



ETUDE EXPERIMENTALE D'UN ECOULEMENT TURBULENT DANS UN CANAL PLAN MUNI DE MATERIAUX CELLULAIRES

A. HAMADOUCHE^a, R. NEBBALI^a, A. KOUIDRI^a, A. BOUSRI, F. BOUAROUA^a, Y. DJARI^a

^aLTPMP, Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés, USTHB, Algérie

BP. 32, Al Alia, BabEzzouar, 16111, Hamadouche.abdelmalek@yahoo.fr,
mnebbali@hotmail.fr, akouidri@usthb.dz, abousri@yahoo.fr, farid-bibou@hotmail.fr, you.cef89@hotmail.fr.

Résumé

Les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques d'un écoulement d'air en régime turbulent dans un canal à section rectangulaire horizontale rempli avec trois blocs de mousses métalliques ont été déterminées expérimentalement. Les substrats poreux sont en aluminium de grade 40 PPI de hauteur variable et fixés en quinconce. La mesure de la perte de charge dans une soufflerie, conçue à cet effet, a permis de déterminer les propriétés intrinsèques de l'échantillon à savoir sa perméabilité et son coefficient inertiel. Le protocole expérimental a été conduit pour des vitesses de l'air allant de 1 à 5 m.s⁻¹ alors que les hauteurs de blocs de 20 mm et 16 mm ont été choisies. En outre, une configuration similaire à celle des mousses contenant des blocs solides en aluminium de hauteur 16 mm, 12 mm et 8 mm a été aussi analysée. Les résultats obtenus montrent que l'insertion de la mousse métallique dans un écoulement d'air turbulent améliore le transfert de chaleur de l'ordre de 300 % par rapport à un canal vide en adoptant des vitesses de l'ordre de 1 m.s⁻¹. L'augmentation de la hauteur des blocs en mousse a permis d'accroître les niveaux de l'énergie cinétique turbulente à l'intérieur de la matrice poreuse et dans l'espace inter-chicanes, ce qui a intensifié la dissipation de la chaleur à la paroi. Ceci démontre l'intérêt de l'utilisation des mousses métalliques dans les échangeurs de chaleur. En comparaison avec les chicanes solides, les mousses métalliques créent moins de pertes de charges à cause de leur perméabilité et dissipent 2 fois plus de chaleur.

Mots-clés

Écoulement turbulent, canal partiellement poreux, mousses métalliques, transfert de chaleur

1. Introduction

Avec l'augmentation continue de la puissance des composants électroniques, de nouvelles techniques de refroidissement plus fiables sont nécessaires. Actuellement, les mousses métalliques en aluminium à cellules ouvertes sont très utilisées dans les échangeurs de chaleur à cause de leur conductivité thermique effective très élevée et leur faible poids [1]. L'étude de l'écoulement et du transfert de chaleur à travers les mousses métalliques intéressent également plusieurs domaines industriels tels que l'électronique, l'environnement, l'isolation thermique entre autres.

Jeng *et al.* [2] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et la chute de pression dans un canal muni de blocs en mousse d'aluminium installés avec différents arrangements. Ils ont utilisées des échantillons ayant une porosité et un grade de 0,90 et 10 PPI respectivement. Ils ont constaté une augmentation du nombre de Nusselt moyen de 74 à 140% par rapport aux valeurs obtenues avec un canal vide. Kurtbas *et al.* [3] ont conduit une étude expérimentale sur la convection mixte de l'air dans un canal rectangulaire horizontal à travers des échantillons de mousses en aluminium de grade 10, 20 et 30 PPI pour des nombres de Reynolds basés sur la hauteur du canal variant entre 6.10^2 et $3,3.10^4$. Ils ont remarqué que lorsque le grade augmente, le nombre de Nusselt moyen augmente entre 2% et 40%. Kang-Hoon Ko *et al.* [5] ont conduit une investigation expérimentale sur le transfert de chaleur et l'hydrodynamique d'un écoulement d'air dans un canal plan à travers des blocs en mousses d'aluminium installés en quinconce. Ils ont montré que le transfert de chaleur augmente avec l'épaisseur des blocs et leur grade, tandis que le facteur de frottement diminue sensiblement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Mancin *et al.* [6-8] ont réalisé une expérience dans un canal rectangulaire pour étudier le transfert de chaleur et l'hydrodynamique d'un écoulement d'air à travers 21 échantillons en mousses métalliques en aluminium et en cuivre de grade 5, 10, 20 et 40 PPI. Ils ont remarqué que pour tous les échantillons étudiés, le coefficient de transfert de chaleur augmentait avec le débit d'air indépendamment du flux de chaleur imposé. Par ailleurs, ils ont développé des corrélations pour calculer les coefficients de transfert de chaleur et de frottement. Madani *et al.* [9] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et l'hydrodynamique d'un écoulement monophasique du n-pentane dans un canal vertical muni d'un échantillon de mousse en cuivre de grade 36 PPI. Ils ont remarqué que le brasage de l'échantillon de mousse sur le corps de chauffe n'a pas d'influence sur la perte de charge en monophasique.

L'examen de la littérature révèle que les travaux expérimentaux sur la convection forcée d'un écoulement d'air en régime turbulent à travers des matériaux cellulaires sont limités. Le présent travail étudie expérimentalement la convection forcée à travers trois échantillons de mousse métallique en aluminium de porosité 0,93 et de grade 40 PPI insérés en quinconce dans un canal horizontal. La vitesse de l'air à l'entrée du canal varie de 1 à 5 $m.s^{-1}$. L'influence de la hauteur des trois blocs en mousse métallique montés en quinconce sur le transfert de chaleur et la perte de charge dans le canal est étudiée en fonction d'une vitesse d'air variable et d'un flux de chaleur fixé à $2W/cm^2$. Une configuration avec trois blocs solides en aluminium d'épaisseur 2 mm et de hauteur variable insérés en serpentin dans le canal horizontal est également explorée.

2. Dispositif expérimental

Le schéma de principe du dispositif expérimental, réalisé au laboratoire des écoulements diphasiques et milieux poreux de l'université des sciences et de la technologie Houari Boumediene, Alger, est illustré sur la figure 1. Par ailleurs, la figure 2 montre une photographie du dispositif expérimental mis en place et des appareils de mesure utilisés. L'air est utilisé comme fluide de refroidissement dans le canal horizontal rectangulaire réalisé en plexiglas de 10 mm d'épaisseur. Il est pulsé dans le canal par un ventilateur centrifuge monté en face d'un diffuseur et passe à travers un redresseur en nid d'abeilles afin d'uniformiser l'écoulement et éviter de fortes turbulences à l'entrée de la section d'essai. Le canal principal de 100 mm de largeur, 20 mm de hauteur et 1030 mm de longueur est connecté à la section d'essai où sont insérés trois blocs de mousses métalliques fixées en quinconce. L'épaisseur des blocs de mousse est de 6,35 mm et sont espacés de 5 mm, comme illustré sur la figure 3.

Les échantillons de mousse coupés par jet d'eau à haute pression ont 104 mm de largeur et une hauteur variable (max 20mm). Afin d'assurer un écoulement entièrement établi en amont de la section d'essai et à la sortie du canal, les longueurs des sections d'entrée et de sortie sont égales à 10H et 40H respectivement.

La photographie montrant la structure microscopique de l'échantillon de mousse montrée sur la figure 4 a été obtenue avec un microscope électronique à Balayage (MEB). Elle a été fabriquée à partir d'un alliage d'aluminium 6101 et a une porosité de 93% et un grade de 40 PPI.

La vitesse de l'air a été mesurée en amont de la section d'essai en utilisant un anémomètre à fil chaud (AIRFLOW TA2) ayant une précision de $\pm 1,5$ m/s sur la plaque de mesure. La vitesse de l'air varie de 1 à 5 m/s grâce à un ventilateur triphasé relié à un fréquencemètre (Altivar ATV312HU22M2). La chute de pression à travers les blocs a été mesurée avec deux manomètres à tube incliné de type KimoTX50 et MG60 reliés aux prises de pression fixé à deux hauteurs du canal en amont et en aval de la section d'essai avec une précision de 1Pa.

Deux cartouches de chauffe, délivrant chacune une puissance de 100W, ont été utilisées pour chauffer la paroi inférieure en bronze de la section d'essai comme représentés dans la figure 5. Elles ont été insérées dans la plaque chauffante de manière à fournir une densité de flux thermique uniforme de 2 W/cm^2 correspondant à une puissance électrique de 60 W.

Pour réduire les pertes thermiques, la section d'essai renfermant les blocs de mousse et le corps de chauffe a été réalisée en polytétrafluoroéthylène (PTFE) de faible conductivité thermique ayant une épaisseur de 50 mm. La perte de chaleur a été estimée à moins de 10% de la puissance de chauffe pendant les essais-à partir des valeurs de températures délivrées par les thermocouples fixés sur le corps de chauffe et à l'extérieur de la section d'essai, comme cela est illustré sur la figure 5.

Cinq trous de 1 mm de diamètre ont été usinés le long du plan médian de la plaque chauffante. Dans chaque trou, un thermocouple de type K a été inséré (JUMO GmbH& Co) avec un diamètre égal à 0,5 mm et une sensibilité estimée à $41 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$. Ces thermocouples ont été étalonnés à $\pm 0,1^\circ\text{C}$ à l'aide d'un thermomètre électronique (Modèle: Fluke 9011) avant leur utilisation. De cette manière, la température de la paroi peut être mesurée le long de la direction d'écoulement. Les températures à l'entrée et à la sortie de la section d'essai ont été mesurées avec deux thermocouples de type K.

Les thermocouples ont été reliés à un dispositif d'enregistrement de données (DAQ Omega 2401 DEMO) qui est capable de recevoir plusieurs types de capteurs. Les différentes mesures ont été prises une fois le régime stationnaire ait été atteint après 20 minutes environ.

Au cours des essais, toutes les températures augmentent avec le temps comme cela est illustré sur la figure 6-

Par ailleurs, une configuration avec trois blocs solides en aluminium fixés en quinconce dans la section d'essai a été étudiée. Les blocs ont 2 mm d'épaisseur et espacés de 5 mm comme indiqué sur la figure 7.

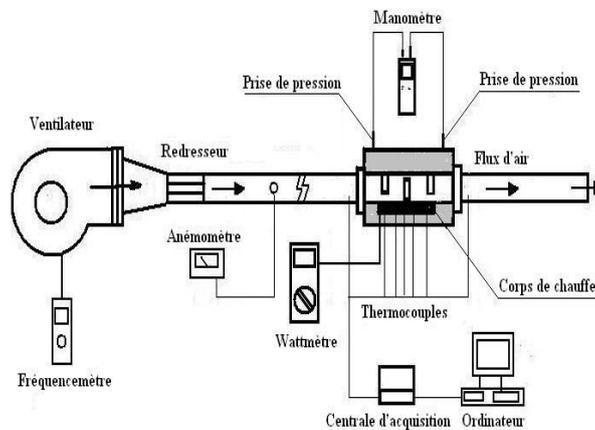


Fig. 1 Schéma du dispositif expérimental

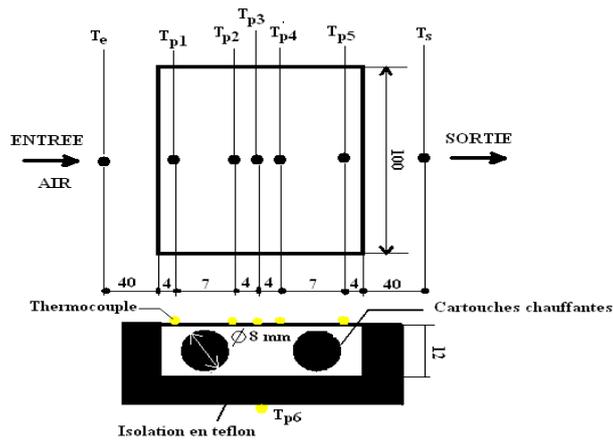


Fig.5 Emplacement des thermocouples sur le corps de chauffe

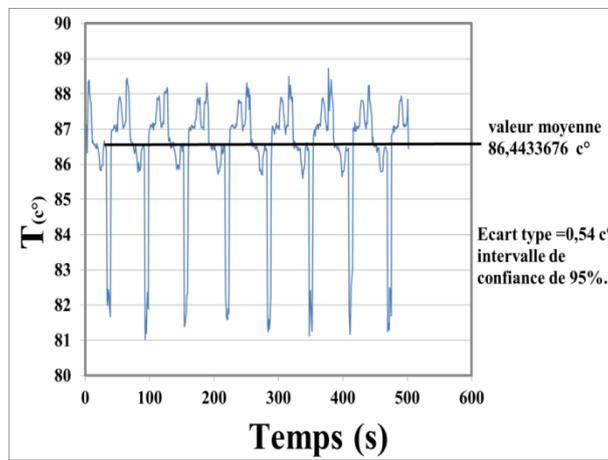


Fig.6 Fluctuation temporelle des températures mesurées

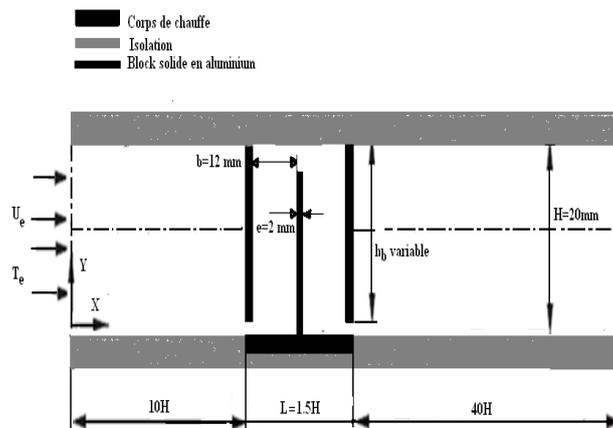


Fig. 7 Représentation en 2D du canal rectangulaire avec une configuration en blocs d'aluminium

3. Estimation des paramètres morphologiques de l'échantillon de mousse

En présence des effets inertiels, la perte de charge du fluide à travers un bloc poreux peut être évaluée par l'équation de Forchheimer.

$$\left(-\frac{dp}{dx}\right)_{\text{EXP}} = \frac{\mu}{K}U + \beta\rho U^2 = AU + BU^2 \quad (1)$$

La perméabilité K et le coefficient inertiel β de l'échantillon de mousse de grade 40 PPI ont été calculées par les relations suivantes :

$$K = \frac{\mu}{A} \quad (2)$$

$$\beta = \frac{B}{\rho} \quad (3)$$

Les coefficients A et B ont été déterminés expérimentalement.

4. Calcul du nombre de Nusselt moyen et de l'efficacité du dispositif

En régime stationnaire, le flux dissipé par les cartouches chauffantes est égal à la somme du flux évacué par l'air et les pertes de chaleur à travers la veine d'essai.

$$\dot{Q}_{\text{elect}} = \dot{m}_{\text{air}}C_{p,\text{air}}(T_s - T_e) + \text{pertes thermiques} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{\text{air}} = hA(\bar{T}_p - T_b) \quad (5)$$

Avec :

$$T_b = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (6)$$

$$\bar{T}_p = \sum_{i=1}^5 T_{pi} / 5 \quad (7)$$

Les pertes de chaleur à travers les parois de la veine d'essai ont été estimées à $\pm 5\%$. Le nombre de Nusselt moyen a été calculé par l'équation suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_H}{k_f} \quad (8)$$

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}C_{p,\text{air}}(T_s - T_e)}{A(\bar{T}_p - T_b)} \quad (9)$$

Dans un écoulement turbulent totalement développé dans un canal lisse, le nombre de Nusselt moyen peut être estimé en utilisant la corrélation proposée par Dittus-Boelter [4]

$$\overline{Nu}_{\infty} = 0.023Re_{Dh}^{4/5}Pr^{0.4} \quad (10)$$

$$0.6 \leq Pr \leq 160 \text{ et } Re_{Dh} \geq 10.000$$

On définit l'efficacité du dispositif (ε) par le rapport de la quantité de chaleur évacuée par le fluide caloporteur sur la surface chauffée à la puissance de ventilation nécessaire pour pulser l'air dans le canal :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{air}}C_{p,\text{air}}(T_s - T_e)}{SU\Delta p} \quad (11)$$

5. Calcul et analyse des erreurs de mesure

La longueur, la vitesse, la pression et la température sont directement mesurées et sujettes à des erreurs de mesure. L'incertitude sur ces quantités est basée sur les erreurs des instruments de mesure. Le manomètre qui a été utilisé a une précision de $\pm 0.25\%$ sur la plage de mesure (0-600 Pa). La vitesse moyenne de l'air a été mesurée dans le canal avec un anémomètre à fil chaud d'une précision de $\pm 2\%$ sur une plage de mesure (0-15 m/s). L'incertitude sur la longueur est de 0.01%. L'incertitude sur le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Reynolds a été calculée en utilisant la méthode de Figliola et Beasley[11]

$$\frac{\delta_{\overline{Nu}}}{\overline{Nu}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\delta_{\overline{h}}}{\overline{h}}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{DH}}{DH}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{K_f}}{K_f}\right)^2} \quad (12)$$

$$\frac{\delta_{Re_{DH}}}{Re_{DH}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\delta_{\rho}}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{\delta_U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{DH}}{DH}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{\mu}}{\mu}\right)^2} \quad (13)$$

Avec :

$$\frac{\delta_{\overline{h}}}{\overline{h}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\delta_{m_{air}}}{m_{air}}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{C_{p,air}}}{C_{p,air}}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{T_s}}{T_s}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{T_e}}{T_e}\right)^2 + \left(\frac{\delta_A}{A}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{T_p}}{T_p}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{T_b}}{T_b}\right)^2} \quad (14)$$

Lorsqu'on remplace les incertitudes des paramètres physiques dans les équations (13) et (14), on obtient les incertitudes sur le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Reynolds de 11.5% et 7% respectivement.

6. Résultats et discussion

6.1. Validation

La figure 8 montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds dans un canal vide. On remarque que les résultats expérimentaux obtenus sont cohérents avec la corrélation (Eq.10). En effet, on obtient une allure identique où l'écart maximale ne dépasse pas 11%, ce qui indique que les mesures expérimentales peuvent fournir des résultats précis sur le transfert de chaleur dans un écoulement turbulent pleinement développé dans un canal horizontal.

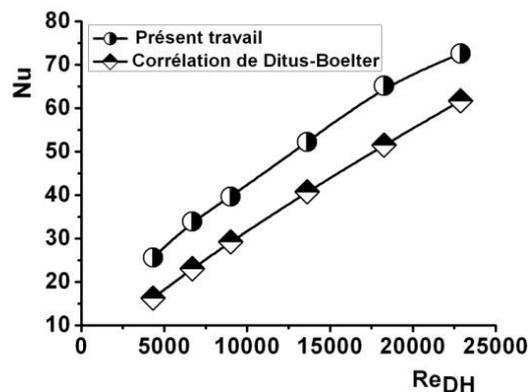


Fig 8. Variation du nombre de Nusselt moyen dans un canal vide

6.2. Caractérisation morphologique des mousses

La figure 9 montre la variation de la perte de charge en fonction de la vitesse d'entrée à travers des blocs en mousses métalliques en aluminium de grade 40 PPI insérées dans le canal. On remarque que la perte de charge affiche une évolution croissante quadratique avec la vitesse. En comparant l'équation de lissage des points expérimentaux à l'équation de Forchheimer (Eq.1), on peut calculer les différentes propriétés thermophysiques utiles à la description des phénomènes de transferts en milieux poreux (tableau 1).

Tableau 1
Paramètres morphologiques de la mousse métallique en aluminium de grade 40 PPI

Mousse PPI	Equation de lissage	Permeabilité, K (m^2)	Coefficient inertial, β (m^{-1})
40	$y = 995.446 x + 355.885 x^2$ $R^2 = 0.998$	$0.194 \cdot 10^{-7}$	320

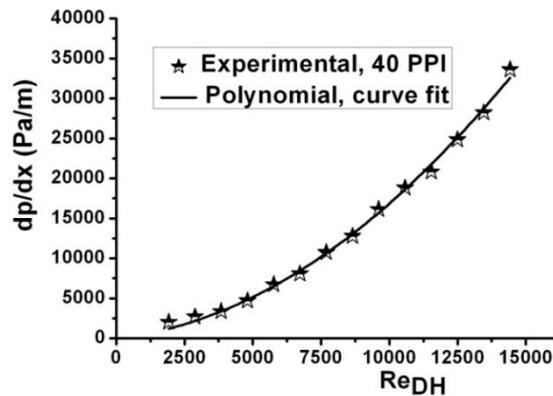


Fig. 9 Perte de charge à travers les chicane en mousse de grade 40 PPI en fonction de Re_{DH} .

6.3. Analyse de transfert de chaleur et de chute de pression à travers des chicane en mousse métallique

La figure 10a montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds à travers des chicane en mousses métalliques en aluminium. On remarque clairement que l'insertion des mousses métalliques en aluminium accentue de façon significative le transfert de chaleur par rapport à un canal vide, ce qui favorise mieux le refroidissement de la surface chauffée. Cette intensification est plus importante quand la mousse occupe toute la hauteur du canal ($h_p = 20$ mm). L'adhérence totale des échantillons de mousses en aluminium de forte conductivité thermique effective sur la surface chaude, assure une dissipation importante de la chaleur et le passage forcé de l'air à travers les pores permettant, ainsi, le transport de ce flux de chaleur vers la sortie de la veine d'essai. On remarque d'après la figure 10b que les échantillons de mousses de hauteur 20 mm créent plus de perte de charge que les blocs de mousses de hauteur 16 mm à grande vitesse du à la section de passage.

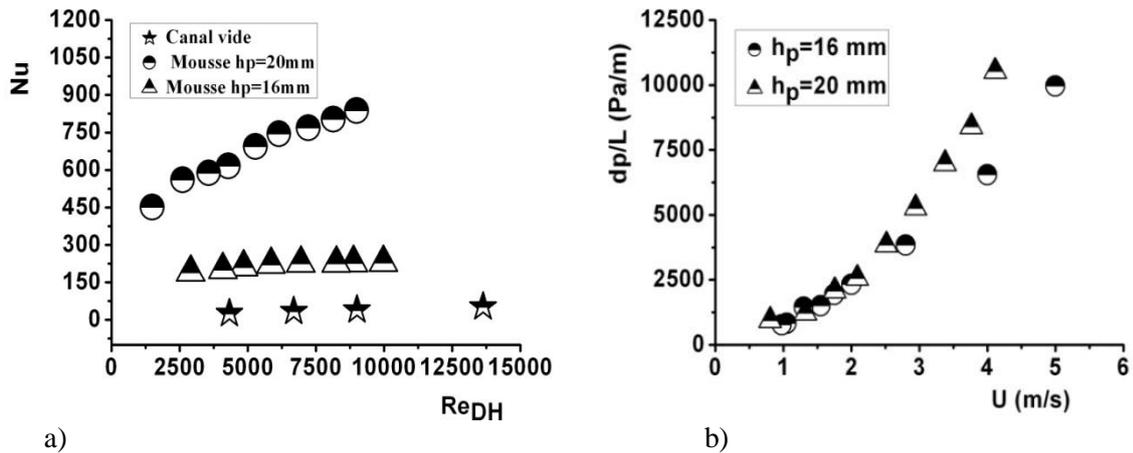


Fig 10. a) Variation de \overline{Nu} en fonction de Re_{Dh} pour des chicane en mousses. b) Variation de $\Delta p/L$ en fonction de U pour une disposition en quiconce des chicanes en mousses métalliques de densité 40 PPI

6.4 Champ de température à travers les chicanes en mousse métalliques

La figure 11a montre l'évolution de la température moyenne de la paroi en fonction de la vitesse d'entrée à travers les chicanes en mousses métalliques. On remarque que la température moyenne à la paroi chute brusquement lorsque la vitesse de l'air augmente et la hauteur des échantillons de mousses passe de 16 mm à 20 mm. Cette diminution de la température moyenne de la paroi est plus importante quand la mousse occupe toute la hauteur du canal ($h_p=20$ mm). Le contact des échantillons en mousses d'aluminium de forte conductivité thermique effective sur la surface chaude, favorise une meilleure dissipation de la chaleur. D'un autre côté, le passage de l'air à travers les pores permet le transport de ce flux de chaleur vers la sortie de la veine d'essai, ce qui engendre, par conséquent, une chute importante de la température de la paroi. La figure 11b montre l'évolution du différentiel de température (T_o-T_{in}) en fonction de la vitesse d'entrée. On constate que dès que la vitesse de l'air diminue et que la hauteur des échantillons augmente, le différentiel de température augmente. Lorsque les échantillons de mousse sont en contact direct avec la paroi chauffée, les blocs emmagasinent de la chaleur et lorsque l'air à vitesse faible traverse ces matrices, sa température augmente.

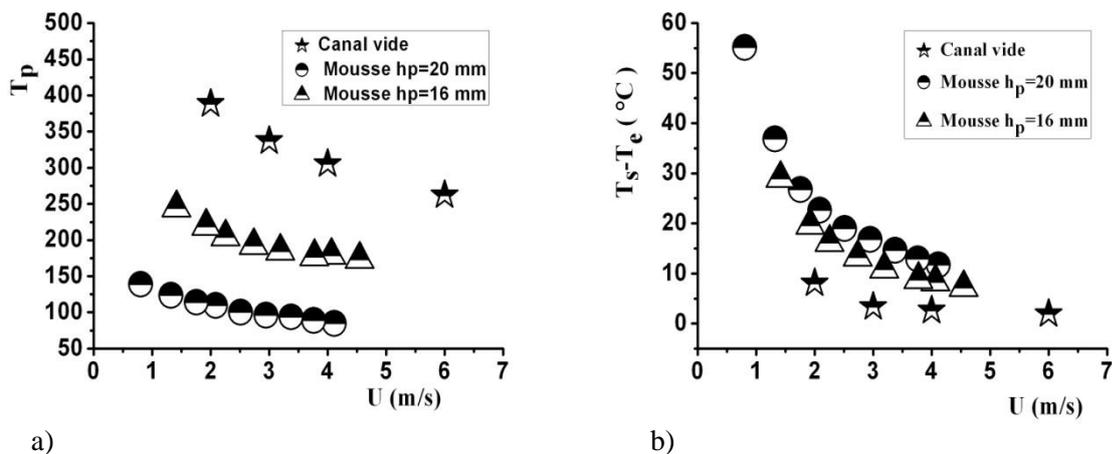


Fig 11. Evolution des températures en fonction de la vitesse. a) Température moyenne de la paroi chauffée b) Ecart de température de l'air entre la sortie et l'entrée de la veine d'essai

6.5. Analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression à travers les chicanes solides

La figure 12a montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds à travers des chicanes solides en aluminium de hauteur variable insérés en quinconce dans le canal. On remarque une intensification du transfert de chaleur de l'ordre de 300 % par rapport à un canal vide avec des vitesses très faibles de l'ordre de 1 m/s. Les blocs solides de hauteur 16 mm dissipent plus de chaleur que les blocs de hauteur 12 mm ou 8 mm et par conséquent refroidissent mieux la paroi chaude. En effet, lorsque la hauteur des blocs augmente, l'air est forcé de s'échapper dans le passage libre, ce qui accentue la vitesse au voisinage de la paroi inférieure chauffée et par conséquent une intensification du transfert de chaleur par convection. La circulation accélérée du fluide de part et d'autre des parois favorise également le brassage de l'air sur toute la surface chauffée et l'évacuation du flux de chaleur vers la sortie du corps de chauffe. Le bloc intermédiaire en aluminium de conductivité thermique élevée ($k=170 \text{ W/m/K}$) en contact direct avec la paroi chauffée permet de dissiper de la chaleur par conduction et par convection avec l'air circulant dans l'espace libre entre les chicanes. La figure 12b montre l'évolution de la perte de charge en fonction de la vitesse d'entrée à travers les chicanes solides. On remarque que les blocs solides de hauteur 16 mm créent plus de pertes de charge que les blocs de hauteur 12 mm ou 8 mm. Lorsque l'air s'approche du rétrécissement de la section de passage créé par le bloc solide et la paroi, le fluide commence à s'accélérer créant une perte de charge importante. Par ailleurs, ceci génère dans le passage libre une forte énergie cinétique turbulente. Cette transformation d'énergie mécanique en turbulence permet l'intensification du transfert de chaleur.

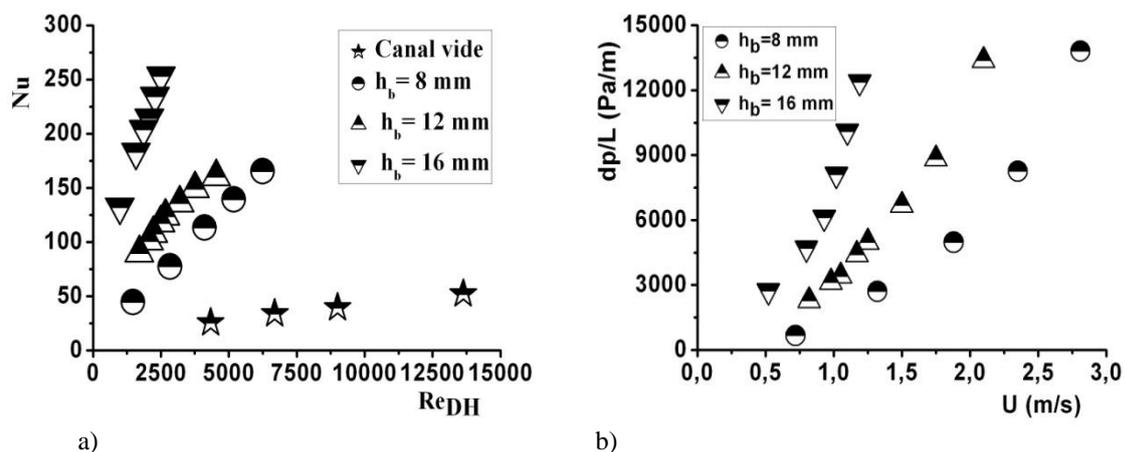
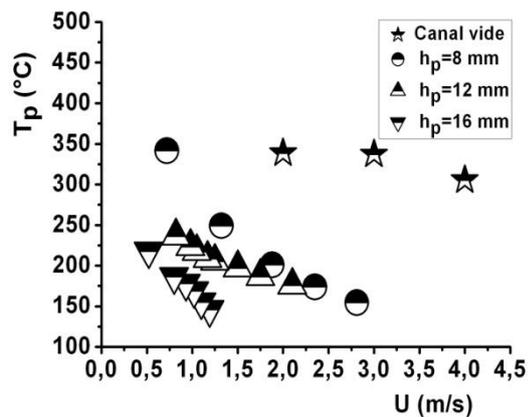


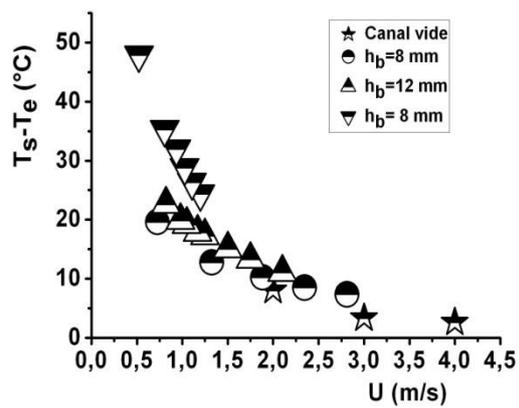
Fig 12. a) Variation de \overline{Nu} en fonction de Re_{Dh} pour des chicanes solides b) Variation de $\Delta p/L$ en fonction de U pour des chicanes solides en aluminium

6.6 Champ de température à travers les chicanes solides

La figure 13a illustre l'évolution de la température moyenne de la paroi chauffée en fonction de la vitesse d'entrée. On remarque que la température diminue lorsque la vitesse de l'air et la hauteur des échantillons augmentent. En effet, lorsque l'air s'approche du passage étroit, le fluide commence à s'accélérer, ceci accentue la vitesse au voisinage de la paroi chaude conduisant à un abaissement de la température moyenne de la paroi chauffée. La figure 13b montre l'évolution du différentiel de température ($T_o - T_{in}$) en fonction de la vitesse d'entrée. On remarque que plus la vitesse de l'air diminue et que la hauteur des échantillons augmente, l'air, de conductivité faible, aura le temps nécessaire pour évacuer le flux chaleur vers la sortie de la veine d'essai et assurer, par conséquent, un meilleur refroidissement de la paroi chauffée.



a)



b)

Fig. 13 Evolution des températures en fonction de la vitesse. a) Température moyenne de la paroi chaude, b) Ecart de température de l'air entre la sortie et l'entrée de la veine d'essai

6.7 Efficacité du dispositif

La comparaison des performances thermiques des configurations en blocs solides et en mousses métalliques est montrée sur la figure 14a en fonction du nombre de Reynolds. On remarque clairement que l'insertion des mousses métalliques en aluminium avec une hauteur de 20 mm améliore le transfert de chaleur de 300% par rapport au un canal vide. Eventuellement, par rapport à des blocs solides en aluminium de hauteur 16 mm, les blocs de mousses occupant toute la hauteur du canal améliorent 2 fois plus le transfert de chaleur, ce qui favorise efficacement la dissipation de la chaleur de la surface chauffée. On remarque d'après la figure 14b, que les échantillons de mousses de grade 40 PPI et de hauteur 20 mm créent moins de perte de charge que les blocs solides de hauteur 16 mm puisque la matrice poreuse est perméable à l'air. La figure 14c montre que l'énergie fournie par le ventilateur pour pulser l'air dans le canal reste relativement faible par rapport au flux de chaleur évacué par l'air. Les mousses métalliques occupant toute la hauteur du canal présentent une meilleure performance thermique que les blocs solides de hauteur 16 mm.

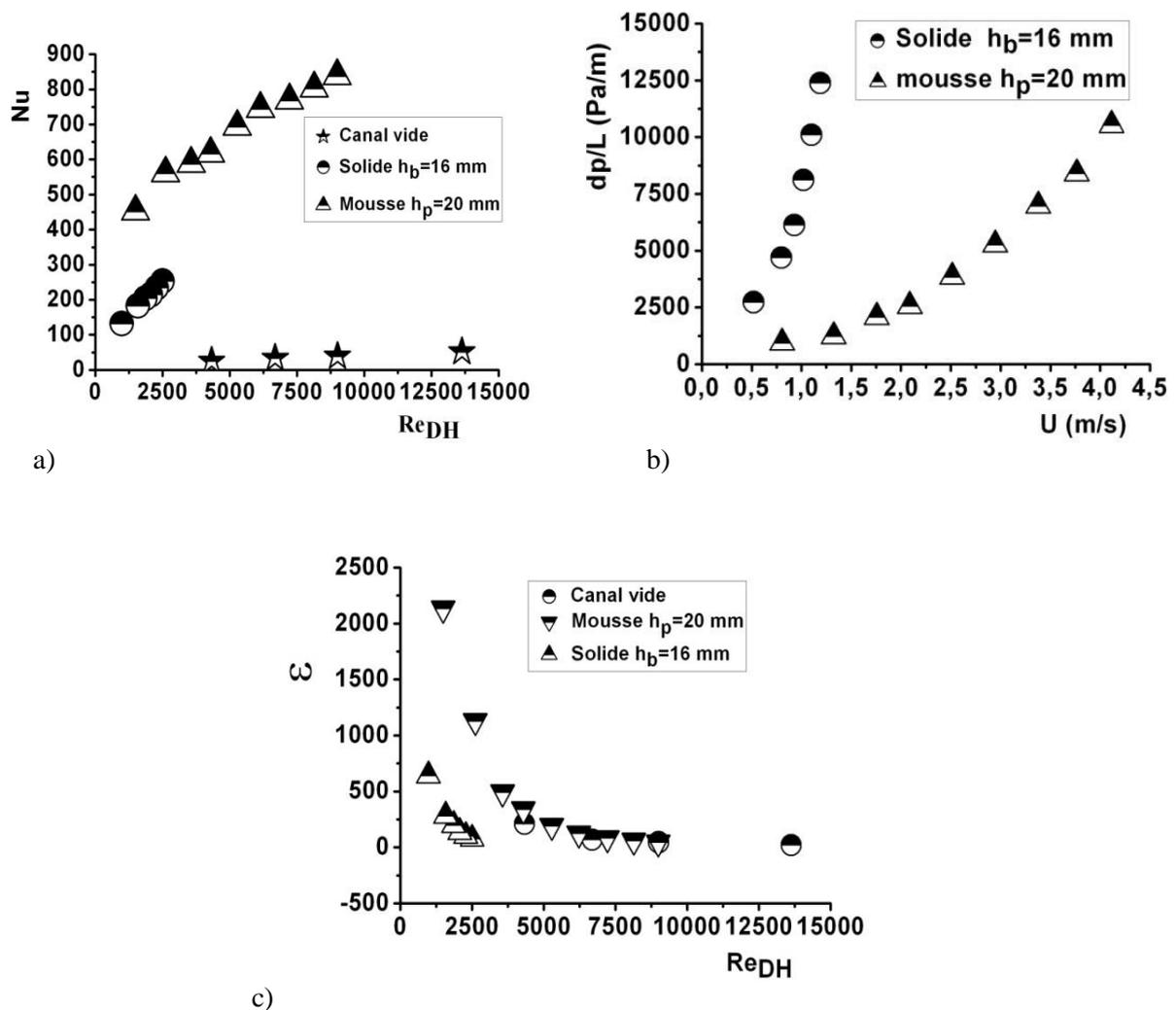


Fig 14. a) Variation de \overline{Nu} en fonction de Re_{DH} pour des chicane solides et mousses
 b) Variation de $\Delta p/L$ en fonction de U c) Coefficient de performance

7. Conclusion

La conductivité thermique élevée et le faible poids rendent les mousses métalliques en aluminium intéressantes pour être exploiter comme technique de refroidissement des systèmes électronique. Dans cette optique, une étude expérimentale sur la convection forcée à travers des chicane en mousse métallique en aluminium de porosité

93% et de grade 40 PPI insérés en quinconce dans un canal horizontal a été réalisé en vue de réduire la perte de charge et d'améliorer le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur. Cette étude a montré tout d'abord que ces supports d'écoulement peuvent évacuer plus de chaleur par rapport à un canal vide en adoptant des vitesses beaucoup plus faibles, ce qui démontre l'intérêt de l'utilisation des mousses en aluminium par rapport à canal vide pour une puissance de ventilation identique. D'autre part, cette étude a montré également que les blocs de mousse en aluminium évacuent 2 fois plus de chaleur que des blocs solides en aluminium et avec des pertes de charges moindres à cause de leur perméabilité. L'augmentation de la taille des échantillons de mousse a permis d'accentuer les niveaux d'énergie cinétique turbulente à l'intérieure de la matrice poreuse et dans l'espace inter-chicanes, ce qui a accentué la dissipation de la chaleur à la paroi. Ceci démontre l'intérêt de l'utilisation des mousses en aluminium dans les échangeurs de chaleurs.

NOMENCLATURE

Symboles :

A	Surface d'échange, m ²
B	espacement entre blocs
C _{p,air}	chaleur spécifique de l'air, J kg ⁻¹ K ⁻¹
D _H	diamètre hydraulique ($2\frac{Hl}{(H+l)}$)
H	hauteur du canal, mm
h _b	hauteur des blocs solides, mm
h _p	hauteur des blocs de mousse, mm
K _f	conductivité thermique du fluide, W m ⁻¹ K ⁻¹
L	longueur de la veine d'essai, mm
l	largeur du canal, mm
\dot{m}_{air}	débit massique d'air, Kg.s ⁻¹
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen
PPI	pore per inch
P	pression moyenne statique, Pa
Pr	nombre de Prandtl
Re _{DH}	nombre de Reynolds
S	surface transversale, m ²

\bar{T}_p	température moyenne de la paroi chauffée
T _e	température d'entrée, K
T _s	température de sortie, K
T _p	température local de paroi, K
U _e	vitesse débitante, m s ⁻¹
W	épaisseur de la mousse, mm

Lettres grecques :

ρ	densité de l'air, kg m ⁻³
β	coefficient inertiel, m ⁻¹
ε	efficacité du dispositif

Indices, Exposants :

f	fluide
e	entrée
s	sortie
p	paroi

Références

- [1] S. De Schampheleire, P. De Jaeger, H. Huisseune, B. Ameel, C. T. Joen, K. De kerpel et M. De Paepe, Thermal hydraulic performance of 10 PPI aluminium foam as alternative for louvered fins an HVAC heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Volume 51, Pages 371-382, 2013.
- [2] T.M. Jeng, S.C. Tzeng et Y.C. Yang, Experimental study of heat transfer characteristics in a 180-deg round turned channel with discrete aluminum-foam blocks, *Int. J. Heat Mass transfer*, Volume 52, Pages 133-141, 2014.
- [3] I. Kurtbas et N. Celik, Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel, *Int. J. Heat Mass transfer*, Volume 52, Pages 1313-1325, 2009.
- [4] I. Kutbas, The effect of different inlet conditions of air in a rectangular channel on convection heat transfer: Turbulence flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 33, Pages 140-152, 2008.
- [5] Ko. Kang-Hoon et N.K. Anand, Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Volume 46, Pages 4191-4199, 2003.
- [6] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani et L. Rossetto, Air forced convection through metal foams : Experimental results and modeling, *Int. J. Heat Mass transfer*, Volume 62, Pages 112-123, 2013.
- [7] S. Mancin, Two-phase and single-phase heat transfer and fluid flow through enhanced surfaces and in microgeometries, Ph.D Thesis, University of Padova, 2008.
- [8] S.Mancin, C. Zilio, A. Cavallini et L. Rossetto, Pressure drop during air flow in aluminum foams, *Int. J. Heat Mass transfer*, Volume 53, Pages 3121-3130, 2010.
- [9] Madani, F. Topin, F. Rigollet et L. Tadrist, Flow laws in metallic foams : Experimental determination of inertial and viscous contributions, *Journal of Porous Media*, Volume 10, Pages 51-70, 2007.
- [10] W. Lin, B. Sundén et J. Yuan, A performance analysis of porous graphite foam heat exchangers in vehicles, *Applied Thermal Engineering*, Volume 50, Pages 1201-1210, 2013.
- [11] R. Figliola et D. Beasley, Theory and Design for Mechanical Measurements, John Wiley and Sons, NewYork, NY, Pages 149-163, 2000.