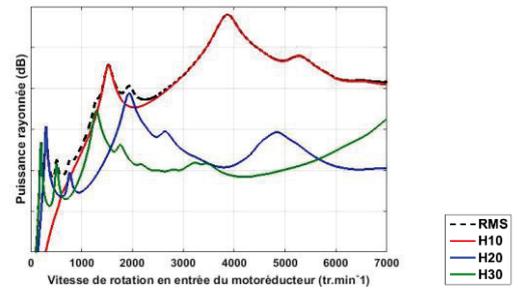


Figure 3.7 : Puissance rayonnée du motoréducteur excité par les pressions de Maxwell.

L'analyse des résultats montre que l'excitation H10 domine largement la puissance rayonnée du motoréducteur dès lors que la vitesse de rotation du rotor dépasse 900 tr.min<sup>-1</sup>. De plus, la puissance rayonnée atteint un maximum de l'ordre de 60 dB à 3900 tr.min<sup>-1</sup> correspondant à l'excitation en résonance du 4<sup>ème</sup> mode du motoréducteur (646 Hz).

### 3.2.3 L'engrènement roue et vis sans fin

L'engrènement entre la roue et la vis sans fin est à l'origine d'une excitation interne (erreur statique de transmission) [8]. En régime de fonctionnement stationnaire, cette excitation génère des fluctuations d'efforts périodiques sur les dents. La fréquence fondamentale de l'excitation correspond à la fréquence d'engrènement ici égale à la fréquence du rotor.

Les fluctuations d'efforts (cf. figure 3.8) sont estimées à partir de la raideur d'engrènement et des caractéristiques géométriques de l'engrenage.

Comme pour les excitations électromagnétiques, la transformée de Fourier du signal présenté en figure 3.8 permet d'obtenir les harmoniques H1, H2 et H3.

La figure 3.9 présente la puissance acoustique rayonnée induite par les harmoniques H10, H20, H30 et la valeur RMS de l'engrènement.

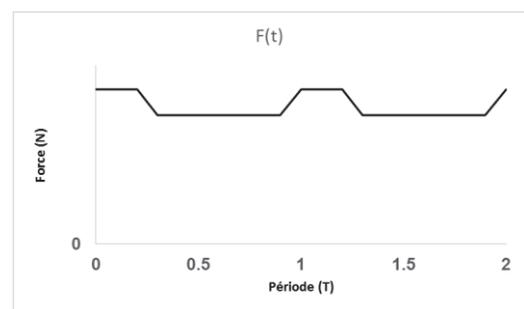


Figure 3.8 : Efforts de denture de l'engrènement roue et vis sans fin.

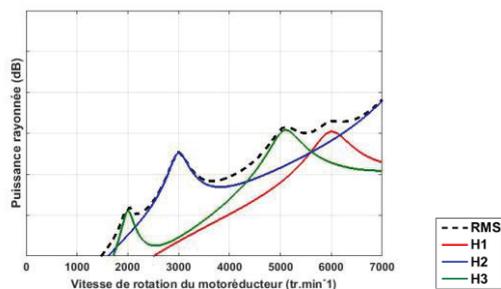


Figure 3.9 : Puissance rayonnée par les harmoniques H1, H2 et H3.

L'analyse des résultats montre que H1 domine la puissance rayonnée du motoréducteur.

Dans la plage de fonctionnement du motoréducteur en charge [0 ; 6000] tr.min<sup>-1</sup>, la puissance rayonnée atteint un maximum de l'ordre de 35 dB à 6000 tr.min<sup>-1</sup> correspondant à l'excitation en résonance du 1<sup>er</sup> mode du motoréducteur (100 Hz).

### 3.2.4 Hiérarchisation des sources d'excitation

La figure 3.10 montre que la puissance vibroacoustique du motoréducteur est essentiellement induite par les pressions de Maxwell sur une grande partie de la plage de fréquence de fonctionnement [0 ; 6000] tr.min<sup>-1</sup>. Pour la vitesse de fonctionnement 6000 tr.min<sup>-1</sup>, la contribution du balourd et de l'engrènement devient non négligeable.

L'impact des fluctuations du couple électromagnétique devra également être quantifié.

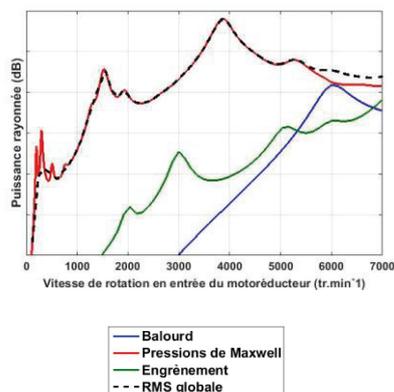


Figure 3.10 : Puissance rayonnée par différentes sources d'excitation.

## Conclusion

D'une part, les essais expérimentaux ont permis de montrer que le bruit de frottement entre les balais et le collecteur a un impact significatif sur le comportement vibroacoustique du motoréducteur.

Pour la suite de l'étude, une campagne expérimentale tribologique du contact balais collecteur sera mise en œuvre afin de mettre en évidence les phénomènes qui régissent le bruit de frottement de ce contact.

D'autre part, une hiérarchisation des sources d'excitation a été élaborée par une approche par éléments finis et a permis de montrer que les pressions de Maxwell

participent de manière considérable à la puissance rayonnée du motoréducteur.

Une modélisation numérique plus complète de la chaîne cinématique permettra d'évaluer la puissance du motoréducteur en prenant en compte les couplages entre les différents sources d'excitation : balourd, fluctuations de couple moteur, excitations paramétriques générées par les fluctuations périodiques de la raideur d'engrènement.

## Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier M.Guibert<sup>1</sup>, S.Zara<sup>1</sup>, L.Charles<sup>1</sup>, T.Durand<sup>1</sup>, D.Roux<sup>1</sup>, S.Landré<sup>2</sup> et F.Monasterlo<sup>2</sup>, pour leur contribution aux travaux expérimentaux ; M-A.Riss<sup>3</sup> et E.Guillot<sup>3</sup> pour leur contribution aux travaux numériques.

1 : LTDS, 2 : Ecole Centrale de Lyon, 3 : INTEVA PRODUCTS

## Références

- [1] La Société Française d'Acoustique, 2010. Le livre blanc de l'acoustique en France. Chapitre 1,
- [2] Charbonnel, A., 2007. Moteurs à courant continu à aimants permanents. Académie de Caen.
- [3] Ben Abdelounis, H., 2010. Dynamique et vibroacoustique du contact rugueux : expérimentation et modélisation. Thèse. Ecole Centrale de Lyon. N° d'ordre: 2010/01.
- [4] Holm, R., 1967. Electric contacts - Theory and application Springer-Verlag., Berlin.
- [5] Hamzaoui, N., Boisson, C., Lesueur, C., 1998. Vibroacoustic analysis and identification of defects in rotating machinery, part I, théoretical model. Journal of sound and vibration 216 (4). p.553-570
- [6] Hamzaoui, N., Boisson, C., Lesueur, C., 1998. Vibroacoustic analysis and identification of defects in rotating machinery, part II, experimental study. Journal of sound and vibration 216 (4). P.571-583.
- [7] Johnson, K. L. 1985. Contact Mechanics, Cambridge University.
- [8] Rigaud, E., 1998. Interactions dynamiques entre denture, lignes d'arbres, roulements et carter dans les transmissions par engrenages. Thèse, Ecole Centrale de Lyon. N° d'ordre : 98-18.
- [9] Bossavit, A. 2011. Virtual power principle and Maxwell's tensor: which comes first? COMPEL, Vol. 30 Iss: 6, pp. 1804-1814.
- [10] Hallal, J., 2014. Etude des vibrations d'origine électromagnétique d'une machine électrique : conception optimisée et variabilité du comportement vibratoire. Thèse. UTC Compiègne.