RECUPERATION DES PERTES PARIETALES DANS UN FOUR TOURNANT

Maxime PITON[a,b], Florian HUCHET[a], Olivier LE CORRE[b], Bogdan CAZACLIU[a]*

[a] IFSTTAR, MAST/GPEM Lab., Route de Bouaye BP 4129, 44341 Bouguenais Cedex, France
[b]UMR GEPEA - Ecole des Mines de Nantes, 4 rue A. Kastler, BP 20722, 44307 Nantes Cedex 3, France
[*] Olivier.Le-Corre@mines-nantes.fr

Résumé. Les fours tournants, utilisés pour sécher et chauffer des matériaux granulaires, sont constitués d'un long tube cylindrique, légèrement incliné, en rotation : ce procédé de séchage est très répandu, simple et adapté au traitement de débits importants. La rotation du tube permet de mettre en mouvement les matériaux et de renouveler les surfaces d'échange. L'enceinte du four est chauffée à l'aide des gaz de combustion issus d'un brûleur. L'objectif de ce travail est la caractérisation expérimentale des transferts pariétaux de chaleur afin de valoriser cette chaleur fatale. Ce système de récupération, agissant comme un échangeur de chaleur, est appliqué au niveau de la paroi afin de minimiser et de valoriser les pertes thermiques du procédé. Une loi de Nusselt sur la paroi externe du four a été établie en fonction du Reynolds effectif.

Mots-clés : Four tournant ; Coefficient d'échange ; Ecoulement de Couette-Taylor-Poiseuille**.**

1. INTRODUCTION

En 2012, la consommation énergétique des procédés industriels français représentait 32,1 Mtep, correspondant à 21 % de la consommation énergétique française. La consommation énergétique des fours et séchoirs représente 70% de l'industrie (dont 61% de cette consommation sont issus de la combustion de combustibles fossiles), voir Piton [5]. Or, l'objectif fixé par l'Union Européenne à l'échéance 2020 est une réduction de la consommation énergétique de 20%, et d'ici 2050 une division par quatre des émissions de CO_2 (année de référence 1990). Ainsi, le décret français n°1014-1363 (2014) concerne la valorisation de l'énergie fatale, définie comme la quantité d'énergie inéluctablement présente ou piégée dans un procédé ou produit, qui peut être en partie récupérée. Cette « chaleur fatale » est générée lors du fonctionnement d'un procédé par l'énergie thermique qui n'est pas utilisée en totalité lors du processus de fabrication.

Les travaux de recherche présentés concernent plus particulièrement les fours rotatifs tournants utilisés pour chauffer et sécher des granulats afin de produire de l'enrobé pour les routes. Ces fours sont aussi utilisés dans les domaines du génie civil, de la métallurgie, de l'industrie chimique ou encore de l'agroalimentaire. Ce type d'équipement permet d'obtenir un bon transfert thermique et un brassage efficace des matériaux mais requiert une forte demande énergétique. Un tel four se caractérise par un long tube cylindrique, légèrement incliné, en rotation. La rotation permet de mettre en mouvement les matériaux et renouveler les surfaces d'échange. L'enceinte du four est chauffée à l'aide des gaz de combustion issus d'un brûleur, voir Fig. 1. La paroi externe tournante est en contact avec l'environnement et des pertes thermiques se produisent. L'innovation serait de mettre une coque externe pour confiner un écoulement qui pourrait alors servir pour préchauffer soit les matériaux soit l'air primaire.

Dans ce cas d'étude, un écoulement axial est confiné entre deux cylindres concentriques avec une paroi intérieure chauffée et en rotation. L'espace annulaire formé par les deux cylindres concentriques est alors caractérisé par deux paramètres géométriques : le rapport d'aspect $\Gamma = L/(R_e - R_i)$ et le facteur de forme $\eta = R_i/R_e$. Dans cette configuration, l'écoulement est connu sous le nom d'écoulement de Couette-Taylor-Poiseuille, et piloté par deux paramètres dynamiques : la vitesse de rotation du cylindre ω et la vitesse moyenne axiale du fluide $\overline{U}_z$ (Fénot *et al.*, [2]). La structure de l'écoulement est le résultat de deux mécanismes. Le premier est lié à la rotation du cylindre intérieur et le second au débit d'air axial.

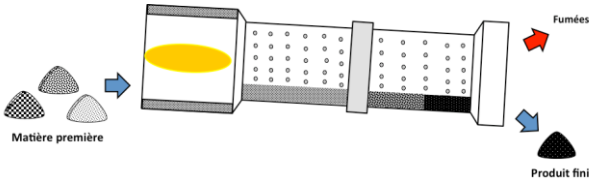


Fig. 1. Four tournant.

Pour la dynamique de l'écoulement étudiée, deux nombres de Reynolds sont pris en compte, un Reynolds axial Re_a et un Reynolds tournant Re_t. Le nombre axial Re_a est défini à partir de la vitesse moyenne de l'écoulement $\overline{U}_z$ dans l'espace annulaire :

$$Re_a = \frac{\overline{U}_z D_h}{\nu_{air}} \quad (1)$$

Avec, D_h caractérisant le diamètre hydraulique $D_h = 4S/P$ et ν_{air} la viscosité cinématique à une température de référence T_{ref}.

Le nombre de Reynolds tournant Re_t permet de définir la stabilité de l'écoulement à partir de la vitesse de rotation ω :

$$Re_t = \frac{\omega R_i D_h}{\nu_{air}} \quad (2)$$

Le nombre de Taylor est aussi couramment utilisé pour caractériser la stabilité de l'écoulement d'un fluide placé entre deux tubes concentriques. Il correspond au rapport des forces centrifuges sur les forces visqueuses.

$$Ta = \frac{\omega^2 R_i (R_e - R_i)^3}{\nu_{air}^2} \quad (3)$$

Enfin, la déstabilisation de l'écoulement de Taylor-Couette-Poiseuille peut être définie par la réunion des deux paramètres opérationnels de l'écoulement ; la vitesse de rotation ω et la vitesse débitante moyenne $\overline{U}_z$. Dans la littérature, ce paramètre de déstabilisation N est défini da la façon suivante :

$$N = \frac{\omega R_i}{\overline{U}_z} \quad (4)$$

Du point de vue de l'étude des transferts, conformément aux nombres de Reynolds, le diamètre hydraulique a été choisi pour déterminer le nombre de Nusselt. Il caractérise le rapport entre les transferts thermiques convectifs et les transferts thermiques conductifs à l'interface solide/fluide.

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_{air}} \quad (5)$$

La conductivité thermique de l'air λ_{air} est calculée à partir de la température de référence.

Dans la littérature, Fénot *et al.*, [2] montrent que cette dépendance de l'écoulement sur les transferts peut être approximée par une loi puissance de la forme :

$$\overline{Nu}_{calc} = ATa^{\alpha} Re^{\beta} \quad (6)$$

Avec α compris entre 0.10 et 0.15 (Fénot *et al.*, [2] ; Poncet *et al.*, [6]).

D'après Bouafia *et al.*, [1], le nombre de Nusselt d'un écoulement confiné entre deux cylindres, avec une paroi intérieure en rotation, peut aussi s'exprimer sous la forme du Reynold efficace Re_{eff} :

$$\overline{Nu}_{calc} = ARe_{eff}^{\beta} \quad (7)$$

Où, $Re_{eff} = (V_{eff} \times D_h)/\nu$ est le nombre de Reynolds effectif basé sur une vitesse effective $V_{eff} = \left(\overline{U}_z^2 + \alpha\left(\omega {R_i}^2\right)\right)^{1/2}$ tenant compte à la fois des effets axiaux et rotationnel de l'écoulement. Le coefficient α représente l'importance de la rotation sur l'écoulement axial. Il est usuellement et arbitrairement fixé à 0.5 (Fénot *et al.*, [2]).

Pour Bouafia *et al.*, [1]
$\eta = 0.956$, $\Gamma = 22.5$,$1.1E4 < Re_a < 3.1E4$, 1800<Ta<4.0E6 $Nu = 0.025Re_{eff}^{0.8}$ avec $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0.5Re_t^2)^{1/2}$

Pour Grosgeorge, [3]
$\eta = 0.98$, $\Gamma = 200$, $9.9E4 < Re_a < 26.8E4$, 14000<Ta<4.9E6 $Nu = 0.023\psi(Re_a)\, Pr^{1/3} Re_{eff}^{0.8}$ avec $\psi(Re_a) = 0.16Re_a^{0.175}$ et $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0.8Re_t^2)^{1/2}$

Les corrélations de Nusselt existantes sont en dehors des domaines d'application par rapport à une géométrie correspondant aux fours tournants pour les enrobés :
$\eta = 0.809$, $\Gamma = 22.5$,$1.0E3 < Re_a < 1.5E4$, 0<Ta<1.5E7.

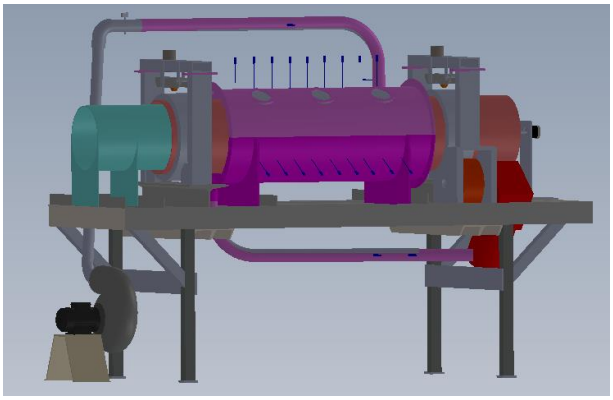




Fig. 2. Vue 3D du banc d'essais (plan AUTODESK et maquette).

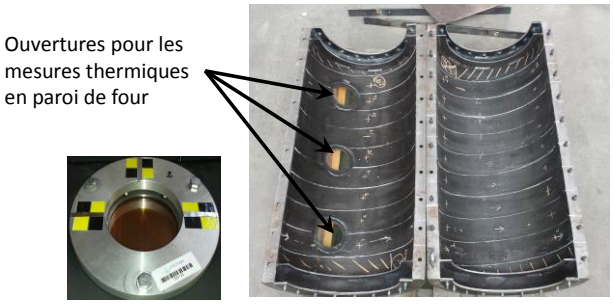


Fig. 3. Présentation des ½ coques avec les trois hublots permettant les mesures infrarouge.

L'objectif de ce travail est d'établir une corrélation dans le domaine précédent. Pour ce faire un banc d'essai expérimental a été conçu. La définition de ces paramètres sans dimension permet de réaliser aisément un changement d'échelle.

2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

Le pilote est composé de deux cylindres concentriques, voir Figure 2. Un premier en acier de 5 mm d'épaisseur décrit un four rotatif, avec son rayon R_i de 170 mm et sa longueur L_{four} de 1750 mm . Ce cylindre « interne » est mis en mouvement par un moteur asynchrone permettant au four d'atteindre une vitesse de rotation comprise entre 0 et 74 tr/min. Le second cylindre « externe » , placé au-dessus du four, est composé de deux demi-coques en acier, formant un échangeur, de rayon R_e de 210 mm et d'une longueur L de 905 mm. Ces deux cylindres composent un entrefer d'épaisseur $e = (R_e - R_i)$ de 40 mm, où est imposé un flux d'air compris entre $20\,et\,250\,m^3.h^{-1}$. A l'intérieur du four, le chauffage de la paroi s'effectue grâce à un dispositif de résistances électriques d'une puissance totale de $10.2\,kW$. Ces résistances permettent d'obtenir l'énergie nécessaire au chauffage du four et de la paroi. Le pilotage des organes de puissance (moteur, résistances) et l'acquisition des mesures de température et de vitesse sont accomplis par un logiciel développé sous Dasylab®. Afin de simplifier l'étude des transferts de chaleur, aucune circulation de matériaux ou de gaz dans le four n'est effectuée. Le flux de chaleur est ainsi contrôlé dans l'enceinte fermée du four afin d'obtenir un flux de chaleur constant en paroi.

L'échangeur de chaleur est constitué de deux demi-coques en acier de 5 mm d'épaisseur, voir Figure 3. Ces deux demi-coques entourent le cylindre intérieur pour créer un espace annulaire.

- Durant les expérimentations, deux thermocouples sont positionnés en amont de la section d'étude afin de mesurer la température d'injection de l'air $T_{entrée}$. La température de l'air à l'entrée est considérée homogène, la variation de température étant inférieure à $1\,°C$. En aval de la section d'étude, la température de sortie T_{sortie} est mesurée à l'aide de deux thermocouples installés à la sortie de l'échangeur. Dans l'échangeur, les mesures de température $T_{a,i}$ sont réalisées au centre de la veine fluide suivant l'axe r ($r = 190\,mm$) à l'aide de 27 thermocouples de type K suivant une hélicoïde autour du four, selon l'axe z. Ces thermocouples se composent d'une gaine en acier réfractaire de 1.5 mm de diamètre et d'une longueur de 100 mm. La plage de mesure de ce type de thermocouple est comprise entre 0 et $1100\,°C$. L'acquisition des 27 thermocouples de mesure est accomplie par un système d'acquisition lent 1 Hz.

- La détermination du débit d'air circulant dans l'échangeur s'effectue par une

mesure anémométrique à fils chauds dans un écoulement établi en conduite, voir Figure 4. La longueur rectiligne nécessaire à l'établissement de l'écoulement dans une conduite est de 80 à 100 fois le diamètre de la conduite entre l'organe de mesure et la source de perturbation. Dans ce cas d'étude, ne disposant que d'un tube de 140 mm de long et de 53 mm de diamètre, l'anémomètre a été placé au 2/3 de la longueur droite. Cette position permet de limiter au maximum les perturbations associées aux coudes situés en amont et en aval du tube. Cette mesure de la vitesse est associée à un thermocouple afin d'estimer la masse volumique de l'air, et ainsi déterminer le débit massique d'air parcourant l'équipement.

D'après le fabricant, l'échelle de mesure de la sonde à fils chauds utilisée est comprise entre 0 et 30 $m.s^{-1}$ $\pm$ 0.1 $m.s^{-1}$ pour des températures d'air comprises entre 0 et 50°C $\pm$ 0.5°C. L'erreur relative des mesures de vitesse est de 3%.

- La vitesse de rotation du four est évaluée à partir d'une caméra de mesure, possèdant une résolution d'image de 1920/1080 pixels pour une fréquence d'acquisition de 120 Hz. Cette caméra permet d'obtenir une mesure de la vitesse de rotation du four dans une gamme comprise entre $0-74\ tr.min^{-1}$ avec une précision de $0.6\ tr.min^{-1}$ et une erreur relative de 1% sur les mesures.

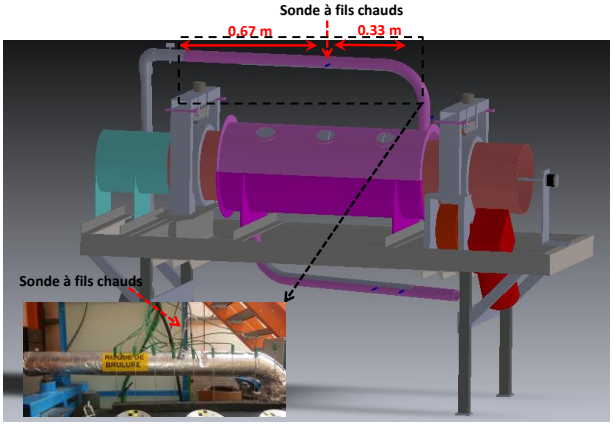


Fig. 4. Dispositif de mesure du débit d'air dans l'entrefer.

Les paramètres opérationnels de l'échangeur pilote ont été estimés à partir de données fournies par Le Guen [4] sur un four rotatif industriel utilisé en centrale d'enrobage. Sur le pilote d'essai, les propriétés géométriques de l'application de l'échangeur sur un four industriel caractérisées par η et Γ sont conservées (Tableau 1). La vitesse de rotation des fours rotatifs de centrales d'enrobage est comprise entre 2 et 9 tr.min^{-1}. Afin, de conserver les phénomènes physiques de l'écoulement dans l'échangeur liés à la rotation du four, la vitesse de rotation ω est adimensionnée par le nombre de Reynolds tournant Re_t. Enfin, le débit maximal $\dot{m}_{air}$ d'air circulant dans l'échangeur a été évalué à partir du débit maximal de fumées rencontrées en sortie de four par Le Guen [4]. Les phénomènes physiques de l'écoulement liés au débit sont conservés par le nombre de Reynolds axial Re_a défini à partir de la vitesse axiale moyenne de l'écoulement $\overline{U}_z$ dans l'échangeur. Un inventaire des paramètres géométriques du four industriel et du pilote d'essai est présenté dans le Tableau 1.

	Cas industriel	Pilote d'essai
Facteur de forme (η)	0.809	
Rayon du four rotatif (R_i) [m]	0.850	0.170
Rayon de l'échangeur (R_e) [m]	1.050	0.210
Epaisseur (e) [m]	0.200	0.040
Rapport d'aspect (Γ)	22.625	
Longueur de l'échangeur (L) [m]	4.520	0.905
Nombre de Reynolds tournant (Re_t)	4450-20000	14-6980
Vitesse de rotation (ω) [tr/min]	2-9	0.1-74
Nombre de Reynolds axial (Re_a) [tr/min]	5500-16580	0-15000
Débit ($\dot{m}_a$) [m^3/h]	100-300	0-250

Tableau. 1. Caractéristiques géométriques et conditions de fonctionnement du pilote expérimental.

La vitesse de rotation ω du banc d'essai est physiquement limitée à 74 tr.min^{-1} afin d'éviter toute dégradation de l'équipement. Cette vitesse ne donne pas accès aux grands nombres de Reynolds tournants Re_t observés sur les fours industriels. Cette limitation est principalement liée à la taille de l'équipement et à des questions de sécurité. En effet, pour atteindre un Re_t de 20000 observé sur le cas industriel, le pilote d'essai devrait tourner à une vitesse de 225 tr.min^{-1}.

Enfin, le flux thermique imposé dans le four a été maintenu à 1930W tout au long des expérimentations afin d'obtenir une température de paroi proche de celle rencontrée sur les fours rotatifs utilisés en centrale d'enrobage lors de l'élaboration de l'enrobé chaud. Cette énergie permet de conserver une

température de paroi dans l'échangeur proche de 150°C pour de faibles nombres de Reynolds axiaux Re_a. Cette température de paroi T_p permet aussi d'éviter toute dégradation du banc d'essai.

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Les thermocouples $T_{a,i}$, de type K, placés au centre de la veine fluide entre les deux cylindres, ont permis d'obtenir le profil de température suivant z dans l'échangeur. La température d'entrée de l'air n'étant pas contrôlée, les profils de température ont été adimensionnés par les températures de l'air mesurées en entrée et en sortie de l'échangeur, afin de former une température adimensionnée $T^*_{a,i}$:

$$T^*_{a,i} = \frac{(T_{a,i} - T_{entrée})}{(T_{sortie} - T_{entrée})} \qquad (8)$$

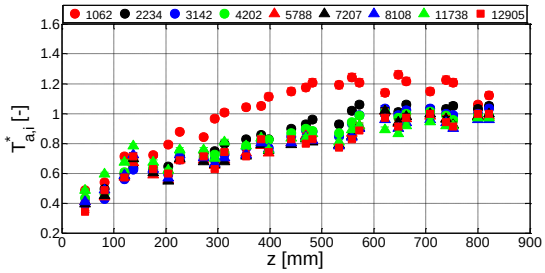


Fig. 5. Profils de température mesurés par les thermocouples situés dans la veine fluide pour plusieurs nombres de Reynolds axiaux compris entre Re_a 1000 et 15000 avec un nombre Reynolds tournant Re_t de 6980.

Plusieurs profils de température $T^*_{a,i}$ sont présentés par la Figure 5 pour différents nombres de Reynolds axiaux compris entre $1000 \leq Re_a \leq 15000$. Les profils de température obtenus sont identiques, avec une forte croissance dans les 150 premiers millimètres de l'échangeur. Ensuite, la progression des profils diminue légèrement avant de se stabiliser en fin d'échangeur à partir de $z = 600\,mm$. Pour de très faibles nombres de Reynolds axiaux, inférieurs à 1000, l'allure des profils de température est légèrement différente des autres profils de température. Pour $Re_a = 1000$, la température dans l'entrefer augmente nettement plus rapidement que pour les autres Reynolds axiaux, avant de se stabiliser en $z = 600\,mm$.

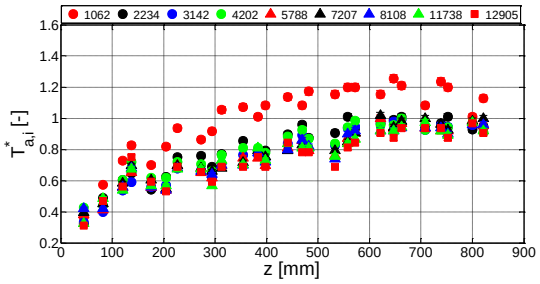


Fig. 6. Profils de température mesurés par les thermocouples situés dans la veine fluide pour plusieurs nombres de Reynolds axiaux compris entre Re_a 1000 et 15000 avec un nombre de Reynolds tournant Re_t de 0.

La Figure 5 montre des profils de température pour un nombre de Reynolds tournant $Re_t = 6980$. Ces profils de températures sont semblables à ceux observés sur la Figure 6 pour un nombre de Reynolds tournant nul. Les Figures 5 et 6 indiquent que la variation du nombre Reynolds tournant et celle du nombre de Reynolds axial, n'ont aucun impact sur les profils de températures adimensionnés dans l'échangeur.

Le flux thermique ϕ_{recu}, transmis au débit d'air par la paroi du four et traversant l'échangeur, est estimé à partir de la quantité de chaleur échangée. Cette quantité de chaleur échangée dépend du débit d'air $\dot{m}_{air}$ estimé à l'entrée de l'échangeur par une mesure de vitesse et des températures moyennes situées à l'entrée $T_{entrée}$ et à la sortie T_{sortie}.

$$\phi_{recu} = \dot{m}_a Cp_a(\bar{T}_{sortie} - \bar{T}_{entrée}) \qquad (9)$$

Le flux thermique cédé $\phi_{cédé}$, par convection au niveau de la paroi du four est évalué à partir du coefficient de transfert h_{rotor}, des mesures de température en paroi $T_{p,i}$ et des mesures de température de l'air dans l'échangeur $T_{a,i}$.

$$\phi_{cédé} = h_{rotor} S_{rotor}\left(\langle \bar{T}_p \rangle - \langle \bar{T}_a \rangle\right) \qquad (10)$$

Les demi-coques de l'échangeur en contact avec le milieu extérieur sont supposées adiabatiques. Par conséquent, l'énergie fournie au débit d'air dans l'échangeur ϕ_{recu} provient essentiellement de l'échange de chaleur avec la paroi du four $\phi_{cédé}$.
Ces deux estimations du flux thermique échangé au sein de l'équipement permettent une détermination du coefficient de transfert h_{rotor} entre la paroi du four en rotation et le flux d'air s'écoulant dans l'échangeur.

$$h_{rotor} = \frac{\dot{m}_{air} Cp_{air}}{S_{rotor}} \frac{(T_{sortie} - T_{entrée})}{(\bar{T}_p - \bar{T}_a)} \quad (11)$$

Avec la température de paroi $\bar{T}p$ moyennée dans le temps et l'espace :

$$\bar{T}_p = \frac{1}{N_{th,p}} \sum_1^{N_{th,p}} \bar{T}_{p,i} \quad \text{avec} \quad 1 \leq i \leq N_{th,p} \text{ et } N_{th,p} = 9 \quad (12)$$

Et, $\bar{T}_a$ la température moyennée dans le temps et l'espace :

$$\bar{T}_a = \frac{1}{N_{th,a}} \sum_1^{N_{th,a}} \bar{T}_{a,i} \quad \text{avec} \quad 1 \leq i \leq N_{th,a} \text{ et } N_{th,a} = 24 \quad (13)$$

A partir du coefficient de transfert h_{rotor}, il est possible de calculer un nombre de Nusselt de l'équipement grâce au diamètre hydraulique de l'échangeur D_h et à la conductivité thermique de l'air λ_a déterminée à $\bar{T}_a$.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{\lambda_a} \quad (14)$$

La Figure 7 présente l'évolution du Nusselt $\overline{Nu}$ en fonction du nombre de Reynolds efficace Re_{eff} pour un coefficient $\alpha = 0.5$ (Figure 7a) et un coeficient $\alpha = 0.1$ (Figure 7b) pour un ensemble de paramètres (Re_t, Re_a) différents. D'après la figure 8 les résultats expérimentaux semblent mieux interpolés par l'équation 7 en utilisant un coefficient $\alpha = 0.1$ et des coefficients $A = 0.23$, et β = 0.63**.** La faible valeur du coefficient α indique que l'effet de la rotation sur les transferts de chaleur est faible, et que l'écoulement est principalement gouverné par le Reynolds axial. Dans la littérature, des coefficients α plus importants sont rencontrés. Toutefois, les auteurs se sont intéressés à des géométries d'entrefer plus confinées avec des vitesses de rotation plus importantes.

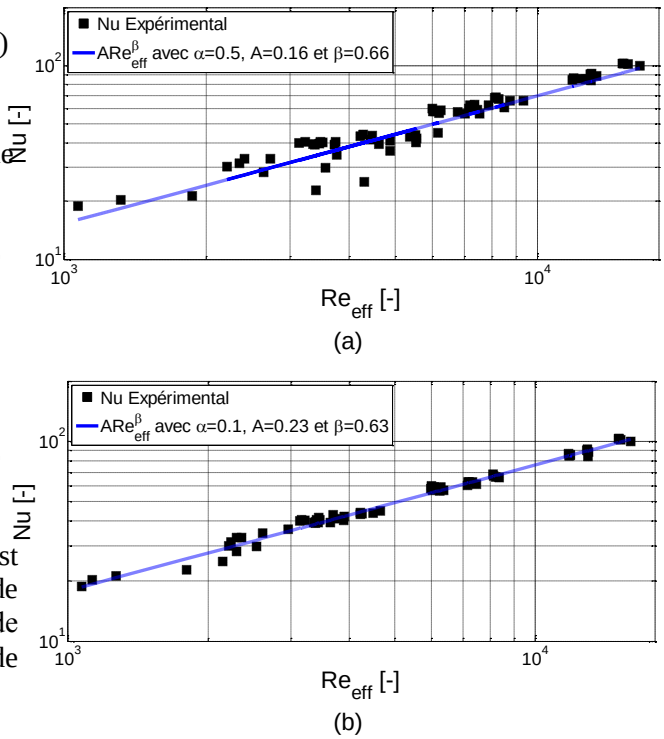


Fig. 7. Evolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ selon le nombre de Reynold effectif Re_{eff}.Comparaison entre les expérimentations pour un $Pr = 0.7$ et l'interpolation linéaire de l'équation 18 obtenue en utilisant α = 0.5 ,$A = 0.16$, et $\beta = 0.66$ et α = 0.1 ,$A = 0.23$, et $\beta = 0.63$ pour la cas (b).

Par ailleurs, le coefficient β = 0.63 est relativement proche des valeurs obtenues dans la littérature, reportant un β dans une gamme comprise entre 0.7 et 0.8 pour un écoulement de type Couette-Taylor-Poiseuille.

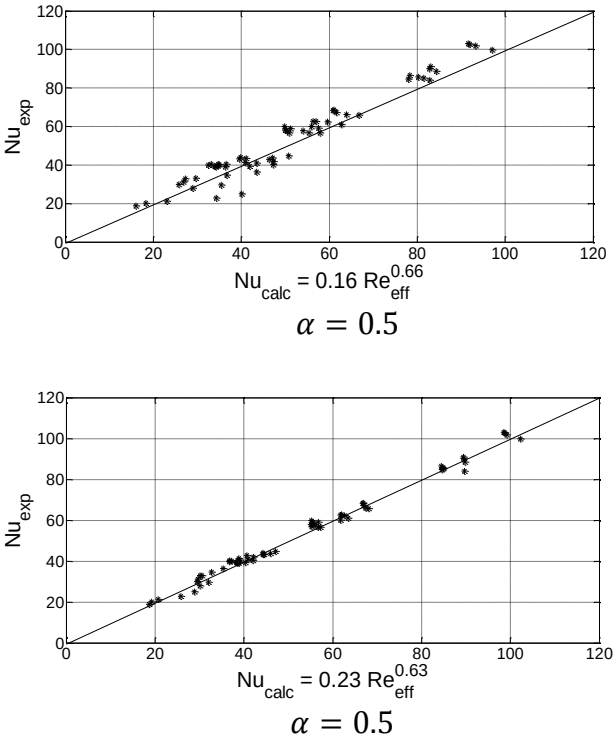


Fig. 8. Comparaison du nombre de Nusselt calculé $\overline{Nu}_{calc}$ par rapport au nombre de Nusselt expériemental $\overline{Nu}_{exp}$.

Dans la littérature, pour la géométrie annulaire étudiée, les auteurs se sont principalement intéressés aux transferts de chaleur entre le rotor et le stator sur des machines tournantes. La dispersion du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ obtenu expérimentalement a été comparé aux résultats obtenus par différents auteurs ayant étudié les transferts de chaleur entre deux cylindres avec une paroi intérieure mobile. Selon les auteurs, le rapport des valeurs du nombre de Nusselt trouvé peut varier de 1 à 3.

Les résultats expérimentaux se trouvent dans la partie haute de la Figure 9. Ils sont assez éloignés des résultats de la littérature. Cet écart peut s'expliquer en partie par la dépendance des transferts de chaleur à l'épaisseur η et au rapport d'aspect Γ de l'entrefer. Par rapport à cette géométrie d'étude, la taille η des entrefers étudiés dans la littérature est très mince, avec un rapport d'aspect Γ important, permettant d'obtenir un écoulement établi plus rapidement. Par ailleurs, les conditions d'entrées du débit d'air dans l'entrefer sont elles aussi importantes. Dans ce cas, le flux d'air a été injecté de façon tangentielle dans l'entrefer, favorisant la transition de l'écoulement vers un écoulement turbulent, tandis que dans la littérature le débit d'air était imposé axialement.

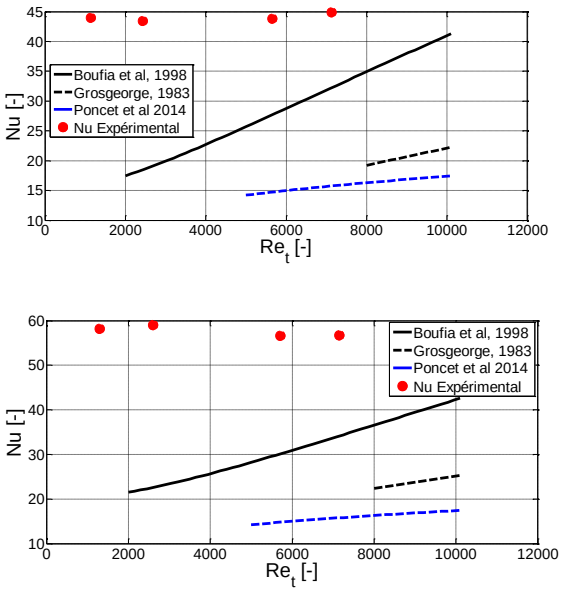


Fig. 9. Comparaison du nombre de Nusselt expérimental avec les corrélations obtenues dans la littérature (a) $Re_a = 2270$ (b) . $Re_a = 4220$, (c) $Re_a = 5965$. Les corrélations des auteurs sont disponibles [5].

4. CONCLUSION

Récupérer la chaleur fatale est de plus en plus requis pour s'inscrire dans le plan H2020 par exemple. Dans ce contexte, les fours industriels présentent un intérêt certain. Dans cette étude, les fours tournants utilisés pour l'enrobage des routes sont les applications ciblées. Il est imaginé de mettre une coque externe et créer un espace annulaire pour une veine d'air. Pour quantifier le potentiel d'énergie récupérable, il est nécessaire de disposer de coefficient d'échange dans cette configuration. Dans cet article, une corrélation de Nusselt pour un écoulement axial confiné entre deux cylindres concentriques avec une paroi intérieure chauffée et en rotation a été obtenue :

$$Nu = 0.23 Re_{eff}^{0.62}$$

Avec les conditions opératoires suivantes : $\eta = 0.809$, $\Gamma = 22.5, 1.0E3 < Re_a < 1.5E4$, $0 < Ta < 1.5E7$.

Cette corrélation diffère de celles publiées par Boufia *et al.*, [1] et Grosgeorge, [3]. La différence notable provient de l'entrée de l'air, tangentielle sur le banc d'essai (cas industriel possible) et axiale dans la littérature.

REFERENCES

[1] Bouafia, M., Bertin, Y., Saulnier, J.-B., Ropert, P., 1998. Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant. International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (10), 1279-1291.

[2] Fénot. M., Bertin. Y., Dorignac. E., Lalizel. G., 2011. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow. International Journal of Thermal Sciences 50, 1138-1155.

[3] Grosgeorge M., 1983. Contribution à l'étude du refroidissement d'une paroi tournante par air chargé d'huile pulvérisée. Thèse de Docteur Ingénieur I.N.P.L., Nancy, France.

[4] Le Guen. L., 2012. Etude des aspects énergétiques de la fabrication des enrobés bitumineux en centrale d'enrobage. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, France.

[5] Piton M., 2015. Récupération de la chaleur fatale : application aux fours rotatifs. Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Nantes, France

[6] Poncet. S., Haddadi. S., Viazzo. S., 2011. Numerical modeling of fluid flow and heat transfer in a narrow Taylor-Couette-Poiseuille system. International Journal of Heat and Fluid Flow 32, 128-144.

NOMENCLATURE

A	Paramètre
C_p	Capacité calorifique
D_h	Diamètre hydraulique
L	Longueur du four
h	Coefficient d'échange
N	Paramètre de déstabilisation
R_e	Rayon extérieur
R_i	Rayon intérieur
S_{rotor}	Surface du rotor
T	Température
R_e	Rayon extérieur
$\overline{U_z}$	Vitesse moyenne axiale du fluide
V_{eff}	Vitesse effective
α	Paramètre
β	Paramètre
Γ	Rapport d'aspect
η	Rapport de forme
ω	Vitesse de rotation
ν_{air}	Viscosité cinématique de l'air
λ_{air}	Conductivité thermique de l'air
$\emptyset$	Flux reçu
Pr	Nombre de Prandtl
Re_a	Nombre de Reynolds axial
Re_t	Nombre de Reynolds tournant
Re_{eff}	Nombre de Reynolds effective
Nu	Nombre de Nusselt
$\overline{Nu}_{calc}$	Nombre de Nusselt moyen calculé
Ta	Nombre de Taylor