

Jet pariétal plan en régime de convection mixte

Amèni MOKNI^{1*}, Jamel KECHICHE¹, Hatem MHIRI¹, Georges LE PALEC², Philippe BOURNOT²

¹Unité de thermique et environnement. Ecole nationale d'ingénieurs de Monastir

Route de Ouardanine -5000 Monastir

² Institut de Mécanique de Marseille- 60 Rue Juliot Curie- Technopole château Gombert- 13453 Marseille cedex 13

* (Amèni MOKNI : ameni26@yahoo.fr)

Résumé - On se propose dans ce travail d'étudier numériquement en régime laminaire un écoulement de type jet non isotherme se développant tangentiellement à une plaque plane verticale chauffée soumise à un flux de chaleur constant. L'influence des conditions d'émission à la sortie de la buse sur l'évolution des grandeurs dynamiques thermiques caractéristiques du jet sera analysée. Deux types de profil de vitesse à la sortie de la buse sont utilisés : profil uniforme et profil parabolique.

Nomenclature

b	épaisseur de la buse m	x, y	coordonnées m
C_p	capacité thermique massique $JKg^{-1}K^{-1}$	X_2	$=x+kb$ m
Fr	nombre de Froude $Fr = \frac{u_0^2}{g\beta(T_0 - T_\infty)b}$	<i>Symboles grecs</i>	
g	Accélération de pesanteur ms^{-2}	β	coefficient de dilation thermique K^{-1}
h	Coefficient d'échange w/m^2K	θ	température adimensionnée
L	Longueur de la plaque m	λ	conductivité thermique du fluide
Nu	nombre de Nusselt local $Nu = \frac{h}{\lambda}$	ϕ	Densité de flux thermique Wm^{-2}
Re	nombre de Reynolds $Re = \frac{bu_0}{\nu}$	<i>Indices</i>	
T	température K	x	local
u, v	composantes longitudinale et transversale de la vitesse ms^{-1}	0	sortie de la buse

1. Introduction

Les écoulements de type jet interviennent dans de nombreuses applications industrielles, à savoir la pulvérisation, l'isolation thermique, le refroidissement par film d'air, la soudure, le lissage des solides etc...

Ce type d'écoulement a fait l'objet de plusieurs études qui associent à la fois des mesures dynamiques et thermiques dans le but de prévoir le comportement de l'écoulement et de déterminer ses paramètres caractéristiques dont le coefficient local de transfert de chaleur. On distingue dans un jet pariétal deux zones : la zone de la couche limite qui est comprise entre la paroi et la ligne de vitesse maximale et la zone extérieure qui se comporte comme un jet libre[1-2]. Brand et al.[3] ont étudié l'effet des forces de flottabilité pour les jet axisymétrique et plan en utilisant une solution semblable des équations de la couche limite. Mollendorf et Gebhart [4] ont analysé l'influence d'une perturbation thermique sur les champs dynamiques et thermiques d'un jet rond laminaire. Ils montrent qu'une quantité positive de flottabilité augmente la vitesse axiale du jet. En 1987, Martynenko et al. [5] ont étudié les effets de la

flottabilité sur le transfert thermique dans les jets verticaux. Ils ont construit analytiquement des solutions exactes et approximatives basées sur l'analyse des équations laminaires de couche limites sous les approximations de Boussinesq.

Ce problème a été résolu numériquement en régime laminaire par Yu et al. [6] en introduisant des nouveaux paramètres et un changement de variables qui négligent les conditions d'émissions à la sortie de la buse. Ces conditions ont été remplacées par deux contraintes d'intégration qui expriment la conservation du débit de quantité de mouvement déchargé par la buse d'éjection et la conservation de l'énergie. Ultérieurement Mhiri et al [7] se sont intéressés à l'influence des conditions d'émission à la sortie de la buse d'éjection pour un écoulement de type jet d'air chaud évoluant tangentiellement à une plaque plane adiabatique en régime laminaire. Ils ont considéré deux conditions d'émission qui vérifient les contraintes proposées par Yu et al. [6] Ils ont montré que dans le cas d'un jet pariétal en régime laminaire ces conditions n'influent pas l'écoulement dans la zone du panache, où les forces de flottabilité sont prépondérantes. Cette zone dépend des nombres de Reynolds et

Grashof, elle est à une distance $\frac{x}{b} = 10 \left(\frac{\text{Re}^{11}}{\text{Gr}^4} \right)^{1/7}$. En dessous de cette distance les résultats

sont dépendants des conditions d'émission à la sortie de la buse. Cette dépendance est la plus importante dans la région du jet au voisinage de la buse. Récemment Kechiche et al.[8] ont étudié l'influence des conditions d'émission de la buse à savoir la vitesse et la température sur les paramètres dynamiques, thermiques et turbulents de l'écoulement. Ils ont montré que pour le cas d'un jet pariétal isotherme les conditions d'émission n'ont pas d'influence sur les paramètres de l'écoulement dans la région du régime établi. Une diminution du nombre du nombre de Reynolds induit une diminution du transfert thermique convectif.

Dans ce travail, on se propose d'analyser l'influence des conditions d'émission sur l'évolution des grandeurs thermiques caractéristiques du jet. Pour cela on considère deux types de profil de vitesse à la sortie de la buse : profil uniforme et profil parabolique.

2. Formulation du problème

2.1. Hypothèses

On considère un jet issu d'une buse rectangulaire dont les dimensions sont petites comparées aux dimensions de l'enceinte où débouche l'écoulement. La largeur de la buse est assez grande devant son épaisseur de sorte qu'on peut négliger les effets de bord : ainsi le problème peut être supposé bidimensionnel. Le fluide utilisé est supposé incompressible, sa masse volumique est considérée constante, sauf dans les forces de flottabilité, où on considère une variation linéaire de cette variable avec la température : ce sont les hypothèses de Boussinesq. L'expérience montre que la pression statique subit une variation très faible et on la considère constante dans le jet.

2.2. Mise en équations

2.3. Equations adimensionnées

Considérons les variables adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{x}{b} ; Y = \frac{y}{b} ; U = \frac{u}{u_0} ; V = \frac{v}{u_0} \text{ et } \theta = \frac{T - T_\infty}{\phi \cdot b} \lambda \quad (1)$$

Les équations de la couche limite qui régissent les écoulements de type jet s'écrivent en tenant compte des hypothèses précédemment citées et en introduisant les variables précédentes :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\theta}{\text{Fr}} \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (4)$$

Et les conditions aux limites sont :

$$\begin{cases}
 X = 0 & \left\{ \begin{array}{l}
 0 < Y < 1: \quad V = 0 ; \theta = 0 ; \\
 \text{Profil uniforme : } U = 1; \\
 \text{Profil parabolique : } U = (180)^{1/3} (Y - Y^2); \\
 Y \geq 1 : U = 0 ; V = 0 ; \theta = 0 ;
 \end{array} \right. \quad (5) \\
 X > 0 & \left\{ \begin{array}{l}
 Y = 0 : U = 0 ; V = 0 ; \\
 \text{Paroi soumise à un flux de chaleur constant } \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_p = -1 ; \\
 Y \rightarrow \infty : U = 0 ; V = 0 ; \theta = 0 ;
 \end{array} \right.
 \end{cases}$$

2.4. Méthode numérique

Les équations associées à leurs conditions aux limites ont été discrétisées à l'aide d'une méthode aux différences finies. Un maillage rectangulaire décalé superposé au champ de l'écoulement est utilisé. L'équation de continuité est discrétisée aux nœuds $(i+1/2, j+1/2)$, les équations de quantité de mouvement et d'énergie sont discrétisées aux nœuds $(i+1/2, j)$. Cette méthode a été adoptée pour des raisons de stabilité par rapport au maillage non décalé. Un maillage non uniforme est utilisé dans la direction de l'écoulement encore pour des raisons de stabilité. Le pas de calcul est très petit au voisinage de la buse ($\Delta X = 10^{-4}$) puis augmente au fur et à mesure qu'on s'éloigne dans la direction du jet ($\Delta X = 10^{-1}$). Dans la direction transversale le pas de calcul est considéré constant ($\Delta Y = 2 \cdot 10^{-2}$). Le système ainsi obtenu est résolu à l'aide de la méthode itérative de Gauss Seidel. La convergence totale du système est obtenue lorsque la différence entre les vitesses U calculées dans deux itérations successives pour chaque nœud du domaine est inférieure à 10^{-7} .

3. Résultats et discussion

Nous étudions l'échange de chaleur par convection mixte ($\text{Fr}=2.25, 22.5, 225, 4500$) entre un écoulement du fluide chauffé éjecté tangentiellement à une plaque plane soumise à une densité de flux de chaleur constante, et plus particulièrement l'influence des conditions d'émission sur cet écoulement. Nos résultats sont présentés pour un écoulement d'air ($\text{Pr}=0.71$) en régime laminaire ($\text{Re}=1500$) pour deux types de conditions à la section de sortie de la buse : profil de vitesse uniforme et parabolique.

3.1. Détermination de l'origine fictive du jet

En premier lieu on a procédé à une étude dynamique de l'écoulement afin de déterminer l'origine fictive du jet. Cette étude a permis de montrer que la position de l'origine fictive du jet reste inchangée pour un nombre de Reynolds constant, même en présence d'un écoulement d'air chaud. Ainsi la position de l'origine fictive du jet est de l'ordre de 260 fois l'épaisseur de la buse pour tous les cas traités [9].

3.2. Coefficient de frottement

On donne sur la figure1 l'évolution du coefficient de frottement pour les différents nombres de Froude et pour les deux profils de vitesse à la sortie de la buse d'éjection. On note que le profil de vitesse à l'entrée n'influe sur l'évolution du coefficient de frottement que dans la région voisine la buse d'éjection, ce qui était attendu. On note aussi que le chauffage du fluide s'accompagne d'une augmentation du coefficient de frottement. Dans la zone du régime établi l'évolution du coefficient du frottement pariétal est indépendante du nombre de Froude et de la nature des conditions d'émission ; cette évolution linéaire a été corrélée par :

$$Cf = 2.224 Re_{x2}^{-0.511} \quad (6)$$

avec $Re_{x2} = \frac{u_m \cdot x_2}{\nu} = \frac{u_m (x + 260)}{\nu}$ où u_m est la vitesse maximale du jet.

3.3. Etude thermique

L'analyse de l'influence des conditions d'émission sur le transfert thermique entre le jet d'air chaud et la paroi soumise à un flux de chaleur constant est traitée dans les paragraphes suivants :

L'évolution longitudinale de la température adimensionnelle à la paroi est donnée sur la figure2 pour différents nombres de Froude, pour les deux profils de vitesse et pour un nombre de Reynolds $Re=1500$. On note que dans la région voisine de la buse, le type de profil de vitesse à l'entrée influe sur l'évolution de la température à la paroi. Au fur et à mesure que l'on s'éloigne dans la direction du jet, une certaine concordance entre les résultats relatifs au profil de vitesse uniforme et parabolique commence à apparaître, à partir de la région intermédiaire. Cette différence sera insignifiante dans la région du régime établi.

L'influence du chauffage du fluide est visible sur des distances assez importantes. Cette distance est de l'ordre de 20 fois la largeur de la buse pour $Fr = 2.25$ et 1000 fois la largeur de la buse pour $Fr = 4500$. En effet pour les faibles nombres de Froude l'effet des forces de flottabilité apparaît pour de faibles distances : plus le nombre de Froude est faible plus les forces de flottabilité deviennent prépondérantes par rapport aux forces d'inertie plus proche de la buse.

L'évolution du nombre de Nusselt est donnée sur la figure 3 : au voisinage de la buse les forces d'inertie sont prépondérantes devant les forces de flottabilité de sorte que le profil de vitesse initial influe de façon significative sur l'écoulement dans cette zone. En effet le profil uniforme assure un entraînement plus important et par conséquent un échange convectif plus important d'où un nombre de Nusselt plus élevé. Plus qu'on avance dans la direction du jet et plus l'effet du profil initial de vitesse s'atténue. Il devient insignifiant dans la région du panache.

L'influence du chauffage du fluide (nombre de Froude) commence à être perçue à partir d'une distance de l'ordre de 10 fois la largeur de la buse puis elle augmente plus loin dans la direction du jet. Dans la région du régime établi le transfert de chaleur est plus important pour les faibles nombres de Froude car les forces de flottabilité, prépondérantes dans la zone du panache, sont assez importantes.

Outre le nombre de Reynolds modifié introduit précédemment, on définit le nombre de Nusselt modifié par $Nu_{x2} = \frac{X_2}{\theta_p(x)} = \frac{X + X_1}{\theta_p(x)}$ avec $X_1=260$ abscisse de l'origine fictive du jet pour un écoulement de Reynolds moyen égal à 1500.

On note des évolutions linéaires du nombre de Nusselt modifié en fonction du nombre de Reynolds modifié dans la région du régime établi (fig. 4) ce qui nous permet de proposer une relation similaire aux précédentes reliant nombre de Nusselt modifié aux nombre de Reynolds modifié et au nombre de Prandtl. Cette relation est donnée par :

$$Nu_{x2} = 0.484 Pr^{0.33} Re_{x2}^{0.493} \quad (7)$$

Sur la figure 4 , on a tracé l'évolution du nombre de Nusselt moyen défini par $Nu_m = \frac{\bar{h}L}{\lambda}$ en fonction du nombre de Froude pour 3 longueurs différentes de la plaque $L=10, 100, 1000$. On en déduit des corrélations reliant le nombre de Nusselt moyen au nombre de Froude pour chaque longueur de la plaque. On note bien la différence due aux profils initiaux au voisinage de la buse, cette différence diminue tout en avançant dans la direction du jet puis elle s'atténue dans la région du régime établi.

$$\text{où, } \bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{\phi}{T_p - T_\infty} dx$$

4. Conclusion

Dans ce travail on s'est intéressé à l'étude de l'influence des conditions initiales à la sortie de la buse pour un écoulement de type jet pariétal chauffé sur le transfert thermique ; nous avons montré que le profil de vitesse à l'entrée affecte peu le transfert thermique entre le jet et la paroi chauffée. En effet l'influence n'est visible que dans la zone du jet (au voisinage de la buse) cela revient au fait que l'entraînement est plus important pour un profil de vitesse uniforme à l'entrée. Dans la zone du panache les forces de flottabilité sont prépondérantes de sorte que l'influence des conditions d'émission est insignifiante. On a pu déterminer une corrélation reliant le nombre de Nusselt local modifié en fonction du nombre de Reynolds local modifié valable dans la zone du régime établi pour les deux profils de vitesses à l'entrée considérés (Equation 7). L'influence du chauffage du fluide augmente dans la direction du jet. Dans la région du régime établi le transfert de chaleur est plus important pour les faibles nombres de Froude ; en effet pour les faibles nombres de Froude les forces de flottabilité, responsables de l'écoulement du fluide dans la zone du panache sont assez importantes.

Références

- [1] P.Y. Nizou, Analogie entre transfert de chaleur et de quantité de mouvement dans un jet pariétal plan turbulent, *Int J Heat Mass Transfer.*, 27-10 (1984), 1737-1748.
- [2] P.Y. Nizou, T.Tida, Transfert de chaleur et de quantité de mouvement dans les jets pariétaux plans turbulents, *Int. J. Heat Mass Transfer.*, 38-10 (1995), 1187-1200.
- [3] RS Brand, FJ Lahey. The heated laminar vertical jet. *J Fluid Mech*; 29; (1967), 305-315.
- [4] JC Mollendorf, B Gebhart. Thermal buoyancy in round laminar vertical jets. *Int J Heat Mass Transfer*; 16 (1973), 735-745.
- [5] OG Martynenko, VN Korovkin, YUA Sokovishin. The class of self similar solutions for laminar buoyant jets. *Int J Heat Mass Transfer*, 32, (1989), 2297-307.
- [6] W.S Yu, H.T Lin, Rigorous numerical solutions and correlations for two dimensional laminar buoyant jets, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35-5 (1992), 1131-1141.
- [7] H.Mhiri, S Golli, G. Lepalec, P. Bournot, Influence des conditions d'émission sur un écoulement de type jet plan laminaire isotherme ou chauffé, *Revue générale de thermique*, (1998), 37:898-910
- [8] J. Kechiche, H.Mhiri, G. Le Palec, P. Bournot, Numerical study of the inlet conditions on a turbulent plane two-dimensional wall jets. *Energy conversion and management*, 45 (2004), 2931-2949.
- [9] A. Mokni, J. Kechiche, H.Mhiri, G. Le Palec, P. Bournot, Jet pariétal plan en régime de convection forcée. *Congrès Français de thermique* (2007) 325-330.

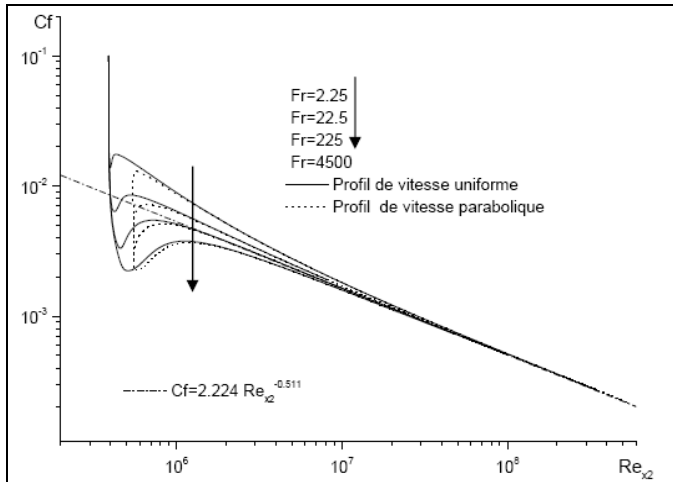


Fig.1. Evolution longitudinale du coefficient de frottement pour différents nombres de Froude

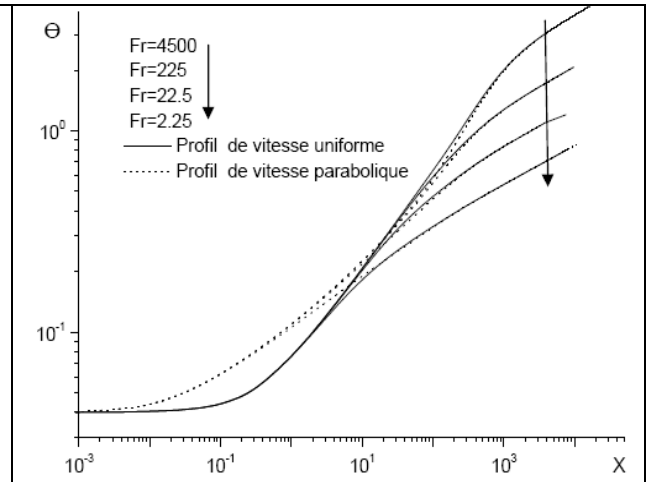


Fig.2. Evolution longitudinale de la température pariétale pour différents nombres de Froude

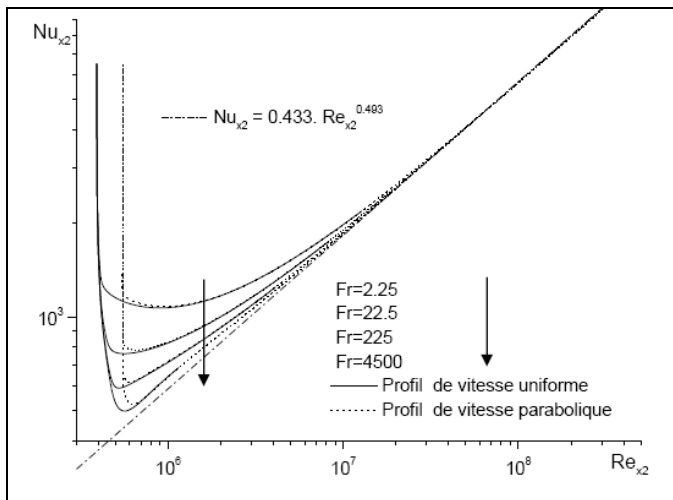


Fig.3. Evolution longitudinale du nombre de Nusselt modifié pour différents nombres de Froude

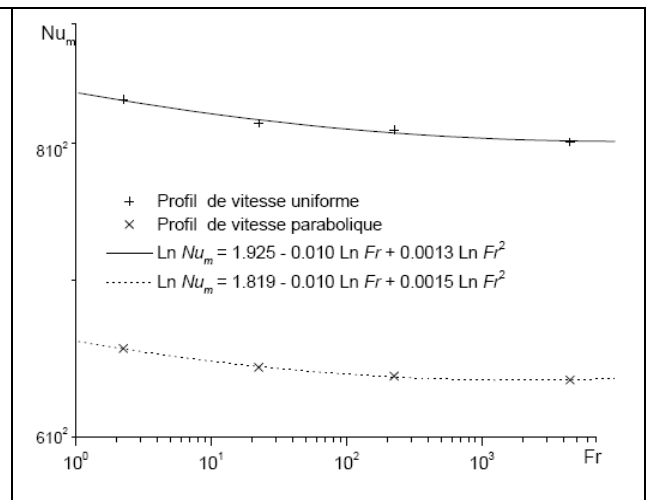


Fig.4a. Evolution du nombre de Nusselt moyen $L=10$

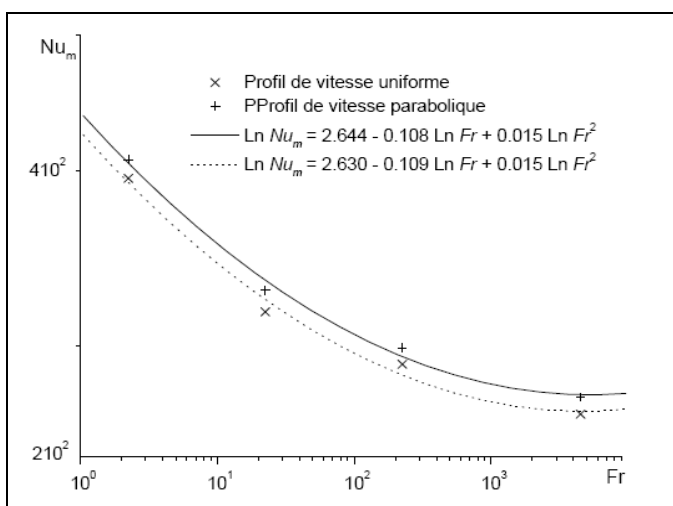


Fig.4b. Evolution du nombre de Nusselt moyen $L=100$

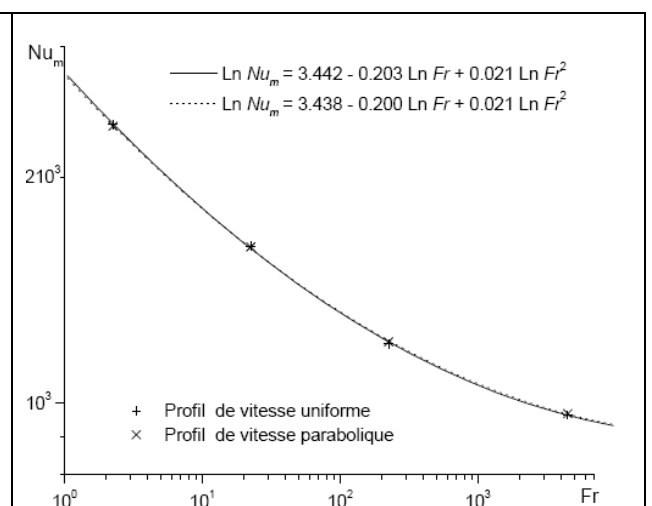


Fig.4c. Evolution du nombre de Nusselt moyen $L=1000$