

Convection naturelle de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale

Mohammed Boussaid^{a*}, Ahmed Mezenner^b, Mustapha Bouhadef^c

^a Bâtiment 81 B8, 35000 Boumerdès, Algérie

^b INGM, 35000 Boumerdès, Algérie

^c IPUSTHB, Bab Ezzouar Alger, Algérie

(Reçu le 10 mars 1998, accepté le 5 janvier 1999)

Abridged English version at the end of the text

Abstract — Free heat and mass convection in a trapezoidal enclosure. A study of the natural heat and mass transfer in a trapezoidal cavity heated from the bottom and cooled from the inclined upper wall is undertaken in this article. Momentum, energy and concentration equations are computed by finite volumes method. The obtained results show that the flow configurations depends on the θ angle inclination of the upper wall. We observe first for weak angles, that the flow configuration is a type of Rayleigh-Bénard cells, and second, for the large angles, that the flow configuration is a type of differentially heated rectangular enclosure. The influence on heat and mass transfer rate as a function of thermo-solutals solicitations is studied. The influence of geometry and the nature of the species is also examined. The heat and mass transfer rates increase accordingly as the aspect ratio Al increases. The decrease of the Lewis number Le causes an increase in the heat and mass transfer rates. The solutal solicitation is of the same nature as the thermal solicitation. The two solicitations are cooperant and an increase of one them will increase the two transfer rates. © Elsevier, Paris.

free convection / enclosures / trapezoidal aspect / double diffusion / thermosolute Al / Rayleigh-Bénard / binary mixtures / finite volumes method / simpler

Résumé — Une étude du transfert naturel de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale chauffée par le bas et refroidie par la paroi inclinée supérieure est présentée dans cet article. Les équations relatives au transport de quantité de mouvement, d'énergie et de concentration sont résolues par la méthode des volumes finis. Les résultats montrent des configurations d'écoulement dépendant de l'inclinaison de la paroi supérieure. Ainsi, pour de faibles angles d'inclinaison, l'écoulement est du type Rayleigh-Bénard ; par contre, pour les fortes inclinaisons, l'écoulement s'apparente plutôt au cas de la cavité rectangulaire chauffée différemment. L'influence des sollicitations thermosolutales, de la nature des espèces en présence et de la géométrie de la cavité sur les taux de transfert de chaleur et de masse en fonction des sollicitations thermosolutales, de la nature des espèces en présence et de la géométrie de la cavité est aussi analysée. L'augmentation de l'allongement de la cavité conduit à celle des taux de transferts de chaleur et de masse. La diminution du nombre de Lewis augmente ces mêmes taux. La sollicitation solutale est de même nature que la sollicitation thermique. Les deux sollicitations sont ici coopérantes et l'augmentation de l'une entraîne celle des deux taux de transfert. © Elsevier, Paris.

convection naturelle / cavités / forme trapézoïdale / double diffusion / thermosolutale / Rayleigh-Bénard / mélanges binaires / volumes finis / simpler

Nomenclature

a	diffusivité thermique	$m^2 \cdot s^{-1}$
Al	allongement de la cavité	
c	concentration	$kg \cdot m^{-3}$

C	concentration sans dimensions	
D	coefficient de diffusion massique	$m^2 \cdot s^{-1}$
g	accélération de la pesanteur	$m \cdot s^{-2}$
H	hauteur de la cavité	m
L	largeur de la cavité	m
Le	nombre de Lewis	
n	nombre de points selon x	
N	rapport des forces de flottement	
	$\beta_c \Delta C / \beta_T \Delta T$	

* Correspondance et tirés à part.

Cet article fait suite à une communication présentée par les auteurs aux 8^{es} JITH, qui se sont tenues à Marseille du 7 au 10 juillet 1997.



Nu	nombre de Nusselt	
m	nombre de points selon y	
p	pression	Pa
P	pression sans dimensions	
Pr	nombre de Prandtl	
u	vitesse de l'écoulement	$m \cdot s^{-1}$
U	vitesse sans dimensions	
Ra	nombre de Rayleigh	
S	terme source sans dimensions	
Sh	nombre de Sherwood	
t	température	$^{\circ}C$
T	température sans dimensions	

Lettres grecques

β	coefficient d'expansion volumique	
Γ	coefficient de diffusion sans dimensions	
λ	conductivité thermique du mélange ...	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
δ	symbole de Kronecker	
θ	angle d'inclinaison de la paroi supérieure	$^{\circ}$
ρ	masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
Φ	U, T, C inconnues du problème	

Indices

0	référence
h	chaud
c	froid
f	faible
e	élevée
i, k	1, 2
T	relatif à la température
C	relatif à la concentration

1. INTRODUCTION

L'étude de la convection naturelle dans une cavité a suscité de nombreux travaux au cours des deux dernières décennies, tant sur le plan numérique qu'expérimental. L'amélioration sans cesse croissante des moyens de calcul permet d'affiner régulièrement les résultats relatifs à la convection naturelle dans la cavité. Nous citerons l'étude des transitions à l'instationnarité par Le Quéré [1], celle des phénomènes de coins par Henkes et al. [2] et celle de la turbulence pour les fortes sollicitations par Henkes et al. [3].

Sur le plan pratique, l'étude de la cavité constitue un cas d'importance : nous citerons à titre d'exemple la distillation solaire [4], le refroidissement des modules électroniques et autres appareillages électriques, les mouvements d'air de fumées et de polluants dans les locaux d'habitations ou industriels [5], etc.

Des travaux concernant des cavités non rectangulaires ont été entrepris par Poulikakos et al. [6] et Salmun [7], entre autres, mais peu concernent le double transfert dans des cavités trapézoïdales [8].

L'étude que nous présentons concerne ce cas du double transfert de chaleur et de masse dans de telles cavités. On impose sur la paroi du bas un chauffage à température constante et une concentration constante, tandis que la paroi inclinée supérieure est refroidie à température constante avec une concentration imposée minimale.

L'influence des divers paramètres, tant géométriques que thermosolutaux, sur l'écoulement et les taux de transfert de chaleur et de masse est recherchée, comme c'est habituellement le cas dans de telles configurations.

2. MODÈLE MATHÉMATIQUE

La figure 1 représente la géométrie étudiée.

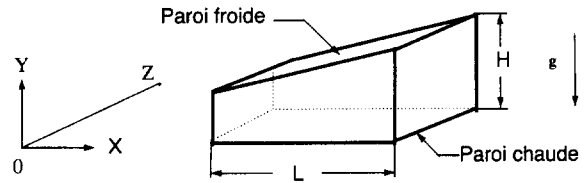


Figure 1. Modèle géométrique.

Figure 1. Geometrical model.

2.1. Hypothèses simplificatrices

Le fluide est supposé incompressible et obéir à l'hypothèse de Boussinesq, les propriétés physiques du fluide sont constantes, les effets croisés Soret et Dufour sont négligeables, le régime est permanent et l'écoulement est bidimensionnel.

2.2. Équations représentatives

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad i = 1, 2 \quad (1)$$

$$U_k \frac{\partial U_i}{\partial X_k} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + Pr \frac{\partial^2 U_i}{\partial X_k \partial X_k} + Ra_T Pr \delta_{i2} (T - 0,5) + Ra_S \frac{Pr}{Le} \delta_{i2} (C - 0,5) \quad u = 1, 2 \quad k = 1, 2 \quad (2)$$

$$U_i \frac{\partial T}{\partial X_i} = \Delta T \quad i = 1, 2 \quad (3)$$

$$U_i \frac{\partial C}{\partial X_i} = \frac{1}{Le} \Delta C \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

2.3. Conditions aux limites

Conditions d'adhérence : sur toutes les parois, les vitesses sont nulles ($U_i = 0, i = 1, 2$).

Conditions thermiques :

- paroi du bas chauffée à température constante : $T_H = 1$;

- paroi inclinée supérieure refroidie à température constante : $T_C = 0$;

parois verticales isolées : $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$

Conditions solutales :

- paroi du bas à concentration élevée constante : $C_e = 1$;

- paroi inclinée supérieure à concentration faible constante : $C_f = 0$

- parois verticales imperméables : $\frac{\partial C}{\partial x} = 0$

Les équations (1) à (4) sont adimensionnalisées grâce aux grandeurs de références qui suivent : longueur H , température $T_0 = \frac{T_H + T_C}{2}$, concentration

$C_0 = \frac{C_e + C_f}{2}$, vitesse $U_0 = \frac{a}{H}$, pression $P_0 = \rho U_0^2$.

Les grandeurs sans dimensions s'écrivent comme suit :

$$T = \frac{t - t_0}{t_H - t_C}, C = \frac{c - c_0}{c_e - c_f}, U_i = \frac{u_i}{U_0}, P = \frac{p}{P_0}, Al = \frac{L}{H}$$

2.4. Méthode de résolution

Les équations (1) à (4), couplées par les termes de vitesse, de température et de concentration, sont intégrées par la méthode des volumes finis, utilisant l'algorithme *Simpler* [9]. Ces équations peuvent être compactées de la façon suivante :

$$U_i \frac{\partial \Phi}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial X_i} \right) + S_\Phi \quad i = 1, 2 \quad (5)$$

$$\Gamma_\Phi = Pr, 1, \frac{1}{Le}$$

$S_\Phi =$

$$0, \left[-\frac{\partial P}{\partial X_i} Ra_T Pr (T - 0,5) \delta_{i2} + Ra_S Pr \delta_{i2} \frac{(C - 0,5)}{Le} \right], 0, 0$$

La discrétisation est effectuée grâce au schéma dit de «la loi de puissance». Les systèmes d'équations obtenus sont résolus par la méthode de balayage permettant d'inverser des systèmes tridiagonaux par l'algorithme de Thomas (TDMA).

Deux types de maillages ont été essayés : un maillage uniforme et un maillage à pas variable. Il s'avère que

le maillage à pas variable, défini par les expressions périodiques suivantes et donnant pour chaque point ses coordonnées :

$$X(I) = \frac{L}{2} \left(1 - \cos \frac{(I-1)\pi}{n} \right)$$

et
$$Y(J) = \frac{H}{2} \left(1 - \cos \frac{(J-1)\pi}{m} \right)$$

permet d'obtenir les résultats plus rapidement, quelle que soit la taille du problème.

Le maillage 64×44 a été retenu, pour une cavité d'allongement $Al = 2$, comme fournissant des résultats très peu dépendants de la grille.

La paroi inclinée est approchée par une forme en escalier, la finesse du maillage réduisant sensiblement l'erreur introduite par cette forme. Les calculs sont menés jusqu'à obtention d'une précision de 10^{-4} sur les résidus des vitesses et de 10^{-6} sur les résidus de pression, de température et de concentration, qui sont les valeurs couramment utilisées [5, 10].

Le programme de calcul a d'abord été testé sur le cas classique de la cavité rectangulaire. Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux donnés par la solution du *benchmark* de De Vahl Davis [11]. En outre, une comparaison satisfaisante a été réalisée avec les résultats expérimentaux donnés par Lam et al. [8], concernant la convection thermique. Les résultats de la convection thermosolutale obtenus sont eux aussi confrontés avec ceux de Beghein et al. [5], qui font ressortir une différence de moins de 1 % sur les nombres de Nusselt et de Sherwood moyens. Ces résultats sont obtenus pour des cavités rectangulaires chauffées différentiellement et des cavités chauffées par le bas.

3. RÉSULTATS ET DISCUSSION

3.1. Influence de l'angle d'inclinaison de la paroi sur l'écoulement

La *figure 2* présente les isofonctions de courant pour des cavités d'allongement $Al = 2$, une sollicitation globale ($Ra = Ra_T + Ra_S$) $Ra = 10^5$, $Sc = 0,6$ et $Pr = 0,71$ (air vapeur d'eau). Nous remarquons que, lorsque l'angle θ est faible, le régime d'écoulement est du type à cellules de Rayleigh-Bénard (*figure 2, a et b*). Lorsque cet angle augmente, l'écoulement a plutôt tendance à s'apparenter à celui rencontré dans une cavité rectangulaire chauffée différentiellement (*figure 2, c et d*). Cette constatation est vraie pour différentes sollicitations. En effet, lorsque θ augmente, le mouvement dans la partie étroite est progressivement freiné à cause des effets de viscosité qui prennent le dessus ; la direction du gradient thermique évolue alors vers l'horizontale.



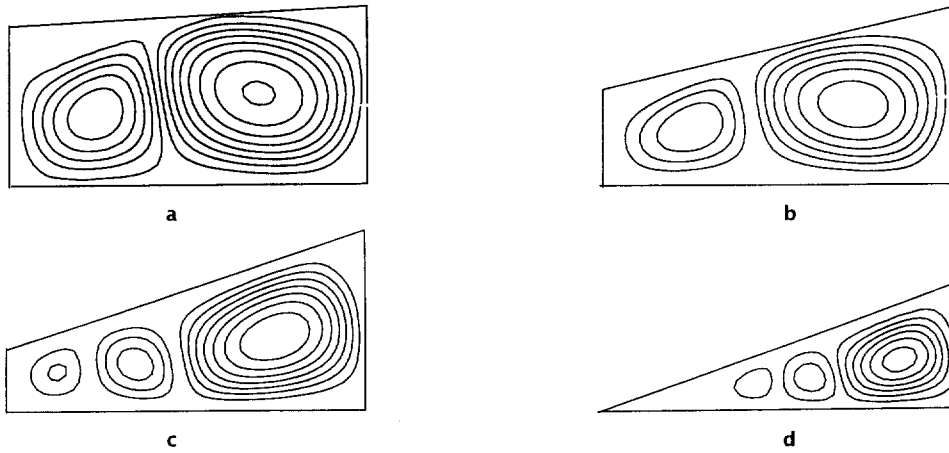


Figure 2. Isofonctions de courants : (a) $\theta = 10^\circ$, (b) $\theta = 14^\circ$, (c) $\theta = 22^\circ$ et (d) $\theta = 26^\circ$; $Ra = 10^5$, $Pr = 0,7$ et $Sc = 0,6$.

Figure 2. Stream functions: (a) $\theta = 10^\circ$, (b) $\theta = 14^\circ$, (c) $\theta = 22^\circ$ et (d) $\theta = 26^\circ$; $Ra = 10^5$, $Pr = 0.7$ et $Sc = 0.6$.

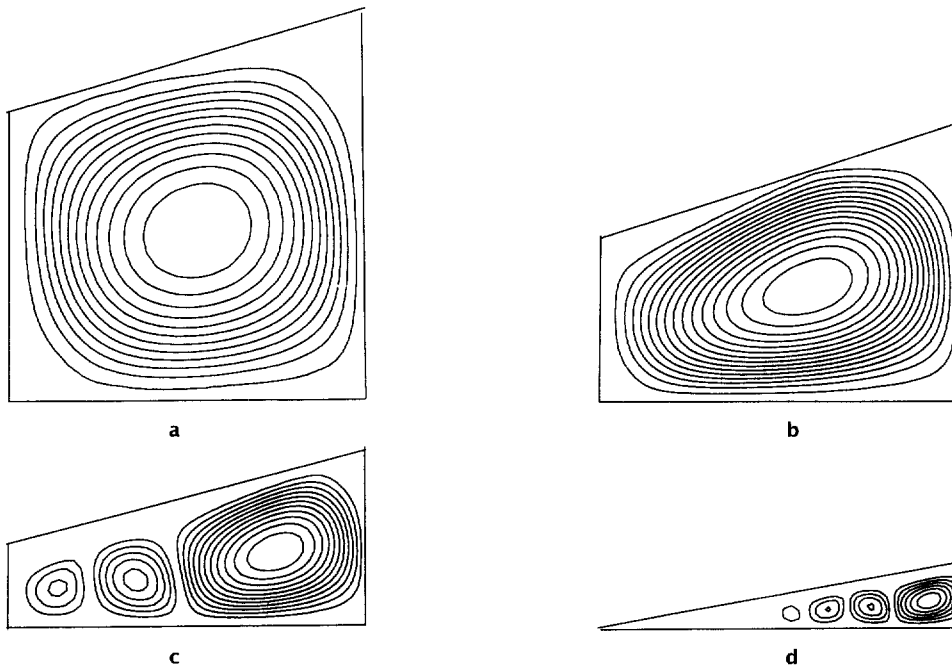


Figure 3. Isofonctions de courants : (a) $Al = 1$, (b) $Al = 1.5$, (c) $Al = 2$ et (d) $Al = 4$; $Ra = 10^5$, $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $\theta = 14^\circ$.

Figure 3. Stream functions: (a) $Al = 1$, (b) $Al = 1.5$, (c) $Al = 2$ et (d) $Al = 4$; $Ra = 10^5$, $Pr = 0.7$, $Sc = 0.6$ et $\theta = 14^\circ$.

3.2. Effet de l'allongement sur l'écoulement

L'influence de l'allongement sur l'écoulement est illustrée sur la *figure 3*, qui présente, pour une même sollicitation globale et le même angle θ d'inclinaison

de la paroi froide, les configurations d'écoulements (isofonctions de courant) pour des allongements Al variant de 1 à 4.

Pour les cellules de faible rapport de forme Al ($Al = 1$), nous remarquons un écoulement monocellulaire, quelle que soit la sollicitation. Al augmentant, des

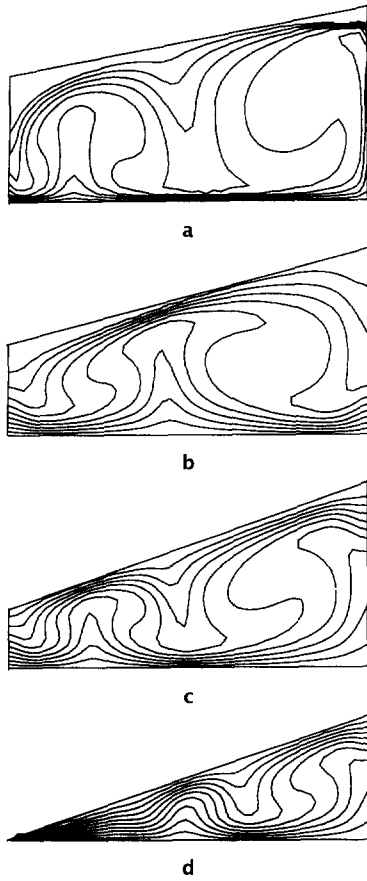


Figure 4. Isoconcentrations : (a) $\theta = 10^\circ$, (b) $\theta = 14^\circ$, (c) $\theta = 22^\circ$ et (d) $\theta = 26^\circ$; $Ra = 10^4$, $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $Al = 2$.

Figure 4. Isoconcentrations : (a) $\theta = 10^\circ$, (b) $\theta = 14^\circ$, (c) $\theta = 22^\circ$ et (d) $\theta = 26^\circ$; $Ra = 10^4$, $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $Al = 2$.

cellules se développent, rappelant l'écoulement de type Rayleigh-Bénard, dans la mesure où θ reste suffisamment faible.

3.3. Influence de θ sur le transfert de chaleur et de masse

La forme des isoconcentrations et isothermes nous donne des renseignements qualitatifs sur la manière avec laquelle se font les transferts. Ces isoconcentrations sont, dans ce cas, parallèles entre elles dans la partie étroite de la cavité et démontrent que, dans cette zone, la conduction-diffusion est prépondérante. La figure 4 présente des isoconcentrations et isothermes établies pour une cavité d'allongement $Al = 2$, des angles d'inclinaison $\theta = 14, 22$ et 26° et une sollicitation globale $Ra = 10^4$, $Pr = 0,71$ et $Sc = 0,6$.

L'augmentation de θ entraîne une augmentation des taux de transferts de chaleur et de masse représentés par Nu et Sh , comme le montrent la figure 5, établie pour des Ra compris entre 3 000 et 10^5 . L'augmentation est quasi linéaire.

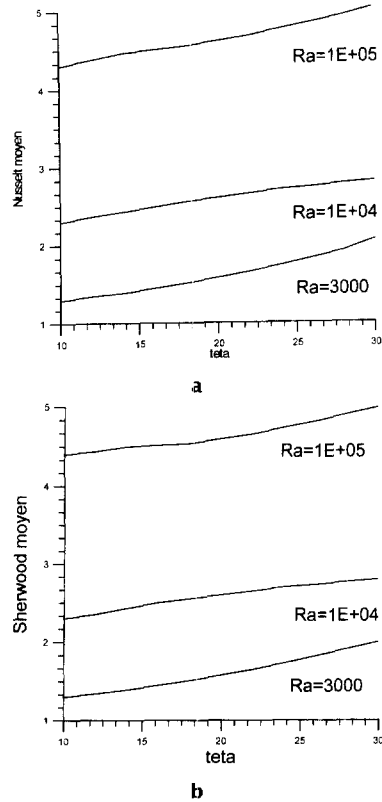


Figure 5. (a) Nombre de Nusselt moyen en fonction de θ ; (b) nombre de Sherwood moyen en fonction de θ .

Figure 5. (a) Mean Nusselt number versus θ ; (b) mean Sherwood number versus θ .

3.4. Influence de Al sur le transfert de chaleur et de masse

La déformation des isoconcentrations et isothermes est d'autant plus prononcée que l'allongement est important, les autres paramètres, et notamment la sollicitation, demeurant constants. La figure 6 illustre ce fait pour $Ra = 10^5$, $\theta = 14^\circ$ et un mélange air-vapeur d'eau défini par $Pr = 0,7$ et $Sc = 0,6$.

Ces déformations sont le signe que les transferts de chaleur et de masse augmentent dans la cavité. La figure 7 représente l'évolution des taux de transfert thermique et solutal en fonction de Al .



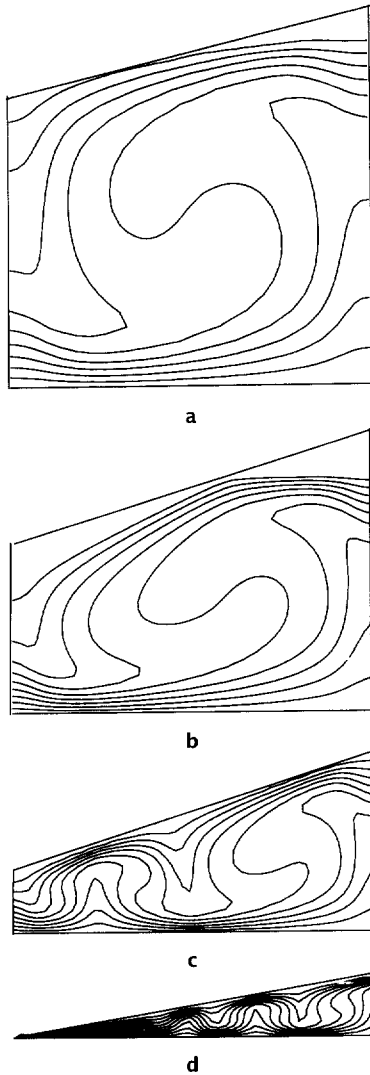


Figure 6. Isoconcentrations : (a) $Al = 1$, (b) $Al = 1,5$, (c) $Al = 2$ et (d) $Al = 4$; $Ra = 10^3$, $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $\theta = 14^\circ$.

Figure 6. Isoconcentrations: (a) $Al = 1$, (b) $Al = 1,5$, (c) $Al = 2$ et (d) $Al = 4$; $Ra = 10^5$, $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $\theta = 14^\circ$.

3.5. Influence de la sollicitation globale sur l'écoulement

Pour une configuration géométrique donnée, l'augmentation de la sollicitation globale met en évidence le développement des cellules dans la cavité. La figure 8 simule, par des images obtenues par une technique d'interpolation, l'écoulement possible dans de telles cavités.

Les quantités d'énergie et de matière transférées augmentent lorsque le nombre de Rayleigh global augmente.

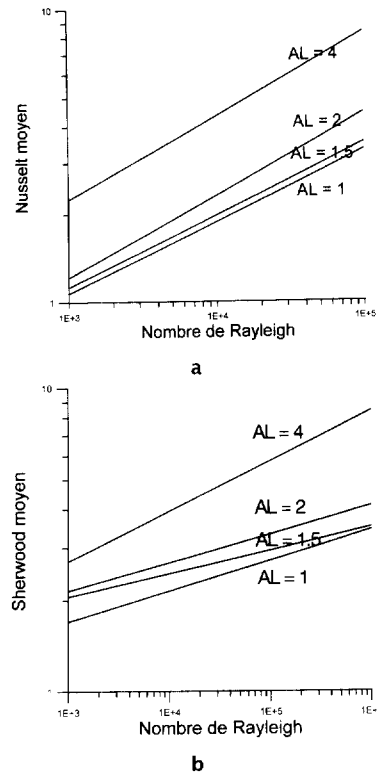


Figure 7. (a) Nombre de Nusselt moyen en fonction de Al ; (b) nombre de Sherwood moyen en fonction de Al .

Figure 7. (a) Mean Nusselt number versus aspect ratio; (b) mean Sherwood number versus aspect ratio.

3.6. Effet du rapport des forces de flottement N (buoyancy ratio)

Nous nous sommes attachés à analyser l'influence du terme de poussée solutale sur le comportement de l'écoulement dans la cavité et les taux de transfert de chaleur et de masse qui en découlent. Nous utilisons de la vapeur d'eau ($Le = 0,86$), une sollicitation thermique correspondant à $Ra_T = 5\,000$ et une sollicitation solutale variant de $Ra_S = 0$ à $5 \cdot 10^4$. On remarque alors que l'écoulement se fait dans la partie large de la cavité, pour $N = 0$ et $N = 1,16$. Il devient tricellulaire lorsque l'effort de poussée solutale est dominant (*mass transfer driven flow*) et $N = 11,62$, ce qu'illustre la figure 9.

L'effet combiné de la poussée solutale et de la poussée thermique conduit à une augmentation des échanges de chaleur et de masse, comme l'indique la figure 10a.

3.7. Influence de la nature du mélange (Le)

Nous faisons varier la nature du mélange binaire confiné dans la cavité. Nous utilisons essentiellement

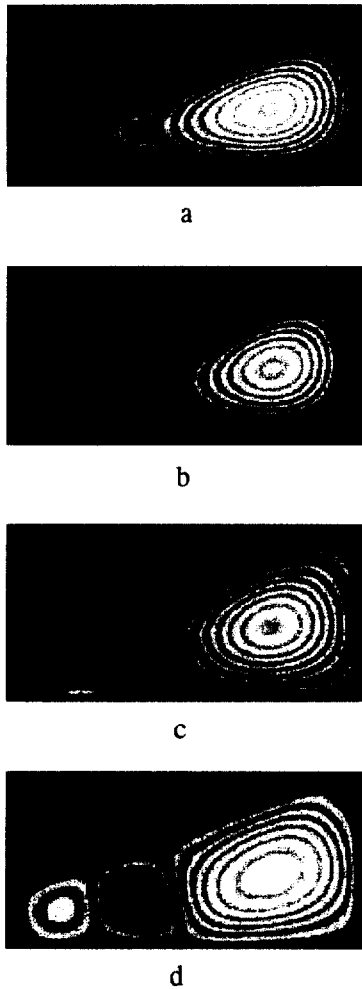


Figure 8. Images représentant l'écoulement à l'intérieur de la cavité : (a) $Ra = 1\,000$, (b) $Ra = 3\,000$, (c) $Ra = 10^4$ et (d) $Ra = 10^5$; $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $\theta = 22^\circ$, $Al = 2$.

Figure 8. Fluid flow visualisation images inside the enclosure: (a) $Ra = 1\,000$, (b) $Ra = 3\,000$, (c) $Ra = 10^4$ and (d) $Ra = 10^5$; $Pr = 0,7$, $Sc = 0,6$ et $\theta = 22^\circ$, $Al = 2$.

les mélanges suivants : air-hydrogène, air-vapeur d'eau, air-ammoniac. Ces mélanges sont définis par le nombre de Lewis Le . La variation du nombre de Lewis entraîne très peu de changements dans le type d'écoulement dans la plage étudiée ($0,1 \leq Le \leq 5$) et les taux de transferts thermiques. Les différences entre isothermes et isoconcentrations apparaissent clairement sur la *figure 11*. Néanmoins, la variation du nombre de Lewis agit sur les amplitudes des vitesses verticales U_2 , comme le montre la *figure 12*, tracée pour une ordonnée se situant au milieu de la cavité. En revanche, le transfert de masse opère une importante diminution lorsque Le augmente.

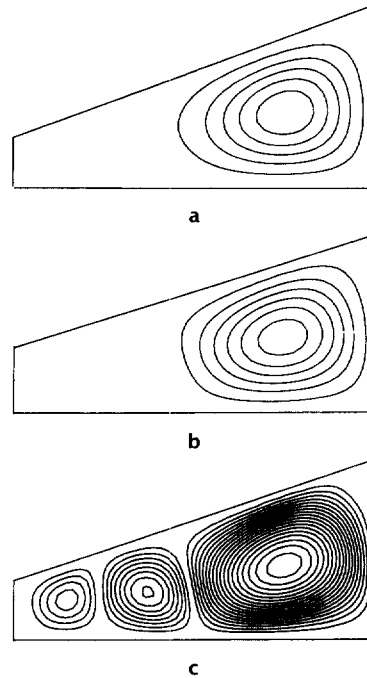


Figure 9. Isofonctions de courants : (a) $N = 0$, (b) $N = 1,16$ et (c) $N = 11,62$; $Ra_T = 5\,000$, $Pr = 0,71$, $Sc = 0,6$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.

Figure 9. Stream functions: (a) $N = 0$, (b) $N = 1,16$ et (c) $N = 11,62$; $Ra_T = 5\,000$, $Pr = 0,71$, $Sc = 0,6$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.

4. CONCLUSION

Nous nous sommes dans cette étude attachés, dans un premier temps, à traiter le problème de la convection naturelle de chaleur et de masse dans une cavité de forme trapézoïdale, moyennant des hypothèses ne tenant pas compte de l'influence du film liquide chauffé se trouvant au fond de la cavité et alimentant, par vaporisation, le mélange d'air en espèce étudiée. De même, les effets croisés de Dufour et Soret ont été négligés. Les équations phénoménologiques couplées permettent néanmoins d'obtenir des renseignements intéressants concernant le comportement du fluide à l'intérieur de la cavité et l'intensité des taux de transfert de chaleur et de masse que l'on peut obtenir lorsque les divers paramètres géométriques et thermosolutaux varient. Les investigations ont porté sur des cavités d'allongement allant de 1 à 5 et d'angle θ allant de 0° à la géométrie triangulaire, pour des sollicitations globales Ra dépassant 10^5 sur les plans de l'écoulement et des transferts thermique et solutal. Elles ont permis de mettre en évidence une augmentation de Nu et de Sh lorsque θ , Al et Ra augmentent, ainsi qu'une faible diminution de Nu et une forte diminution de Sh lorsque Le augmente.

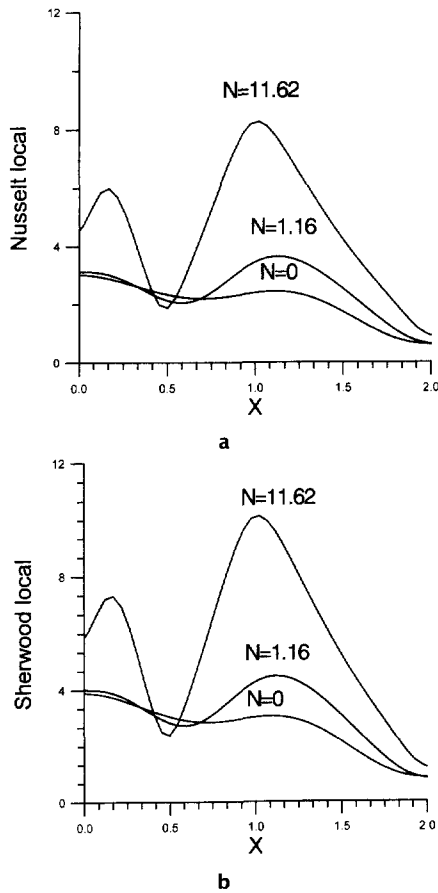


Figure 10. (a) Évolution du nombre de Nusselt local et (b) évolution du nombre de Sherwood local ; $Ra_T = 5000$, $Pr = 0,71$, $Sc = 0,6$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.
Figure 10. (a) Local Nusselt number evolution and (b) local Sherwood number evolution; $Ra_T = 5000$, $Pr = 0.71$, $Sc = 0.6$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.

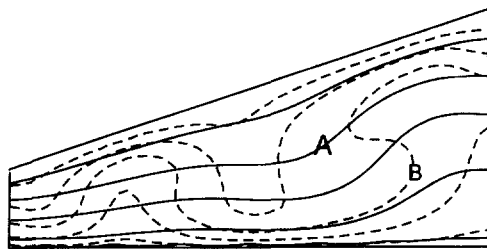


Figure 11. Différences entre isothermes (A) et isoconcentrations (B) pour $Ra = 10^4$, $Pr = 0,71$, $Le = 0,1$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.
Figure 11. Differences between isotherms (A) and isoconcentrations (B) for $Ra = 10^4$, $Pr = 0.71$, $Le = 0.1$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.

Ajoutons aussi que, bien que la cavité soit chauffée par le bas, il n'apparaît d'écoulement du type à cellules

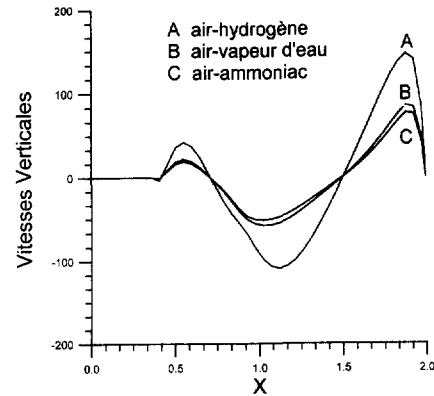


Figure 12. Profil des vitesses verticales au milieu de la cavité, pour $Ra = 10^5$, $Pr = 0,71$, $Al = 2$ et $\theta = 22^\circ$.
Figure 12. Vertical velocity profiles in the middle of the enclosure, for $Ra = 10^5$, $Pr = 0.71$, $Al = 2$ and $\theta = 22^\circ$.

de Rayleigh-Bénard que sous certaines conditions, ici un allongement suffisamment important et un angle d'inclinaison faible, ce qui n'était a priori pas prévisible.

RÉFÉRENCES

[1] Le Quéré P., Étude de la transition à l'instationnarité des écoulements de convection naturelle en cavité verticale différentiellement chauffée par méthodes spectrales Chebyshev, thèse, université de Poitiers, 1987.
 [2] Ravi M., Henkes R., On the high Rayleigh number structure of steady laminar natural convection flow in a square enclosure, *J. Fluid Mech.* 262 (1994) 327-351.
 [3] Henkes R., Hoogendoorn C., Scaling of turbulent natural convection flow in heated square cavity, *J. Heat Trans.-T. ASME* 116 (1993) 400-408.
 [4] Rheinlander J., Numerical calculation of heat and mass transfer in a solar stills, *Solar Energy* 2 (1982) 173-179.
 [5] Beghein C., Allard F., Haghghat F., Numerical study of double diffusive natural convection in a square cavity, *Int. J. Heat Mass Tran.* 35 (4) (1992) 833-846.
 [6] Poulikakos D., Bejan A., Natural convection experiments in a triangular enclosure, *J. Heat Trans.-T. ASME* 105 (1983) 652-655.
 [7] Salmun H., Convection patterns in a triangular domain, *Int. J. Heat Mass Tran.* 38 (2) (1994) 351-362.
 [8] Lam S., Gani R., Symons J., Experimental and numerical studies of natural convection in trapezoidal cavities, *Int. J. Heat Mass Tran.* 111 (1989) 372-377.
 [9] Patankar S.V., *Numerical Heat Transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
 [10] Dong Z., Ebdian E., Investigation of double diffusive natural convection in trapezoidal enclosure, *J. Heat Trans.-T. ASME* (1994) 492-495.
 [11] De Vahl Davis G., Natural convection of air in a square cavity a benchmark numerical solution, *Int. J. Numerical Meth. Fl.* 3 (1983) 249-264.

Abridged English Version

Free heat and mass convection in a trapezoidal enclosure

The heat and mass transfer by free convection in a trapezoidal enclosure heated by its lower base and cooled by its inclined upper side is studied in this article.

Momentum energy and mass equations are solved by finite volumes method. The SIMPLER algorithm is used. The calculus program has been tested on the classical case of the rectangular enclosure, and the obtained results were compared successfully with the De Vahl Davis 'benchmark' solution.

The code is then adapted to the trapezoidal configuration. Thus the angle of the inclined wall can be varied from zero degree (rectangular cavity) until it reaches a triangular shape.

The enclosure study has a great importance in industrial applications. We can cite several examples such as solar distillation, smoke or pollutant diffusion in buildings and in industrial sites. Two different types of grid are tested, the first one is a uniform step grid, the second one is a non uniform step grid. The

result obtained by the second one is computed in fewer iterations than using the first one.

The study treats the influences of the geometrical parameters such as the aspect ratio Al of cavity and the θ angle of the inclined cold wall, on the nature of the binary mixture evolving in the cavity, on the thermosolutal solicitations, and on the flow configuration and heat and mass transfer rates.

The thermosolutal solicitations results show globally the same behaviours as in the case of the rectangular cavity. Three types of mixture have been considered: air-water vapor, air-hydrogen and air-ammonia.

When the Lewis number representing the nature of mixture increases, the heat and mass transfer rates decrease. The increase in the angle of the inclined cold wall entails gradually a comparable flow to that met in a rectangular differentially heated enclosure, for small to moderate aspect ratios, what was not foreseeable a priori.

When the angle becomes small, typically 'Rayleigh-Bénard' flow cells are observed.

