

Analyse hydrodynamique et thermique des refroidisseurs à mini-jets

Jean Bosco BAONGA, Ahmet ODAYMET, Hasna LOUAHLIA-GUALOUS, Michel IMBERT

Institut FEMTO-ST, CNRS UMR 6174, UTBM-UFC
UTBM, FC LAB, 13 rue Thierry Mieg, 90010 Belfort, France.

Résumé – Cet article présente une analyse expérimentale en régime transitoire d'un refroidisseur à jet d'eau. Le traitement des conditions thermiques aux limites surfaciques est effectué par méthode inverse. On montre une dissipation thermique variable au cours du temps lors du refroidissement du disque. La répartition temporelle et spatiale de la température de surface, celle de la densité de flux thermique surfacique et du coefficient d'échange thermique local en régime transitoire sont étudiées. Les influences de certaines caractéristiques de l'écoulement sur le transfert thermique sont analysées.

Nomenclature

C_p	chaleur massique du fluide, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	R_2	rayon extérieur du disque, m
d_0	diamètre du jet à la sortie, m	S	hauteur d'impact, m
D	diamètre de la surface d'échange, m	T_s	température de surface, K
h	coefficient d'échange thermique local, $W.m^{-2}.K^{-1}$	T_j	température du jet à la sortie, K
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	t	temps, s
Q_w	puissance thermique, W	U_j	vitesse suivant le rayon, $m.s^{-1}$
q	densité de flux surfacique, W/m^2	V_j	vitesse du jet à la sortie, $m.s^{-1}$
r	distance radiale, partant de la zone de stagnation, m	z	coordonnée axiale, m
Re	nombre de Reynolds, $V_j d_0 / \nu$	<i>Symboles grecs</i>	
		ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
		ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
		λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}$

1. Introduction

Le refroidissement par jet impactant est employé dans beaucoup d'applications pratiques parce qu'il fournit un meilleur coefficient d'échange thermique. Cette technique de refroidissement est très utilisée dans l'industrie. Ses applications sont multiples et s'étendent au refroidissement des moteurs à combustion interne, à celui des produits métallurgiques ainsi qu'au contrôle thermique de composants électroniques de haute performance. Des études numériques et expérimentales étendues sur les aspects thermiques et hydrodynamiques dans les jets de fluides tombants sont publiées dans la littérature [1-4]. De nombreuses études sont conduites pour évaluer les coefficients d'échange de chaleur moyens et locaux. Cependant, l'estimation du transfert thermique local en régime transitoire sans négliger la conduction radiale dans le solide n'a pas retenu beaucoup d'attention. L'analyse des performances thermiques de l'impact d'un jet de fluide exige la connaissance des conditions limites thermiques au niveau de la surface d'échange. Dans ce cas, les mesures directes de la distribution de la température dans le film liquide sont très difficiles, étant donnée une très faible épaisseur du film, généralement inférieure à 500 μm . La résolution du problème inverse de conduction de chaleur s'avère une solution incontestable [5-7]. La connaissance de l'évolution temporelle des coefficients d'échange de chaleur revêt une très grande importance, étant donné que les composants à refroidir passent toujours de l'état transitoire à l'état stable. Nous avons scruté le jet et l'écoulement parallèle sur le disque, à l'aide de la fluorescence induite par laser combinée au traitement d'images. L'évolution de la section et de la vitesse du

jet, celle de la profondeur des couches fluides dynamiques et de leurs vitesses ont été étudiées. Nous observons que, les caractéristiques de l'écoulement sont modifiées avec l'élévation de la température du fluide. Les évolutions temporelles et spatiales de la température et de la densité de flux thermique surfacique et le coefficient d'échange thermique local en régime transitoire sont analysés. Nous montrons que, les différentes caractéristiques de l'écoulement influencent les transferts thermiques lors du refroidissement.

2. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental présenté sur la figure 1 est décrit en détail dans la référence [7]. La figure 2 montre l'instrumentation du disque d'essais en laiton, utilisé pour cette étude. Il contient une cinquantaine de micro thermocouples pour la mesure des températures pariétales. Ce disque de diamètre 50 mm et d'épaisseur 8 mm, est chauffé à l'aide d'une résistance chauffante de 400 W. Les thermocouples placés au cœur du disque sont répartis en partant de la zone de stagnation sur des circonférences à incrémentation radiale de 3,5 mm. Nous avons instrumenté deux sections suivant l'axe du disque. Le disque est isolé par un isolant thermique (PA6) de conductivité thermique 0,23 W/mK. L'indication de chaque thermocouple, acquise sous Labview 6.i est la moyenne de 250 mesures, pour une fréquence de balayage de 500 mesures/s. Nous présentons les résultats d'une étude effectuée en utilisant de l'eau distillée. Le nombre de Reynolds est basé sur le diamètre de l'orifice. La puissance électrique de chauffage est fixée à 45 W pour cette série d'essais. En répétant les essais dans les mêmes conditions opératoires, l'écart moyen obtenu sur les températures de paroi est de 1%. Les essais sont menés en régimes permanent et transitoire.

3. Modèle physique

Le traitement du comportement thermique local est effectué en résolvant le problème inverse de conduction de la chaleur [8,10]. Le modèle physique utilisé considère un disque d'épaisseur et de rayon externe connus. Le disque est thermiquement isolé avec du téflon sur toutes ses faces à l'exception celle refroidie par le mini jet d'eau. La solution du problème inverse est effectuée pour une moitié du cylindre. Les températures au cœur du disque sont mesurées à 0,6 mm et 8 mm de la surface d'échange. La procédure de résolution du problème inverse est basée sur la minimisation de la fonctionnelle résiduelle, exprimée en fonction des températures mesurées et celles estimées en résolvant le problème direct. Ce dernier est défini par les équations suivantes :

$$\frac{\rho C_p}{\lambda} \frac{\partial T(r,z,t)}{\partial t} = \frac{\partial^2 T(r,z,t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r,z,t)}{\partial r} + \frac{\partial^2 T(r,z,t)}{\partial z^2}, \quad (1)$$

où $0 < r < R$, $0 < z < E$

$$\frac{\partial T}{\partial r}(0,z,t)=0, \text{ où } 0 < t \leq t_f, \quad 0 \leq z \leq E \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r}(R,z,t)=0, \text{ où } 0 < t \leq t_f, \quad 0 \leq z \leq E \quad (3)$$

$$T(r,z,0)=T_0, \text{ où } 0 \leq r \leq R, \quad 0 \leq z \leq E \quad (4)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z}(r,E,t) = Q_w(r,E,t), \text{ où } 0 < t \leq t_f, 0 \leq r \leq R \quad (5)$$

$$T(r,0,t) = f(r,t), \text{ où } 0 < t \leq t_f, 0 \leq r \leq R \quad (6)$$

4. Résultats et discussions

Dans le but de valider notre procédure de mesure, nous avons effectué une confrontation entre les résultats issus des essais à ceux déduits des corrélations expérimentales publiées dans la littérature. La figure 3 montre que, notre procédure de mesure est satisfaisante. Cette figure présente le nombre de Nusselt en régime permanent. Il est obtenu en se basant sur la méthodologie de détermination des nombres de Nusselt moyen qui a été utilisée par Jiji & Dagan [9]. Les essais sont effectués pour un diamètre d'injecteur de 4mm et pour plusieurs espacements S. La figure 4 montre les évolutions de l'épaisseur du film pour deux débits d'eau et deux températures différentes. On constate que pour le même débit massique de 0,003 kg/s ($Re=2550$), en augmentant la température de 23°C à 41°C, le rayon du saut hydraulique est significativement augmenté et l'épaisseur du saut réduit. L'accroissement du rayon du saut hydraulique est non seulement fonction du débit masse, mais aussi fonction de la température du jet. Une autre conséquence de l'accroissement de la température est un accroissement de la vitesse du film liquide. La figure 5 montre que, pour le même débit masse, la vitesse radiale de l'écoulement augmente significativement avec la température du jet. Ces profils de vitesse sont déduits de ceux de l'épaisseur du film, présentés sur la figure 4. L'augmentation du rayon du saut hydraulique, de la vitesse moyenne radiale et la diminution de l'épaisseur des couches liquides sont liées aux modifications des propriétés de l'eau en particulier la viscosité dynamique en fonction de la température. En effet, lorsque l'eau passe de 23°C à 41°C, sa viscosité passe de $933 \cdot 10^{-6}$ à $641 \cdot 10^{-6}$ Kg/ms, ce qui diminue significativement l'effet des forces visqueuses. Pour des nombres de Reynolds compris entre 700 et 5000, la figure 6 montre l'évolution adimensionnelle (R_{hyd}/d_0) du rayon du saut hydraulique en fonction du nombre de Reynolds. Cette figure confirme l'accroissement de ce rayon avec le nombre de Reynolds à cause de l'accélération radiale de l'écoulement du film liquide. Elle compare aussi les résultats du présent travail à ceux obtenus par la corrélation de Stevens et Webb [11]. Nous avons exprimé le rayon du saut hydraulique en fonction du nombre de Reynolds :

$$\frac{R_{hyd}}{d_0} = 0,046 Re^{0,62} \quad (7)$$

Cette relation estime le rayon du saut hydraulique avec une incertitude maximale de $\pm 7\%$ par rapport aux mesures. La figure 7 montre un exemple de températures enregistrées à 0,6mm en dessous de la surface d'échange. Ces températures représentent les réponses des thermocouples situés au point de stagnation et pour $r = -0,022$ m; point situé à l'extrémité du côté gauche du jet. Les différentes phases de l'évolution des températures (chauffage, régime stable, refroidissement et régime permanent) y sont représentées. La figure 8 montre un exemple de résultat obtenu à un rayon $r=0,8232R$. Il s'agit de la température de surface, de la densité de flux thermique surfacique et du coefficient d'échange thermique, obtenus par technique inverse. Le profil obtenu pour le coefficient d'échange thermique peut être partagé en deux parties. La première montre que le coefficient d'échange thermique augmente durant 20s approximativement ; ceci est dû au fait qu'au moment de l'impact, la température de surface chute brusquement ainsi que la densité de flux thermique dissipée à la surface. Au delà de 20s, la température de surface se stabilise au cours du temps mais la densité de flux continue de chuter pendant approximativement 30s. Ceci est dû à l'inertie du cylindre chauffant qui cause

un retard dans le temps pendant lequel les températures de l'ensemble du système doivent se stabiliser. Les coefficients d'échange thermique estimés par technique inverse, à plusieurs instants sont présentés par sur la figure 9. Les allures des courbes obtenues sont comparables pour tous les instants. Le coefficient d'échange thermique local diminue au cours du temps. Lorsqu'il devient invariable au cours du temps, et qu'il ne dépend plus que du rayon du disque, nous avons estimé le rapport des coefficients d'échange thermique locaux par rapport à celui mesuré dans la zone de stagnation. Ce rapport $h_n = h_r/h_0$, nous l'avons nommé coefficient d'échange thermique normalisé. La figure 10 montre les évolutions des coefficients d'échange thermique normalisés pour quatre débits testés. On montre que les courbes se superposent sensiblement. Pour chaque débit, le coefficient de transfert thermique diminue de 50% de sa valeur maximale au point de stagnation. Cette diminution est localisée à un rayon r égal approximativement à $0,6R$, aux voisinages duquel apparaît le saut hydraulique pour ces débits testés.

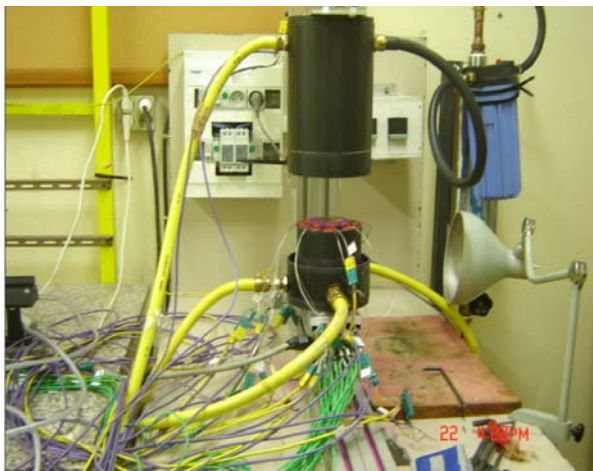


Figure 1: Dispositif expérimental

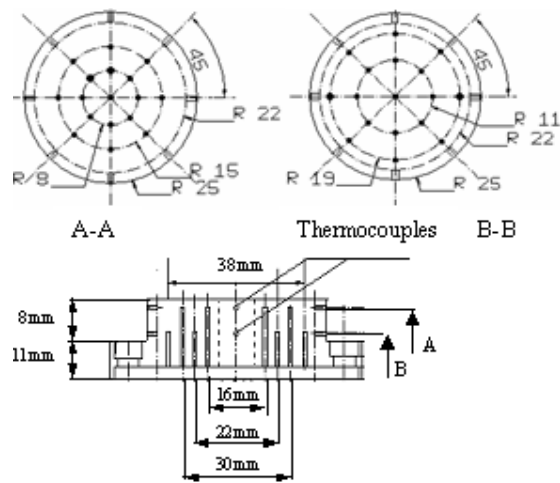


Figure 2: Instrumentation du disque d'essai

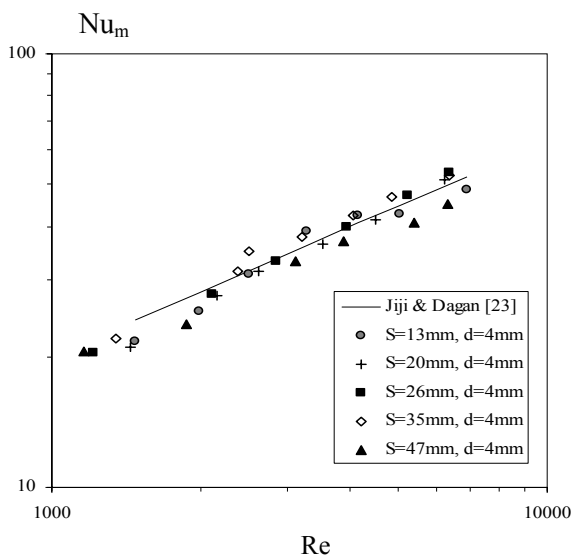


Figure 3 : Comparaison avec la littérature

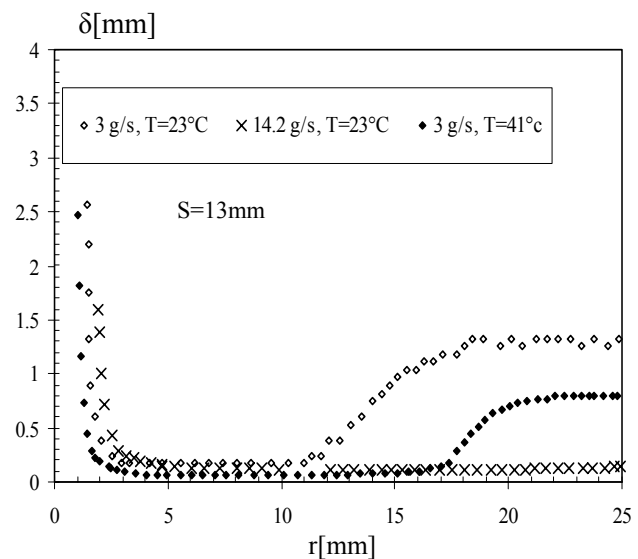


Figure 4 : Evolution radiale de l'épaisseur du film.

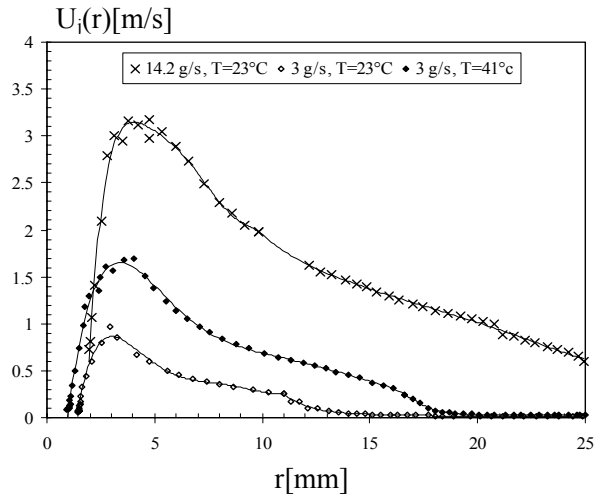


Figure 5 : Evolution des vitesses radiales

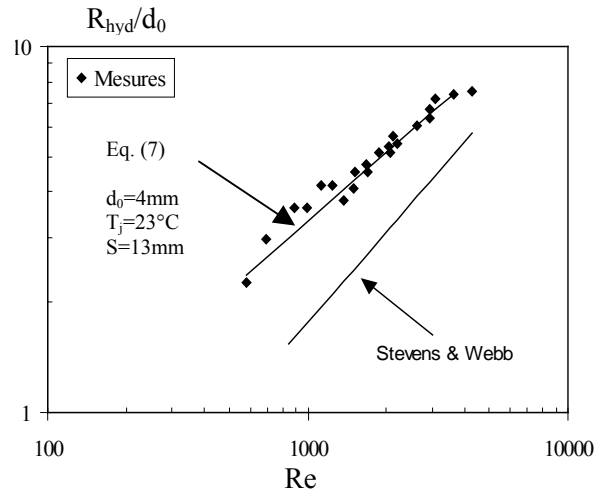


Figure 6 : Evolution du rayon du saut hydraulique

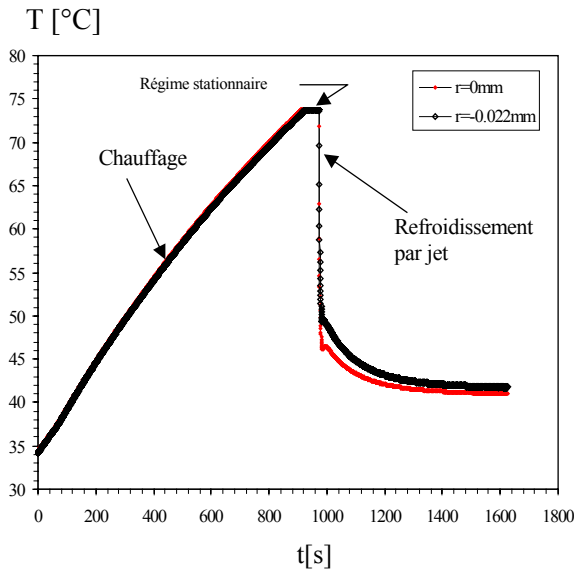


Figure 7 : Exemple de températures mesurées à 0,6mm.

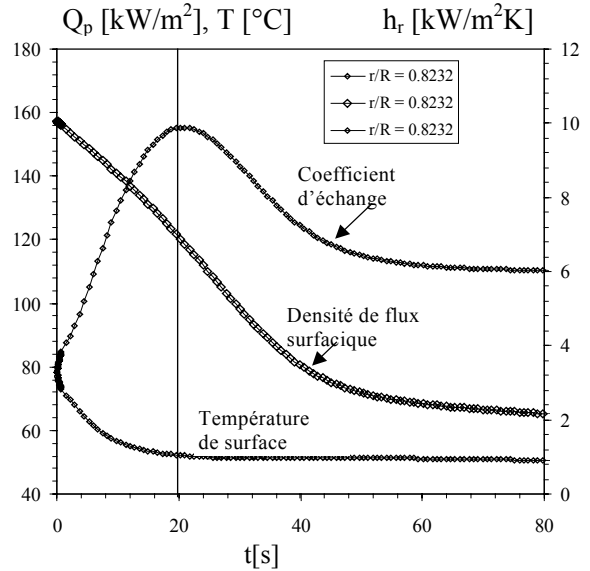


Figure 8 : Températures et flux thermique Pariétaux, coefficient d'échange thermique local.

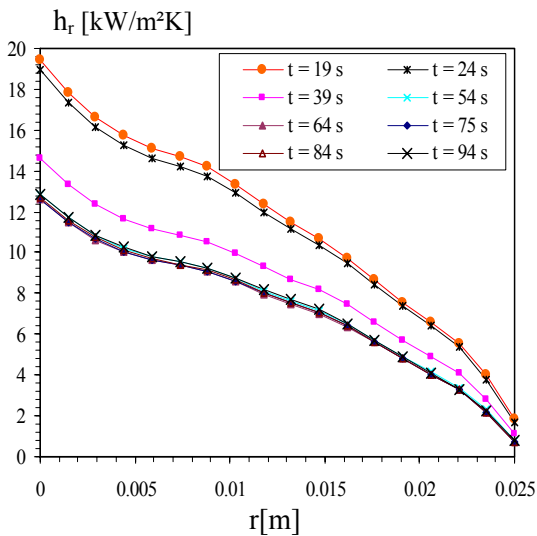


Figure 9 : Coefficient d'échange thermique local à plusieurs instants pour un débit de 10g/s.

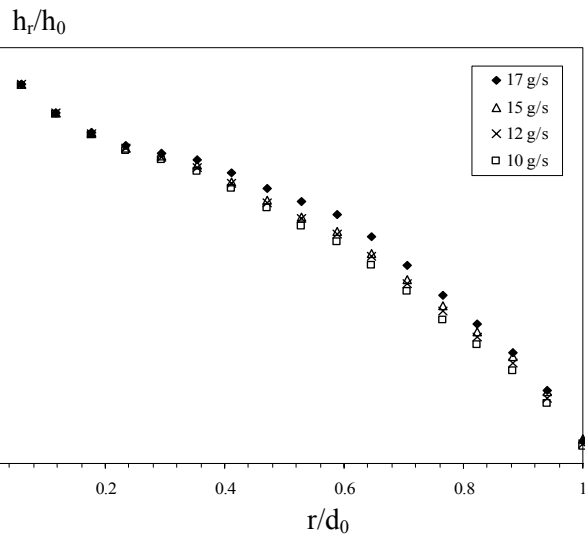


Figure 10 : Coefficient d'échange thermique normalisé pour plusieurs débits.

5. Conclusion

Cet article présente l'aspect hydrodynamique de l'écoulement obtenu par fluorescence induite par laser. Nous avons montré que, le profil de l'épaisseur du film liquide dépend du nombre de Reynolds et de la température du jet. Le ressaut hydraulique, lié au ralentissement de l'écoulement par les forces visqueuses, est fortement influencé par la température du film liquide. Le profil du rayon du saut hydraulique augmente avec l'élévation de la température. Nous avons proposé une corrélation qui donne le rayon du saut hydraulique en fonction du nombre de Reynolds. Les résultats du transfert thermique sont obtenus par résolution du PICC en régime permanent et transitoire. La densité de flux de chaleur, la température de surface et le coefficient d'échange thermique sont déterminées en fonction du temps et suivant le rayon du disque. Ils quantifient le transfert thermique au voisinage et loin de la zone de stagnation. La diminution du coefficient d'échange vers les bords du disque a été associée à l'apparition du saut hydraulique. L'allure de la densité de flux thermique dissipée en régime transitoire, montre que le refroidissement du cylindre est fortement intensifié avant d'atteindre le régime permanent. Les résultats obtenus en régime permanent sont très proches de ceux obtenus par Jiji & Dagan dans les conditions opératoires proches. A partir des résultats de cette étude, on met en évidence le lien entre l'aspect thermique local et le comportement hydrodynamique de l'écoulement.

Références

- [1] Y. Pan and B.W. Webb, Heat transfer characteristics of array of free-surface liquid jets, *Transaction of the ASME*, 177 (1995), 878-883.
- [2] B. Elison and B.W. Webb, Local heat transfer to impinging liquid jets in the initially laminar, transitional, and turbulent regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37-8 (1994), 1207-1216.
- [3] P.M. Brdlik and V.K. Savin, Heat transfer between an axisymmetric jet and plate normal to the flow, *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, 8-2 (1965), 146-155.
- [4] M. Fabbri S. Jiang, and V.K. Dhir, Experimental investigation of single-phase micro jets impingement cooling for electronic applications, *Proceedings of HT2003, 2003 ASME Summer Heat transfer Conference*, July 21-23, 2003, Las Vegas, Nevada, USA.
- [5] D.E. Metzger, K.N. Cummings, W.A. Ruby, Effects of Prandtl Number on heat transfer characteristics of impinging liquid jets, *Proceedings 5th International heat transfer conference*. (Tokyo, sep. 1974), 2, 20-24.
- [6] P.L.T. Brian, A finite-difference method of higher order accuracy for solution of three dimensional transient heat conduction. *A.I.Ch.E. J.*, (1961) 7, 367-370.
- [7] J.B. Baonga, H.Louahlia-Gualous, E. Artioukhine, M. Imbert, Refroidissement d'un disque par un mini jet libre, *Actes du Congrès français de thermique, SFT 2006*, T 1, 289-294.
- [8] J.B. Baonga, H. Louahlia-Gualous, E. Artioukhine, P.K. Panday, Transient heat transfer for circular jet impacting a horizontal surface: Application of the regularization iterative method; *International Congress of Inverse Problem Eng.*, Cambridge, June 2005, B01, 1-10.
- [9] L.M. Jiji and Z.Dagan, Experimental investigation of single-phase multijet impingement cooling of an array of microelectronic heat sources, *Cooling Technology for Electronic Equipment, International Symposium Honolulu*, HA, mar.1987, pp. 333-351.
- [10] J.B. Baonga, H. Louahlia-Gualous, M. Imbert, experimental study of the hydrodynamic and heat transfer of free liquid jet impinging a flat circular heated disk; *Applied Thermal Engineering*, 26, 2006, 1125-1138.
- [11] J.Stevens, B.W. Webb, Local heat transfer coefficients under an axisymmetric, single-phase liquid jet, *American society Mechanical Engineers. Heat Transfer Division*, 111 (1989) 113-119.

