

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 étudié 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 seules données disponibles concernent la structure d'écoulement au sein de l'entrefer. Les auteurs (Soo et Owen [5, 3]) distinguent plusieurs régimes possibles, en fonction de l'espacement adimensionné $G = e/R$ avec une transition aux environs de $G = 0,02$, et en fonction du débit injecté par le centre du stator. Deux couches limites se développent à proximité des deux disques : aux faibles espacements, celles-ci sont jointes et l'on obtient alors un écoulement de type Couette. Aux grands espacements, 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 [6], qui induit un écoulement centripète à proximité du stator.

Il existe alors, à débit injecté et vitesse de rotation imposés, un nombre de Reynolds rotationnel critique, au-delà duquel, un écoulement centripète apparaît à proximité du stator. Ce rayon peut être estimé, dans le cas d'un grand espacement et d'un écoulement turbulent [3], par la loi suivante :

$$(r/R)_{tur} = \left[\frac{C_w Re^{-0.8}}{0,219} \right]^{\frac{5}{13}} \quad (1)$$

2. Etude expérimentale

2.1. Description de la maquette

La figure 1 représente le banc expérimental utilisé. La maquette est constituée d'un rotor de rayon $R = 310 \text{ mm}$ et d'un stator de même rayon comportant une ouverture centrale de diamètre $D = 26 \text{ mm}$. L'écartement entre les deux disques est tel que $3 < e < 50 \text{ mm}$. Les mesures sont effectuées sur le rotor entre les rayons $R_1 = 0,025 \text{ m}$ et R . Le rotor est un disque composé de 43 mm d'aluminium très conducteur (200 W/mK), sur lequel on a déposé par projection plasma, $2,5 \text{ mm}$ de zircone, isolant de conductivité thermique $\lambda_{zir} = 0,7 \text{ W/mK}$. Il est ensuite chauffé par sa face arrière à l'aide de lampes infrarouges d'une puissance totale de 12 kW et peut être mis en rotation jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min , c'est-à-dire $Re = \frac{\omega R^2}{\nu} < 6,45 \times 10^5$. L'utilisation de l'aluminium sert à homogénéiser la température, 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, à l'interface avec l'isolant. Ce dernier 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 mesurant 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, permettant d'obtenir des nombres de Reynolds relatifs au jet tels que $0 < Re_j = \frac{V.D}{\nu} < 4, 2 \times 10^4$. Dans le cas où $Re_j = 0$, l'orifice au centre du stator est alors refermé avec un cache.

La résolution numérique de l'équation de la chaleur (voir equation 2) 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 (voir equation 3), calculé avec la température ambiante T_∞ 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.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \times \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (2)$$

et

$$h(r) = \frac{\left| \lambda_{zir} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} \right| - \sigma \frac{F \varepsilon_R \varepsilon_S}{1 - F^2 (1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_S)} \left(T(x=0, r)^4 - T_{stator}^4 \right)}{\left(T(x=0, r) - T_\infty \right)} \quad (3)$$

avec F , le facteur de forme entre deux disques parallèles ([7]) :

$$F = 1 + \frac{G^2}{2} - \sqrt{\frac{G^4}{4} + G^2 - 1} \quad (4)$$

De plus, de manière à pouvoir effectuer des visualisations d'écoulement au sein de l'entrefer, nous disposons un système comprenant un laser continu d'une puissance de 2 Watts et une lentille cylindrique, qui permettent de créer un plan lumineux parallèle au rotor et au stator. Ce plan peut être positionné en n'importe quel endroit de l'entrefer. L'écoulement est ensemené à l'aide d'un générateur de fumée de type "spectacle". La fumée est aspirée à l'entrée du ventilateur délivrant le jet. Afin d'observer le déplacement de la fumée, le système est également équipé d'une caméra CCD d'une résolution VGA, permettant des acquisitions jusqu'à une fréquence de 100 Hz. Elle est placée perpendiculairement aux deux disques, à l'arrière du stator. Pour pouvoir observer la fumée alors au sein de l'entrefer, le stator en aluminium est remplacé par un stator géométriquement identique en plexiglas. La figure 2 présente un schéma de ce dispositif.

3. Résultats

Les résultats sont présentés pour un nombre de Reynolds rotationnel fixé à $Re = 3, 87 \times 10^5$ et un espacement adimensionné $G = 0, 04$ pour des nombres de Reynolds relatif au jet tels que $0 < Re_j < 41666$.

3.1. Nombres de Nusselt

La figure 3 (a) représente l'évolution des nombres de Nusselt locaux à la surface du disque tournant à espacement et vitesse de rotation fixés. L'influence d'une variation du débit de fluide injecté par le centre du stator se manifeste alors principalement par une augmentation du nombre de Nusselt local, en comparaison au cas sans jet ($Re_j = 0$), pour les faibles rayons, tout comme on l'observe pour un disque seul [1]. Avec l'augmentation du rayon, les courbes tendent vers

une même valeur, identique à celle obtenue sans jet [6], ce qui montre alors la diminution de l'influence du jet au fur et à mesure que l'on s'éloigne du point d'impact.

Au niveau global, l'évolution des nombres de Nusselt moyens, présentés sur la figure 3 (b), confirme les observations effectuées au niveau local. Avec l'augmentation du débit d'air frais injecté par le centre du stator, le refroidissement global du disque tournant est en augmentation. Une corrélation permettant de relier ce nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} au nombre de Reynolds Re_j est proposée et la comparaison des valeurs reportées sur la figure 3 (b) :

$$\overline{Nu} = 2,303 Re_j^{0,5} \quad (5)$$

3.2. Visualisations

La figure 4 présente de quelle manière l'écoulement est modifié dès lors qu'un débit est injecté au sein de l'entrefer, pour $G = 0,04$ et $Re = 3,87 \times 10^5$. Ces visualisations permettent de montrer un changement dans la structure de l'écoulement à partir d'un rayon critique et ainsi de valider que les écoulements obtenus dans cette configuration sont similaires à ceux expliqués par Owen [3].

En effet, en l'absence de jet, la fumée (aspirée par l'orifice central au stator), reste concentrée à proximité de là où elle entre dans l'entrefer puis sa concentration chute brusquement pour un rayon très faible. L'absence de fumée pour des rayons plus grands montre alors clairement que l'air qui circule est de l'air qui a été aspirée depuis l'extérieur de l'entrefer. Cela met bien en évidence la présence d'une couche limite centripète à proximité du stator et centrifuge à proximité du rotor.

Pour un débit injecté non nul, même faible ($Re_j = 8333$), on constate que la fumée se propage de manière homogène jusqu'à un rayon plus grand que précédemment et que sa densité chute alors fortement mais qu'elle ne disparaît pas. On peut constater également que celle-ci est entraînée en rotation et que des panaches de fumée sont visibles. Le rayon $(r/D)_{tur}$ défini par Owen [3] est également reporté sur la figure 4, pour les conditions de l'essai. On peut alors constater que le changement de structure observé correspond parfaitement au rayon critique défini par les auteurs. En deçà de ce rayon, l'écoulement est entièrement centrifuge (et donc dominé par les effets du jet) et au-delà, une couche limite centripète apparaît à proximité du stator (l'influence de la rotation devient alors prépondérante). Le débit imposé au centre par le jet est donc confiné dans la couche limite rotorique, auquel s'ajoute de l'air frais aspiré par l'extérieur de l'entrefer côté stator. Pour un même débit de fumée, le débit d'air est plus important, c'est pourquoi on peut observer une chute de la concentration de fumée pour $r/D > (r/D)_{tur}$.

La comparaison des deux images montrent également que plus le débit injecté est important, plus le changement dans l'écoulement apparaît tardivement à la surface du rotor, comme le montre aussi la corrélation de $(r/D)_{tur}$.

Les transferts de chaleur locaux augmentent au fur et à mesure que le débit injecté augmente, mais la taille de la zone affectée grandit également. Il s'ensuit alors logiquement une augmentation du nombre de Nusselt moyen avec Re_j , comme le montre la corrélation proposée.

4. Conclusion

Dans cette étude générale, inspirée d'un alternateur discoïde utilisés dans les éoliennes, les transferts de chaleur à la surface du rotor d'un système discoïde soumis à un jet sont étudiés. A espacement fixé entre le rotor et le stator et vitesse de rotation constante, l'influence de la

variation du débit injecté dans l'entrefer est mise en évidence par observation des nombres de Nusselt locaux et moyens ainsi que par la visualisation des écoulements se produisant dans l'entrefer. Le passage d'une structure essentiellement centrifuge à une structure centrifuge au rotor et centripète au stator, s'effectue à un rayon critique dont la position s'éloigne du centre du rotor au fur et à mesure que le débit injecté augmente. Il s'ensuit alors une augmentation de la taille de la zone où les échanges sont affectés par le jet et ainsi une augmentation du refroidissement global du rotor, dont une corrélation est d'ailleurs proposée.

Références

- [1] Angioletti, M. and Di Tommaso, R.M. and Nino, E. and Ruocco, G., Simultaneous visualization of flow field and evaluation of local heat transfer by transitional impinging jets. *Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), 1703–1713.
- [2] Chen, Y.M. and Lee, W.T. and Wu, S.J., Heat (mass) transfer between an impinging jet and a rotating disk. *Heat and Mass Transfer*, 34 (1998), 195–201.
- [3] J.M. Owen et M.H. Rogers, *Flow and Heat Transfer in rotating disk systems*, volume 1 of *Rotor-stator systems* (1989).
- [4] Popiel, C.O. and Boguslawski, L., Local heat transfer coefficients on the rotating disk in still air, *Inter. J. Heat and Mass Transfer*, 18 (1975), 167–170.
- [5] S.L. Soo, Laminar flow over an enclosed rotating disk. *Trans. ASME*, 80 (1959), 287–296.
- [6] J. Pellé et S. Harmand, Heat Transfer Measurements in an Opened Rotor Stator System Air Gap *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, 31 (2007), 165–180.
- [7] Ritoux G., Evaluation numérique des facteurs de forme. *Revue Phys. Appl.*, 17 (1982), 503–515.

Figures

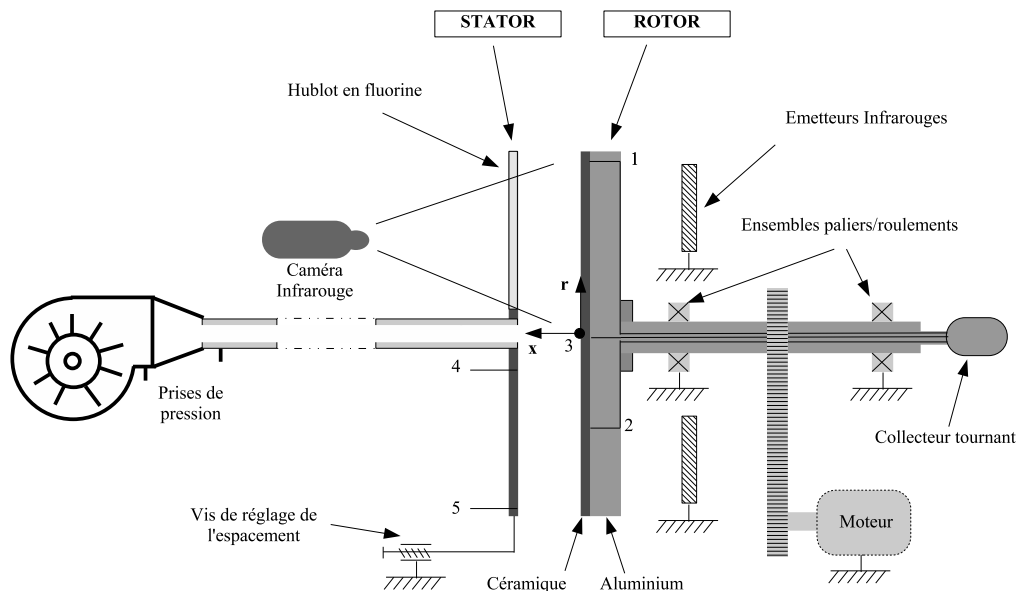


Figure 1 : Schéma du banc expérimental

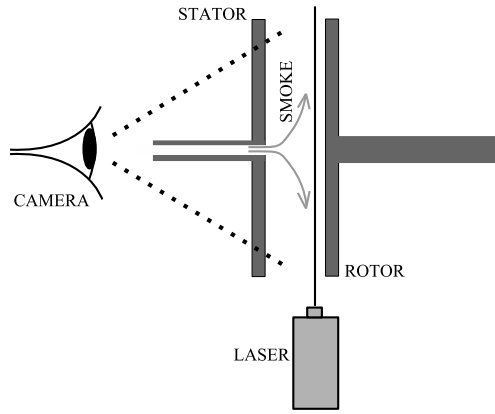


Figure 2 : Principe de la visualisation d'écoulement

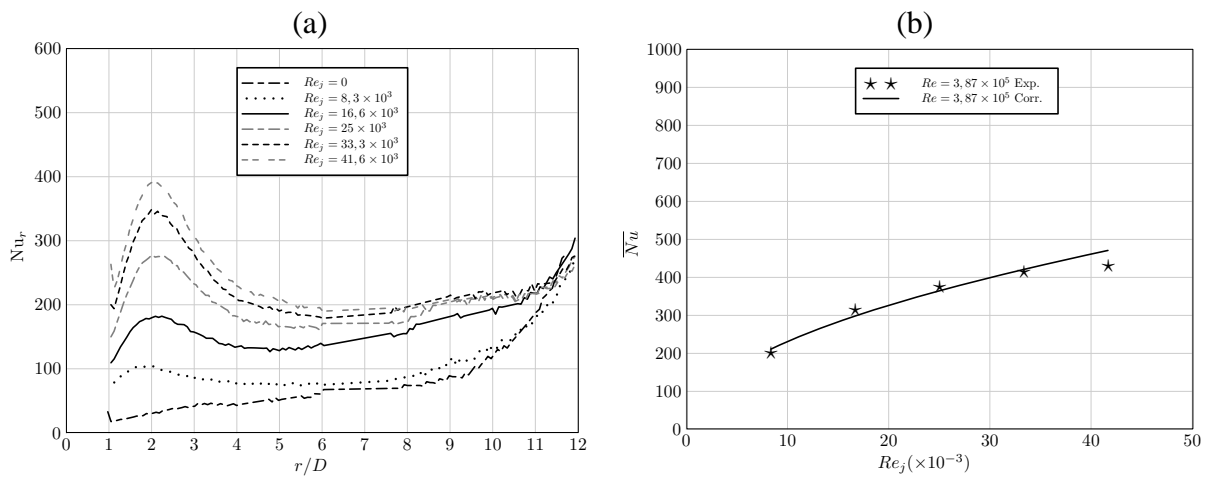


Figure 3 : Nombres de Nusselt locaux (a) et moyens (b) sur le rotor pour $G = 0,04$ et $Re = 3,87 \times 10^5$

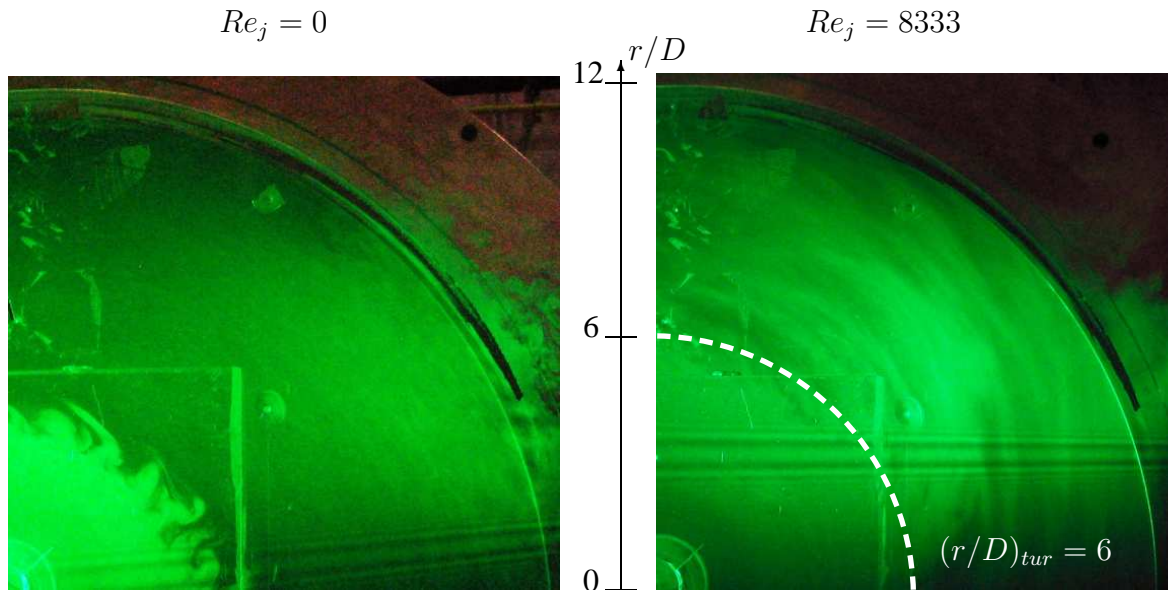


Figure 4 : Visualisations de l'écoulement à 1 mm du rotor pour $G = 0,04$ et $Re = 3,87 \times 10^5$