HAL
open science

Modélisation des transferts par convection mixte et par rayonnement à l'intérieur d'un four à combustion des fumées de pyrolyse de la biomasse

Mohamed Ammar Abbassi, Kamel Halouani, Xavier Chesneau, Belkacem Zeghmati

To cite this version:

Mohamed Ammar Abbassi, Kamel Halouani, Xavier Chesneau, Belkacem Zeghmati. Modélisation des transferts par convection mixte et par rayonnement à l'intérieur d'un four à combustion des fumées de pyrolyse de la biomasse. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00154306

HAL Id: hal-00154306

https://hal.science/hal-00154306v1

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

MODÉLISATION DES TRANSFERTS PAR CONVECTION MIXTE ET PAR RAYONNEMENT À L'INTÉRIEUR D'UN FOUR DE COMBUSTION DES FUMÉES DE PYROLYSE DE LA BIOMASSE

Mohamed Ammar ABBASSI[1], Kamel HALOUANI[1]
Xavier CHESNEAU[2] and Belkacem ZEGHMATI[2]
[1]METS-IESG-ENIS, IPEIS, B.P:805 – 3018 – Sfax – Tunisie
[2]MEPS-GME, Université de Perpignan Via Domitia, 52 Avenue Paul Alduy, 66860 Perpignan Cedex France
kamel.halouani@ipeis.rnu.tn

Résumé : Une étude numérique des transferts par convection mixte et rayonnement dans un four de combustion des fumées de pyrolyse de la biomasse est présentée. Les équations de mouvement, de la chaleur et de transfert radiatif sont adimensionnalisées puis résolues à l'aide de la méthode des volumes finis et de l'algorithme TDMA. L'adéquation entre les champs de pression et de vitesse est assurée par l'algorithme SIMPLE. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de profil de vitesse et de densité de flux de chaleur à la paroi du four. Nous analysons l'influence du nombre de Richardson sur les distributions des isothermes et des lignes de courant. L'influence de l'épaisseur optique des fumées sur les écoulements et les transferts à l'intérieur du four est aussi présentée.

1. INTRODUCTION

L'étude des transferts de chaleur par convection mixte dans des canaux, des enceintes ouvertes a suscité beaucoup d'intérêt durant les dernières décennies parce que de telles configurations géométriques jouent un rôle important dans divers domaines d'ingénierie (gestion d'air dans les locaux, refroidissement des composants électroniques, chambre de combustion). L'étude numérique de la ventilation dans une enceinte tridimensionnelle ouverte montre l'existence d'une région bien ventilée située dans sa partie inférieure et que l'écoulement dans le reste de l'enceinte présente des zones de recirculation caractérisées par une température supérieure à celle de la région ventilée [1]. Paparicolaou et Jaluria [2] ont étudié numériquement la convection mixte dans une enceinte ouverte en présence d'une source de chaleur. L'écoulement présente des zones de recirculation et le refroidissement de l'enceinte est meilleur lorsque la sortie est localisée en bas de l'enceinte. Dans ces conditions, le transfert de chaleur dans l'enceinte est supérieur à celui d'un canal vertical. Deng et al. [3] ont présenté une étude numérique de la convection mixte thermique et massique dans une enceinte ouverte. La convection mixte engendrée notamment par une source de chaleur et/ou de masse a été aussi analysée. Dans le présent travail, nous présentons une étude numérique des transferts par convection mixte et par rayonnement dans un four de combustion de fumées de pyrolyse de la biomasse. Une attention particulière est accordée à l'influence de l'épaisseur optique sur les transferts.

2. MODÈLE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHÉMATIQUE

Le four est constitué d'une enceinte parallélépipédique munie de deux ouvertures (Fig.1). Celle située sur l'une des parois verticales est considérée comme l'entrée du four et l'autre qui se trouve sur la paroi horizontale supérieure est la sortie.

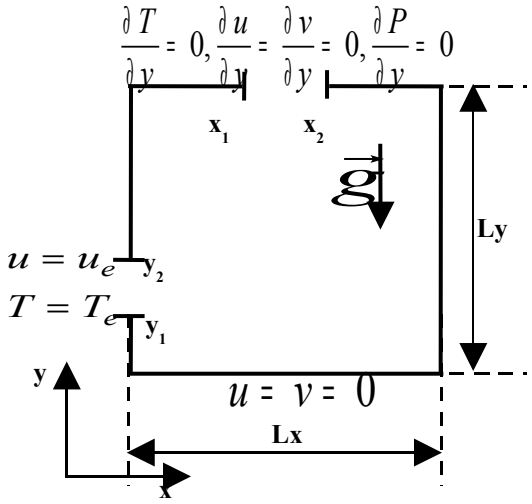

Figure 1 Configuration géométrique

L'écoulement des fumées de pyrolyse est supposé incompressible, laminaire et bidimensionnel. Les propriétés du fluide sont constantes, hormis la masse volumique ρ qui obéit à l'approximation de Boussinesq. Le transfert d'énergie par diffusion des espèces, la dissipation visqueuse et le travail des forces de pression sont considérés négligeables. Compte tenu de ces hypothèses, les équations qui régissent les transferts par rayonnement–convection dans le four et les conditions initiales et aux limites qui leurs sont associées sont écrites sous leur forme adimensionnelle dans le repère reporté sur la figure 1.

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial U^*}{\partial x^*} + \frac{\partial V^*}{\partial y^*} = 0 \tag{1}$$

- Equation de quantité de mouvement :
  - Composante suivant l'axe [ox)

$$\frac{\partial U^*}{\partial t^*} + \frac{\partial \left(U^* U^*\right)}{\partial x^*} + \frac{\partial \left(U^* V^*\right)}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 U^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 U^*}{\partial y^{*2}}\right) \tag{2}$$

  - Composante suivant l'axe [oy)

$$\frac{\partial V^*}{\partial t^*} + \frac{\partial \left(U^* V^*\right)}{\partial x^*} + \frac{\partial \left(V^* V^*\right)}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 V^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 V^*}{\partial y^{*2}}\right) + RiT^* \tag{3}$$

- Equation d'énergie

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} + \frac{\partial \left(U^* T^*\right)}{\partial x^*} + \frac{\partial \left(V^* T^*\right)}{\partial y^*} = \frac{1}{Re\,Pr}\left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}}\right) + \frac{\tau}{Bo(1-R)}\left\{G^* - 4\left[T^*(1-R)\right]^4\right\} \tag{4}$$

- Equation de transfert radiatif (ETR)

$$\mu \frac{\partial I^*}{\partial x^*} + \xi \frac{\partial I^*}{\partial y^*} = -\tau I^* + (1-\omega)\tau T^{*4} + \frac{\omega\tau}{4\pi}\int_{\Omega'=4\pi} I^* \Phi(\vec{\Omega}', \vec{\Omega})\, d\Omega' \tag{5}$$

avec : $(x^*, y^*) = \frac{(x,y)}{d_e}, (U^*, V^*) = \frac{(u,v)}{U_e}, T^* = \frac{T - T_e}{T_{amb} - T_e} = \frac{T - T_e}{\Delta T}, P^* = \frac{P - P_e}{\rho_e U_e^2}$,

$I^* = \frac{I}{n^2 \tilde{\sigma} T_{amb}^4}$, $t^* = \frac{t U_e}{d_e}$, $G^* = \frac{G}{n^2 \tilde{\sigma} T_{amb}^4}$, $R = \frac{T_e}{T_{amb}}$

Les nombres adimensionnels qui apparaissent dans les équations (1-5) sont définis par : $Re = \frac{U_e d_e}{\nu}$, $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, $Gr = \frac{g\beta \Delta T d_e^3}{\alpha \nu}$, $Bo = \frac{\rho C_p U_e}{n^2 \tilde{\sigma} T_{amb}^3}$, $\tau = \beta d_e$, $\omega = \frac{\sigma_s}{\beta}$, $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$, $R_C = \frac{d_e n^2 \tilde{\sigma} \Delta T^3}{k}$

2.1. Conditions initiales et aux limites

-Conditions initiales : $\forall$ $t<t_0$, t_0 étant l'instant à partir duquel la biomasse produit les gaz de pyrolyse. $U=V=0$, $T=0$

- Conditions aux limites

- Paroi gauche: $X=0$, Entrée : $0,15<y<0,4$
- U$=1$, $T=1$, $P=1$, Mur : $U=V=0$, $-\partial T/\partial y + q_r R_c = 0$
- Paroi droite: $X=L_x$, $U=V=0$, $-\frac{\partial T}{\partial y} + q_r R_c = 0$
- Paroi basse: $Y=0$, $U=V=0$, $-\partial T/\partial x + q_r R_c = 0$
- Paroi haute: $Y=L_y$, $(0< x<0,4)$ ou $(0,6 < x<L_x)$ Mur : $U=V=0$, $-\partial T/\partial x + q_r R_c = 0$

Sortie $\partial U/\partial y = \partial V/\partial y = 0$, $\partial T/\partial y = 0$, $\partial P/\partial y = 0$

- Conditions aux limites radiatives : Les parois du four sont supposées grises et diffusantes et l'énergie radiative est spéculaire en émission comme en réflexion. La condition aux limites radiatives s'écrit sur une face (par exemple $X=0$) :$X=0$: $I^l = \varepsilon I_b + \frac{\rho}{\pi} \sum_{\vec{n}\vec{\Omega}'} I^{l'} N_{cx}^{l'}$ pour $N_{cx}^l > 0$. La composante du flux radiatif s'écrit sous la forme : $\vec{q}_r = \int_{\Omega' = 4\pi} \vec{\Omega}\, I d\Omega$. Le nombre de Nusselt local sur la paroi du four contenant l'ouverture d'entrée est défini par : $N_u = -\partial T/\partial y$.

2.2 Méthodologie numérique

Les équations (1-5) et les conditions aux limites qui leurs sont associées sont discrétisées à l'aide de la méthode des volumes finis. Les systèmes d'équations algébriques qui en résultent sont résolus en utilisant l'algorithme de Thomas. L'adéquation entre les champs de vitesse et de pression est assurée par l'algorithme SIMPLE. Le code numérique que nous avons élaboré, dont le critère de convergence est basé sur le terme source de l'équation de pression qui doit être inférieure à 10^{-6}, a été validé en comparant nos résultats notamment les composantes de la vitesse [4] concernant la convection forcée dans une enceinte ouverte (Figure 2). Le code radiatif a été validé avec les résultats déduits de solutions exactes [5] pour trois épaisseurs optiques (Figure 3). Une étude de sensibilité des résultats au maillage nous a conduit à retenir un maillage de 51×51 qui correspond aux pas adimensionnels suivants : $dt= 10^{-4}$, $dx=0,019$ et $dy= 0,019$.

3. RÉSULTATS ET DISCUSSION

Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant et d'isothermes dans le four. Pour analyser l'influence de milieux optiquement minces et optiquement épais sur les transferts dans le four, nous avons effectué les calculs pour une épaisseur optique variant entre 0,1 à 10. Les émissivités des parois ont été fixées à l'unité, le nombre de couplage R_c et le nombre de Boltzmann Bo sont pris égaux à l'unité.

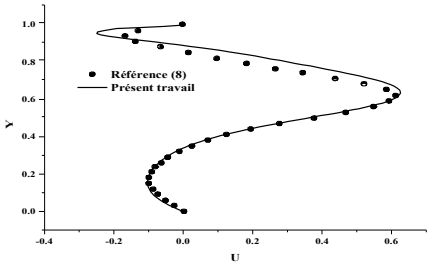

Figure 2 : Comparaison de la composante de la vitesse U avec la référence [4]

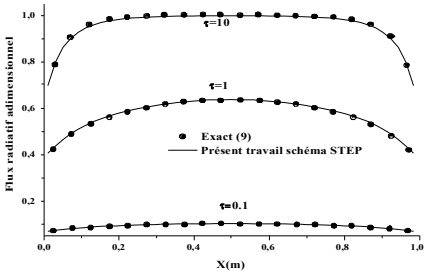

Figure 3 : Validation du code radiatif

3.1. Convection mixte

Pour un nombre de Reynolds égale à 1000 et un nombre de Richardson $Ri = 0.001$, le transfert se déroule par convection mixte (figure 4). Pour des nombres de Richardson supérieurs à 1, la convection naturelle est prédominante et provoque notamment, la disparition des zones de recirculations secondaires dans la partie inférieure du four et l'apparition de cellules rotatives au milieu du four dont la taille augmente avec le nombre de Richardson (figure 4). En outre, la cellule localisée à l'entrée du four disparaît et il apparaît dans la partie supérieure gauche du four une cellule contrarotative par rapport à la cellule principale. Le transfert de chaleur est caractérisé par des isothermes qui longent les parois horizontales et verticales et qui ont tendance à ce déformer au fur et à mesure que l'on s'approche du centre et de l'entrée du four.

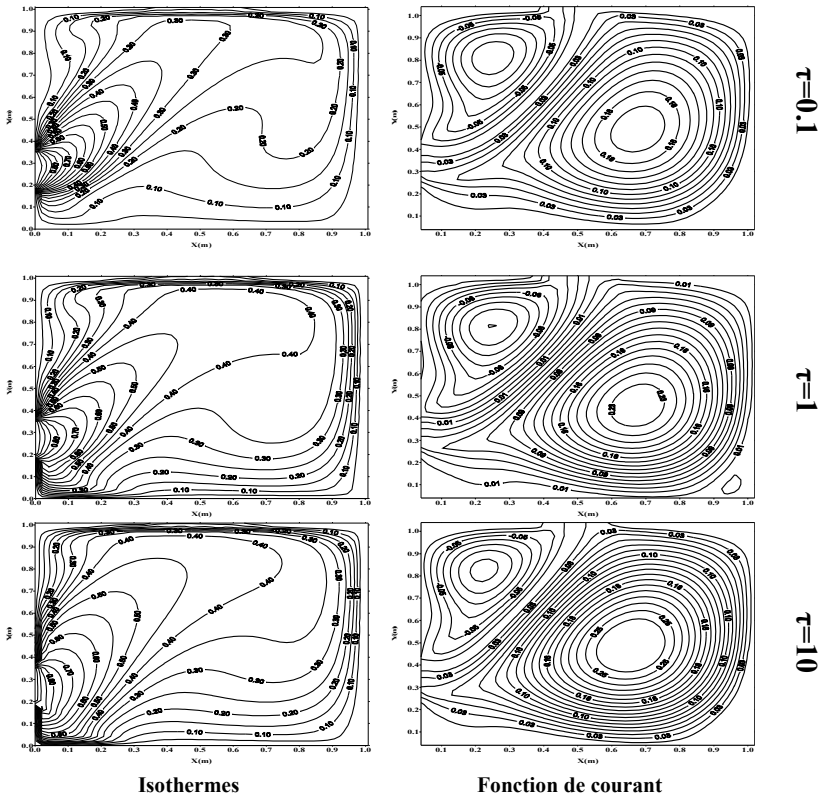

Figure 4 Evolution des isothermes et fonction de courant en fonction de l'épaisseur optique dans le cas de la convection mixte *Re=1000*, *Ri=0,001*

La figure 4 représente également l'influence de l'épaisseur optique sur les lignes de courant et les isothermes en convection forcée (*Re=1000*) et dans le cas de la convection mixte (*Re=1000* et *Ri=0,001*). On note que l'absorption du rayonnement thermique échangé d'une part, entre les parois et d'autre part, entre les parois et les fumées augmente avec l'épaisseur optique des fumées assimilé à un milieu semi transparent. Il en résulte un accroissement de la température des fumées et par conséquent de la température moyenne du four. Les isothermes s'aplatissent sous l'effet du transfert radiatif et on observe une tendance à leurs homogénéisations dans la totalité du four. L'influence de l'épaisseur optique sur la distribution des lignes de courant est négligeable se traduisant par une modification de leurs valeurs mais pas de leur forme.

CONCLUSION

Nous avons étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte en présence du transfert radiatif lors de combustion de fumées produites par la pyrolyse de la biomasse dans un four assimilé à une enceinte ouverte. On a pu déterminer les différents régimes d'écoulement dans le four. L'influence du transfert radiatif sur l'écoulement et les transferts a été aussi déterminée.

Nomenclature

L_x,L_y : dimension de l'enceinte ,*m*
P : Pression ,N/m^2
T : Température ,*K*
U, V : Composantes de la vitesse ,*m/s*
x, y : Coordonnés cartésiennes ,*m*
Symboles grecs
α : diffusivité thermique ,m^2/s
ν : viscosité cinématique ,m^2/s
ρ : densité ,kg/m^3
μ ,ξ :Cosinus directeurs
σ : Coefficient de diffusion ,m^{-1}
$\tilde{\sigma}$:constante de Stefan Boltzmann ,W/K^4m^2
τ :épaisseur optique
$\vec{\Omega}$:direction de propagation
Φ :fonction de phase
K :Conductivité thermique ,*W/mK*
Indices
e :entrée
amb :ambiant
Nombres adimensionnels
Re :nombre de Reynolds
Pr :nombre de Prandtl
Gr : nombre de Grashof
Ri :nombre de Richardson
Bo :nombre de Boltzmann
Rc :nombre de couplage
Nu :nombre de Nusselt

Références

[1] L. Davidson, ventilation by displacement in a three-dimensional cavity a numerical study, *Building and environment*, Vol. 24,n°4, p.365, 1989.

[2] E. Popanicolaou and Y. Jaluria, Mixed convection from an isolated head source in a rectangular Enclosure, *Numerical Heat Transfer Part A*, Vol.18, pp 427-461, 1990.

[3] Qi-Hong Deng, Jiemin Zhou, Chi Mei et Yong-Ming Shen, Fluid, Heat and contaminant transport structures of laminar double-diffusive mixed convection in a two dimensional ventilated enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5257-5269, 2004.

[4] F. Moukalled et M. Darwish, New bounded skew central difference scheme, Part I Formulation and testing, *Numerical heat transfer, Part B*, Vol. 31, pp.91-110, 1997.

[5] K. B. Cheong and T. H. Song, An alternative discrete ordinates method with interpolation and source differencing for two-dimensional radiative transfer problems, *Numerical Heat Transfer: Part B*, Vol 32, pp, 107 – 125, 1997.