

Echanges de chaleur convectifs dans l'entrefer d'une machine discoïde soumise à un jet – Influence du diamètre du jet.

Julien PELLE, Souad HARMAND

Laboratoire de Mécanique et Energétique – Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis
Le Mont Houy – 59313 VALENCIENNES CEDEX 9
(auteur correspondant : jpelle@univ-valenciennes.fr)

Résumé - Le travail proposé porte sur l'étude expérimentale des transferts de chaleur par convection dans l'entrefer non confiné d'un système rotor stator de technologie discoïde. Plus particulièrement, le rotor est ici refroidi à l'aide de l'impact d'un jet d'air en son centre. Les nombres de Nusselt sont déterminés de manière locale sur la surface entière du disque en rotation grâce à l'utilisation de la thermographie infrarouge. Une première campagne d'essais a permis de mettre en évidence des zones où les influences de la rotation et du jet sont prépondérantes pour le refroidissement du rotor. Cette communication sera essentiellement focalisée sur l'étude de l'influence du diamètre du jet sur le refroidissement du rotor et la détermination de corrélations reliant le nombre de Nusselt aux nombres de Reynolds relatifs à la rotation ou au jet.

Nomenclature

	ν	Viscosité cinématique, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
	ω	Vitesse de rotation, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
		<i>Indices et exposants</i>
	jm	Jet/Mixte
	r	Radial
	zir	Zircone
		<i>Nombres sans dimension</i>
	G	Espacement adimensionné, $= e / R$
	Nu_r	Nombre de Nusselt local
	Re	Nombre de Reynolds rotationnel, $= \omega R^2 / \nu_{\text{air}}$
	Re_j	Nombre de Reynolds relatif au jet, $= V_j D / \nu_{\text{air}}$
		<i>Symboles Grecs</i>
D		Diamètre du jet, m
e		Espace entre rotor et stator, m
F		Facteur de forme
r		Rayon, m
R		Rayon extérieur, m
$T(r,x)$		Température, K
V		Vitesse, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
x		Position axiale, m
ε_r		Emissivité du rotor
ε_s		Emissivité du stator
λ		Conductivité thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

1. Introduction

De nos jours, le concept de développement durable impose l'augmentation de la production d'énergie dite " propre ". C'est pourquoi les éoliennes se sont développées ces dernières années, puisqu'elles permettent de convertir l'énergie mécanique liée au vent en énergie électrique, sans production de gaz à effet de serre comme le CO_2 . L'étude de l'optimisation des alternateurs qu'elles embarquent a permis de mettre en évidence la technologie dite « discoïde ». En effet, cette technologie, qui met un disque en rotation face à un disque fixe, permet d'obtenir une forte puissance, même à des vitesses de rotations faibles. Le principal inconvénient est que l'écoulement d'air induit par la rotation de cet alternateur n'est pas toujours suffisant pour un refroidissement optimum de l'installation. C'est pourquoi cette étude s'intéresse à la modification des écoulements et des échanges de chaleur dans l'entrefer compris entre les deux disques, lorsque le rotor est soumis à un jet impactant.

Les transferts de chaleur en présence d'un jet ont d'ores et déjà été étudiés sur un disque en rotation, par exemple par Angioletti [1], mais dans le cas d'un rotor seul uniquement. Son travail montre que les transferts de chaleur sont significatifs à proximité du point d'impact du jet sur le disque. En effet, le jet vient renouveler l'air plus rapidement et perturber la couche limite qui est créée par la rotation du disque à cet endroit, car des tourbillons apparaissent en sortie du jet. Les influences du diamètre de jet D , du nombre de Reynolds Re_j et de la distance entre la sortie du jet et la surface impactée e/D sont mises en évidence par Chen [2] et par Owen [3]. Popiel [4] distingue alors trois zones à la surface du disque : une zone à proximité du point d'impact où l'influence du jet est prépondérante sur les transferts de chaleur, une zone à l'extérieur du disque où la rotation est prépondérante et une zone mixte, située entre les deux précédentes. Les auteurs montrent également que dans le cas d'un disque en rotation, la position du jet la plus bénéfique pour les échanges de chaleur est lorsque le jet est positionné sur l'axe de rotation et c'est pourquoi cette configuration est étudiée dans ce travail.

Dans le cas où le rotor est placé face à un disque fixe et soumis à un jet, les données disponibles concernent tout d'abord la structure d'écoulement au sein de l'entrefer. Les auteurs (Owen [3]) distinguent plusieurs régimes d'écoulement possibles, en fonction de l'espacement adimensionné $G=e/R$ et du débit injecté par le centre du stator. Deux couches limites se développent à proximité des deux disques : aux faibles espacements, $G<0,02$, celles-ci sont jointes et l'on obtient alors un écoulement de type Couette. Aux grands espacements, $G>0,02$, les deux couches limites sont disjointes. En venant injecter de l'air au centre de l'entrefer, on impose un écoulement totalement centrifuge dans toute la largeur de l'entrefer aux faibles rayons. Aux rayons plus grands, la rotation du rotor, lorsqu'elle est suffisante, crée une aspiration similaire à celle rencontrée dans un cas sans jet, qui induit un écoulement centripète à proximité du stator.

Des études précédentes (Pellé [5]) ont permis d'analyser l'influence des vitesses de rotation, du jet, et de l'espacement entre rotor et stator, sur les échanges de chaleur convectifs au rotor. L'influence du diamètre du jet n'a par contre pas été déterminée. Cette communication se propose de montrer les premiers résultats obtenus.

2. Etude expérimentale

2.1. Description de la maquette

La figure 1 représente le banc expérimental utilisé, identique à celui de Pellé [5]. La maquette est constituée d'un rotor et d'un stator de même rayon ($R=0,61m$) comportant une ouverture centrale de diamètre D . L'écartement entre les deux disques est variable de manière à avoir $0,01 < G=e/R < 0,16$. Les mesures sont effectuées sur le rotor qui est un disque composé de 43 mm d'aluminium (200 W/mK), sur lequel on a déposé par projection plasma, 2,5 mm de zircone, isolant de conductivité thermique 0,7 W/mK. Il est ensuite chauffé par sa face arrière à l'aide de lampes infrarouges et est mis en rotation jusqu'à une vitesse de 1000 tours par minute, soit $Re=645000$. L'utilisation de l'aluminium sert à homogénéiser la température à l'interface avec l'isolant, mesurée à l'aide de thermocouples limités en nombre par le nombre de voies du collecteur tournant servant à relier ceux-ci à la centrale d'acquisition. L'isolant permet quant à lui de retranscrire les variations de l'échange convectif à sa surface par des variations de température pouvant être mesurées à l'aide d'une caméra infrarouge, à travers un hublot en fluorine disposé dans le stator. La température du stator est mesurée par deux thermocouples.

A travers l'ouverture au centre du stator, un jet est imposé, avec deux diamètres de buses différents (10 et 26mm), permettant d'obtenir des nombre de Reynolds relatifs au jet tels que

$0 < Re_j = V.D/v < 4, 2 \times 10^4$. Dans le cas où $Re_j = 0$, l'orifice au centre du stator est alors refermé avec un cache.

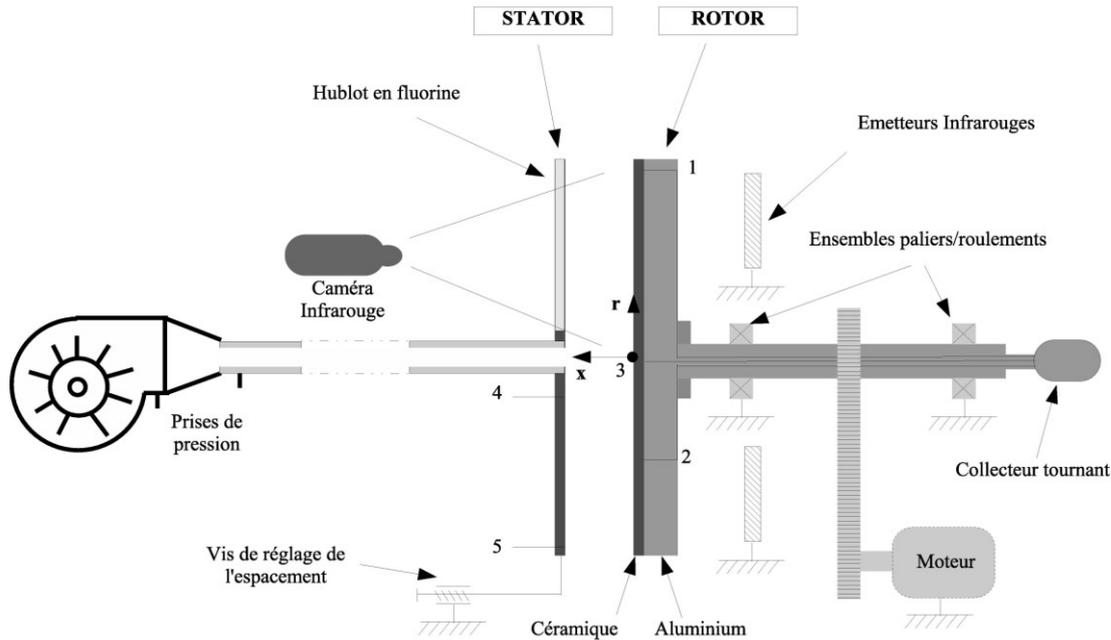


Figure 1 : Maquette expérimentale

2.2. Détermination des nombres de Nusselt

Les températures ambiante et à l'interface zircone/aluminium sont mesurées avec des thermocouples de type T. Les températures à la surface refroidie du rotor sont estimées à l'aide d'une caméra infrarouge AGEMA 900. La vitesse de rotation est donnée par le variateur de fréquence relié au moteur électrique et le débit d'air injecté est déterminé à l'aide de mesures de pressions en amont et aval du convergent, précédemment étalonné.

La résolution numérique de l'équation de la chaleur dans l'isolant nous permet d'obtenir une cartographie des températures à l'intérieur de l'isolant. L'écriture d'un bilan des flux sur la surface du rotor en régime permanent nous permet alors de connaître le flux convectif local sur le rotor, ainsi que le coefficient d'échange convectif h , calculé avec la température ambiante mesurée à l'extérieur de l'entrefer. Cette température sert de référence pour le calcul de toutes les grandeurs thermophysiques de l'air. Le dispositif utilisé nous permet d'effectuer les calculs en supposant les flux de chaleur tangentiels nuls dans l'isolant, tout en prenant en compte les flux radiaux et dans la profondeur de l'isolant. On obtient alors l'expression du nombre de Nusselt local :

$$Nu_r = \left[\frac{\varphi_{cd} - \varphi_{ray}}{T(r, x=0) - T_\infty} \right] \times \frac{r}{\lambda_{air}} = \frac{\lambda_{zir} \left(\frac{\partial T(r, x)}{\partial x} \right)_{x=0} - \sigma \frac{F \varepsilon_r \varepsilon_s}{1 - F^2 (1 - \varepsilon_r)(1 - \varepsilon_s)} (T(r, x=0)^4 - T_{stator}^4)}{T(r, x=0) - T_\infty} \times \frac{r}{\lambda_{air}}$$

3. Résultats

3.1. Nombres de Nusselt

Des résultats concernant les nombres de Nusselt locaux ont été présentés précédemment [5] pour un diamètre de jet $D=26\text{mm}$ et ont permis d'identifier les zones d'influences du jet et de la rotation.

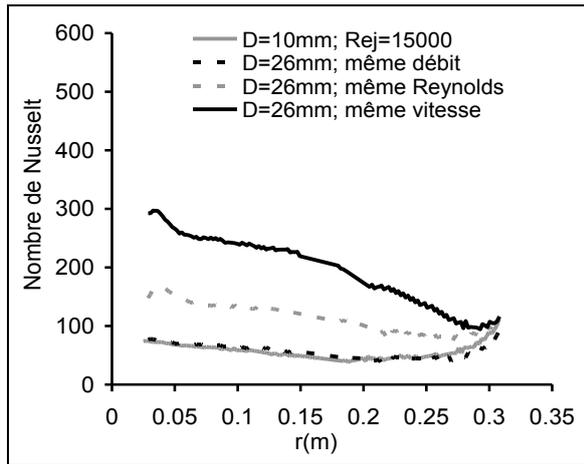


Figure 2 : Nombres de Nusselt locaux pour $G=0,01$ (donc $e/D=0,31$) et $Re=30000$

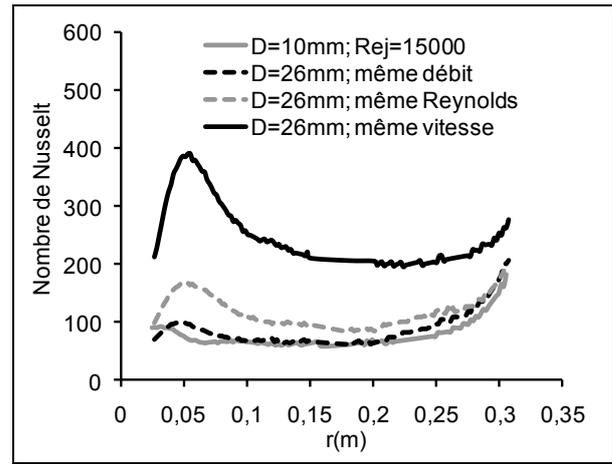


Figure 3 : Nombres de Nusselt locaux pour $G=0,04$ (donc $e/D=1,24$) et $Re=258000$

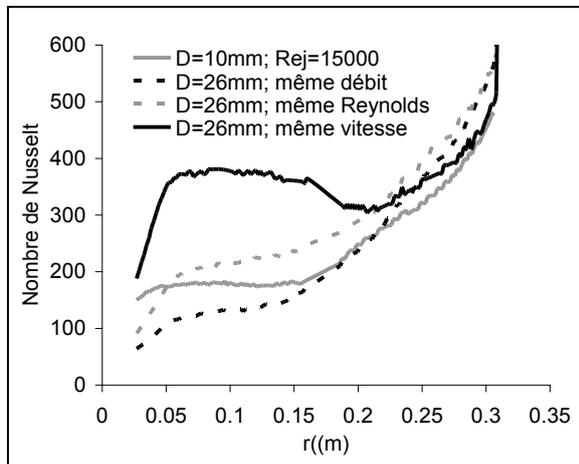


Figure 4 : Nombres de Nusselt locaux pour $G=0,16$ (donc $e/D=4,96$) et $Re=516000$

A proximité du centre du disque, l'ajout d'un jet induit des échanges de chaleur amplifiés par rapport au cas sans jet. Au fur et à mesure de l'augmentation du rayon, l'influence du jet s'amenuise alors que la rotation devient quant à elle de plus en plus influente. On identifie alors trois zones, séparées par deux rayons caractéristiques : la zone dominée par le jet jusqu'à un rayon $(r/D)_{jm}$, une zone mixte jusqu'à un rayon correspondant à $Re_{r,mr}$, enfin la zone dominée par la rotation.

On s'intéresse dans cette partie à montrer l'influence de la modification du diamètre du jet ($D=10\text{mm}$) sur les échanges convectifs locaux à la surface du rotor. Les figures 2 à 4 sont chacune relative à des nombres de Reynolds et des espacements différents. Chaque figure compare, à Re et G fixés, les résultats obtenus pour deux diamètres de jet. Les comparaisons entre les diamètres sont menées suivant trois axes différents : conservation du débit injecté, conservation de la vitesse d'air injectée ou conservation du nombre de Reynolds lié au jet. Il ressort de chaque figure que les courbes à nombre de Reynolds liés au jet et vitesse d'impact identiques donnent des nombres de Nusselt locaux plus élevés dans le cas du diamètre de buse le plus grand. Ces deux cas induisent également des débits injectés plus grands. Par contre, les comparaisons à débits identiques donnent des résultats proches. De plus, on peut remarquer des modifications mineures sur les profils pour des débits injectés identiques : alors que pour l'espacement le plus faible (Figure 2), les profils sont très semblables, des différences apparaissent pour les espacements plus grands. On peut observer un décalage dans la position du pic de nombre de Nusselt dans la zone dominée par le jet (Figure 3), pour $0,025 < r < 0,1\text{m}$. Pour la buse la plus petite, il apparaît à des rayons plus faibles. Pour les espacements les plus grands et le plus petit diamètre (Figure 4), on constate des nombres de Nusselt locaux plus grands aux petits rayons, et plus petits aux grands rayons.

L'influence du diamètre du jet semble donc minime pour nos plages de paramètres adimensionnés. On peut tout de même noter que l'influence du diamètre est de plus en plus significative avec l'augmentation de G (donc du rapport e/D). Cette influence n'est d'ailleurs pas uniquement localisée à proximité du point d'impact puisque pour $G=0,16$, on remarque des modifications des nombres de Nusselt même pour les grands rayons.

Au niveau des nombres de Nusselt moyens, les résultats obtenus pour des débits injectés identiques (avec deux diamètres de buses différents) sont identiques même si localement, comme expliqué précédemment, des différences peuvent être observées, celles-ci se compensent lors de l'intégration sur le disque entier.

3.2. Corrélations

Cette étude permet également de préciser des corrélations précédemment obtenues [5], notamment en ce qui concerne le rayon $(r/D)_{jm}$ où on passe d'un régime avec des échanges dominés par le jet à un régime où les influences du jet et de la rotation sont du même ordre de grandeur. La nouvelle corrélation proposée s'écrit de la manière suivante :

$$\left(\frac{r}{D}\right)_{jm} = \frac{0,000845}{D} (1 - e^{-45G}) \text{Re}_j^{0,5}$$

On peut alors constater que, pour les diamètres D choisis, le diamètre D de la buse n'intervient pas dans la loi qui définit le rayon de changement de régime.

Ces expérimentations ont également permis de mettre en évidence une formulation originale pour les nombres de Nusselt locaux sur le rotor. Comme celui-ci est lié aux effets cumulés du jet et de la rotation, il semble pertinent qu'une corrélation puisse faire apparaître cette dépendance selon une loi telle que :

$$Nu_r = Nu_{r,\omega=0} + \delta(r/D) \cdot f(G, \text{Re}, r/D)$$

Le premier terme représente la part du nombre de Nusselt lié au jet et le deuxième terme, celle liée à la rotation. Le facteur $\delta(r/D)$ vaut 1 lorsque $r/D > (r/D)_{jm}$ et 0 sinon de manière à mettre en évidence l'influence de la rotation uniquement pour $r/D > (r/D)_{jm}$. La détermination de la fonction f , indépendante du jet donc de Re_j , a abouti à la formulation suivante :

$$f(G, \text{Re}) = 0.0012G^{0.3} \text{Re} \left[\frac{r - r_{jm}}{R - r_{jm}} \right]$$

Le nombre de Nusselt local en l'absence de rotation, $Nu_{r,\omega=0}$, n'a cependant pas encore été corrélé dans le cas d'un espace aussi confiné que l'entrefer considéré ici. Des auteurs comme Katti [6] se sont pourtant intéressés à cette problématique, mais les corrélations qu'ils proposent ne permettent pas de représenter nos résultats en l'absence de rotation. Cela est dû à l'influence du confinement qui diminue les échanges de façon non significative, comme déjà montré numériquement par Behnia [7].

On vérifie tout de même les bonnes approximations fournies par le second terme de la corrélation proposée, connaissant le nombre de Nusselt obtenu sans rotation à l'aide de nos essais, sur les Figures 5 et 6 pour $G=0,04$, $\text{Re}_j=41666$ et 3 vitesses de rotation.

La corrélation proposée permet de corréliser 75% des essais expérimentaux avec des écarts inférieurs à 15%. Elle permet également de mettre en évidence l'augmentation des échanges avec l'augmentation de l'espacement, ce qui rend compte du fait que le confinement est néfaste à un refroidissement optimum. De même, plus la vitesse de rotation est élevée, plus les échanges le sont également.

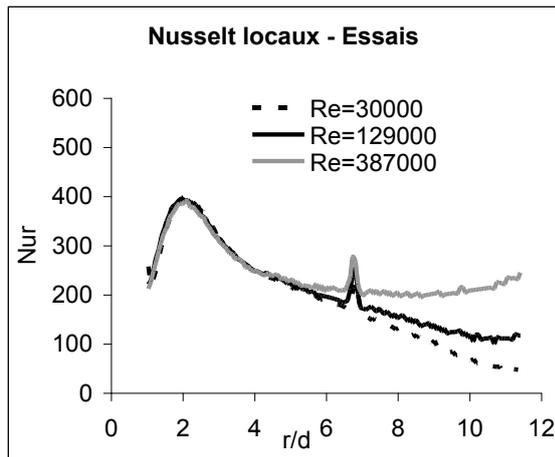


Figure 5 : Nombres de Nusselt locaux expérimentaux pour $G=0,04$ et $Re_j=41666$

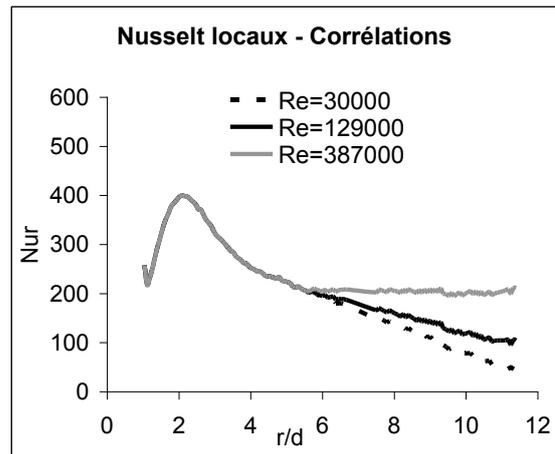


Figure 6 : Nombres de Nusselt locaux corrélés pour $G=0,04$ et $Re_j=41666$

4. Conclusion

En nous intéressant à l'influence du diamètre du jet dans le cas d'un système rotor-stator discoïde, nous avons pu mettre en évidence que sa modification n'entraînait que des modifications mineures du coefficient d'échange convectif local sur le rotor, dans les plages de paramètres étudiés. Cette influence se manifeste préférentiellement pour des espacements inter-disques importants. L'élargissement de notre base de données sur les échanges convectifs dans cette configuration, nous a permis de proposer deux nouvelles corrélations : une première qui concerne un changement du régime de transfert de chaleur et une seconde pour les nombres de Nusselt locaux. Il reste cependant à compléter cette description à l'aide d'investigations supplémentaires.

Références

- [1] M. Angioletti, R.M. Di Tommaso, E. Nino, and G. Ruocco. Simultaneous visualization of flow field and evaluation of local heat transfer by transitional impinging jets. *Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), 1703–1713.
- [2] Y.M. Chen, W.T. Lee, and S.J. Wu. Heat (mass) transfer between an impinging jet and a rotating disk. *Heat and Mass Transfer*, 34 (1998), 195–201.
- [3] J.M. Owen and M.H. Rogers. Flow and Heat Transfer in rotating disk systems, volume 1 of *Rotor-stator systems* (1989).
- [4] C.O. Popiel and L. Boguslawski. Local heat transfer coefficients on the rotating disk in still air. *Inter. J. Heat and Mass Transfer*, 18 (2005), 167–170.
- [5] J. Pellé, S. Harmand, Heat transfer study in a rotor–stator system air-gap with an axial inflow *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009), 1532-1543.
- [6] V. Katti, S. Prabhu, Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2007), 4480-4495.
- [7] M. Behnia, S. Parneix, P. A. Durbin, Prediction of heat transfer in an axisymmetric turbulent jet impinging on a flat plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41 (1998), 1845-1855.