

# Etude expérimentale des écoulements de Taylor-Couette-Poiseuille en entrefer encoché: application aux machines électriques.

Yannick Meynet<sup>1,2,\*</sup>, Matthieu Fénot<sup>1</sup>, Eva Dorignac<sup>1</sup>.

<sup>1</sup>Institut Pprime - CNRS, ENSMA, Université de Poitiers, Département Fluides, Thermique, Combustion

1, avenue Clément Ader - BP 40109, 86961 Futuroscope Chasseneuil Cedex – France

<sup>2</sup>Entreprises (Renault, Guyancourt, Département des Groupes motopropulseurs électriques)

\*(auteur correspondant : [yannick.meynet@ensma.fr](mailto:yannick.meynet@ensma.fr))

**Résumé :** Cet article étudie les écoulements ainsi que les transferts de chaleur par convection dans un canal annulaire complexe avec une paroi intérieure tournante. Cette configuration correspond à un entrefer ouvert à quatre pôles d'un moteur synchrone. La zone d'étude est constituée d'un cylindre extérieur lisse fixe : le stator, et d'un cylindre intérieur tournant avec quatre encoches : le rotor. Le rayon intérieur du stator est de 150.4 mm, le rayon du rotor est de  $R_r=148.6\text{mm}$  ce qui représente un entrefer de 1.8mm. Le rotor est conçu de telle sorte que le diamètre du canal soit de 53,5mm. Un système de soufflerie (ventilateur) vient imposer un débit axial d'air au sein de l'entrefer. Le débit d'air est réglable grâce à un système de « by-passe ». Les deux paramètres fondamentaux de cette maquette sont le débit d'air injecté ainsi que la vitesse de rotation du rotor. Des mesures de vitesse d'écoulement et de transferts de chaleur ont été réalisées pour des nombres de Reynolds axiaux de 1800 à 3800 et des nombres de Reynolds de rotation de 0 à 15000 (correspondant à des nombres de Taylor de 0 à  $2.97.10^6$ ).

Les transferts de chaleur sont mesurés sur le cylindre intérieur (rotor) par thermographie infrarouge. Une caméra thermique vient mesurer à travers un hublot en fluorine la température des plaques chauffantes collées à la surface du rotor. Puis par un bilan de flux, on calcule les échanges convectifs au sein de l'entrefer, ce qui nous donne comme résultats une cartographie 3D des coefficients d'échanges au niveau du rotor. Des mesures de vitesses par PIV ont été effectuées dans les encoches du rotor. Les résultats thermiques montrent une nette différence de transfert de chaleur entre les faces de l'encoche et le pôle et entre les faces entre elles. Ils dépendent essentiellement de la vitesse de rotation mais aussi du débit axial. A iso-vitesse de rotation lorsque le débit axial augmente les échanges convectifs augmentent avec lui. A iso-débit lorsque l'on augmente la vitesse de rotation on atteint un maximum (pour 1500tr/min) puis, si la vitesse continue d'augmenter (2000tr/min) les échanges convectifs semblent stagner voir diminuer.

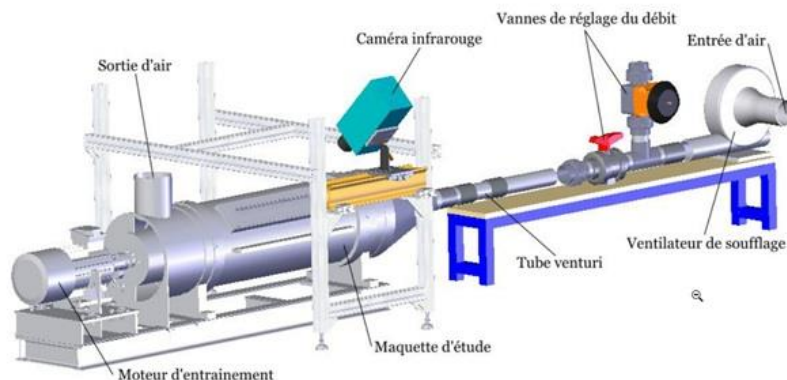


Figure 1: Le banc d'essai

## Nomenclature

$Dh$	Diamètre hydraulique, m	$Ta$	Nombre de Taylor
$Va$	Vitesse axiale de l'air, $m.s^{-1}$	$X, Y, Z$	Coordonnées, m
$h$	Coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$X^*, Y^*, Z^*$	Coordonnées secondaire, m
$Nu$	Nombre de Nusselt ( $Nu=h.Dh/\lambda$ )		
$Rea$	Nombre de Reynolds axial		
$Rer$	Nombre de Reynolds radial		
$Tad$	Température adiabatique de parois, K		
$Tp$	Température de parois, K		
$e$	Entrefer, m		
$Rr$	Rayon rotor, m		
$Rs$	Rayon stator, m		
$p$	Profondeur de l'encoche, m		

### Symboles grecs

$\lambda$	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$\varphi$	Densité de flux, $W.m^{-2}$
$\omega$	Vitesse de rotation du rotor $rad.s^{-1}$
$\nu$	Viscosité cinématique, $m^2/s$

## 1. Introduction

Pour les moteurs électriques, la température interne est un élément clef pour la durée de vie et les performances [1, 2, 3, 4]. La température affecte l'efficacité du moteur par l'intermédiaire de la résistivité des matériaux : par exemple, la résistivité du cuivre à 100°C augmente de 30% par rapport à la température ambiante [5]. La température affecte également la durée de vie des matériaux, comme les aimants permanents et les polymères utilisés comme isolant, qui ne peuvent supporter une température continue supérieure à 150°C. La principale cause de casse des moteurs électriques est le court-circuit lié à la destruction de l'isolant qui entoure les bobinages de cuivre [5,6]. La principale source de chaleur dans les moteurs électriques est liée aux pertes électriques. Dans notre cas nous étudions les transferts de chaleur entre le rotor et le stator, une zone appelé entrefer. L'écoulement de l'entrefer permet de refroidir le rotor par convection. Cette convection dans l'entrefer est le principal facteur limitant le refroidissement du rotor.

La géométrie la plus étudiée est composée par deux cylindres concentriques [7, 8, 9, 10]. Très peu d'études ont été réalisées sur des géométries complexes présentant des encoches. Ainsi, presque aucune information n'est disponible concernant l'écoulement et les transferts convectifs d'un rotor semblable à celui étudié ici (rotor quadripolaire présentant quatre pôles saillants et quatre encoches : figure 1). Nous nous concentrerons en particulier sur les mesures au sein de l'encoche.

## 2. Présentation du banc d'essai

L'entrefer est la plus petite distance séparant la surface extérieure du rotor à la surface intérieure du stator. Du fait des dimensions de l'entrefer ( $e=1.8mm$ ), des moyens d'accès réduits, et de la complexité d'étudier ces différents phénomènes sans interférer avec les moyens de mesure, il a été plus aisé de réaliser spécifiquement un prototype plutôt que d'utiliser un moteur existant. De plus, la conductivité élevée des matériaux du moteur réel (cuivre  $\lambda_{cu}=210W/mK$ , tôle magnétique  $\lambda_{tôle}=25W/mK$ ) rend difficile les mesures thermiques. La maquette d'étude se compose d'un dispositif d'entraînement (moteur électrique), d'une zone d'étude et d'un dispositif d'amené d'air (ventilateur).

Le débit d'air fourni par le ventilateur suit le cheminement suivant : L'air provenant du ventilateur traverse un système de vannes utilisé pour régler le débit d'air. L'écoulement traverse ensuite la zone d'étude et enfin ressort dans l'environnement extérieur.

La zone d'étude se compose d'un rotor tournant et d'un stator fixe. Le rotor à une forme quadripolaire (figure 1) et le stator est un cylindre creux, lisse sur sa surface intérieure. Des hublots sur le stator ont été prévus afin de réaliser des mesures aérodynamiques et thermiques. Les grandeurs qui caractérisent la zone d'essai sont :

	Dimensions (mm)
Entrefer	1,8
Diamètre hydraulique	15,76
Rayon rotor	148,6
Rayon stator	150,4
Profondeur encoche	53,5
Longueur du rotor	500

Tableau 1 : Grandeurs caractéristiques de la zone d'étude

### 3. Présentation des moyens de mesure

Dans cette partie, sont présentés les méthodes de mesures de vitesses ainsi que des mesures thermiques obtenues sur la maquette d'étude. Le domaine d'étude comporte deux paramètres d'influence principaux: la vitesse de rotation du rotor et le débit axial d'air. Les résultats sont présentés pour des débits variant de 30g/s à 63g/s et des vitesses de rotation variant de 0tr/min à 1710tr/min. Il est aussi possible d'exprimer ce domaine d'étude en terme adimensionné, le nombre de Reynolds axial et rotationnel:

Reynolds axial  $Rea = \frac{Va.Dh}{\nu}$  qui varie de  $1800 < Rea < 3800$

Reynolds rotationnel  $Rer = \frac{Rr.\omega.Dh}{\nu}$  qui varie de  $0 < Rer < 15000$

Une alternative au Reynolds de rotation pour caractériser l'écoulement, est d'utiliser le nombre de Taylor, très répandu dans la littérature:  $Ta = \frac{\omega^2.Rr.(\frac{Dh}{2})^3}{\nu^2}$  qui varie de  $0 < Ta < 2.97 \times 10^6$ .

#### 3.1. Mesures de vitesses

Pour réaliser les mesures de vitesses, la technique de vélocimétrie par image de particule (PIV) est utilisée. L'ensemencement de l'écoulement est réalisée en utilisant un générateur de fumé placé en amont du ventilateur fournissant le débit axial qui ensemence l'écoulement avec de fines gouttes d'huile (environ 1 $\mu$ m). Un laser pulsé à 15Hz est utilisé pour créer un fin film lumineux (1,5mm). L'acquisition des images est faite avec une caméra de résolution 2048x2048 munie d'une lentille de 105mm. La fréquence d'acquisition est directement liée à la vitesse de rotation du rotor.

Les paramètres : le nombre total de champs de vitesses N et la résolution spatiale  $\Delta X$  pour chaque configuration sont résumés dans le tableau 2.

	N	$\Delta X$ ( $\mu$ m)
Plan horizontal $X^*/Dh=6,1$	1000	47,77
Plan horizontal $X^*/Dh=7$	1000	46,75
Plan vertical entrée d'air	1000	41,12
Plan vertical central	1000	49,11
Plan vertical sortie d'air	1000	60,37

Tableau 2 : Paramètres PIV de chaque plan de mesure

Finalement, un champ de vitesses moyennes est obtenu avec deux composantes sur le plan vertical (U, V) et horizontal (V\*, W).

Trois types de plans PIV ont été réalisés pour chaque hublot, deux horizontaux et un vertical (voir figure 1). Le système d'axe est décrit sur la figure 1 avec les coordonnées cartésiennes de référence (X/Dh, Y/Dh et Z/Dh). Les vitesses U et V sont adimensionnées par la vitesse linéaire de rotation du rotor sur les pôles et W par la vitesse axiale moyenne de l'air.

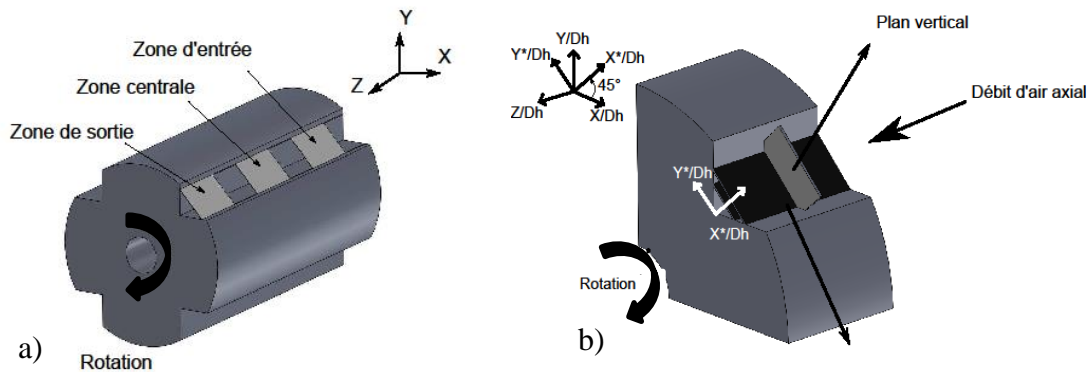


Figure 1 : Zones de mesure sur le rotor accessibles par les hublots

Considérons l'exemple pour un seul hublot (figure 1, b) : nous avons un plan horizontal YZ à une hauteur de  $X^*/Dh=7$  puis un plan vertical XY, centré au niveau du hublot. Le plan vertical pour la zone en entrée d'air a été réalisé à  $Z/Dh=7.5$ , pour la zone centrale à  $Z/Dh=15$  et pour la zone en sortie d'air à  $Z/Dh=23$ .

### 3.2. Mesures thermiques

Pour réaliser les mesures thermiques, nous utilisons une caméra infra-rouge préalablement étalonnée. Les images infra-rouges acquises par cette caméra ont une résolution de 320x240 pixels, la fréquence d'acquisition des images est de 50Hz. La méthode de mesure thermique par film chauffant est utilisée pour déterminer les échanges thermiques dans l'entrefer. Pour cela, des films minces en cuivre sont installés sur le rotor et le stator. Un bilan de flux est réalisé sur ces films chauffants afin de déterminer le flux de convection entre le rotor et l'entrefer.

$$\varphi_{elec} = \varphi_{cond} + \varphi_{ray} + \varphi_{conv}$$

Le flux électrique est imposé par la source d'alimentation des films. Le flux rayonné est calculé grâce au champ de températures mesurées sur le rotor avec la caméra thermique, il représente au maximum 8% du flux électrique imposé. Le flux conduit est obtenu par un calcul numérique basé sur les températures mesurées par camera IR et ne dépasse jamais 6% du flux électrique imposé. Une fois le flux de convection connu il est possible de déterminer grâce à une régression linéaire le coefficient de convection  $h$  ainsi que la température adiabatique  $T_a$ . Les résultats thermiques sont présentés sous la forme du nombre de Nusselt :  $Nu = \frac{h.Dh}{\lambda}$  et de la température adiabatique (température de référence du fluide).

La cartographie ne dévoile qu'un quart du rotor, car il existe une condition de symétrie par rapport aux plans XY et YZ. Sur la figure ,1 les trois bandes correspondent aux images thermiques du rotor vues aux travers des trois hublots de visualisation présents sur le stator de la maquette. Pour des comparaisons plus aisées, des lignes axiales centrées sur les faces sont extraites sur chaque surface (figure 7).

## 4. Résultats

Dans un premier temps, nous étudions les mesures de vitesses afin de mieux comprendre la trajectoire et la nature de l'écoulement dans les encoches. Dans un premier temps, nous nous intéressons au plan horizontal réalisé pour  $X^*/Dh=7$ .

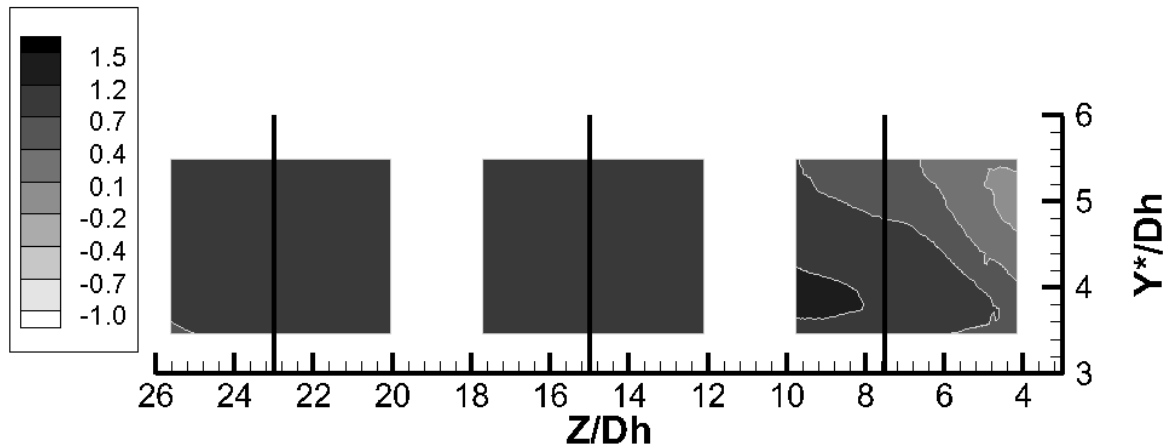


Figure 2 : Vitesse  $W/W_{ref}$  dans le plan horizontal pour  $7 X^*/Dh$   $Re_r=5000$ ,  $Re_a=2500$

La figure 2 montre l'évolution des vitesses axiales ( $W$ ) dans l'encoche. L'écoulement tend à s'uniformiser pour  $Z/Dh$  croissant. La plus forte variation de vitesse se concentrent en entrée d'air ( $4 < Z/Dh < 10$ ). A l'inverse à partir de  $Z/Dh=12$  l'écoulement semble s'homogénéiser.

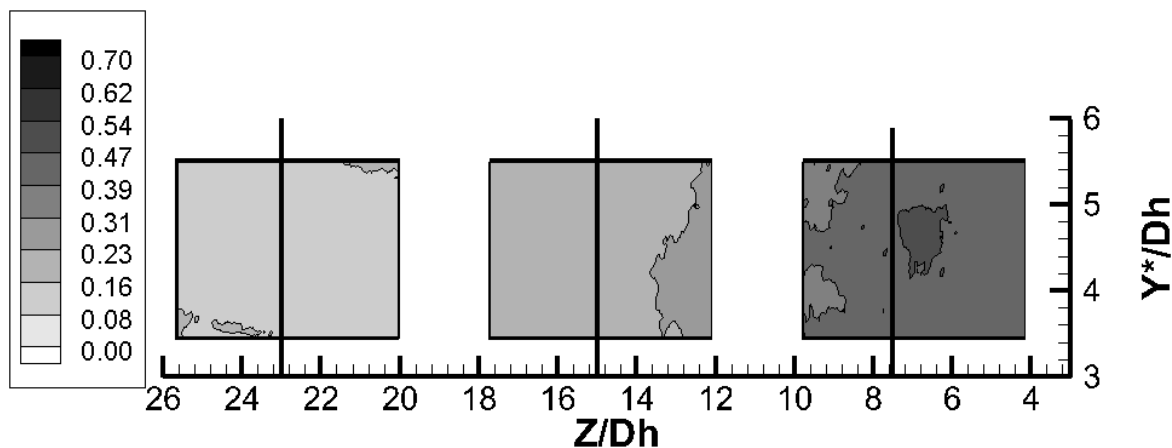


Figure 3 : Vitesse  $W_{rms}/W_{ref}$  dans le plan horizontal pour  $7 X^*/Dh$   $Re_r=5000$ ,  $Re_a=2500$

La figure 3 montre l'évolution des fluctuations de vitesse axiales ( $W_{rms}$ ) dans l'encoche. Sur la zone d'entrée, les fortes fluctuations montrent un écoulement complexe et turbulent correspondant aux fortes valeurs RMS constatées jusqu'à  $Z/D=10$ . Puis, à partir de  $Z/Dh=12$ , les fluctuations diminuent, pour laisser place à un écoulement plus structuré.

A présent intéressons-nous aux mesures de vitesses effectuées dans les plans verticaux l'encoche.

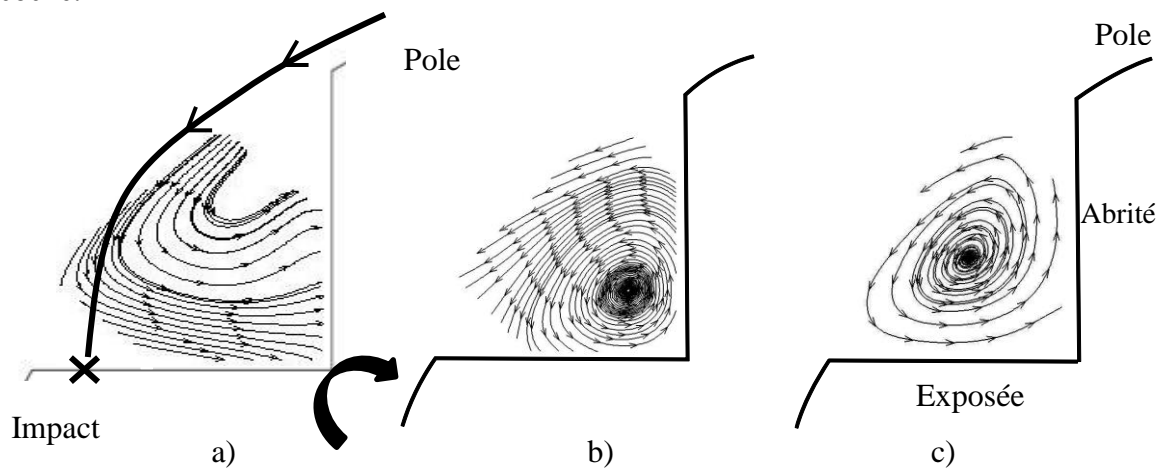


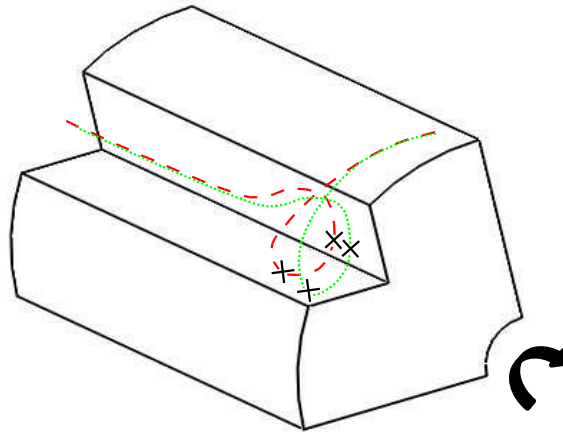
Figure 4 : Représentation des lignes de courant pour a) la zone entrée d'air, b) la zone centrale et c) la zone sortie d'air

La figure 4 représente les lignes de courant dans le plan vertical pour chaque zone de mesure situées en  $Z/Dh=7.5$ , 15 et 23 correspondant respectivement à la zone d'entrée, centrale et sortie pour  $Re_r=5000$  et  $Re_a=2500$ .

Sur la figure 4, il est possible de remarquer l'apparition d'un phénomène tourbillonnaire contrarotatif au sein de l'encoche. Ce système tourbillonnaire semble se développer sur toute la longueur du rotor. En entrée d'air (figure 4 a), le tourbillon n'est pas encore bien formé, mais l'on peut supposer que son centre se trouve dans la partie supérieure de l'encoche en proche paroi abritée (hors de la zone de mesure). L'écoulement provenant du pole entre dans l'encoche se dirige vers la face exposée et entre en contact avec elle (figure 4 a)). Ensuite, l'écoulement longe la face exposée en direction du centre de l'encoche. Une petite partie de l'écoulement semble remonter le long de la face abritée, mais la majeure partie de l'écoulement est dévié selon l'axe longitudinale du rotor  $Z/Dh$ , comme nous le montrent les plans PIV horizontaux (figure 2). Les particules d'huile sortent de la zone de mesure c'est pourquoi les lignes de courant (figure 4 a)) semblent s'arrêter à l'approche du fond d'encoche.

A présent, regardons l'écoulement sur la zone centrale et en sortie de l'encoche (figure 4, b et c)). Dans ces 2 zones, le tourbillon est bien formé, l'écoulement semble être plus structuré que sur la zone d'entrée. L'écoulement se structure sous forme d'un tourbillon dont le centre est équidistant entre les deux faces abritée et exposée.

Grâce aux différentes mesures réalisées, nous proposons une trajectoire simplifiée de l'écoulement (figure 5). L'écoulement provenant du pole entre dans l'encoche et vient frapper la face exposée. Ensuite l'écoulement longe la face exposée en direction du fond de l'encoche et frappe la face abritée, ce qui a pour conséquent de diriger la majeure partie de l'écoulement dans le sens longitudinale du rotor. Pour un même débit axial, l'augmentation de la vitesse de rotation a pour conséquence de déplacer les point d'impact et donc l'apparition des tourbillons. L'augmentation de la vitesse de rotation éloigne du fond de l'encoche l'impact sur la face abritée mais également avance l'apparition des tourbillons. Ces conclusions s'appuient sur l'ensemble des mesures PIV réalisées dans l'encoche et ne sont pas présentées ici.



- × Impact
- - Ligne de courant pour 571tr/min
- ..... Ligne de courant pour 1485tr/min

Figure 5 : Ligne de courant proposée pour l'écoulement au sein d'un rotor encoché

A présent intéressons-nous aux mesures thermiques.

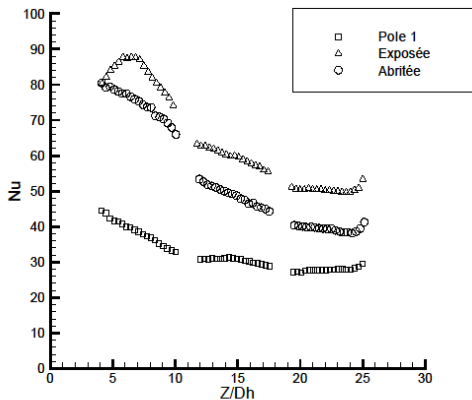


Figure 6: Nombre de Nusselt le long des lignes axiales pour 571tr/min ( $Re_r=5000$ ) et 42g/s ( $Re_a=2500$ )

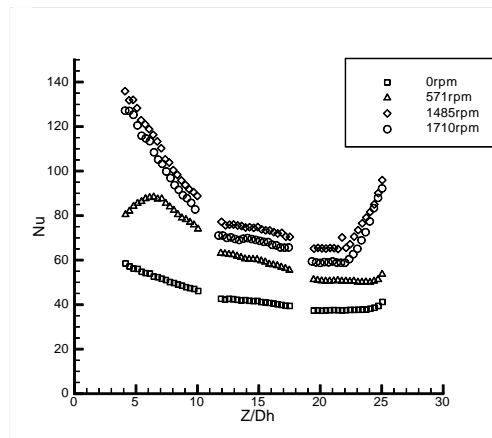


Figure 7 : Comparaison des vitesses de rotation pour 571tr/min ( $Re_r=5000$ ) 42g/s ( $Re_a=2500$ ), Nombre de Nusselt le long des lignes axiales extraites sur la face exposée

La figure 6 représente le nombre de Nusselt le long des lignes extraites axialement sur chaque face. De manière générale, sur la figure 6, le nombre de Nusselt moyen sur la face exposée est 1.2 fois plus élevé que sur la face abritée, quelle que soit la zone de mesure. Cela est certainement dû aux vitesses plus élevées en proche paroi exposée qui accroissent les échanges thermiques.

Sur la figure 6 un maximum local est visible (en  $Z/Dh=7$ ) sur la face exposée. Ce maximum correspond vraisemblablement au lieu d'impact de l'écoulement provenant du pôle

sur la face exposée. De plus sur la zone entrée d'air ( $4 < Z/Dh < 10$ ), les vitesses (figure 2) ainsi que les fluctuations RMS (figure 3) sont plus élevées que sur les autres zones ce qui favorise les échanges thermiques.

A partir de  $Z/Dh=11$  (figure 6), les valeurs du nombre de Nusselt décroissent de manière moindre dans la zone ( $10 < Z/Dh < 25$ ) par rapport à la zone d'entrée ( $4.5 < Z/Dh < 10$ ). Cette faible variation est probablement due à une structuration et à une stabilisation de l'écoulement à partir de la zone centrale (figure 4).

Pour chaque face, il y a une augmentation du nombre de Nusselt à partir de  $Z/Dh > 24$ . Cette augmentation est certainement due à l'expansion de l'air en sortie d'encoche.

Sur la figure 6, on note un minimum local situé sur la face abritée en sortie (pour  $Z/Dh=24$ ). Ce minimum est difficilement explicable car il se trouve hors de la zone de mesure de vitesses  $Y/Dh > 6.5$  (figure 1).

Il est cohérent de constater que la valeur du nombre de Nusselt dans l'encoche est plus élevée que sur les pôles. En effet du fait d'un entrefer de 1.8mm, les pertes de charge sont plus importantes et les vitesses plus faibles ce qui diminue les échanges thermiques dans cette zone par rapport à l'encoche.

Sur la figure 7, sont représentées les lignes extraites de la face exposée pour  $Re_a=2500$  et quatre vitesses de rotation 0, 571, 1485, 1710tr/min. La première conclusion est qu'avec un débit d'air axial constant, une augmentation de la vitesse de rotation ne provoque pas forcément une augmentation du transfert de chaleur. Pour  $Re_a=2500$  entre 571tr/min ( $Re_r=5000$ ) et 1485tr/min ( $Re_r=13000$ ), le nombre de Nusselt moyen augmente sur le pôle de 65%, sur la face abritée de 48% et sur la face exposée de 60%. A l'inverse entre 1485tr/min ( $Re_r=13000$ ) et 1710tr/min ( $Re_r=15000$ ) le nombre de Nusselt semble être constant. Si nous augmentons le débit axial jusqu'à  $Re_a = 3800$ , nous constatons entre 1485tr/min ( $Re_r=13000$ ) et 1710tr/min ( $Re_r=15000$ ) que le nombre de Nusselt augmente légèrement. Cette augmentation du nombre de Nusselt global est due à une augmentation localisée en zone d'entrée ( $4 < Z/Dh < 10$ ) sur les deux faces abritée et exposée.

## 5. Conclusion

Les transferts de chaleur et la vitesse d'écoulement ont été mesurés sur un rotor quadripolaire. La géométrie des canaux ainsi que les conditions d'écoulement sont représentatives de la géométrie et de l'écoulement d'air dans un moteur électrique. Les expériences ont été effectuées pour des valeurs du nombre de Reynolds axiale de 1800 à 3800 et pour des valeurs du nombre de Reynolds de rotation de 0 à 15000. Les résultats montrent une valeur maximale de transfert de chaleur sur la zone d'entrée qui est probablement due au changement de direction de l'écoulement.

### Références:

- [1] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller, and C. Mejueto. Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines. IEEE Transaction on industrial electronics, 2009.
- [2] P. Gnacinski. Effect of unbalanced voltage on windings temperature, operational life and load carrying capacity of induction machine. Energy Convers Manage, 2008.



- [3] Movahed.S.R, Oraee Mirzamani.S.H, Rajabi.A, and Daneshvar.H. Estimation of insulation life of inverter-fed induction motors, PEDSTC, 2010.
- [4] P. Pillay and M. Manyage. Loss of life in induction machines operating with unbalanced supplies. IEEE Trans Energy Convers, 2006.
- [5] David.A, Peter R.N Childs, and Andrew S. Holmes. Air-gap convection in rotating electrical machines. IEEE, 2010.
- [6] Becker and Kaye. Measurements of diabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder. Journal of heat transfer, 1962.
- [7] M. Bouafia, Y. Bertin, and J.B. Saulnier. Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainure avec cylindre intérieur tournant. International journal of heat mass transfer, 1997.
- [8] M. Grosgeorge. Contribution à l'étude du refroidissement d'une paroi tournante par air chargé d'huile pulvérisée, Thèse, Nancy, 1983.
- [9] Geoffrey Ingram Taylor. Stability of viscous liquid contained between two rotating cylinders. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1923.