



HAL
open science

Effet de la convection sur le dimensionnement d'une machine à flux axial

Yoann Querel, Thomas Boussey, Lauric Garbuio, Afef Kedous-Lebouc,
Jean-Claude Mipo, Olivier Savinois, Sophie Personnaz

► **To cite this version:**

Yoann Querel, Thomas Boussey, Lauric Garbuio, Afef Kedous-Lebouc, Jean-Claude Mipo, et al.. Effet de la convection sur le dimensionnement d'une machine à flux axial. Symposium de Génie Electrique, Université de Lorraine [UL], Jul 2018, Nancy, France. hal-02983348

HAL Id: hal-02983348

<https://hal.science/hal-02983348>

Submitted on 29 Oct 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.

Effet de la convection sur le dimensionnement d'une machine à flux axial

Yoann QUEREL^{1,2}, Thomas BOUSSEY^{1,2}, Lauric GARBUIO¹, Afef KEDOUS-LEBOUC¹, Laurent GERBAUD¹
Jean-Claude MIPO², Sophie PERSONNAZ²

¹ Univ. Grenoble Alpes, CNRS, Grenoble INP*, G2Elab, 38000 Grenoble, France

² Valeo Powertrain Electric Systems, 94017 Créteil Cedex, France

RESUME – Grâce à son faible encombrement, la machine à flux axial est une bonne candidate pour l'hybridation des véhicules thermiques. La pertinence des hypothèses thermiques choisies pour le dimensionnement d'une machine à flux axial est remise en question dans cet article. En effet, le coefficient d'échange thermique étant plus important dans l'entrefer d'une machine à flux axial que dans celui d'une machine à flux radial, la densité de courant peut de facto être plus importante. Cet article se propose de regarder les gains apportés par des hypothèses adaptées à la machine à flux axial.

Mots-clés—Machine à flux axial, densité de courant, coefficient d'échange thermique.

1. INTRODUCTION

Une solution pour réduire les émissions des véhicules automobiles est d'embarquer une machine électrique pour assister le moteur thermique. Cette hybridation du véhicule permet au moteur thermique de fonctionner lorsqu'il est le plus efficace énergétiquement. Afin de garantir une intégration aisée dans les véhicules thermiques existants, la machine électrique doit être compacte et légère. La machine à flux axial (MFA) est donc une bonne candidate pour l'hybridation des véhicules [1].

La MFA possède une structure qui rappelle un ventilateur, lui permettant donc d'être plus performante pour les échanges thermiques que la MFR [1]. Afin de vérifier cette hypothèse, le calcul des échanges thermiques dans l'entrefer d'une MFR cible, puis celui des échanges dans l'entrefer d'une MFA sont présentés.

Un premier dimensionnement de MFA est rappelé en considérant les mêmes contraintes thermiques que pour un dimensionnement de machine à flux radial (MFR) de référence. Un second dimensionnement prenant en compte l'apport supplémentaire des effets convectifs est réalisé et permet de comparer les performances des deux structures pour le même cahier des charges

1.1. Dimensionnement de la machine à flux axial

1.1.1. Premier dimensionnement

La MFA dimensionnée est la composition de deux-sous machines séparées par une boîte à eau tel que présenté sur la figure 1. [2]

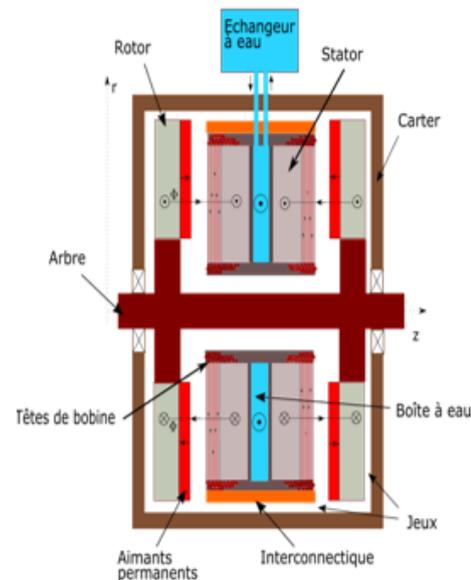


Figure 1: Schéma de la structure 2 stators & deux rotors considérées [2]

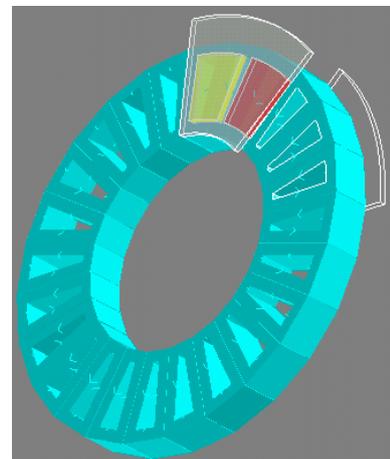


Figure 2: Modèle Flux d'une machine pour la simulation

Le premier dimensionnement de la MFA considérée a été réalisé et détaillé dans [2]. Il s'agit d'une structure à pas fractionnaire possédant 24 encoches et 16 pôles fonctionnent à 4 000tr/min. Dans ce dimensionnement, les critères de thermique et de performances ont été pris identiques à une MFR de référence. Notamment, la densité de courant maximale dans les bobinages est imposée et correspond aux capacités d'évacuation des pertes dans cette MFR cible. Les conclusions de ce dimensionnement, indiquent un dépassement des dimensions axiales imposées de 27,8%.

La figure 3 présente le champ magnétique dans la machine pour ce dimensionnement. Il est montré dans [2] que la prise en compte de la symétrie et de la périodicité permet de réduire l'étude à 3 dents et 2 aimants permanents. Les deux sous-machines ayant les mêmes caractéristiques, l'étude d'une seule sous-machine est réalisée.

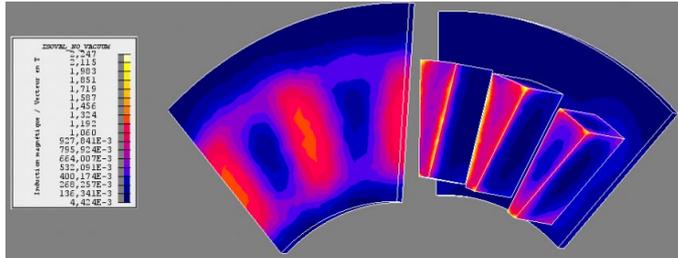


Figure 3: Visualisation du champ dans le cadre de ce premier dimensionnement [2]

1.1.2. Second dimensionnement

La MFA possède une structure plus favorable pour la gestion thermique [1]. Ainsi, les densités de courant dans les bobines peuvent être augmentées par rapport à celles retenues dans dimensionnement de MFR. Afin de connaître la densité requise pour satisfaire le cahier des charges géométriques. Le modèle précédent a été repris en libérant la contrainte sur les densités de courant.

Le résultat de ce nouveau dimensionnement requière d'injecter une densité de courant 51% plus importante que précédemment.

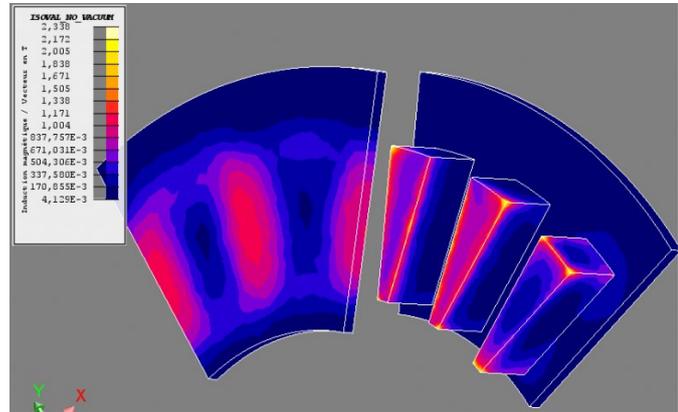


Figure 4: Visualisation du champs dans le cadre du second dimensionnement

Les courbes présentées sur les figures 3 et 4 représentent le module de l'induction magnétique dans chacune des 3 dents pour les deux dimensionnements. La figure 5 représente ce même module en fonction de la position du rotor. Le flux y apparaît quasiment similaire pour les deux cas et les performances électromagnétiques également.

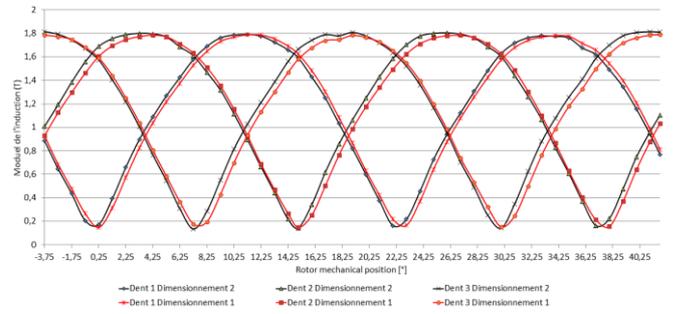


Figure 5: Module de l'induction dans les dents statoriques en fonction de la position du rotor pour les deux dimensionnements

2. CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION DANS LES MACHINES CONSIDEREES

2.1. Calcul du coefficient de convection dans la MFR

Il n'existe pas de modèle universel pour le calcul du coefficient d'échange thermique dans l'air de l'entrefer des MFR. Par hypothèse, l'entrefer est considéré comme lisse. Cela est le cas pour le rotor. En revanche, le stator comporte des encoches.

Pour calculer les échanges thermique dans l'entrefer il faut en premier lieu calculer le nombre de Taylor modifié T_{am} [3]. Ce dernier représente l'importance des forces centrifuges sur les forces visqueuses.

$$T_{am} = \left(\frac{T_a}{F_g} \right)^2 = \left(\frac{\omega^2 r_m e^3}{v^2 F_g} \right)^2 \quad (1)$$

Avec T_a le nombre de Taylor, ω la vitesse de rotation du rotor, e l'épaisseur de l'entrefer, v la viscosité dynamique (à 100°C $v_{air} = 22,97 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$), r_m la distance moyenne entre le rotor et le stator. F_g est un facteur géométrique, proche de l'unité dans le cas d'un entrefer étroit, défini tel que

$$F_g = \frac{\pi^4 \left[\frac{2r_m - 2,304e}{2r_m - 2,304} \right]}{1697 \left[0,0056 + 0,0571 \left(\frac{2r_m - 2,304e}{2r_m - 2,304} \right) \right] \left[1 - \frac{e}{2r_m} \right]^2} \quad (2)$$

Pour un fonctionnement à 4 000 tr/min le nombre de Taylor modifié vaut $T_{am} = 1,029 \cdot 10^4$. D'après [4], pour cette valeur la corrélation à appliquer pour déterminer le nombre de Nusselt est

$$N_u = 0,409 T_{am}^{0,241} = 3,8 \quad (3)$$

En réinjectant le nombre de Nusselt dans le calcul du coefficient d'échange thermique h , on a.

$$h = \frac{N_u k_{air}}{2e} = 85,3 \frac{W}{m^2 K} \quad (4)$$

Avec k_{air} la conductivité thermique de l'air (prise à 100°C, $k_{air} = 0,0314 \frac{W}{mK}$).

Le coefficient d'échange thermique de cette machine est donc de $h = 85,3 \frac{W}{m^2 K}$.

La prise en compte des encoches aurait été dans le sens de l'amélioration des échanges thermiques du fait des turbulences qu'elles généreraient. Calcul du coefficient de convection dans la MFA

Pour la MFA, il n'existe pas non plus de modélisation universelle directement applicable. Plusieurs propositions ont donc été considérées.

La mécanique des fluides caractérisant l'effet de la rotation d'un disque lisse dans une enceinte fermée a été établi par Nece et Daily dans [5]. Dans cette étude, 4 régimes d'écoulement sont identifiés (Fig.6), ils dépendent du rapport rayon sur entrefer (noté G) et du nombre de Reynolds rotationnel (noté Re). La MFA considérée se situe, du fait de sa géométrie et de la vitesse de rotation (4 000 tr/min), dans le régime III. Ce régime décrit un écoulement turbulent où les couches limites du stator et du rotor sont confondues.

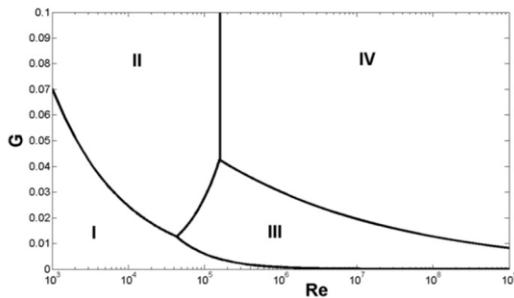


Figure 6: Régimes d'écoulement définis par Nece et Daily, d'après [6]

Le coefficient d'échange thermique a été calculé en reprenant deux modèles présentés dans [3] et [6].

Connaissant Re , le nombre de Reynold rotationnel tel que

$$Re = \frac{N_{moteur} R_{rotor}^2}{\nu} \quad (5)$$

Avec N_{moteur} la vitesse de rotation de notre rotor (ici 4 000tr/min), R_{rotor} le rayon extérieur du rotor et ν la viscosité dynamique de l'air prise à 100°C comme pour la MFR. Notre nombre de Reynolds rotationnel vaut $Re = 2,838 \cdot 10^5$.

Tableau 1: Synthèse des nombres de Nusselt calculés

Référence	Nombre de Nusselt	Domaine d'application
[6]	$N_u = \frac{0,0308}{\pi} G^{-1/4} Re^{3/4} = 524,081$	Régime III
[3]	$N_u = 0,044 Re^{0.75} = 541,053$	Régime Turbulent et G=0,01

Connaissant donc le nombre de Nusselt nous pouvons calculer les valeurs du coefficient d'échange thermique h données dans le tableau 2.

Tableau 2: Synthèse des coefficients d'échange thermique calculés

Référence	Coefficient d'échange thermique h (W/(m²K))
[6]	131,65
[3]	135,9

Dans notre cas, les aimants ne sont pas enterrés. La prise en compte de cette saillance permettrait d'augmenter les coefficients d'échange thermique précédemment calculés grâce à la création de turbulences.

2.2. Interprétation

Les coefficients d'échange thermique dans l'entrefer calculés précédemment montrent que la MFA (~131) est plus favorable que la MFR (~85). Cette meilleure gestion thermique permet donc d'injecter plus de densité de courant dans les enroulements [7].

3. REFLEXION SUR LE REFROIDISSEMENT DE LA SECONDE MACHINE

3.1. La machine peut-elle extraire ce flux ?

L'augmentation de la densité de courant nécessaire dans le cas du second dimensionnement a pour effet d'augmenter les pertes Joule. De plus, la diminution des dimensions de la MFA réduit la surface d'échange et rend l'évacuation des pertes plus difficile.

D'après la loi Newton, le transfert de chaleur par convection ϕ (exprimé en W) entre le stator et l'air dans l'entrefer est le produit de la surface d'échange S (m²), du coefficient d'échange thermique h (W/(m²K)) et de la différence de température entre la température du stator (T_s) et la température de l'air dans l'entrefer (T_a).

$$\phi = hS(T_s - T_a) \quad (6)$$

La surface totale d'échange avec l'entrefer étant la somme de la surface inter disque et des surfaces suivant la hauteur axiales des 24 dents. (Fig.7)

Par hypothèse la température du stator T_s ne pourra pas être supérieure à 180°C pour rester compatible avec les matériaux utilisés. De même, la température de l'air dans l'entrefer T_a est fixée à 120°C.

3.2. Flux thermique de convection dans le premier dimensionnement

La surface d'échange s'obtient par

$$S = \pi(R_{ext}^2 - R_{int}^2) + nb_{Dent} h [(2(R_{DentExt} - R_{DentInt})) + L_2 + L_1] \quad (7)$$

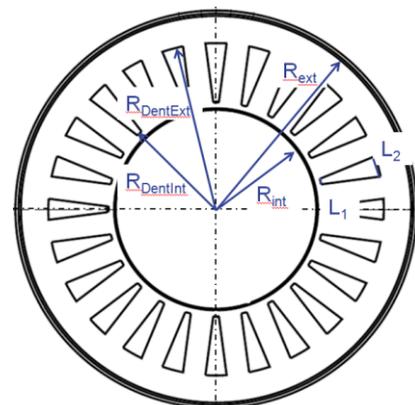


Figure 7: Vue schématique du stator de la MFA

Les hypothèses de dimensionnement ayant été prises selon les capacités de refroidissement de la MFR, le refroidissement adéquat de la machine est réalisé par conduction, rayonnement et convection. Le coefficient d'échange thermique dans

l'entrefer h retenu est de 85,843 (W/(m²K)) selon l'hypothèse de dimensionnement considérée et une surface d'échange calculée par l'équation (7) de S₁=0,112m².

Ainsi d'après (4) (6) & (7),

$$\rho_{Dim1} = 575,7 W \quad (8)$$

Les pertes totales que la machine doit évacuer sont de la forme

$$P_{tot} = P_{fer} + P_{Joule} \quad (9)$$

Les pertes fer sont déterminées numériquement via le modèle de Bertotti à l'aide du logiciel de simulation Flux. Elles valent P_{fer} = 89,6 W.

Le terme correspondant aux pertes Joule, P_{Joule}, est définie dans (10)

$$P_{Joule} = 3 R_{20^\circ C} (1 + \alpha(T - 27)) I^2 \quad (10)$$

Connaissant la résistance R₂₀

$$R_{20} = N \rho \frac{L}{\left(\frac{S}{Nb_{Machine} \beta} \right)} \quad (11)$$

Avec N le nombre de spires par bobine, ρ la résistivité du cuivre, L la longueur d'une spire, S la section, Nb_{Machine} le nombre de machine (dans notre cas 2) et β le nombre de voies en parallèle.

Ainsi pour ce premier dimensionnement

$$P_{totDim1} = 1 960 W \quad (12)$$

Le flux thermique permet d'évacuer 29,4% des pertes dans le cadre de ce dimensionnement. Le reste 70,6%, soit 1 385 W, est échangé avec l'extérieur soit par rayonnement par via conduction.

3.3. Flux thermique de convection dans le second dimensionnement

En réduisant les dimensions de la machine, la surface d'échange se retrouve de facto réduite. Cependant seule la longueur axiale a été modifiée, ainsi le seul paramètre qui change dans (7) est la hauteur des dents h.

La surface d'échange de cette nouvelle structure vaut

$$S_2 = 0,089 m^2 \quad (13)$$

Les nouvelles pertes sont définies à partir de (9) & (10). Les pertes sont à nouveau déterminées à l'aide du logiciel Flux. Elles représentent 85W. Ainsi,

$$P_{totDim2} = 4 088 W \quad (14)$$

En réutilisant (6), (13) ainsi que la corrélation la plus défavorable donnée dans le tableau 2 – soit h = 131.65 W -, le flux thermique dans ce cas peut être déterminé

$$\rho_{ConvectionDim2} = 704,24 W \quad (15)$$

Les flux thermiques évacués par conduction et rayonnement sont supposés être les mêmes car les températures des

composants ne changent pas et les dimensions géométriques ne diminuent que peu. Ainsi le flux thermique total évacué vaut

$$\begin{aligned} \rho_{TotDim2} &= \rho_{ConvectionDim2} + \rho_{ConductionDim2} \\ &\quad + \rho_{RayonnementDim2} \\ &= 704,24 + 1 385 = 2 089 W \end{aligned} \quad (16)$$

Le flux thermique total ne permet alors pas d'évacuer l'ensemble des pertes générées par la machine pour ce nouveau dimensionnement

4. NOUVEAU MODELE ET DIMENSIONNEMENT OPTIMAL

Le dimensionnement précédent ayant été trop ambitieux, un nouveau dimensionnement est réalisé dans cette partie. Celui-ci se propose de libérer à la fois la contrainte densité de courant et la dimension axiale. L'objectif étant de trouver la dimension limite à partir de laquelle la MFA ne peut plus évacuer le flux thermique.

Le seul paramètre modifié est le paramètre h. Ceci afin d'augmenter la surface d'échange et de diminuer la densité de courant dans les enroulements.

Ainsi, pour une valeur de h réduite de 3,5% la surface d'échange S₃ de ce nouveau dimensionnement sera, d'après (7)

$$S_3 = 0,11 m^2 \quad (17)$$

Considérant le même coefficient d'échange thermique que pour le second dimensionnement, le flux de convection de cette machine sera

$$\rho_{ConvectionDim3} = 867,51 W \quad (15)$$

Les pertes Joule et pertes fer sont déterminés suivant la méthode précitée et valent respectivement,

$$P_{JoulesDim3} = 2 160,03 W \quad (15)$$

$$P_{FerDim3} = 89,2 W \quad (16)$$

Ainsi, connaissant (15), (16) & (17)

$$P_{TotDim3} = P_{JoulesDim3} + P_{FerDim3} = 2 249 W \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \rho_{TotDim3} &= \rho_{ConvectionDim3} + \rho_{ConductionDim3} \\ &\quad + \rho_{RayonnementDim3} \\ &= 2 252 W \end{aligned} \quad (18)$$

Les pertes totales peuvent donc être évacuées. Le gain total – pour les deux sous-machines - en taille par rapport à la première machine en affinant les conditions spécifiques à la MFA est alors de 7%

5. CONCLUSIONS

Dans cet article, une comparaison de la convection dans l'entrefer d'une MFR et d'une MFA est présentée. Le coefficient d'échange thermique dans l'entrefer est plus important pour la MFA que pour la MFR. Par la suite, le redimensionnement de la machine, en autorisant des densités de courant plus élevées, a été effectué. Ce dimensionnement montre que la MFA peut rentrer dans le cahier des charges avec une densité de courant 51% plus importante que pour le premier dimensionnement. Les conséquences de l'augmentation de cette densité de courant dans la MFA sont mises en regard avec les capacités d'évacuation des pertes de cette dernière. Il apparaît alors que la MFA ainsi

redimensionnée ne permet pas d'évacuer les pertes. Un troisième dimensionnement est alors réalisé. Ce troisième dimensionnement montre que le gain en taille, par rapport au premier dimensionnement, est de 7%. Des essais pratiques doivent cependant être réalisés afin d'entériner les hypothèses faites pour les calculs.

6. REFERENCES

- [1] Gieras, & Al, *Axial Flux Permanent Magnet Brushless Machines*, [Ouvrage] Springer, 2008.
- [2] Boussey, «Etude et dimensionnement de machine à flux axial pour le véhicule hybride électrique,» *Mémoire de thèse*, Grenoble, 2018.
- [3] Howey, «Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines,» *IEEE Transactions on industrial electronics*, vol. 59, n° 13, p. 1367, 2012.
- [4] K. Becker et J. Kaye, «Measurements of diabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder,» *ASME, Journal of heat transfer*, vol. 84, pp. 97-105, 1962.
- [5] Nece, Daily, «Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks,» *Journal of basic engineering*, p. 217, 1960.
- [6] J. Pellé et S. Harmand, «Heat transfer measurements in an opened rotor-stator system air-gap,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31, pp. 165-180, 2007.
- [7] Lindh, & Al, «Direct Liquid Cooling Method Verified With an Axial-Flux Permanent-Magnet Traction Machine Prototype,» *IEEE Transactions on Industrial electronics*, vol. 64, n° 18, p. 6086, 2017.
- [8] M. Fénot et Y. Bertin, «A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow,» *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 1138-1155, 2011.