

Optimisation des propriétés viscoélastiques des résines d'enrobage pour la réduction du bruit rayonné par les moteurs électriques

K. Jaboviste¹, E. Sadoulet-Reboul¹, M. Ouisse¹, P. Bouvet², A. Parpinel²,
C. Espanet³, B. Galmès³

¹ Institut FEMTO-ST – UMR 6174, Univ. Bourgogne Franche-Comté, Département Mécanique Appliquée, France, {kevin.jaboviste, emeline.sadoulet-reboul, morvan.ouisse}@femto-st.fr

² VibraTec, France, {pascal.bouvet, adrien.parpinel}@vibrattec.fr

³ Moving Magnet Technologies, France, christophe.espanet@sonceboz.com, batiste.galmes@movingmagnet.com

Résumé — Les moteurs électriques sont communément présentés comme non bruyants, mais le fait est qu'ils présentent un comportement acoustique particulièrement gênant du point de vue du client. Il est donc important de concevoir des stratégies de contrôle adaptées. En pratique, les stators sont revêtus de résines pour protéger le bobinage. Comme tout matériau viscoélastique, leurs propriétés mécaniques varient avec la fréquence et la température, et peuvent être utilisées pour réduire le bruit rayonné par le moteur. D'un point de vue simulation numérique, la chaîne de calcul multiphysique est complexe, nécessitant la modélisation et la résolution de problèmes magnétiques, mécaniques, thermiques, acoustiques. L'objectif de l'étude est de proposer une stratégie de réduction de modèle permettant d'optimiser en un temps raisonnable les propriétés viscoélastiques des résines d'enrobage afin de réduire le bruit rayonné par un moteur électrique.

Mots clefs — Moteur électrique, Vibro-acoustique, Viscoélasticité, Réduction de modèle, Optimisation

1. Introduction

Les moteurs électriques sont de plus en plus utilisés dans l'industrie des transports afin de respecter les exigences fixées par les nouvelles normes environnementales. Cependant, leur comportement acoustique est radicalement différent des moteurs à combustion avec des composantes tonales de haute intensité et des harmoniques à haute fréquence qui sont gênantes pour les passagers [1], [10].

Il est donc important de prendre en compte ces phénomènes lors de la phase de conception. Pour être en mesure de prédire correctement le bruit rayonné par un moteur électrique, des simulations multiphysiques combinant le calcul des forces électromagnétiques, le calcul du champ thermique, le calcul du champ vibratoire et l'estimation de la puissance rayonnée équivalente (ERP : Equivalent Radiated Power) sont nécessaires. Ce type d'approche a été utilisé pour la conception de nombreuses machines électriques comme, par exemple, le moteur synchrone à aimants permanents [2], [3] ou le moteur à réluctance commutée [4]. Cependant, cette approche est très coûteuse en temps de calcul car elle est basée sur l'utilisation modèles éléments finis (MEF) de grandes tailles, qui sont nécessaires pour traiter correctement la complexité des géométries de ce type de système. Cet inconvénient rend difficile la mise en œuvre d'une procédure d'optimisation pour réduire le bruit rayonné par le moteur électrique.

La plupart des études qui abordent ce sujet dans la littérature visent à réduire le bruit en optimisant des paramètres géométriques comme dans [5], [6] ou [14]. La voie alternative étudiée ici porte sur l'exploitation des propriétés mécanique de la résine d'enrobage présente, notamment dans le stator, pour protéger le bobinage et éviter les courts-circuits ou les problèmes thermiques. Ces résines ont un comportement viscoélastique et peuvent donc être utilisées pour réduire le bruit rayonné [11].

L'objectif de cet article est donc de proposer une stratégie d'optimisation des propriétés

viscoélastiques des résines d'enrobage afin de réduire le bruit rayonné par un moteur électrique tout en garantissant un coût de calcul faible. La stratégie se base sur une approche de type couplage faible, mettant en œuvre des calculs chaînés. La Figure 1 montre le MEF du moteur électrique (a) ainsi qu'une vue en coupe avec la résine d'enrobage (b). Le couple mécanique qui conduit au bruit rayonné le plus élevé est issu d'un calcul électromagnétique, fourni par la société VibraTec et provient du 4^{ème} ordre moteur car il excite directement le mode de vibration (2,0) (Fig.1 (c)).

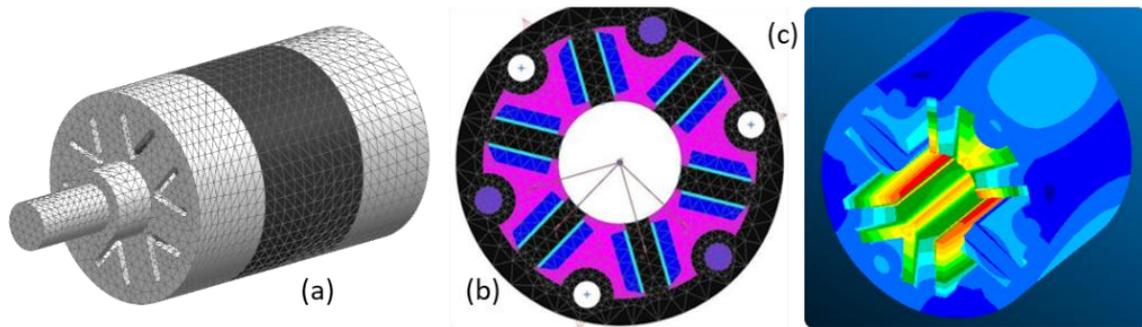


Figure 1: MEF du moteur électrique (a), vue en coupe avec la résine d'enrobage (rose) (b), mode de vibration (2,0) (c)

2. Modèle réduit d'un système viscoélastique et optimisation vibro-acoustique

La géométrie des différentes parties constituant le moteur électrique n'étant pas modifiée au cours du processus d'optimisation, une étape préalable, qui n'est pas abordée dans cet article, consiste à calculer l'excitation électromagnétique et le couple mécanique qui en découle. Ensuite, il est nécessaire de modéliser le comportement vibro-acoustique du moteur. Un des points critiques de cette étape, qui ne sera pas détaillé dans cette étude, concerne le comportement anisotrope des stratifiés [12]. Un autre point clé, étudié ici, concerne l'intégration du comportement viscoélastique de la résine dans le MEF du moteur électrique et la construction du modèle d'ordre réduit associé.

2.1. Modèle rhéologique et principe d'équivalence temps-température

Dans cette étude, un modèle de Zener Fractionnaire couplé au principe d'équivalence temps-température [7] est utilisé pour décrire le comportement de la résine expérimentalement observé à l'aide d'une Analyse Mécanique Dynamique. Lorsque le principe d'équivalence temps-température est vérifié, comme c'est le cas pour l'ensemble des résines testées, une augmentation de la fréquence a le même effet qu'une diminution de la température. À partir des données mesurées à une température de référence T_0 , il est possible de connaître les paramètres mécaniques du matériau à une température T en multipliant l'échelle de temps (ou de fréquence) par un facteur de translation $a_T(T, T_0)$ dépendant uniquement de T et de T_0 .

L'évolution du module complexe en fonction de la fréquence et de la température de la résine s'écrit alors :

$$E^*(\omega_{aT}) = \frac{E_{\omega \rightarrow 0} + E_{\omega \rightarrow \infty} (j\omega_{aT}\tau)^\alpha}{1 + (j\omega_{aT}\tau)^\alpha}$$

où $E_{\omega \rightarrow 0}$ et $E_{\omega \rightarrow \infty}$ représentent respectivement les modules basse et haute fréquence, τ le temps de

relaxation, α l'ordre de la dérivée fractionnaire, et $\omega_{aT} = a_T(T, T_0)\omega$ la fréquence réduite. Les facteurs de translation $a_T(T, T_0)$ sont donnés par la loi WLF [13].

Un panel de résines a été testé, permettant ainsi de fournir un ensemble de paramètres physiques qui seront utilisés afin de contraindre le problème d'optimisation : les modules asymptotiques $E_{\omega \rightarrow 0}$, $E_{\omega \rightarrow \infty}$, ainsi que le facteur de perte maximal η_{max} et la fréquence $f_{\eta_{max}}$ où ce dernier se produit.

2.2. Modèle réduit du moteur électrique

L'équation dynamique du moteur s'écrit :

$$-\omega^2 \mathbf{M} \hat{\mathbf{U}} + (1 + j\eta_e) \mathbf{K}_e \hat{\mathbf{U}} + \mathbf{K}_v^*(\omega_{aT}) \hat{\mathbf{U}} = \hat{\mathbf{F}}_e$$

où \mathbf{M} désigne la matrice de masse de l'ensemble de la structure, \mathbf{K}_e et η_e représentent respectivement la matrice de rigidité et l'amortissement structural de l'ensemble du moteur excepté la résine d'enrobage, $\mathbf{K}_v^*(\omega_{aT})$ représente la matrice de rigidité complexe associé à la résine d'enrobage, $\hat{\mathbf{F}}_e$ est le vecteur d'excitation et $\hat{\mathbf{U}}$ représente le vecteur de déplacement. Cependant, la matrice de rigidité du système est maintenant dépendante de la fréquence et le nombre de degrés de liberté est supérieur à 3 millions, ce qui conduit à des temps de calcul très longs. Pour pallier ce problème et optimiser les propriétés viscoélastiques des résines en un temps raisonnable, l'approche multi-modèles [8] est utilisée. Il devient alors possible de construire une base de projection capable prendre en compte l'assouplissement ou la rigidification de la résine en fonction de la fréquence. Cette base Φ est obtenue en combinant une base modale représentative du comportement basse fréquence Φ_{BF} et une base modale représentative du comportement haute fréquence Φ_{HF} . L'assemblage se fait en utilisant une ortho-normalisation de Gram-Schmidt afin de limiter les problèmes de conditionnement. La base Φ est alors utilisée pour projeter les opérateurs du MEF du moteur avec $\hat{\mathbf{U}} = \Phi \hat{\mathbf{q}}$ et le système réduit s'écrit donc :

$$-\omega^2 \mathbf{m} \hat{\mathbf{q}} + (1 + j\eta_e) \mathbf{k}_e \hat{\mathbf{q}} + \mathbf{k}_v^*(\omega_{aT}) \hat{\mathbf{q}} = \hat{\mathbf{f}}_e$$

Cette méthode permet, pour les bandes de fréquence et de température visées dans cette étude, de calculer la réponse dynamique du système en moins d'une heure au lieu d'un temps de calcul supérieur à 6 jours dans le cas d'un calcul direct avec opérateurs complets, permettant ainsi la mise en place de procédures d'optimisation.

2.3. Problème d'optimisation vibro-acoustique

L'ERP (Equivalent Radiated Power) est estimé à partir du champ de vitesse normale sur la surface externe du stator à l'aide de l'équation suivante :

$$ERP(\omega) = 1/2 \rho_{air} c_{air} \sum_{i \in \text{stator}} V_{i,n}^2(\omega) \cdot S_i$$

où, ρ_{air} est la densité de l'air, c_{air} est la vitesse du son dans l'air, $V_{i,n}$ est la vitesse normale à l'élément i et S_i est la surface du $i^{\text{ème}}$ élément. L'ERP défini ici est approximé en supposant que le facteur de rayonnement [9] est unitaire, ce qui n'est vrai que pour les hautes fréquences, et permet d'estimer à faible coût de calcul la puissance acoustique rayonnée par le moteur. Finalement, le problème d'optimisation vibro-acoustique à résoudre pour minimiser le bruit rayonné par le moteur électrique peut s'écrire :

Connaissant $T, \Delta\omega$

Trouver $E_{\omega \rightarrow 0}, E_{\omega \rightarrow \infty}, \eta_{max}, f_{\eta_{max}}$

Qui minimise $\|ERP(\omega, E_{\omega \rightarrow 0}, E_{\omega \rightarrow \infty}, \eta_{max}, f_{\eta_{max}})\|_{\infty}$

En respectant $-\omega^2 \mathbf{m}\hat{\mathbf{q}} + (1 + j\eta_e)\mathbf{k}_e\hat{\mathbf{q}} + \mathbf{k}_v^*(\omega_{aT})\hat{\mathbf{q}} = \hat{\mathbf{f}}_e$

$$E_{\omega \rightarrow 0}^{LB} \leq E_{\omega \rightarrow 0} \leq E_{\omega \rightarrow 0}^{HB}$$

$$E_{\omega \rightarrow \infty}^{LB} \leq E_{\omega \rightarrow \infty} \leq E_{\omega \rightarrow \infty}^{HB}$$

$$f_{\eta_{max}}^{LB} \leq f_{\eta_{max}} \leq f_{\eta_{max}}^{HB}$$

$$\eta_{max} = 0.85$$

La Figure 2 montre l'évolution de l'ERP du moteur électrique étudié en fonction de la fréquence avant et après optimisation à 140°C, qui est la température nominale de fonctionnement du moteur.

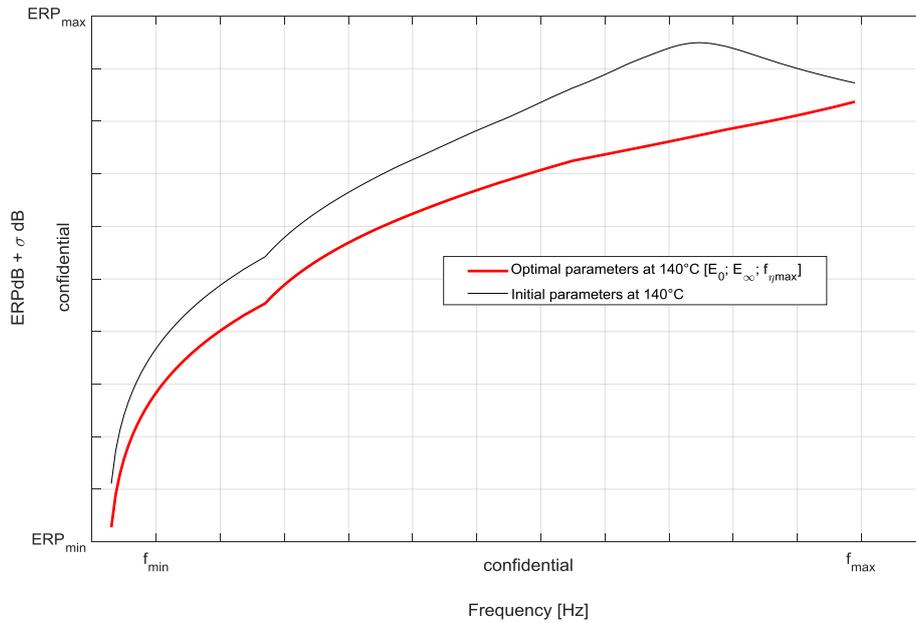


Figure 2: ERP du moteur électrique en fonction de la fréquence avant et après optimisation du comportement viscoélastique de la résine d'enrobage à 140°C

3. Conclusion

Cet article propose une méthodologie efficace, en termes de temps de calcul, pour déterminer les propriétés viscoélastiques optimales des résines d'enrobage afin de réduire le bruit rayonné par les moteurs électriques. Pour atteindre cet objectif, des tests de caractérisation ont été réalisés pour identifier un modèle viscoélastique représentatif du comportement des résines. Ensuite, ce comportement viscoélastique a été pris en compte dans le MEF du moteur et afin de réduire les temps de calcul, une approche multi-modèle a été utilisée. Dans le cas étudié, les temps de calcul sont divisés par un facteur 150. Enfin, la résolution du problème d'optimisation permet de trouver les paramètres viscoélastiques optimaux de la résine d'enrobage. La réduction de l'ERP est significative, avec une

atténuation de 19,3dB entre les deux valeurs maximales, sur la bande de fréquence visée et pour la température d'intérêt.

Remerciements

Les auteurs remercient le Pôle Européen des Solutions de Mobilité, le CIMES, le Pôle Véhicule du Futur, BPI France, Grand Besançon Métropole, la Région Bourgogne Franche-Comté et la Région Auvergne-Rhône-Alpes pour leur soutien financier ainsi que Von Roll pour leur implication dans le projet. Ce travail a été réalisé en collaboration avec EUR EIPHI (Contrat N° ANR-17-EURE-0002), et dans le cadre du projet FUI 25 : projet E-Silence.

Références

- [1] Lennström, David, Anders Ågren, and Arne Nykänen. "Sound quality evaluation of electric cars: preferences and influence of the test environment." Proceedings of the Aachen Acoustics Colloquium. 2011.
- [2] Torregrossa, Dimitri, et al. "Multiphysics finite-element modeling for vibration and acoustic analysis of permanent magnet synchronous machine." IEEE Transactions on Energy Conversion 26.2. 2010. p.490-500.
- [3] Dupont, Jean-Baptiste, and Pascal Bouvet. Multiphysics modelling to simulate the noise of an automotive electric motor. No. 2012-01-1520. SAE Technical Paper, 2012.
- [4] Hu, Shenglong, Zuo, Shuguang, Liu, Mingtian, et al. Modeling and analysis of radial electromagnetic force and vibroacoustic behaviour in switched reluctance motors. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, vol. 142, p. 106778.
- [5] Tan-Kim, Antoine, et al. Vibro-acoustic simulation and optimization of a claw-pole alternator. IEEE Transactions on Industry Applications 52.5 (2016): 3878-3885.
- [6] Wang, Qian, et al. "Design and optimization of a permanent magnet synchronous machine for low vibration and noise applications." 2018 21st International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS). IEEE, 2018.
- [7] Van Gorp, Marnix and Palmen, Time-temperature superposition for polymeric blends. Rheol. Bull, 1998, vol. 67, no 1, p. 5-8.
- [8] Plouin, Anne-Sophie, and Etienne Balmès. "Steel/viscoelastic/steel sandwich shells computational methods and experimental validations." International Modal Analysis Conference. Vol. 4062. No. 2. 2000
- [9] Kozupa, Michal, C. Ploetner, and M. Swiatkowski. "Acoustic radiation efficiency parameter in assessment of transformer noise." Euronoise 2018—Conference Proceedings. 2018.
- [10] P. Millithaler, E. Sadoulet-Reboul, M. Ouisse, J.-B. Dupont, and N. Bouhaddi. Structural dynamics of electric machine stators : Modelling guidelines and identification of three-dimensional equivalent material properties for multi-layered orthotropic laminates. Journal of Sound and Vibration, 348 :185–205, 2015. doi:10.1016/j.jsv.2015.03.010.
- [11] P. Millithaler, J.-B. Dupont, M. Ouisse, E. Sadoulet-Reboul, and N. Bouhaddi. Viscoelastic property tuning for reducing noise radiated by switched-reluctance machines. Journal of Sound and Vibration, 407 :191–208, 2017. doi:10.1016/j.jsv.2017.07.008.
- [12] P. Millithaler, E. Sadoulet-Reboul, M. Ouisse, J.-B. Dupont, and N. Bouhaddi. Identification of representative anisotropic material properties accounting for friction and preloading effects : a contribution for the modelling of structural dynamics of electric motor stators. Journal of Vibration and Control, 24(2) :237–259, 2018. doi:10.1177/1077546316637941.
- [13] M.L. Williams, R.F. Landel, J.D. Ferry, The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids, J. Am. Chem. Soc. 77 (14) (1955) 3701–3707.

- [14] M. Jeannerot, M. Ouisse, V. Lanfranchi, J.-B. Dupont, and E. Sadoulet-Reboul. Two-level global sensitivity analysis of the excitation contributions leading to acoustic noise in an electric motor for the purpose of robust optimization. *IET Electric Power Applications*, 2021. doi:10.1049/elp2.12129.