

Analyse numérique et expérimentale des transferts thermiques sur le rotor d'une machine discoïde soumis à un jet impactant excentrique

C .HAIDAR¹, R.BOUTARFA¹, M. BOUZI¹, S.HARMAND²

1. Université Hassan 1^{er}, Laboratoire d'Ingénierie, Management Industriel et Innovation (IM2I),

2. Université de Lille Nord de France, F-59000 Lille UVHC, TEMPO-DF2T, F-59313 Valenciennes, France

Résumé

Ce travail porte sur l'étude numérique et expérimentale des transferts de chaleur convectifs sur un rotor d'une machine discoïde. La surface du rotor est refroidie à l'aide de l'impact d'un jet d'air excentrique. 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. Ces résultats expérimentaux ont permis de mettre en évidence l'influence du jet sur le refroidissement du rotor. L'étude numérique est réalisée avec le code de calcul STAR CCM+ et basée sur l'utilisation d'un modèle numérique de turbulence de type k-ε Realizable. Les résultats issus de la simulation numérique sont comparés à des expérimentations relatives au transfert de chaleur pour deux nombres de Reynolds $Re = 5,16.10^5$ et $6,45.10^5$. Un bon accord entre les deux approches a été obtenu. Cet accord permet de valider le modèle numérique pour un régime d'écoulement turbulent sur le rotor.

Mots clés : Rotor-stator, alternateur, éolienne, jet impactant, transfert de chaleur, nombre de Nusselt, thermographie infrarouge

1. Introduction

Actuellement, 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 CO₂. 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. Les fortes élévations de températures locales sont responsables de dégradations prématurées des matériaux qui ont pour effet de limiter la durée de vie des appareils. Ainsi, l'optimisation énergétique de ce système tournant consiste à rechercher des solutions technologiques de refroidissement innovantes et efficaces permettant de

baisser ces niveaux de températures. C'est pourquoi on s'intéresse à la modification des écoulements et des échanges de chaleur dans l'entrefer entre les deux disques. Cette première étude concerne uniquement les transferts de chaleur sur le rotor seul avec et sans jet d'air excentrique. L'objectif de ce travail, à plus long terme, est d'étudier la structure d'écoulement et les transferts thermiques dans l'entrefer entre le rotor et le stator en présence d'un jet impactant excentrique.

La rotation d'un disque génère un écoulement tridimensionnel à son voisinage. Von Karman [1] a ainsi mis en évidence la présence d'un écoulement tangentiel dû à l'entraînement du disque. Les efforts centrifuges qui s'exercent alors créent un écoulement radial à la surface du disque. L'éjection de fluide est alors compensée par une aspiration axiale. Dans les machines tournantes, le transfert convectif est fortement lié à la géométrie du système et à la distribution de la température à la surface des disques. Dorfman [2] propose deux corrélations donnant le nombre de Nusselt local Nu sur le disque seul : pour un régime laminaire $Re_r < 1,82.10^5$

$$Nu = 0,308 F(Pr) \sqrt{(n+2)Re_r}, F(Pr) = 086$$

Pour un régime d'écoulement turbulent ($Re_r > 2,82.10^5$) :

$$Nu = 0,0197(n+2,6)^{0,2} Pr^{0,6} Re_r^{0,8}$$

Il en déduit donc un nombre de Nusselt moyen qui peut s'exprimer de la manière suivante :

$$Nu = 0,0197[(n+2)/(n+2,6)^{0,8}] Pr^{0,6} Re^{0,8}$$

Angioletti [3] a montré 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 [4] et par Owen [5]. Popiel [6] distingue alors trois zones à la surface du disque soumis à un jet axisymétrique : 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. Pellé [7] a étudié de manière

expérimentale les transferts de chaleur dans le cas d'un système rotor-stator avec et sans la présence d'un écoulement d'air axisymétrique. Il a recherché de quelle manière un écoulement laminaire perd sa stabilité au voisinage d'un disque seul en rotation et deux nombres de Reynolds locaux critiques ont été définis : $Re_{r,lam} = 2,3.10^5$ et $Re_{r,tur} = 3,58.10^5$.

Les auteurs montrent également que dans le cas d'un disque en rotation en présence d'un jet, les échanges de chaleurs dépendent fortement de la position du jet sur la surface du disque. C'est pourquoi cette configuration avec un jet excentrique est étudiée dans ce travail.

2. Dispositif expérimental

La figure 1 représente le banc expérimental utilisé. La maquette est constituée d'un rotor de rayon ($R=0,31m$), composé de 43 mm d'aluminium ($\lambda = 200 W/mK$), 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 $Re=6,45.10^5$. Le bilan de flux nous a permis d'obtenir l'expression du nombre de Nusselt local :

$$Nu_r = \left(\frac{\varphi_{cd} - \varphi_{ray}}{T_{(r,z=0)} - T_{\infty}} \right) \times \frac{r}{\lambda_{air}} = \frac{\lambda_{zir} \left(\frac{\partial T_{(r,z)}}{\partial z} \right)_{z=0} - \sigma \varepsilon_r (T_{(r,z=0)}^4 - T_{\infty}^4)}{T_{(r,z=0)} - T_{\infty}} \times \frac{r}{\lambda_{air}}$$

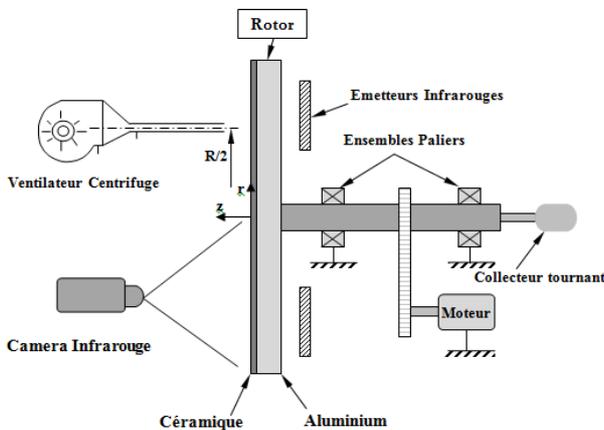


Figure 1: dispositif expérimental

3. Simulation numérique

3.1. Généralités

Dans ce travail, les transferts convectifs sur le rotor sont modélisés par le code numérique commercial STAR CCM+. Le calcul est fait pour le régime permanent. Le fluide en écoulement est de l'air aux propriétés physiques supposées constantes et indépendantes de la température dans la gamme de température testée. Les équations de Navier Stokes, de transport des champs turbulents ainsi que l'équation d'énergie sont résolues de façon séquentielle par le solveur Algébrique linéaire multi-

grille AMG du code commercial Star CCM+ [8] à travers l'usage de l'algorithme SIMPLE et l'approche itérative de Gauss-Seidel. La turbulence est prise en compte dans l'écoulement par l'emploi du modèle de turbulence $k-\varepsilon$, le plus souvent utilisé pour le calcul d'écoulement pleinement turbulent. Une amélioration de ce modèle est disponible dans Star CCM+, il s'agit du modèle $k-\varepsilon$ Realizable qui est plus adapté au calcul des écoulements en rotation. Afin d'effectuer des comparaisons avec les données de la littérature et nos données expérimentales, nous modélisons un disque de diamètre extérieur de $0,62m$ pour deux nombres de Reynolds $Re = 5,16.10^5$ et $6,45.10^5$.

3.2. Maillage et conditions aux limites

Le domaine de calcul est représenté sur la figure 2 avec le système d'axe, les conditions aux limites ainsi que la topologie du maillage. Le problème est asymétrique et composé de trois zones. La zone 1 limitée par les frontières « a, b, c » représente la zone statique. La zone 2 est limitée par les interfaces « c, d, et e » et représente un champ d'écoulement tournant à la même vitesse de rotation du disque. La zone 3 est constituée par les parois du rotor. Nous pouvons donc alors définir les différentes conditions limites de la manière suivante. Aux frontières de la zone 1 une vitesse nulle, une température (T_{∞}) et une pression uniforme (P_0 , pression atmosphère) sont imposées. Aux parois du rotor, une température uniforme T_p est imposée à la frontière « g ».

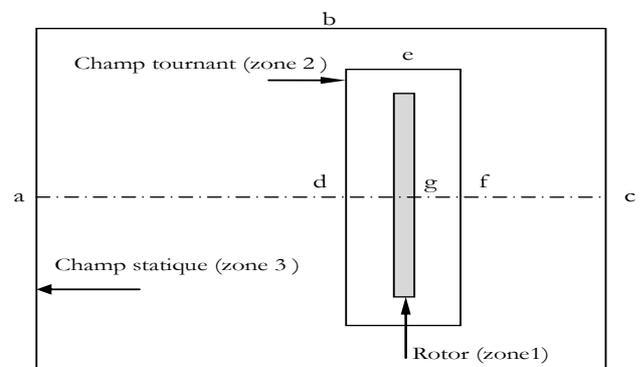


Figure 2: domaine d'étude et conditions aux limites pour la géométrie du rotor.

4. Résultats et discussion

Sur les figures 3 et 4, nous avons représenté nos résultats numériques dans le cas d'un disque seul en rotation sans jet pour des nombres de Reynolds de rotation $Re = 5,16.10^5$ et $6,45.10^5$. Sur cette même figure nous avons reporté les résultats expérimentaux obtenus par Pellé [7] ainsi que les corrélations de Dorfman [2]. Ces résultats sont obtenus pour un régime d'écoulement mixte avec la présence de trois régimes : laminaire pour $Re < 2,3.10^5$, transitoire et turbulent pour $Re > 3,58.10^5$ [7]. Le nombre de Nusselt est une fonction croissante de la vitesse de rotation et du rayon selon la loi $Nu = r^m$, ce

qui cohérent avec les observations de Dorfman [2]. Lorsque le régime est laminaire, nous constatons une bonne concordance entre nos résultats et les corrélations de Dorfman [2]. En effet, l'écart moyen observé sur ces zones est d'environ 11%. Pour $Re > 3,58.10^5$, nous remarquons que l'apparition de la turbulence se manifeste par augmentation significative brutale de l'échange de chaleur convectif et donc du nombre de Nusselt à la surface du disque. Nos valeurs numériques sont légèrement inférieures à ceux donnés par les corrélations de Dorfman [2] avec un écart moyen de 22%. En revanche nos résultats numériques semblent en bon accord avec les résultats expérimentaux [7] avec un écart inférieur à 7%.

La figure 5 représente l'évolution des nombres de Nusselt locaux obtenus de manière expérimentale à la surface du disque tournant pour $Re = 6,45.10^5$ et $8,3.10^3 < Re_j < 25.10^3$. Pour un nombre de Reynolds (Re) fixé et pour des rayons adimensionnés $r/D < 8,9$, l'ajout d'un débit de fluide induit des échanges de chaleur plus amplifiés par rapport au cas sans jet. A mi- rayon du disque, on observe un pic de l'échange convectif de taille assez importante. En revanche pour des rayons plus élevés ($r/D > 8,9$), les courbes de Nusselt local relatives aux différents débits injectés ont tendance à se rejoindre et les valeurs de Nu sont plus proches à celles obtenues en absence de jet [7]. Cela montre alors la diminution de l'influence du jet au fur et à mesure que l'on s'éloigne du point d'impact vers la périphérie du disque où la vitesse de rotation devient quant à elle de plus en plus influente. Cette distinction est effectuée par Owen[2] et Pellé [7] dans le cas d'un disque en rotation avec un jet centrale.

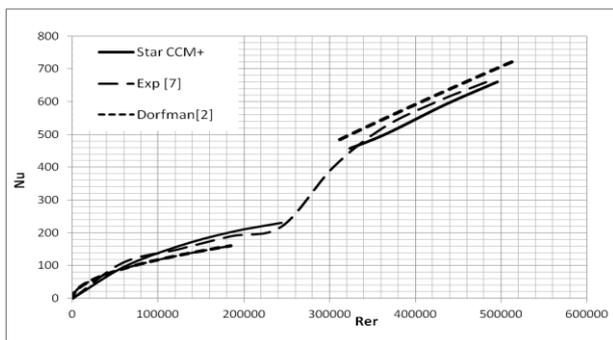


Figure 3: Nombres de Nusselt locaux numériques, $Re = 5,16.10^5$

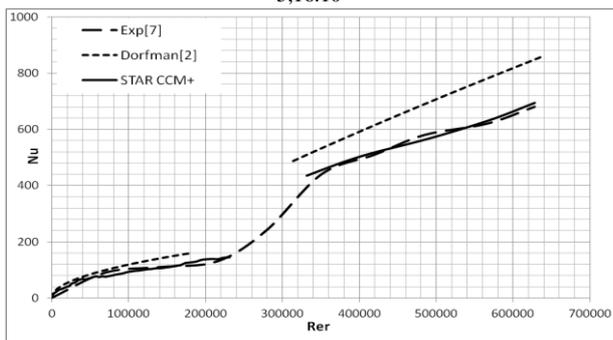


Figure 4: Nombres de Nusselt locaux numériques, $Re = 6,45.10^5$

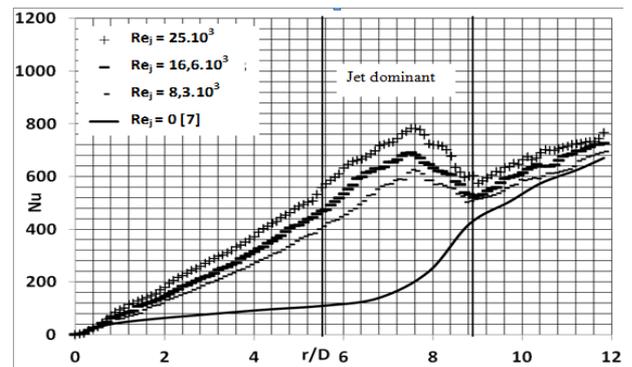


Figure 5: Nombres de Nusselt locaux expérimentaux, $Re = 6,45.10^5$

5. Conclusion

Afin de mieux appréhender les phénomènes de transferts de chaleur convectifs au niveau d'un disque tournant soumis à un jet excentrique, un modèle numérique de calcul du transfert convectif a pu être validé en comparant les résultats obtenus dans le cas d'un disque seul et ceux donnés dans la littérature. Cette comparaison fait apparaître un accord satisfaisant avec l'utilisation du modèle de turbulence de type k-ε Realizable. L'influence du jet d'air sur le profil radial du nombre de Nusselt Nu a été étudiée expérimentalement pour un Re fixé et différents valeurs de Re_j . L'ajout d'un débit de fluide induit des échanges de chaleur plus importants par rapport au cas sans jet. Cette étude a permis également de mettre en évidence des zones où l'influence de la rotation et du jet sont prépondérantes pour le refroidissement du disque.

Références

- [1] T. Von Karman. Uber laminar und turbulente reibung. *Math. Mech*, 1 (1921), 244–252.
- [2] L. A. Dorfman, *Hydrodynamic resistance and heat loss from rotating solids*, Edinburgh and London (1963)
- [3] 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.
- [4] Y.M. Chen, W.T. Lee, S.J. Wu, Heat (mass) transfer between an impinging jet and a rotating disk, *Heat Mass Transfer* 34 (2e3) (1998) 195e201.
- [5] J.M. Owen and M.H. Rogers. Flow and Heat Transfer in rotating disk systems, volume 1 of *Rotor-stator systems* (1989).
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] STAR CCM+. User's Guide, 2007