

Jet pariétal plan en régime de convection forcée

Amèni MOKNI^{1*}, Jamel KECHICHE¹, Hatem MHIRI¹, Georges LEPALEC², Philippe BOURNOT²

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

Route de Ouardanine -5000 Monastir

²Institut 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 de convection forcée un écoulement laminaire de type jet se développant tangentiellement à une plaque plane verticale chauffée par un flux de chaleur constant. L'influence des conditions d'émission à la sortie de la buse sur l'évolution des grandeurs 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	α	diffusivité thermique du fluide
C_p	capacité thermique massique $JKg^{-1}K^{-1}$	$\alpha = \frac{\nu}{Pr}$	m^2s^{-1}
g	accélération de pesanteur ms^{-2}	β	coefficient de dilation thermique K^{-1}
L	largeur de la buse m	θ	température adimensionnée
Nu	nombre de Nusselt local $Nu = \frac{h_x}{\lambda}$	λ	conductivité thermique du fluide
Re	nombre de Reynolds $Re = \frac{bu_0}{\nu}$	ρ	masse volumique du fluide Kgm^{-3}
T	température K	ϕ	flux thermique Wm^{-2}
u, v	composantes longitudinale et transversale de la vitesse ms^{-1}	<i>Indices</i>	
x, y	coordonnées longitudinales et transversales m	m	maximum
X_2	$=x+ke= x+x_1$ m	x	local
<i>Symboles grecs</i>		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.... Des travaux antérieurs ont porté sur des écoulements de ce type mais la plus part ont traité le cas turbulent, vu qu'en pratique ces écoulements sont généralement turbulents.

En régime turbulent Leduc et al. ont proposé des solutions numériques portant sur le transfert thermique entre un jet en convection forcée et une plaque plane soumise à un flux de chaleur constant. Ultérieurement Launder and Spalding [1] ont établi le système d'équations recommandé pour les grands nombres de Reynolds. Ljuboja and Rodi [2] ont montré que ce modèle présente des limitations pour le cas du jet pariétal et ont proposé une version modifiée du modèle $k - \varepsilon$ applicable pour les jets pariétaux. Récemment Kechich et al. [3] ont étudié

l'influence des conditions d'émissions 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 d'influence sur les paramètres de l'écoulement que dans la région du corps potentiel et les régions intermédiaires. Ils ont montré que pour le cas d'un jet d'air évoluant en convection forcée tangentielle à une plaque soumise à un flux de chaleur constant, le profil de vitesse à l'entrée n'a pas d'influence sur les paramètres caractérisant le transfert thermique entre la plaque et l'écoulement dans la région du régime établi thermiquement. Une diminution du nombre de Reynolds produit une diminution du transfert thermique convectif.

Ce problème a été résolu numériquement en régime laminaire par Yu et al. [4] 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'intégrations 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 [5] 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 tangentielle à une plaque plane adiabatique en régime laminaire. Ils ont considérés deux conditions d'émission qui vérifient les contraintes proposées par Yu et al. [4] 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 $\frac{x}{b} = 10 \left(\frac{\text{Re}^{11}}{\text{Gr}^4} \right)^{1/7}$. Au delà de cette distance les résultats sont dépendant 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.

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. L'expérience montre que la pression statique subit une variation très faible, d'où on la considère constante dans le jet.

2.2. Mise en équations

2.3. Equations adimensionnées

Considérons les variables adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{x}{b} ; Y = \frac{y}{b} ; U = \frac{u}{u_0} ; V = \frac{v}{u_0} \text{ et } \theta = \frac{T - T_\infty}{\phi b \lambda} \text{ si la paroi est soumise à un flux de}$$

chaleur constant.

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 sous la forme :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

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

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

Et les conditions aux limites deviennent :

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

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 ($\Delta y = 2.10^{-2}$). 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

Le modèle numérique élaboré permet de déterminer les caractéristiques dynamiques et thermiques d'un jet d'air ambiant évoluant à proximité d'une plaque plane verticale chauffée. Nous étudions l'échange de chaleur par convection forcée entre un écoulement d'air ($\text{Pr}=0.71$) et une plaque plane soumise à un flux de chaleur constant. Les résultats sont obtenus pour différents nombres de Reynolds moyen et 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 à fin de déterminer l'origine fictive du jet. En effet des études précédentes [6-7] ont montré que la zone comprise entre la paroi et le maximum de la vitesse diffère notablement d'une couche limite classique

en ce qu'elle évolue sous l'action d'un écoulement extérieur : c'est une couche limite perturbée. Une étude approfondie a montré qu'il est possible, à partir d'une certaine distance de la buse, de représenter la structure de la zone extérieure de couche limite à l'aide d'un faisceau d'iso vitesses réduites $u^* = \frac{u}{u_m}$ où u_m représente la vitesse maximale dans la section

considérée. Ce faisceau défini dans la région $0.7 < u^* < 1$ est formé de droite passant par un même point d'abscisse $x = -x_1 = -k.b$ dépendant du nombre de Reynolds initial.

Dans le cadre de ce travail on a procédé à la détermination de l'origine fictive du jet pour différents nombres de Reynolds ($Re=500$, $Re=750$, $Re=1000$, $Re=1250$ et $Re=1500$). On a pu montrer que la position de l'origine fictive du jet ne dépend pas du profil de vitesse choisi, en effet ces valeurs varient entre $x_1=160$ pour $Re=500$ (fig1.) et $x_1=260$ pour $Re=1500$ (fig2.). Ces valeurs suivent une évolution linéaire ; On donne sur la figure 3 la position de l'origine fictive du jet pour un écoulement laminaire ($500 \leq Re \leq 1500$) pour deux profils de vitesses à l'entrée de la buse en fonction du nombre de Reynolds moyen. Cette position ne dépend que du nombre de Reynolds moyen et elle varie suivant la corrélation suivante :

$$X_1 = 105.4 + 0.1024 Re \quad (4)$$

3.2. Etude thermique

Dans la seconde partie de ce travail on a procédé à une étude thermique afin de déceler l'influence des conditions d'émission sur le transfert thermique entre le jet et la paroi soumise à un flux de chaleur constant.

On représente alors sur la figure 4 l'évolution de la température adimensionnelle à la paroi pour les deux profils de vitesse considérés et pour les différentes valeurs du nombre de Reynolds. On note dans la zone proche de la buse d'éjection que la température obtenue pour un profil de vitesse parabolique est plus importante que celle obtenue pour un profil uniforme.

Dans la zone intermédiaire les profils de température relatifs au profil parabolique diminuent légèrement par rapport au profil uniforme, cette diminution s'atténue de plus en plus qu'on s'éloigne dans la direction du jet. En effet dans cette zone où les forces de frottement et d'inertie deviennent de même ordre, l'influence du profil de vitesse à l'entrée est de plus en plus faible. Dans la zone du régime établi le profil de vitesse à l'entrée n'a plus d'influence sur l'évolution de la température à la paroi.

Sur la figure 5, on donne l'évolution longitudinale du nombre de Nusselt local ; sur cette figure on remarque un accroissement tout au long de la plaque pour les deux profils : uniforme et parabolique. Cela revient à ce que le transfert de chaleur entre la paroi et le jet augmente tout en avançant dans la direction du jet. En effet le jet s'échauffe de plus en plus que l'on s'éloigne de la buse d'éjection.

Les nombres de Nusselt dans le cas d'un profil parabolique présentent des valeurs légèrement supérieurs à ceux du profil uniforme surtout au niveau de la zone intermédiaire où les forces d'inertie et de frottement deviennent de même ordre de grandeur. En effet le profil de vitesse uniforme à l'entrée de la buse assure un entraînement d'air plus important.

Soit le nombre de Nusselt modifié défini par $Nu_{x_2} = \frac{x_2}{T_p(x)} = \frac{x + x_1}{T_p(x)}$ avec x_1 abscisse de

l'origine fictive du faisceau de droites modélisant la zone extérieure de la couche limite. On trace sur la figure 6 l'évolution de ce paramètre en fonction du nombre de Reynolds local

modifié défini par : $Re_{x_2} = \frac{U_m \cdot x_2}{\nu}$. On note une évolution linéaire du nombre de Nusselt local modifié en fonction du nombre de Reynolds modifié dans la zone du régime établi. Cette évolution se fait suivant la corrélation suivante :

$$Nu_{x_2} = 1.4148 Pr^{0.33} Re_{x_2}^{0.4358} \quad (5)$$

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 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 cela revient au fait que l'entraînement est plus important pour un profil de vitesse à l'entrée uniforme. 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.

$$Nu_{x_2} = 1.4148 Pr^{0.33} Re_{x_2}^{0.4358}$$

Références

- [1] BE. Launder, DB Spalding, The numerical computation of turbulent flow, *Comput Methods appl Mech Eng.*, 3 (1974), 269-289.
- [2] M. Ljuboja, W. Rodi, Calculation of turbulent wall jets with an algebraic Reynolds stress model. *J. Fluid Eng.*, (1980) 102: 350-356.
- [3] J. Kechiche, H.Mhiri, G. Lepalec, P. Bournot, Numerical study of the inlet conditions on a turbulent plane two-dimensional wall jets. *Energy conversion and management*, (6 mars 2004), 45:2931-2949.
- [4] W.S Yu, H.T Lin, Rigorous numerical solutions and correlations for two dimensional laminar buoyant jets, *Int.j.Heat Mass Tran.*, 35-5 (1992), 1131-1141.
- [5] 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
- [6] P.Y. Nizou, Analogie entre transfert de chaleur et de quantité de mouvement dans un jet pariétal plan turbulent, *Int.j.Heat Mass Tran.*, 27-10 (1984), 1737-1748.
- [7] J. Kechiche, H.Mhiri, G. Lepalec, P. Bournot, Etude numérique du transfert de chaleur et de quantité de mouvement dans un jet pariétal plan turbulent. *Physical and chemical news*, (2004).

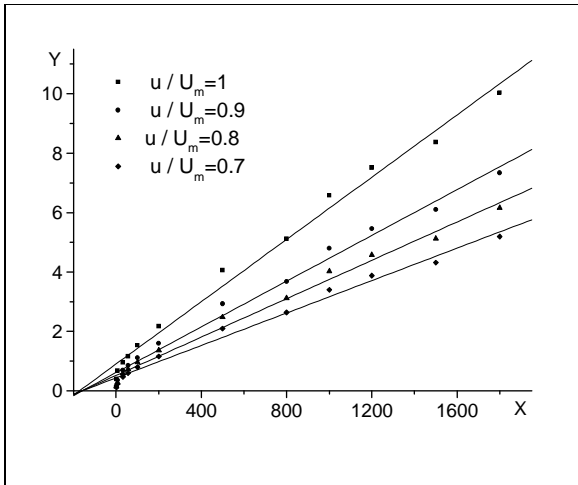


Fig.1. Faisceau d'isovitesse réduites dans la zone du jet $Re=500$ profil de vitesse uniforme

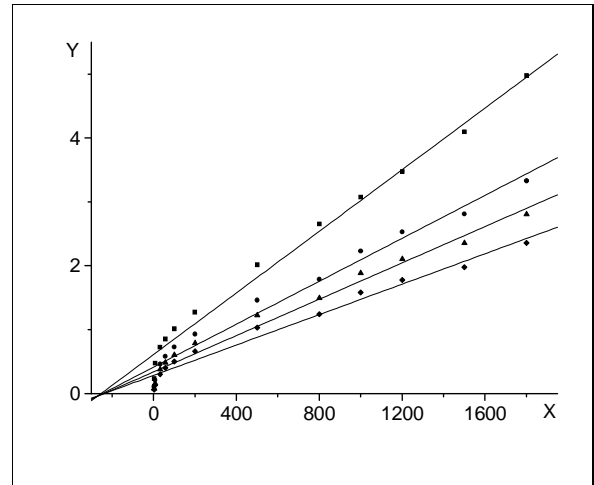


Fig.2. Faisceau d'isovitesse réduites dans la zone du jet $Re=1500$ profil de vitesse uniforme

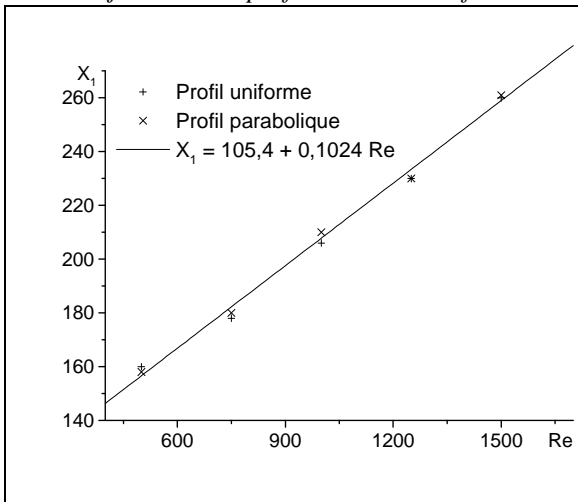


Fig.3. Position de l'origine fictive du jet pour différents nombres de Reynolds

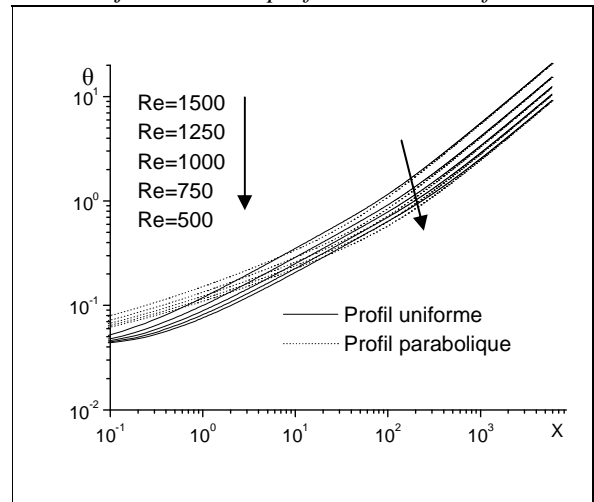


Fig.4. Evolution longitudinale de la température pariétale pour différents nombres de Reynolds

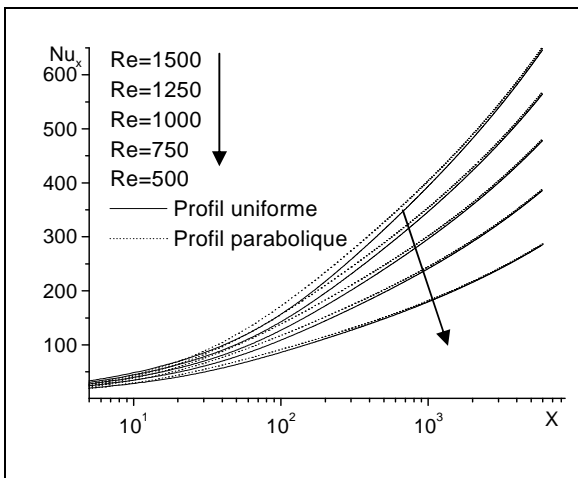


Fig.5. Evolution longitudinale du nombre de Nusselt local pour différents nombres de Reynolds

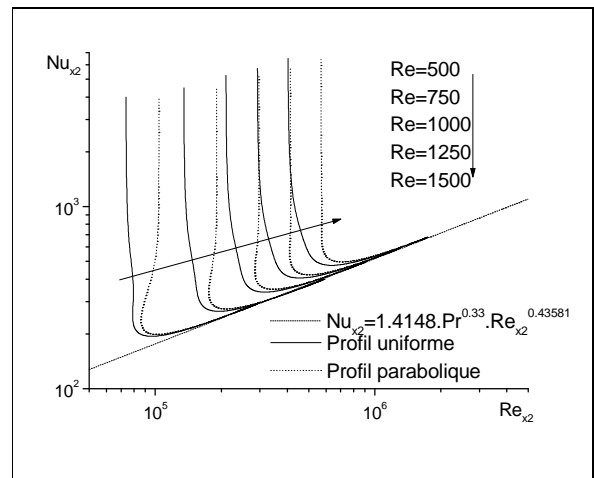


Fig.6. Evolution longitudinale du nombre de Nusselt modifié pour différents nombres de Reynolds

