

Echanges convectifs moyens autour d'un arbre aileté en rotation soumis à un courant d'air

Benjamin LATOUR^{1,2*}, Pascale BOUVIER^{1,2}, Souad HARMAND¹

¹Université Lille Nord de France, F-59000 Lille
France, UVHC, LME, F-59313 Valenciennes

²Département EEA - Hautes Etudes d'Ingénieur
13 rue de Toul - 59046 Lille

* (auteur correspondant : benjamin.latour@hei.fr)

Résumé - Cette étude expérimentale porte sur la détermination des échanges convectifs moyens pendant le refroidissement d'un arbre aileté en rotation soumis à un courant d'air parallèle aux ailettes. La configuration étudiée comporte cinq ailettes annulaires, de hauteur fixe et d'espacement variable. Des essais ont été réalisés pour un nombre de Reynolds rotationnel Re_ω allant de 4300 à 17200 et un nombre de Reynolds de courant d'air Re_U variant de 5650 à 39600. Les résultats présentés concernent le nombre de Nusselt moyen Nu_m fonction de Re_U et de Re_ω , pour différents espacements inter-ailettes u . Les corrélations proposées, reliant Nu_m à Re_U et Re_ω , permettent d'évaluer l'influence de la rotation et du courant d'air sur les échanges convectifs globaux pour différents espacements inter-ailettes.

Nomenclature

a	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$	z	coordonnée axiale, m
C_p	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
D_i	diamètre intérieur des ailettes, m	φ	densité de flux, $W.m^{-2}$
h	coefficient d'échange convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
Nu	$h.D_i/\lambda$: nombre de Nusselt local	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
r	coordonnée radiale, m	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
Re_U	$U.D_i/\nu$: nombre de Reynolds de courant d'air	θ	coordonnée angulaire, rad
Re_ω	$\omega r_i.D_i/\nu$: nombre de Reynolds rotationnel	ω	vitesse de rotation, $rad.s^{-1}$
S	surface, m^2	<i>Indices :</i>	
t	temps, s	<i>ail</i>	ailette
T	température, K	<i>air</i>	air
T_f	$(T_{mes}(t=0)+T_{air})/2$: température de film, K	<i>cal</i>	valeurs calculées
U	vitesse du courant d'air, $m.s^{-1}$	<i>mes</i>	valeurs mesurées
u	espacement inter-ailettes, m	<i>r</i>	suivant le rayon
u'	u/D_i : espacement adimensionnel		

1. Introduction

Les machines tournantes, telles que les moteurs électriques, les alternateurs et les disques de frein, sont soumises à de fortes élévations de températures locales. Ce phénomène est responsable de dégradations prématurées des matériaux qui ont pour effet de limiter la durée de vie des appareils. Ainsi, l'optimisation énergétique des systèmes tournants consiste à rechercher des solutions technologiques de refroidissement innovantes et efficaces permettant de baisser ces niveaux de températures. La solution consistant à équiper les systèmes rotatifs d'ailettes peut s'avérer intéressante lorsqu'elles permettent d'augmenter significativement la surface d'échange tout en permettant une bonne circulation de l'air au niveau de leur base. Pour dimensionner ces systèmes, il est nécessaire de connaître l'influence des paramètres géométriques des ailettes et du couplage rotation/courant d'air sur les transferts convectifs. Le dispositif expérimental présenté dans cet article permet d'étudier l'influence de ce couplage et de l'espacement inter-ailettes sur les échanges convectifs locaux. La plupart des études de la littérature concernent des systèmes ailetés fixes, soumis à un courant d'air, ou bien en rotation dans l'air ambiant.

Les études de Sung [1], Legkiy [2] et Schüz [3] portent sur l'évaluation des échanges convectifs sur un tube ou un faisceau de tubes ailetés fixes soumis à un courant d'air radial. Elles ont montré que la structure de l'écoulement dans l'espace inter-ailettes, directement liée aux interactions des couches limites développées sur des ailettes adjacentes, dépend fortement de la vitesse du courant d'air U et de l'espacement u . Pour qu'il y ait une bonne circulation de l'air, l'espacement u doit être supérieur aux deux épaisseurs des couches limites développées sur les ailettes. Au niveau local, trois zones de fort transfert sont mises en évidence. La première est située en amont des ailettes, au niveau du développement des couches limites. Les deux autres correspondent aux zones de développement des tourbillons en fer à cheval qui prennent naissance au niveau de la jonction arbre/ailette [4].

L'écoulement entre deux disques co-rotatifs au sein d'une enveloppe fixe a été étudié par Murthy [5] et Herrero [6]. La structure de l'écoulement entre deux ailettes adjacentes est constituée d'un corps central bidimensionnel compris entre deux fines couches limites tridimensionnelles. Sous l'effet de la rotation, un écoulement centrifuge se développe au niveau des couches limites et un écoulement centripète au sein du corps bidimensionnel. Les auteurs montrent que la diminution de l'espacement inter-ailettes engendre des interactions de couches limites qui réduit le renouvellement d'air au niveau des ailettes, amenant à une réduction importante des échanges convectifs.

En ce qui concerne l'influence du couplage rotation/courant d'air, une première étude effectuée au laboratoire [7] avec des ailettes de 2,1 cm de hauteur et 1 mm d'épaisseur, a permis d'identifier les nombres de Nusselt moyens en fonction de l'espacement u dans des conditions d'écoulement variées. Les différentes zones d'influence de la rotation, du courant d'air et du couplage des deux ont pu être identifiées à partir des nombres de Nusselt moyens. Ces derniers étant déterminés à l'aide d'un modèle global considérant l'ailette comme un corps mince. Pour notre étude, les ailettes utilisées ont une hauteur de 6 cm et une épaisseur de 2 mm. Un dispositif expérimental basé sur l'utilisation de la thermographie infrarouge permet de mesurer le champ de température local sur l'ailette. La méthode d'identification proposée, associée à une régularisation spatio-temporelle, permet de déterminer les variations du coefficient d'échange convectif local et de prendre en compte les flux conductifs au sein de l'ailette. En effet, pour des matériaux à forte conductivité thermique, négliger la conduction radiale peut générer des erreurs importantes sur le coefficient de transfert convectif [8]. Les nombres de Nusselt moyens sont ensuite obtenus à partir des coefficients d'échange locaux.

2. Description du banc d'essai

Le coefficient d'échange convectif à la surface de l'ailette centrale d'un arbre aileté en rotation et soumis à un courant d'air est déterminé à partir des mesures des variations spatiales et temporelles de la température de l'ailette $T_{mes}(r, t)$. Ces mesures sont effectuées sur l'ailette centrale d'un arbre muni de cinq ailettes en aluminium ($\rho_{al} = 2700 \text{ kg.m}^{-3}$, $C_{pal} = 960 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\lambda_{al} = 200 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), de rayon interne $r_i = 29 \text{ mm}$ et de hauteur $H = 60 \text{ mm}$ (figures 1 et 2). Le cylindre aileté est entraîné par un moteur électrique couplé à un variateur de fréquence permettant de faire varier la vitesse de rotation du système de 250 à 2000 tr/min. Le cylindre et les ailettes sont recouverts d'une fine couche de peinture noire dont l'émissivité ε_i a été évaluée expérimentalement au laboratoire. Le système aileté est placé au sein d'une veine d'air de dimension 300*400 mm. Le ventilateur utilisé nous permet de faire varier les vitesses du courant d'air de 2 à 14 m/s. Afin de permettre les mesures de températures par la caméra infrarouge, la veine est munie d'un hublot constitué d'un film transparent aux infrarouges, dont la courbe d'étalonnage a été réalisée au laboratoire à l'aide d'un corps noir étalon. De plus, les deux ailettes placées devant l'ailette centrale comportent chacune une fente rectangulaire de 10 mm de largeur sur la totalité de leur rayon. On considère alors que la présence de ces 2 fentes ne perturbe pas les échanges convectifs sur l'ailette centrale.

Des lampes infrarouges à ondes courtes placées horizontalement au-dessus de l'arbre aileté servent à chauffer uniformément le système en rotation à des niveaux de températures d'environ 120°C. Une fois l'équilibre thermique atteint au sein du système, le chauffage est interrompu. La caméra infrarouge matricielle, déclenchée par une cellule photovoltaïque, permet de mesurer le profil de température radial de l'ailette pendant le refroidissement, pour plusieurs positions angulaires (figure 2). Un pyromètre infrarouge est placé perpendiculairement à l'axe de rotation de l'arbre. Il permet de mesurer l'évolution temporelle de la température du cylindre $T_{cyl}(t)$. Un thermocouple de type K est également positionné, pendant la phase de refroidissement des ailettes, à 0,5 m du système. Ce thermocouple est placé suffisamment éloigné des différentes parois afin de ne pas être réchauffé par le système tournant. La température de l'air mesurée lors des essais ne variant pas plus de 1 °C, c'est sa valeur moyenne T_{∞} qui est utilisée comme température de référence.

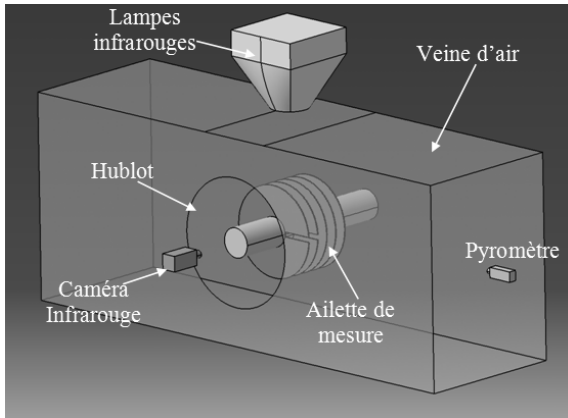


Figure 1 : Schéma de la maquette expérimentale

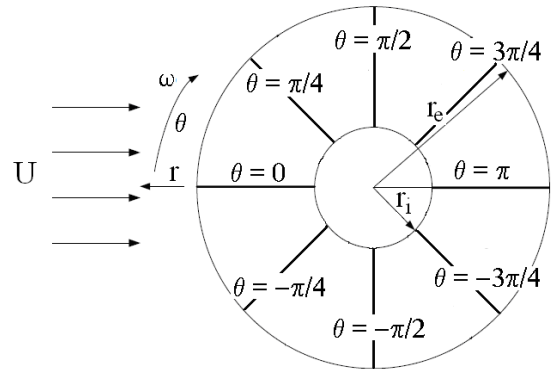


Figure 2 : Schéma de l'ailette

3. Méthode d'identification

L'objectif de ces travaux est de caractériser les échanges convectifs sur une ailette à partir des mesures des variations temporelles et radiales de la température $T_{mes}(r, t)$ par thermographie infrarouge. Cette méthode d'identification nécessite le développement d'un modèle direct qui permet de calculer les variations spatiales et temporelles de la température $T_{cal}(r, z, t)$ de l'ailette à partir d'un profil radial imposé du coefficient d'échange convectif, ainsi que d'un modèle inverse qui permet de déterminer, par itération, la distribution radiale du coefficient d'échange $h(r)$ à partir des mesures du champ de température local $T_{mes}(r, t)$ lors du refroidissement. Pour cela, il est nécessaire d'effectuer un bilan d'énergie sur un élément infinitésimal de l'ailette au cours du refroidissement en tenant compte des pertes convectives, radiatives ainsi que du flux conductif au sein de l'ailette. Le problème étudié est instationnaire et bidimensionnel : il permet de prendre en compte les variations locales de la température suivant le rayon r et l'épaisseur z de l'ailette. En considérant que les deux faces de l'ailette sont soumises aux mêmes flux convectif et radiatif, on applique une condition de symétrie entre ses deux faces. Les variations temporelles et spatiales de la température au cœur de l'ailette sont donc régies par l'équation de la chaleur suivante :

$$\frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (1)$$

Aux extrémités de l'ailette en $r = r_i$ et $r = r_e$, on considère des conditions de températures imposées qui sont les températures instantanées mesurées par la caméra infrarouge. En $z = 0$, le système est soumis à une condition de flux imposé égal à la somme des flux convectif $\Phi_{conv} = h.S.\Delta T$ et radiatif Φ_{ray} perdus au niveau de la surface de l'ailette. Le flux radiatif est évalué à partir de la densité de flux net radiatif de l'ailette déterminé à partir des températures de l'ailette, du cylindre et de l'atmosphère. Enfin, en $z = e/2$, la condition limite est une condition de flux nul, due à la symétrie des conditions thermiques des deux faces de l'ailette. Pour les conditions initiales, à l'instant $t = 0$, on dispose des températures surfaciques mesurées en tout

point de l'ailette par la caméra infrarouge. La distribution radiale du coefficient d'échange convectif est déterminée à l'aide d'une méthode inverse, dite de régularisation spatio-temporelle. Elle consiste à ajouter des termes de régularisation à une méthode de spécification de fonction dans l'objectif d'obtenir une solution stable malgré le bruit de mesure. Pour cette étude, une régularisation d'ordre 1 a été appliquée permettant de diminuer les fortes variations de la solution dues au bruit. On définit la fonctionnelle suivante :

$$S_1 = \sum_t \sum_r [T_{cal}(r,t) - T_{mes}(r,t)]^2 + \alpha_1 \sum_r [\text{grad}(h(r))]^2 \quad (2)$$

Où α_1 représente le coefficient de régularisation d'ordre 1. L'objectif est alors de minimiser la fonctionnelle S_1 en déterminant la correction Δh à apporter au coefficient $h(r)$. Le processus d'identification de $h(r)$ est alors itératif, jusqu'à obtenir une précision suffisante sur les résultats. Cette correction prend en compte les facteurs expérimentaux tels que le bruit de mesure et nous permet ainsi d'obtenir des valeurs du coefficient d'échange convectif en accord avec la réalité du système. Au final, il est possible de déterminer un coefficient d'échange convectif moyen à partir de ses variations locales :

$$h_m = \frac{\sum_{i=1}^8 \left\{ \left[\frac{\varphi_{r,i}(t)}{T_{ail,i}(r,t) - T_\infty} \right] \cdot S_i \right\}}{\sum_{i=1}^8 S_i} \quad (3)$$

$$\text{avec } \varphi_r(t) = \frac{1}{\pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)} \cdot \int_{r_i}^{r_e} h(r) \cdot [T_{ail}(r,t) - T_\infty] \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (4)$$

4. Résultats

La grandeur adimensionnelle permettant de caractériser les échanges de chaleur par convection est le nombre de Nusselt basé sur le diamètre intérieur D_i de l'ailette, soit $Nu_m = h_m \cdot D_i / \lambda_{air}$. Le nombre de Reynolds rotationnel $Re_\omega = (r_i \cdot \omega) \cdot D_i / \nu_{air}$, ainsi que le nombre de Reynolds de courant d'air $Re_U = U \cdot D_i / \nu_{air}$ caractérisent respectivement la rotation et l'écoulement axial d'air. L'espacement adimensionnel $u' = u / D_i$ permet quant à lui d'étudier l'influence de l'espacement inter-ailettes. Les propriétés thermophysiques des grandeurs intervenant dans la définition de ces nombres adimensionnels sont définies à la température de film T_f . Les résultats présentés figure 3 concernent des essais réalisés pour $2150 < Re_\omega < 17200$, $5700 < Re_U < 39600$ et $0,17 < u' < \infty$ (∞ correspondant à l'ailette seule). Pour analyser nos résultats et identifier les zones d'influence de la rotation et/ou du courant d'air sur les échanges convectifs, nous introduisons le rapport $(Nu_m / Nu_{m,\omega=0,u'=\infty})$ qui permet d'évaluer l'influence de la rotation et de l'espacement inter-ailettes par comparaison avec le cas de l'ailette seule soumise à un courant d'air axial ($\omega=0, u'=\infty$). La corrélation de $Nu_{m,\omega=0,u'=\infty}$ est la suivante :

$$Nu_{m,\omega=0,u'=\infty} = 0,036 \cdot Re_U^{0,8} \quad (5)$$

Les évolutions de ce rapport ont été représentées sur les figures 3a à 3d en fonction de Re_ω / Re_U . Ainsi, pour chaque espacement, les différentes zones d'influence peuvent être mises en évidence. Pour $Re_\omega / Re_U < 0,2$, nos valeurs expérimentales oscillent autour de la valeur $Nu_m / Nu_{m,\omega=0,u'=\infty} = A$ (A variant de 1 pour $u'=\infty$ à 0,79 pour $u'=0,24$, voir tableau 1). On peut en déduire que dans cette zone, les transferts convectifs ne dépendent pas de la rotation. Ils sont donc régis par le courant d'air exclusivement. Par ailleurs, la comparaison des figures 3a à 3d permet de constater que le nombre de Nusselt diminue avec l'espacement, le minimum étant atteint pour $u'=0,24$. En effet, lorsque l'espacement diminue, l'interaction entre les couches limites développées sur deux ailettes adjacentes, entraîne une diminution des échanges

convectifs [1- 3]. Pour $Re_\omega/Re_U > 0,2$, les échanges convectifs sont régis par la dynamique de l'écoulement de rotation superposé à celui du courant d'air et l'espacement inter-ailettes. En effet, pour l'espacement le plus important ($u' = 0,69$) et l'ailette seule ($u' = \infty$), on distingue deux zones distinctes (figures 3a et 3b). Dans la première caractérisée par $0,2 < Re_\omega/Re_U < 0,8$, l'influence de la rotation commence à être significative. Pour $0,8 < Re_\omega/Re_U$, les effets rotatifs semblent engendrer des perturbations de plus en plus importantes au sein de l'écoulement qui entraînent une intensification des échanges convectifs par rapport à la première zone. Cependant, lorsque l'espacement diminue ($0,24 < u' < 0,41$), on ne distingue plus qu'une seule zone d'influence de la rotation. En effet, comme pour le cas du courant d'air prédominant, la diminution de l'espacement inter-ailettes entraîne des interactions de couches limites sur des ailettes en rotation [1-6]. Ces interactions, combinées aux perturbations de l'écoulement apportées par la superposition des effets rotatifs et de courant d'air, amène à un comportement identique des échanges convectifs pour $Re_\omega/Re_U > 0,2$.

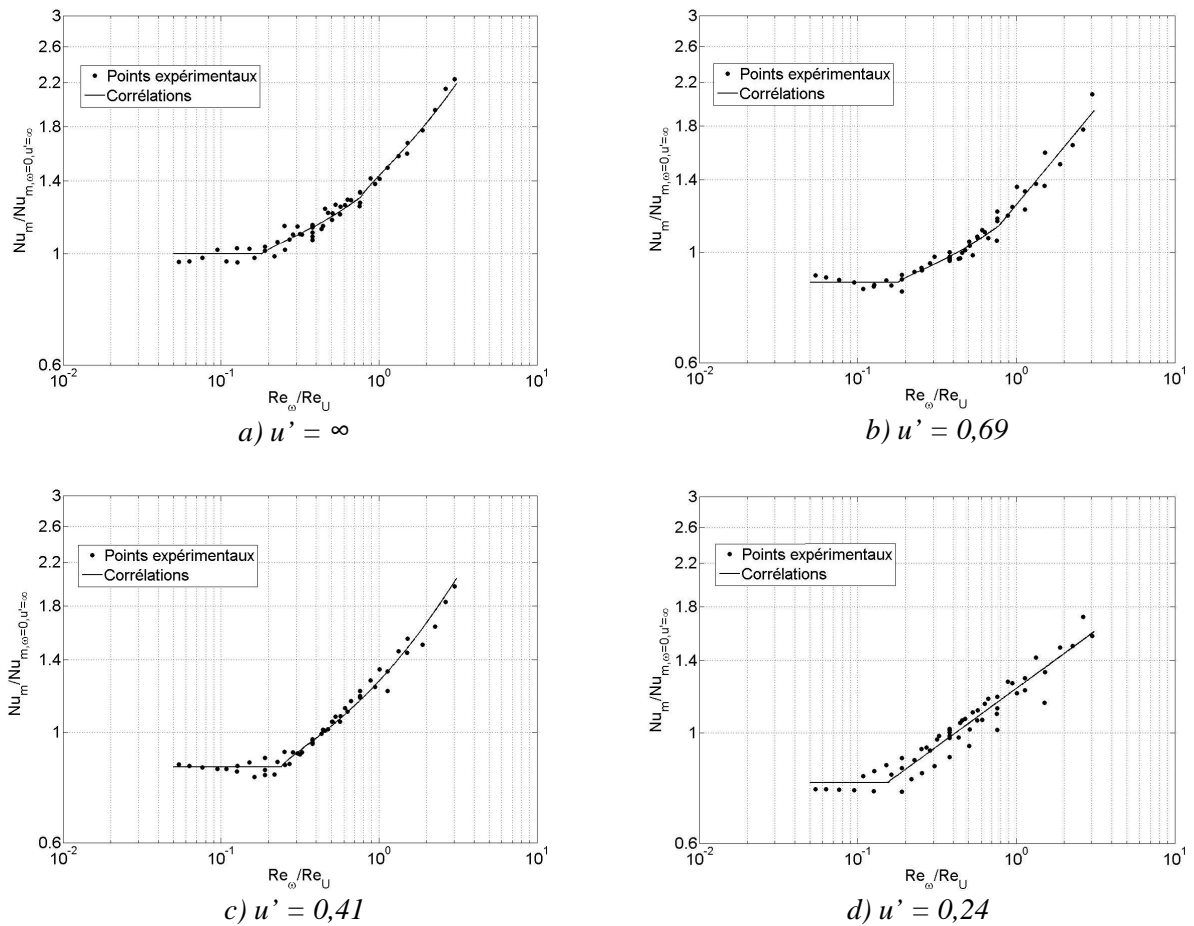


Figure 3 : Rapport des nombres de Nusselt moyens fonction du rapport des nombres de Reynolds pour différents espacements inter-ailettes

Les corrélations reliant Nu_m , Re_ω et Re_U pour les différents u' à partir de l'évolution du rapport ($Nu_m/Nu_{m,\omega=0,u'=\infty}$) en fonction du rapport (Re_ω/Re_U) sont de la forme générale suivante :

$$Nu_m = Nu_{m,\omega=0,u'=\infty} \left[A + B \cdot \left(\frac{Re_\omega}{Re_U} - C \right)^D \right] \quad (6)$$

Les différents coefficients A , B , C et D intervenant dans l'équation (6) sont explicités dans le tableau 1. L'influence de l'espacement inter-ailettes pour la zone de prédominance du courant d'air est caractérisée par le coefficient A . On constate alors que la chute du coefficient d'échange convectif est d'autant plus importante que l'espacement est faible. Pour le couplage rotation/courant d'air, l'influence de u' est essentiellement caractérisée par le coefficient D . On constate ainsi que pour $u' \geq 0,41$, l'influence de u' reste faible

contrairement au cas $u' = 0,24$ où le coefficient $D = 0,6$ est caractéristique d'échanges convectifs moins importants.

u'	$Re_\omega/Re_U < 0.2$	$0.2 < Re_\omega/Re_U < 0.8$	$0.8 < Re_\omega/Re_U$
∞	$A=1 ; B, C, D=0$	$A=1 ; B=0,45$ $C=0,2 ; D=0,77$	$A=1,3 ; B=0,45$ $C=0,8 ; D=0,82$
0.69	$A=0,87 ; B, C, D=0$	$A=0,87 ; B=0,40$ $C=0,2 ; D=0,78$	$A=1,13 ; B=0,40$ $C=0,8 ; D=0,81$
0.41	$A=0,85 ; B, C, D=0$	$A=0,85 ; B=0,52 ; C=0,2 ; D=0,79$	
0.24	$A=0,79 ; B, C, D=0$	$A=0,79 ; B=0,44 ; C=0,2 ; D=0,6$	

Tableau 1 : Valeurs des coefficients de l'équation 6 fonction de l'espacement inter-ailettes

5. Conclusion

Afin d'évaluer l'influence de la rotation, du courant d'air et de l'espacement inter-ailettes sur les échanges convectifs moyens autour d'un système aileté, une méthode d'identification du coefficient d'échange h a été mise en œuvre. Elle permet d'obtenir un coefficient d'échange convectif local sur l'ailette à partir des températures mesurées par thermographie infrarouge, et ainsi de déterminer un coefficient moyen à partir de ces valeurs. L'étude de l'évolution du rapport $Nu_m/Nu_{m,\omega=0,u'=\infty}$ en fonction du rapport Re_ω/Re_U permet de comparer nos résultats expérimentaux à ceux de l'ailette seule fixe, soumise à un courant d'air axial. Une première zone de prédominance du courant d'air seul est ainsi mise en évidence pour $Re_\omega/Re_U < 0.2$ et une seconde correspondant aux effets combinés de la rotation et du courant d'air pour $Re_\omega/Re_U > 0.2$. Dans tous les cas, la diminution de l'espacement entraîne une chute des échanges convectifs d'autant plus importante que l'espacement est faible, due aux interactions des couches limites développées sur deux ailettes adjacentes. Au final, une formulation générale du nombre de Nusselt moyen est proposée fonction du rapport des nombres de Reynolds, pour chaque espacement inter-ailettes, permettant de quantifier l'influence de la rotation, du courant d'air et de l'espacement inter-ailettes.

Références

- [1] H.J. Sung, J.S. Yang, T.S. Park, Local convective mass transfer on circular cylinder with transverse annular fins in crossflow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39 No 5 (1996), 1093-1101
- [2] V.M. Legkiy, V.P. Pavlenko, A.S. Makarov, Y.A.S. Zheludov, Investigation of local heat transfer in a tube with annular fins in transverse air flow, *Heat transfer – Soviet Research* 6, n°6 (1974), 101-107
- [3] G. Schüz, V. Kottke, Local heat transfer and heat flux distributions in finned tube heat exchangers, *Chem. Eng. Technol.*, vol. 15 (1992), 417-424
- [4] R. J. Goldstein, J. Karni, The effect of a wall boundary layer on local mass transfer from a cylinder in crossflow, *Trans. of ASME*, vol. 106 (1984), 260-267
- [5] J.Y. Murthy, Study of heat transfer from a finned rotating cylinder, *J. Thermophysics*, vol. 2, n°3 (1988), 250-256
- [6] J. Herrero, F. Giralt, Influence of the geometry on the structure of the flow between a pair of corotating disks, *Phys. Fluids*, vol. 11 No. 1 (1999), 88-96
- [7] B. Watel, Etude des échanges convectifs sur un cylindre aileté en rotation soumis à un courant d'air parallèle aux ailetés, *Thèse de doctorat* (1997), Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis
- [8] D. Bougeard, Infrared thermography investigation of local heat transfer in a plate fin and two-tube rows assembly, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol. 28 (2007), 988-1002