

Etude numérique de l'évaporation d'un film liquide d'acétone dans un canal incliné

Karima SELLAMI^{1*}, M'barek FEDDAOUI², Nabila LABSI¹, Mhand OUBELA²,
Youb Khaled BENKAHLA¹

¹Laboratoire des Phénomènes de Transfert, (FGMGP)
Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene
BP. 32 El Alia, 16111 Bab Ezzoouar, Alger, Algérie

²Laboratoire Génie de l'énergie, Matériaux et systèmes, (LGEMS)
Ecole Nationale des Sciences Appliquées
d'Agadir, Université Ibn Zohr, Maroc

* (auteur correspondant : sellami_karima@yahoo.fr)

Résumé - Dans le présent travail, nous avons évalué le transfert de chaleur et de masse lors de l'évaporation d'un film liquide d'acétone mouillant les parois d'un canal incliné. La résolution des équations générales de conservation est basée sur la méthode des volumes finis mise en œuvre sur un maillage décalé et le couplage vitesse-pression est traité par l'algorithme SIMPLER. L'effet de l'inclinaison du canal sur le comportement hydrodynamique, thermique et massique ont été analysés. L'analyse des résultats de cette étude montre que l'augmentation de l'inclinaison fait augmenter le transfert thermique et massique entre l'écoulement de l'air et le film liquide.

Nomenclature

b	demi largeur du canal, m	W	fraction massique, $\text{kg}_{\text{vapeur}}/\text{kg}_{\text{mélange}}$
C_p	chaleur spécifique du fluide à pression constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$.	x	coordonnée longitudinale, m
D_h	diamètre hydraulique, m	y	coordonnée transversale, m
D	diffusivité massique, $m^2.s^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
g	accélération de pesanteur, $m.s^{-2}$	β	coefficient de dilatation thermique, K^{-1}
Gr	nombre de Grashof	ϕ	humidité relative du mélange air-vapeur.
h_{fg}	chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$.
k	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
L	longueur de la conduite, m .	θ	inclinaison,
Nu	nombre de Nusselt	γ	rapport de forme, (rapport entre la largeur et la longueur $2b/L$)
Rr	nombre de Prandtl	<i>Indices et exposants</i>	
q_x	flux de chaleur total échangé, $W.m^{-2}$	a	air
Re	nombre de Reynolds,	l	latent
Sc	nombre de Schmidt	M	massique
Sh	nombre de Sherwood,	m	moyenne
T	température, $^{\circ}C$	O	entrée
U_0	vitesse d'entrée du gaz, $m.s^{-1}$	p	paroi
V	vitesse, $m.s^{-1}$	s	sensible
		T	thermique
		v	vapeur

1. Introduction

Le phénomène d'évaporation présente des intérêts remarquables dans le domaine d'ingénierie. Ces intérêts se traduisent par de nombreuses applications comme la distillation, la concentration des effluents, la climatisation, le refroidissement, la protection des parois,... et pour ces raisons, l'évaporation d'un film liquide a été abordée par plusieurs auteurs en envisageant diverses configurations.

Parmi ces travaux, on peut citer celui de Ben Jabrallah et al. [1] qui ont étudié les effets de la densité du flux de chauffage, de la température de la paroi et du débit massique du gaz sur l'évaporation par convection. Leurs résultats montrent que les transferts thermique et massique peuvent être intensifiés en diminuant la fraction massique du gaz à l'entrée et que l'augmentation de la température fait augmenter l'évaporation. Lin et al. [2] ont étudié les effets de flottabilité et de transfert combiné de chaleur et de masse en convection forcée laminaire au sein d'un tube vertical maintenu à température constante. Le film liquide étant supposé extrêmement mince, la résolution des équations est faite uniquement dans la phase gaz. Leurs résultats ont montré que l'augmentation de la température de la paroi augmente la vitesse d'évaporation. Ils ont noté aussi que les effets de flottabilité sont importants (Gr_T/Re^2 et Gr_M/Re^2 élevés) lorsque la température d'entrée du liquide est élevée et le nombre de Reynolds dans la phase gaz est faible. Laaroussi et al. [3] ont effectué une étude numérique de la convection mixte laminaire dans un canal vertical à parois parallèles avec évaporation de films liquides minces d'eau ou d'hexane mouillant les parois. Les auteurs ont comparé les résultats obtenus avec des propriétés constantes (modèle de Boussinesq) avec ceux calculés en considérant la densité variable. Ait Hammou et al. [4] ont présenté une étude de transfert combiné de chaleur et de masse d'un écoulement laminaire d'air humide dans un canal vertical. Leurs résultats montrent que la condensation se produit lorsque la fraction massique de la vapeur à l'entrée est supérieure à la valeur de saturation correspondant à la température de la paroi ; Dans le cas contraire, l'évaporation a lieu. Ils ont montré aussi que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée induit une augmentation du nombre de Nusselt sensible et une diminution du nombre de Nusselt latent. Yan et Lin [5] ont étudié les effets combinés des forces d'Archimède de diffusion thermique et massique dans un écoulement en convection naturelle laminaire dans des conduites verticales. Les auteurs se sont intéressés aux effets de la température des parois, de l'humidité de l'air à l'entrée et du facteur de forme sur l'écoulement et sur le transfert de chaleur et de masse.

L'objectif du présent travail consiste à évaluer l'influence de l'angle d'inclinaison du canal sur les caractéristiques thermique, massique et hydrodynamique de l'écoulement de mélange gazeux (air-acétone) lors de l'évaporation d'un film d'acétone.

2. Description du problème étudié

Le modèle physique étudié dans cette étude est schématisé sur la Figure.1. Il s'agit d'un canal incliné formé de deux plaques parallèles planes de longueur L et de largeur $2b$. L'une des parois du canal est mouillée par un film mince d'acétone et portée à une température constante T_p , tandis que l'autre est supposée adiabatique et sèche. Le canal est traversé par un écoulement descendant laminaire bidimensionnel d'air humide à une température constante T_0 et une vitesse uniforme U_0 . L'air humide est considéré comme un mélange de gaz parfait. En outre, le rayonnement, la dissipation visqueuse, le travail des forces de pression, ainsi que les effets Soret et Dufour sont supposés négligeables.

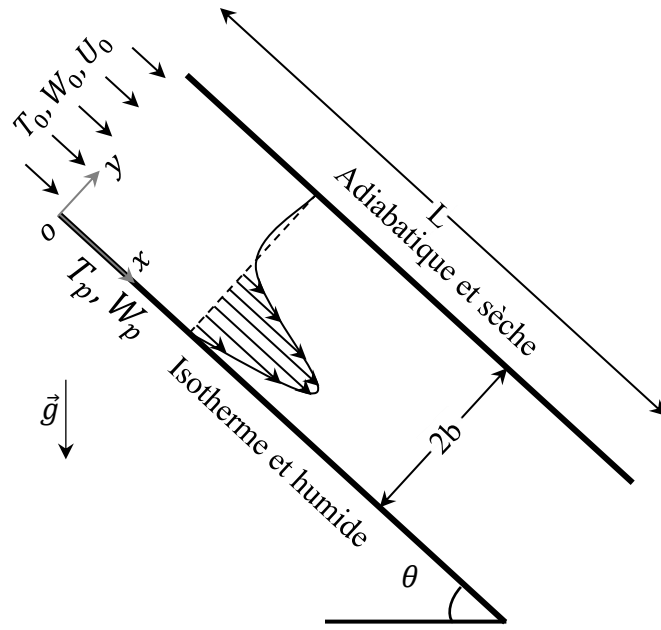


Figure 1 : Schéma du problème physique.

3. Mise en équations du problème physique

Les équations régissant l'écoulement et les transferts de chaleur et de masse sont les équations de la conservation de masse, de quantité de mouvement, de l'énergie et de la fraction massique. Le système d'équations établi peut s'écrire comme suit :

$$\frac{\partial(\rho_m V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_m V_y)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_m V_x V_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho_m V_y V_x}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_m \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \rho_m g \sin(\theta) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho_m V_x V_y}{\partial x} + \frac{\partial \rho_m V_y V_y}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_m \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \rho_m g \cos(\theta) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_m C_p V_x T) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_m C_p V_y T) = \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \rho_m D_m (C_{pv} - C_{pa}) \left(\frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial W}{\partial y} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho_m V_x W}{\partial x} + \frac{\partial \rho_m V_y W}{\partial y} = + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho_m D_{mv} \frac{\partial W}{\partial y} \right) \quad (5)$$

3.1. Conditions aux limites

A l'entrée du canal :

$$\begin{array}{llll} x = 0 & 0 < y < 2b \\ V_x = U_0 & V_y = 0 & T = T_0 & W = W_0 \end{array} \quad (6)$$

Sur les parois du canal :

$$\text{Paroi humide (gauche)} \quad 0 < x < L \quad y = 0$$

$$V_x = 0 \quad T = T_p \quad W = W_p \quad (7)$$

$$V_y = V_e = - \frac{D_{mv}}{1 - W_p} \frac{\partial W}{\partial y} \Big|_p \quad (8)$$

$$\text{Paroi sèche (droite)} \quad 0 < x < L \quad y = 2b$$

$$V_x = V_y = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=2b} = \frac{\partial W}{\partial y} \Big|_{y=2b} = 0 \quad (9)$$

$$\text{A la sortie du canal :} \quad x = L \quad 0 < y < 2b$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} = \frac{\partial V_y}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial W}{\partial x} = 0 \quad (10)$$

Notant que les propriétés thermo-physiques sont considérées variables en fonction de la température et de la concentration, elles sont calculées à partir des données de composantes pures [6] et leurs mélanges sont évalués par les formules données par Reid [7].

Les nombres de Nusselt et de Sherwood sont calculés le long de la paroi humide en utilisant les expressions suivantes :

$$\text{Nombre de Nusselt total} \quad Nu = \frac{h_T D_h}{k_m} = \frac{q_x D_h}{k_m (T_p - T_m)} = Nu_s + Nu_l \quad (11)$$

$$\text{Nombre de Sherwood} \quad Sh = - \frac{D_h}{(1 - W_p)(W_p - W_m)} \frac{\partial W}{\partial y} \Big|_p \quad (12)$$

4. Méthode numérique et validation

La résolution des équations générales est effectuée par le biais de la méthode des volumes finis et ce, en adoptant un maillage décalé non uniforme. Le couplage vitesse-pression est calculé selon l'algorithme SIMPLER développée par Patankar [8].

Afin de tester la fiabilité de notre code de calcul, nous avons confronté nos résultats à ceux de Ait Hammou et *al.* [4] figure.2 (a) et (b) pour un écoulement descendant d'air humide dans un canal vertical de facteur de forme $\gamma = 1/65$, dont les parois sont mouillées ($W_p = 14,5 \text{ g}_{\text{vapeur}} \cdot \text{kg}^{-1}_{\text{mélange}}$) par un film très mince d'eau et maintenue à une température constante $T_p = 20^\circ\text{C}$, l'écoulement est caractérisé par les paramètres adimensionnels suivant : $Re = 300$; $Pr = 0,7$ et $Sc = 0,58$. Trois valeurs de l'humidité relative à l'entrée du canal ont été considérées, voir tableau.1

Cas	T_0 (°C)	ϕ_0 (%)	W_0 [g _{vap.} .kg ⁻¹ mél]	Gr _T	Gr _M
1	40	10	4,56	-74576	7142
2	40	30	13,90	-74717	559
3	40	50	23,52	-74860	-6123

Tableau.1 : Valeurs des paramètres de comparaison des cas étudiés

Les résultats de cette validation montrent une très bonne concordance entre nos simulations et ceux de Ait Hammou et al. [4], étant donné que la différence relative est inférieure à 2.5 %.

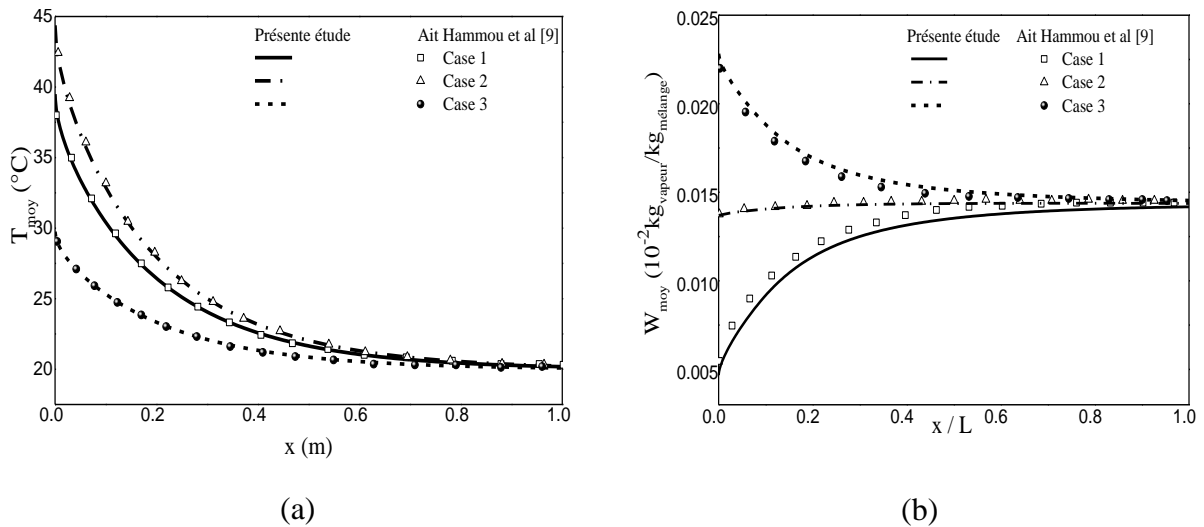


Figure.2 : Comparaison des profils de température (a) et de la fraction massique (b) moyennes. ($T_w = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $Re = 300$).

5. Résultats et Interprétation

Dans cette partie, nous présentons les résultats obtenus dans le cas de l'évaporation en présence d'un écoulement d'air humide laminaire descendant dans un canal incliné de rapport de forme $\gamma = 1/100$. L'une des parois du canal est mouillée par un film d'acétone d'épaisseur négligeable, et maintenue à une température constante ($T_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) alors que l'autre (celle de droite) est supposée adiabatique et sèche. L'air humide entre dans le canal avec un profil de vitesse uniforme ($Re = 300$) et une température $T_0 = 50^\circ\text{C}$ et une humidité constante $\phi_0 = 10 \%$.

L'évolution axiale de la vitesse longitudinale pour trois angles d'inclinaison ($\theta = 0^\circ$, 40° et 90°) est représentée sur la figure.3, à trois positions axiales le long du canal ($x = 0,01 \text{ m}$; $x = 0,2 \text{ m}$, $x = 0,4 \text{ m}$ et $x = 1,5 \text{ m}$).

Cette figure montre que près de la paroi humide l'air est accéléré alors qu'il est décéléré près de la paroi adiabatique. Cette décélération engendre une cellule de recirculation (figure.4) qui donne naissance à des vitesses axiales négatives pour une inclinaison de ($\theta = 40^\circ$ et 90°). Tandis que pour le cas horizontal les profils de vitesse tendent plus vite vers un profil parabolique.

Notons aussi que les maximums observés dans cette figure sont dus aux effets combinés des forces de flottabilité qui aident l'écoulement et l'accélèrent. On constate par ailleurs que, les maximums sont beaucoup plus prononcés près de l'entrée du canal et dépend de l'augmentation de l'angle d'inclinaison et diminuent au fur et à mesure que l'écoulement avance dans le canal.

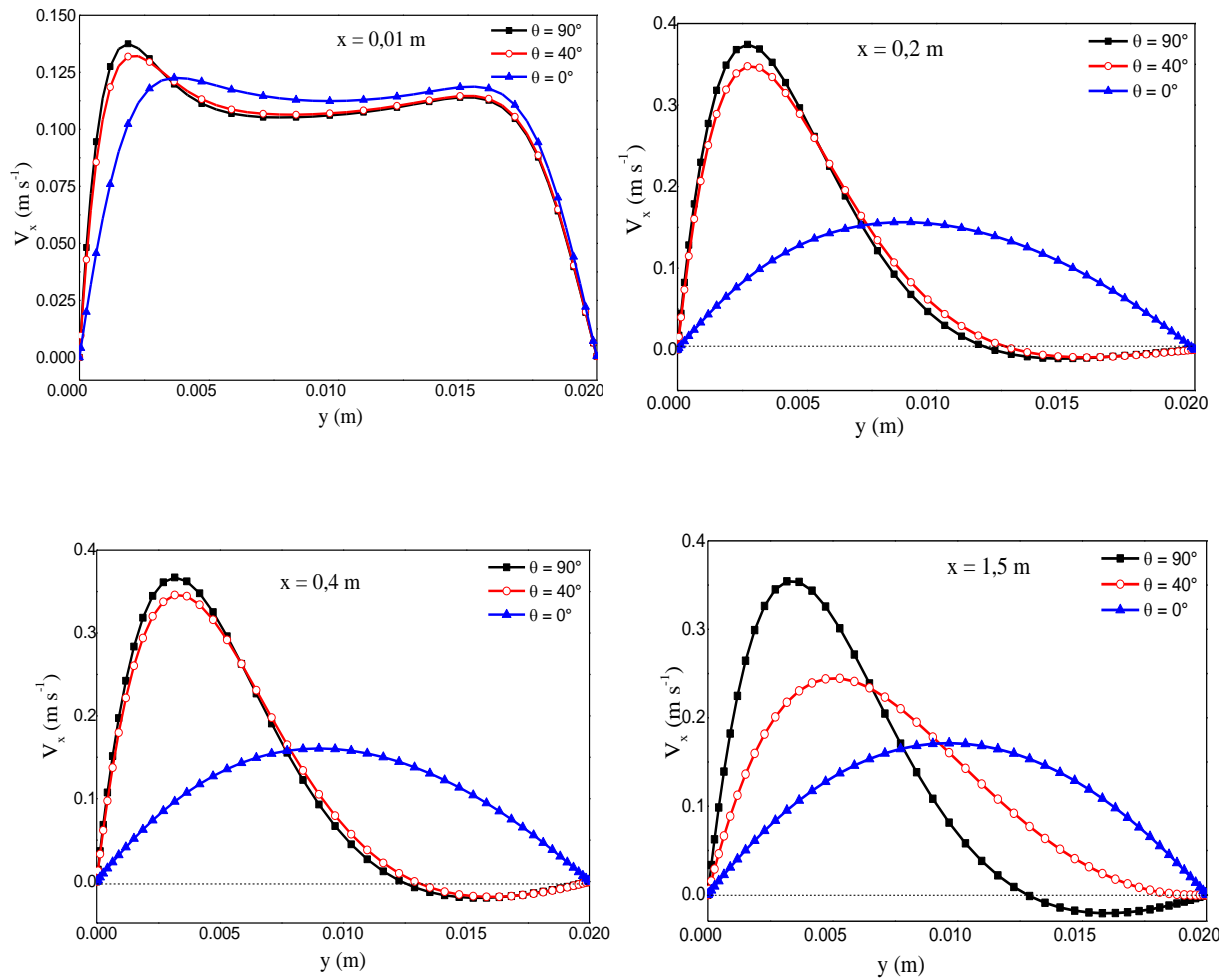


Figure.3 : Evolution longitudinale de la vitesse pour trois angles d'inclinaison à trois positions
 $(T_p = 20^\circ\text{C}, T_0 = 50^\circ\text{C}, \phi_0 = 10\%, \text{Re} = 300)$

La figure 4 illustre les isocontours de vitesse axiale pour différentes inclinaisons du canal. A l'entrée du canal on remarque une distorsion du champ de vitesse qui est une conséquence directe des forces de flottabilité agissant dans le sens de l'écoulement dont l'intensité augmente avec inclinaisons. Ces isocontours présentent des cellules concentriques près de la paroi isotherme, dans cette région du canal la vitesse axiale est maximale. Tandis que celles de droite (paroi adiabatique) présentent une vitesse négative, et indiquent un renversement d'écoulement provoqué par les forces d'Archimède.

Au fur et à mesure que l'écoulement se développe à travers le canal, il subit une décélération due aux forces de flottabilité opposées. Cette décélération se traduit par des cellules de recirculation de tailles différentes selon l'inclinaison du canal.

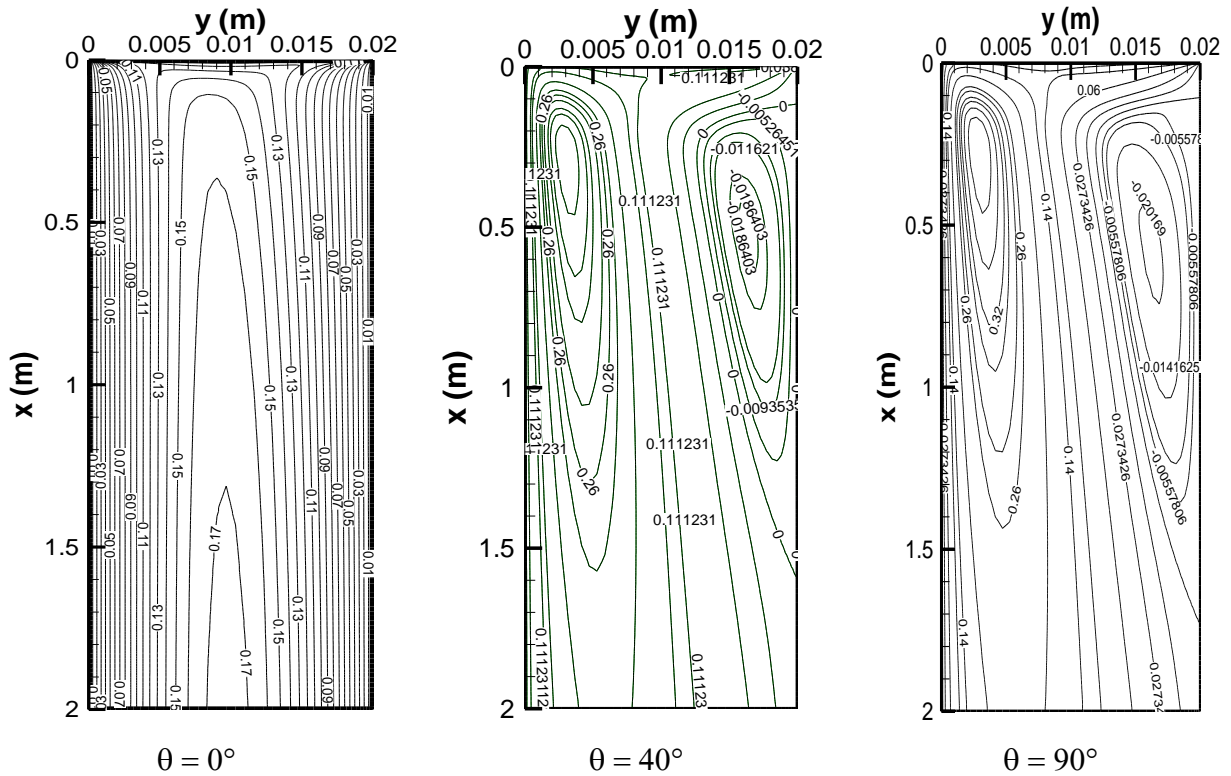


Figure.4 : Isocontours de la vitesse axiale ($T_p = 20^\circ\text{C}$, $T_0 = 50^\circ\text{C}$, $\phi_0 = 10\%$, $Re = 300$)

Les figure.5 (a) et (b) présentent l'effet de l'inclinaison sur la variation du nombre de Nusselt total Nu et sur le nombre de Sherwood Sh respectivement. En analysant la figure.5 (a) on note que le nombre de Nusselt total Nu prend des valeurs importantes près de l'entrée du canal caractérisée par un fort gradient de température et de concentration, ce nombre donne le taux de chaleur échangé par évaporation entre l'écoulement d'air et le film liquide. Au fur et à mesure que l'air se déplace en aval, il se refroidit, ce qui engendre la diminution du nombre de Nusselt total Nu ; cette diminution est plus importante pour le cas d'un canal horizontal ($\theta = 0^\circ$). On remarque par ailleurs que l'augmentation de l'inclinaison augmente les transferts de chaleur entre l'écoulement de l'air et le film liquide.

Notant aussi que Nu prend des valeurs négatives, ce qui montre que le transfert de chaleur par mode latent est dominant comparé à celui par mode sensible.

La figure.5 (b) représente l'évolution axiale du nombre de Sherwood Sh qui caractérise le transfert de masse entre l'écoulement de l'air et la plaque humide inférieure du canal.

Nous constatons, pour les trois angles d'inclinaison, que la diminution du nombre de Sherwood Sh est monotone, il diminue à mesure que l'écoulement de mélange gazeux air-acétone avance dans le canal. Cette figure montre aussi que plus l'angle d'inclinaison augmente, plus Sh augmente et prend des valeurs importantes ce qui caractérise une augmentation des transferts de masse près de la paroi humide. Ainsi, l'inclinaison du canal augmente les transferts de masse entre l'écoulement d'air et le film liquide près de la paroi isotherme.

En examinant le cas d'un canal horizontal ($\theta = 0^\circ$) on constate que la diminution de Sh est monotone et tend vers une valeur asymptotique à la sortie du canal.

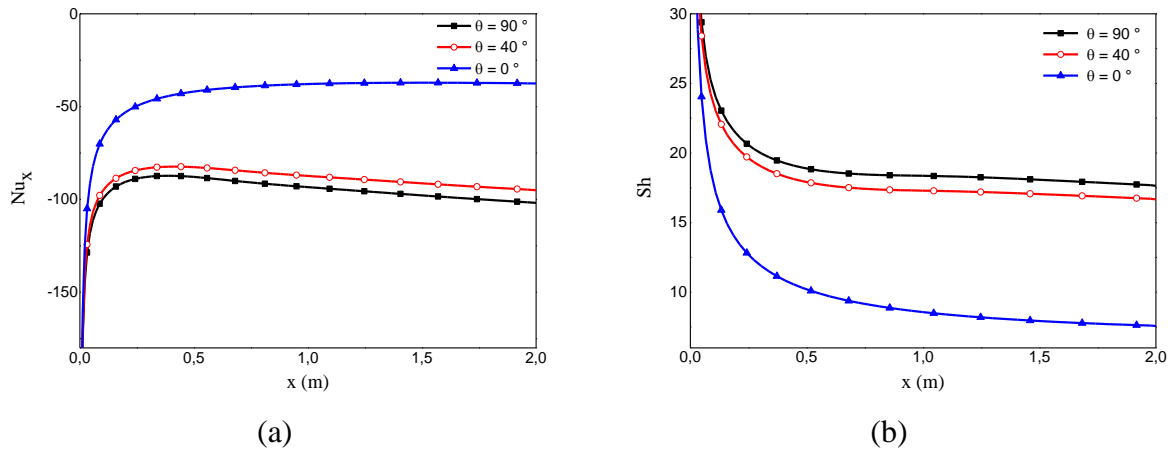


Figure.5 : Evolution longitudinale du nombre de Nusselt total (a) et de Sherwood (b) pour différentes angles d'inclinaison ($T_p = 20^\circ\text{C}$, $T_0 = 50^\circ\text{C}$, $\phi_0 = 10\%$, $Re = 300$)

6. Conclusion

L'étude de l'écoulement et des transferts couplés de chaleur et masse lors de l'évaporation par convection mixte d'un film mince d'acétone mouillant la paroi inférieure d'un canal incliné à plaques parallèles, sont entrepris dans le présent travail. L'effet de l'angle d'inclinaison a été particulièrement étudié. Les résultats montrent que cette inclinaison affecte sérieusement les caractéristiques de l'écoulement d'air ainsi que les transferts de chaleur et de masse. En effet, l'augmentation de l'inclinaison augmente l'amplitude des forces de flottabilité qui engendrent une accélération de l'écoulement près de la paroi humide. D'autre part, une inversion de flux se produit près de la plaque adiabatique. Cette inversion de flux, dont l'ampleur dépend fortement de l'inclinaison, favorise les transferts thermique et massique entre l'air et la plaque humide.

Références

- [1] S. Ben Jabrallah, A. Belghith, J.P. Corriou, Convective heat and mass transfer with evaporation of a falling film in a cavity. *Int. J. Thermal Sciences*. 45 (2006), pp. 16–28.
- [2] T. F. Lin, C.J. Chang, W.M. Yan, Analysis of combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection heat transfer in a vertical tube. *J. Heat Transfer*. 110 (1988), pp.337-344.
- [3] N. Laaroussi, G. Lauriat, G. Desrayaud, Effects of variable density for film evaporation on laminar mixed convection in a vertical channel. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 52 (2009), pp. 151–164.
- [4] Z. Ait Hammou, B. Benhamou, N. Galanis, J. Orfi, Laminar mixed convection of humid air in a vertical channel with evaporation or condensation at the wall. *Int. J. Thermal Sciences*. 43 (2004), pp. 531-539.
- [5] W. Yan. D, Lin, Natural Convection heat and mass transfer in vertical annuli with film evaporation and condensation. *J. Heat Mass Transfer*. 44 (2001), pp. 1143-1151.
- [6] Perry, D., 1999. *Perry's, Chemical Engineers' Handbook*, Mc Graw-Hill, New York.
- [7] Reid, R.C., Praussita, J.M., Sherwood, T.K., 1977. *The properties of gas and Liquid*, Hemisphere, McGraw-Hill, New York.
- [8] Patankar S.V.; *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, 1980.