

Étude aérothermique du refroidissement d'un rotor de machines électriques à pôles saillants.

Aurélie FASQUELLE ^{1*}

¹ JEUMONT Electric

367, rue de l'Industrie BP 20109 – 59572 Jeumont Cedex

* (auteur correspondant : aurelie.fasquelle@jeumontelectric.com)

Résumé - On s'intéresse dans cet article au refroidissement d'un rotor à pôles saillants de machines électriques de nouvelle conception qui réside dans un nouveau schéma de ventilation. Des canaux sont créés à travers le rotor. Ceux-ci permettent d'amener l'air autour des bobines à refroidir. Ce nouveau système induit un écoulement fortement complexes et des échanges thermiques encore inconnus. Nous tentons d'approcher ces phénomènes aérothermiques par une étude statique expérimentale et numérique.

Nomenclature

h	coefficient d'échange convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
S	surface d'échange, m^2	e	entrée
T	température, K	p	paroi
<i>Symboles grecs</i>		$réf$	référence
φ	densité de flux, $W.m^{-2}$	s	sortie

1. Introduction

La conception traditionnelle des rotors de machines électriques à pôles saillants veut que les cuivres soient accolés aux pôles. Cette conception présente de forts inconvénients d'un point de vue thermique. En effet, on constate en fonctionnement, c'est-à-dire en présence de pertes Joule dans les cuivres, de forts gradients de températures. Ces gradients ont tendance à fragiliser les isolants des cuivres et ainsi réduire la durée de vie du rotor. Pour éviter cela, JEUMONT Electric a imaginé un rotor à pôles saillants pour lesquels les bobines sont écartées des pôles et complètement aérées grâce à une circulation d'air amenée le long de l'axe (figure 1).

Le schéma de ventilation du rotor est détaillé en figures 2 et 3. On y voit un canal d'alimentation en air entre deux pôles. Ce canal est bouché en sortie. L'air dans le canal passe à l'arrière des bobines au travers d'échancrures dans la tôle délimitant ce canal. Ces échancrures sont régulièrement réparties le long de l'axe du rotor formant ainsi des canaux radiaux. Ces canaux sont séparés par des cales les isolant les uns des autres. L'air à l'arrière des bobines n'a donc pas d'autres choix que de passer à travers les bobines.

Les études aérothermiques concernant les pôles saillants sont rares et ne traitent généralement que de pôles de conception traditionnelle ([1], [2], [3]). Dans le cas particulier de l'écoulement autour des bobines, aucune information n'est disponible sur les transferts de masse ou de chaleur. Les seules données se rapprochant concernent les écoulements dans les bifurcations sans rotation et les canaux en rotation. La première approche présentée dans cet article est une approche statique. On s'intéresse plus particulièrement aux phénomènes dans les bifurcations.

Dans une bifurcation à 90 degrés, au fur et à mesure que l'écoulement se rapproche de la déviation, il est accéléré latéralement par la pression d'aspiration dans le branchement ([4]).

Ceci provoque la division de l'écoulement principal afin qu'une portion de celui-ci pénètre dans le branchement pendant que le reste poursuit sa course en aval. Une surface de séparation fictive apparaît alors entre ces deux « écoulements » (figure 4). Le changement soudain de direction de l'écoulement entraîne la formation de bulles de recirculation ([5]), ceci dans des régions où le module de la vitesse est faible. La taille de ces bulles dépend du nombre de Reynolds et de la différence de débit massique entre la sortie (le branchement) et l'entrée (le canal principal). On peut distinguer dans la bifurcation trois zones de comportement thermique [6] : la bulle de recirculation où le transfert thermique est faible, une région de mélange, reconnaissable aux tourbillons qui y siègent, où le transfert thermique augmente, et une région où l'écoulement est établi et le transfert thermique maximal.

Nous nous intéressons dans cette étude à l'impact que peut avoir la présence des bobines sur l'écoulement et les échanges thermiques au sein d'une bifurcation. Une première approche consiste en une étude statique menée expérimentalement et numériquement.

2. Étude expérimentale

2.1. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est composé d'un ventilateur Haute Pression, d'un diaphragme qui, préalablement étalonné, permet de mesurer le débit et d'un canal d'établissement de l'écoulement avant l'entrée dans la maquette. Celle-ci ne représente que 2 pôles saillants à l'échelle $\frac{1}{2}$ d'un rotor à 12 pôles. La longueur du rotor est divisée en 6 canaux radiaux de 130 mm de longueur séparés par des cales de 20 mm. Ces cales obstruent complètement le passage axial de l'air entre les canaux radiaux. L'alimentation de ces canaux radiaux se fait par l'intermédiaire d'un canal traversant le rotor. Deux sections de passage de canal sont testées par la suite : 5753 mm² et 4643 mm². Le passage entre ce canal d'alimentation et les canaux radiaux à l'arrière des bobines se fait par l'intermédiaire d'échancrures le long du pôle long de 130 mm et large de 5 mm. Les passages entre les 7 bobines ont une hauteur de 4 mm et une longueur de 30 mm.

La maquette du rotor étant entièrement constituée de bois, les mesures expérimentales se limitent à des mesures de pressions pariétales à l'arrière des bobines et à des mesures de vitesses par fils chaud (en sortie des trois espaces entre les bobines les plus hautes et de manière globale par canal).

2.2. Résultats

La figure 5 présente l'évolution de la répartition de débit le long du rotor pour les deux sections de canal d'alimentation pour un même débit entrant de 0.205 kg/s. Ce débit correspondrait, par similitude avec les machines de taille réelle, à un débit global entrant au rotor de 4.92 kg/s. On constate une répartition plus homogène dans le cas de la grande section de canal d'alimentation. Au contraire, lorsque la section du canal est plus petite, le débit est distribué de manière croissante en avançant dans le rotor. En regardant l'écart entre les premier et dernier canaux, on constate un écart deux fois plus important dans le cas de la petite section. Ce phénomène peut se comprendre par la vitesse à l'entrée du canal plus élevée lorsque celui-ci est plus petit ce qui a tendance à « pousser » l'air vers le fond du canal.

La répartition de débit avec la plus petite section de canal d'alimentation paraît être plus judicieuse dans une application sur machine dont la ventilation est principalement axiale. En effet, du côté du canal n°1, l'air est froid et permet un meilleur refroidissement de la machine. Plus on avance axialement, plus l'air, et donc la machine, deviennent chaud : il paraît alors

intéressant d'accroître dans cette zone les échanges convectifs afin d'homogénéiser les températures des cuivres. Pour améliorer ces échanges, la solution de la petite section paraît donc être plus intéressante car les vitesses augmentent dans la zone où la machine est la plus chaude.

Les mesures de vitesses et de pressions à l'arrière des bobines ont pu mettre en évidence la présence de bulles de recirculation sur l'ensemble des bobines. En effet, la figure 6 présente l'évolution axiale de la vitesse au dessus de la bobine la plus haute (n°7) et entre les bobines n° 6 et 7. On constate des vitesses axiales négatives en début d'échancrures et des fortes vitesses (atteignant 25 m/s) en fin d'échancrure. De même, la figure 7 présente les profils de pression à l'arrière des bobines sur deux lignes axiales à deux hauteurs différentes (à l'arrière des bobines n°1 et 4, respectivement lignes A et B). On retrouve la tendance précédente : une zone de dépression au début de l'échancrure et au contraire une zone de forte surpression à la fin de l'échancrure.

Les mesures semblent trop ponctuelles et la conception même de la maquette ne permet pas d'appréhender de manière précise et suffisante l'écoulement ni de pouvoir en évaluer des échanges thermiques. Ainsi dans un souci de rapidité de résultats, une approche numérique vient compléter cette première étude expérimentale.

3. Étude numérique

Afin de mieux appréhender l'ensemble de l'écoulement dans les canaux radiaux et entre les bobines et pour évaluer les échanges thermiques, des simulations numériques ont été réalisées avec le code commercial CFX [7]. L'étude numérique se concentre sur la configuration avec la petite section de canal d'alimentation, celle-ci paraissant plus intéressante pour le refroidissement de la machine.

3.1. Modélisation

Afin de réduire le temps de calcul, un seul canal radial est représenté dans la modélisation. De même, une condition de symétrie est appliquée au centre de l'espace entrepôle. La géométrie, présentée en figure 8, regroupe 1 273 000 éléments. Une attention particulière a été apportée à la zone entourant les bobines. Le modèle de turbulence choisi est le modèle k- ϵ RNG [7].

Des débits sont imposés au niveau des entrée/sortie du canal d'alimentation. On utilise pour cela les résultats expérimentaux précédents. Au niveau de la sortie de l'espace entrepôle, une condition de pression est imposée. Pour permettre l'évaluation des échanges thermiques, l'ensemble des parois est supposé adiabatique à l'exception des bobines pour lesquelles on impose une température de paroi de 150°C. L'air dans le canal d'alimentation entre à 30°C.

3.2. Validation

Afin de confirmer le choix du modèle de turbulence et de nous conforter dans l'exactitude des calculs, une comparaison systématique des calculs avec les résultats expérimentaux est effectuée. Celle-ci a montré que le code de calcul était capable de suivre les tendances expérimentales observées. En effet, les figures 6 et 7 montrent cette comparaison sur les profils de vitesses et de pressions. On retrouve les tendances expérimentales et les écarts observés restent faibles. On peut alors observer plus en détail l'écoulement (figure 9) dans lequel on retrouve la surface de séparation fictive et les bulles de recirculation.

3.3. Transfert par convection

Les seules parois avec lesquelles un échange de chaleur avec l'air est possible sont les bobines dont la température de paroi est de 150°C. L'air en entrée du canal d'alimentation est à 30°C. On définit la température de référence selon l'équation 1. Celle-ci reste facilement accessible expérimentalement dans la perspective d'une nouvelle maquette intégrant l'analyse des échanges thermiques. Le coefficient d'échange convectif moyen par bobine est alors obtenu par l'équation 2.

$$T_{réf} = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (1)$$

$$\bar{h} = \frac{1}{S} \int_S \frac{\varphi \cdot dS}{(T_p - T_{réf})} \quad (2)$$

La figure 10 présente l'évolution du coefficient d'échange convectif moyen par bobine et par canal radial. On peut constater sur la première moitié des canaux que les coefficients d'échange sont relativement homogènes entre les différentes bobines bien que le coefficient d'échange de la bobine la plus haute (bobine 7) reste plus important que pour les autres bobines. Au contraire pour la deuxième moitié des canaux, les coefficients d'échange diffèrent les uns des autres selon la bobine, le plus faible concernant la bobine n°1 (vers le bas) et le plus élevé concernant la bobine n°7 (vers le haut).

Le débit entrant dans les canaux est plus important au fur et à mesure que l'on avance dans le rotor. Il semblerait donc que cet accroissement du débit permette une nette amélioration des échanges pour les bobines les plus hautes autour desquelles circulent alors plus d'air.

4. Conclusion

Les phénomènes aérothermiques intervenant dans cette nouvelle conception de rotor à pôles saillants sont particulièrement complexes de part la présence de nombreuses bifurcations successives et de la rotation. Une première approche de ces phénomènes est menée de manière statique, aussi bien expérimentalement que numériquement. Cette première étude a montré tout l'intérêt de poursuivre de manière plus approfondie les investigations en y intégrant cette fois-ci la rotation.

Références

- [1] N. J. Carew, Experimental determination of heat transfer coefficients of salient pole rotors, *Thermal Aspects of Machines IEE* (1992), 1-8.
- [2] S. J. Pickering, D. Lampard, M Shanel, Ventilation and heat transfer in a symmetrically salient pole synchronous machine, *Power Electronics, Machines and Drives Conference, IEE*, 487 (2002), 462-467.
- [3] A. Giret, Transferts thermiques convectifs dans le cadre de machines tournantes, *Thèse de doctorat de l'université de Poitiers* (2009).
- [4] V. S. Neary, F. Sotiropoulos, Numerical investigation of laminar flows through 90-degree diversions of rectangular cross-section, *Computers & Fluids*, 25-2 (1996), 95-118.
- [5] R. E. Hayes, K. Nandakumar, H. Nasr-El-Din, Steady laminar flow in a 90 degree planar branch, *Computers & Fluids*, 17-4 (1989), 537-553.
- [6] F. Boizumault, S. Harmand, B. Desmet, Local convective heat transfer past the junction of channels of rectangular cross-section, *Experiments in Fluids*, 27 (1999), 400-407.

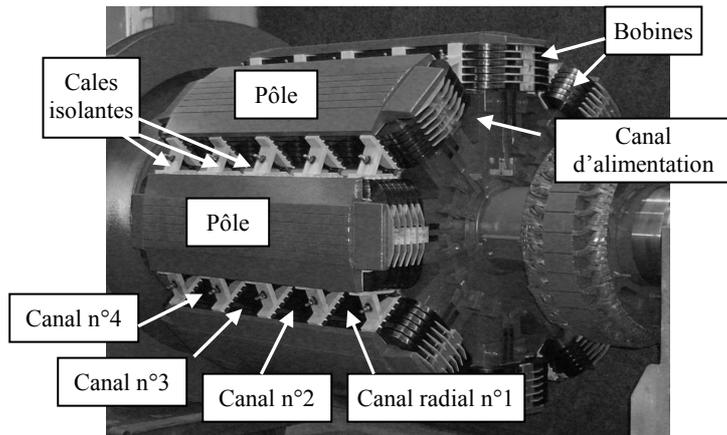


Figure 1 : Exemple d'un rotor à pôles saillants (8 pôles)

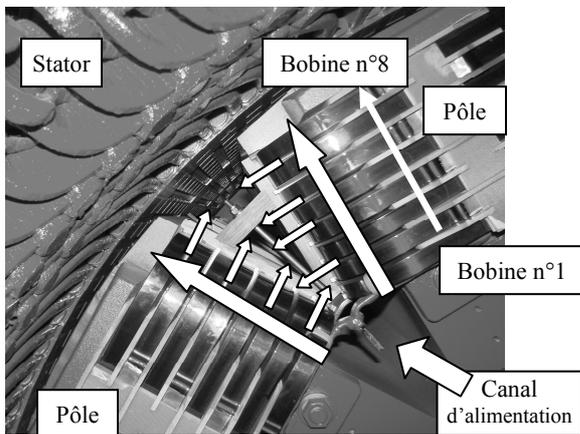


Figure 2 : Vue du rotor dans la machine

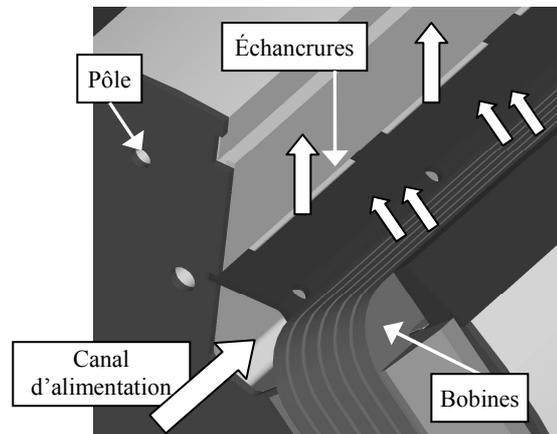


Figure 3 : Ventilation du rotor à pôles saillants

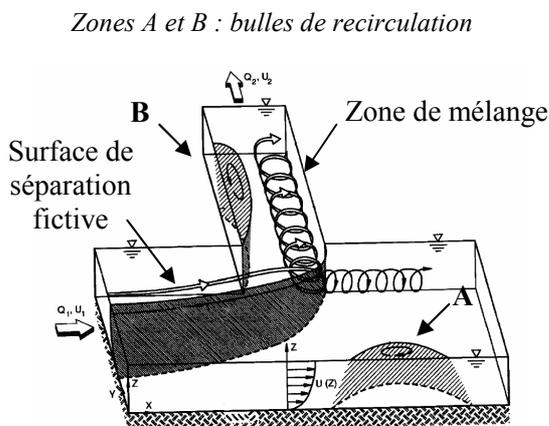


Figure 4 : Écoulement tridimensionnel dans une bifurcation en T [4]

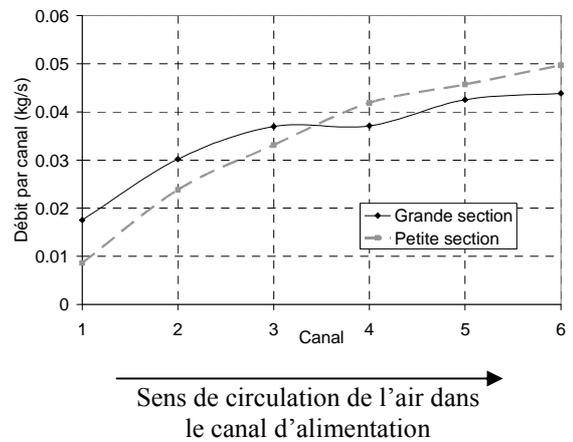
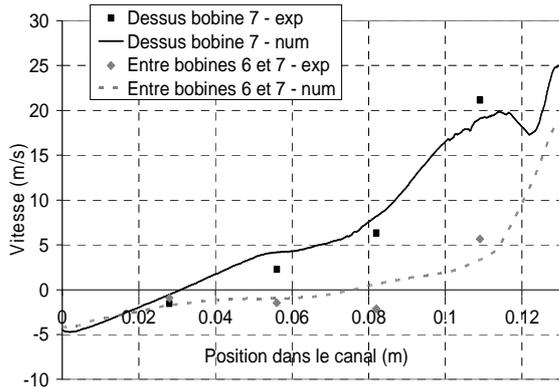
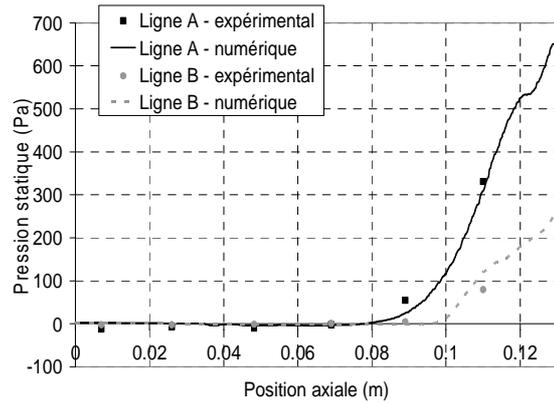


Figure 5 : Répartition du débit selon l'axe



Sens de l'air dans le canal d'alimentation

Figure 6 : Profils de vitesses entre les cuivres pour le canal n° 2 / petite section



Sens de l'air dans le canal d'alimentation

Figure 7 : Profils de pressions à l'arrière des bobines pour le canal n°2 / petite section

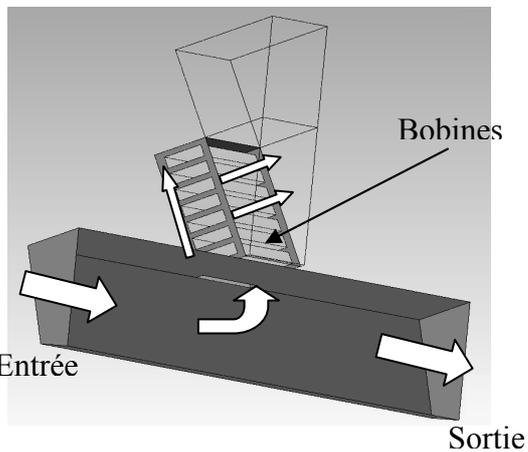


Figure 8 : Modélisation numérique d'un canal radial

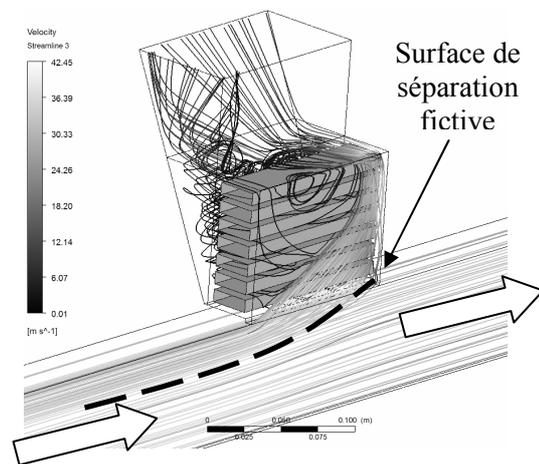
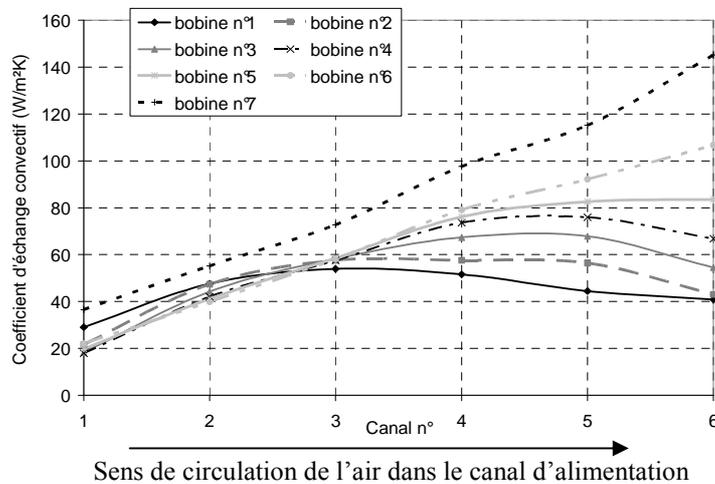


Figure 9 : Lignes de courant pour la simulation du canal n°2 / petite section



Sens de circulation de l'air dans le canal d'alimentation

Figure 10 : Évolution du coefficient d'échange convectif moyen sur les bobines selon l'axe du rotor