

Etude numérique de l'évaporation dans un canal vertical à parois humides

**Karima SELLAMI^{1*}, Nabila LABSI¹, Imene BOUCHELKIA¹, M'barek FEDDAOUI²,
Youb Khaled BENKAHLA¹**

¹Laboratoire des Phénomènes de Transfert, Equipe RSNE
Département de Génie chimique et de Cryogénie, Faculté de Génie Mécanique et de Génie
des Procédés. Université des Sciences et de Technologie Houari Boumediene,
BP. 32 El Alia, 16111 Bab Ezzouar, Alger, Algérie

²Laboratoire GEMS
Département de Génie des Procédés, Ecole Nationale des Sciences Appliquées
d'Agadir, Université Ibn Zohr, Maroc

* auteur correspondant : sellami_karima@yahoo.fr

Résumé - La présente étude numérique porte sur l'évaporation par convection forcée dominante d'un film d'eau laminaire au sein d'un canal vertical à parois humides maintenues à une température constante. Les équations générales de conservation ainsi que les conditions aux limites associées, sont discrétisées par le biais de la méthode des volumes finis et le couplage pression-vitesse est traité par l'algorithme SIMPLER. L'étude se focalise sur l'analyse de l'effet de la vitesse et de l'humidité relative de l'air à l'entrée, sur le comportement hydrodynamique et thermique de l'écoulement de l'air humide.

Mots Clés : Evaporation d'un film d'eau, convection forcée dominante, canal vertical, paroi humide, méthode des volumes finis.

Nomenclature

b	largeur du canal, m	V_y	vitesse transversale, $m.s^{-1}$
C_p	chaleur spécifique du fluide à pression constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$.	W_0	fraction massique à l'entrée, kg de vap/ kg d'air
D_h	diamètre hydraulique, m	W_w	Fraction massique à la paroi, kg de vap/ kg d'air.
D	diffusivité massique, $m^2.s^{-1}$	x	coordonnée longitudinale, m
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	y	coordonnée transversale, m
k	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$		
L	longueur de la conduite, m .		
Nu_s	nombre de Nusselt sensible		<i>Symboles grecs</i>
	$Nu_s = \frac{2h}{(T_w - T_m)} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right _w$	β	coefficient de dilatation thermique, K^{-1}
Nu_l	nombre de Nusselt latent	ϕ	humidité relative du mélange air-vapeur
	$Nu_l = \frac{2h}{(T_w - T_m)} \frac{\rho_m D_{mv} h_{fg}}{1 - C_w} \left. \frac{\partial C}{\partial y} \right _w$	μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$.
Re	nombre de Reynolds, $Re = \rho V D_h / \mu$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
T	température, $^{\circ}C$		<i>Indices et exposants</i>
U_0	vitesse d'entrée du gaz, $m.s^{-1}$	w	paroi
V_x	vitesse longitudinale, $m.s^{-1}$	v	vapeur d'eau
		m	moyenne
		0	entrée

1. Introduction

En raison de son implication dans divers systèmes industriels, telle que dans la concentration des effluents, la distillation, le refroidissement des aubes des turbines ainsi que lors de l'injection du carburant dans les moteurs, l'évaporation du film liquide en présence d'un gaz compte parmi les phénomènes qui ont suscité l'intérêt des chercheurs au cours de ces dernières décennies.

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 le taux d'écoulement de la masse d'alimentation et que l'augmentation de la température d'alimentation fait augmenter la surface efficace de l'évaporation. Lin *et al.* [2] ont étudié les effets de flottabilité et de la diffusion combinée 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 s'est faite uniquement dans la phase gaz. Leurs résultats montrent que l'augmentation de la température de la paroi provoque une grande 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. Nasr *et al.* [3] ont présenté une étude numérique de l'évaporation par convection mixte d'un film liquide binaire, composé de l'éthylène-glycol et de l'eau, s'écoulant le long d'un canal vertical. Ils ont examiné les effets des paramètres d'entrée du gaz et du film liquide sur les profils de pression, de température et de concentration. Ils ont constaté que lorsque la concentration de l'éthylène-glycol à l'entrée est moins de 40%, il est possible d'évaporer, dans les mêmes conditions, plus d'eau que si le film à l'entrée était composé uniquement d'eau. Le taux d'évaporation de l'eau, dans le cas du mélange liquide peut-être plus élevé que celui de l'eau pure. Ait Hammou *et al.* [4] ont présenté une étude simultanée des transferts de masse et de chaleur 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 à l'intérieur de conduites verticales. Ces auteurs se sont intéressés aux effets de la température des parois mouillées, 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 étudier numériquement l'évaporation d'un film mince d'eau en convection forcée dominante dans un canal vertical à parois humides en examinant l'effet de la vitesse et de l'humidité à l'entrée sur les caractéristiques hydrodynamique et thermique de l'écoulement de l'air humide.

2. Mise en équations du problème physique

a. Modèle physique

Considérons l'écoulement laminaire de l'air humide le long d'un canal vertical de longueur L et de largeur $2b$. Les parois du canal sont humides et maintenues à une température constante T_w . A l'entrée du canal, l'air a une humidité relative ϕ_0 , une température T_0 et une vitesse uniforme U_0 . L'air humide est considéré comme un mélange de gaz parfaits. En outre, le

rayonnement, la dissipation visqueuse, le travail des forces de pression, ainsi que les effets Soret et Dufour sont supposés négligeables.

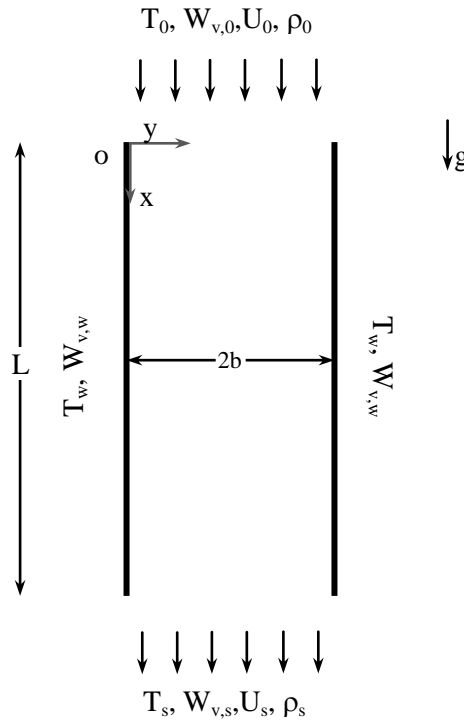


Figure 1 : Schématisation du problème physique et des conditions aux limites.

b. Equations générales de conservation

Les équations de Continuité, de la Quantité de mouvement, suivant la direction longitudinale \$x\$ et la direction transversale \$y\$, de l'Energie et celle de Diffusion forment le système d'équations qui régissent l'écoulement et les transferts thermique et massique au sein du canal vertical. Sous forme dimensionnelle, ce système peut s'écrire comme suit :

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

$$\frac{\partial(\rho V_x^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_x V_y)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho V_y V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y^2)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) \tag{3}$$

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

$$\frac{\partial(\rho V_x W)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y W)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D \frac{\partial W}{\partial y} \right) \tag{5}$$

c. Conditions aux limites

Aux équations générales de conservation (1-5), les conditions aux limites associées sont :

A l'entrée du canal : $x = 0 \quad 0 < y < 2b$
 $V_x = U_0 \quad V_y = 0 \quad T = T_0 \quad W = W_0 \quad (6)$

Sur les parois verticales : $0 < x < L \quad y = 0 ; y = 2b$
 $V_x = 0 \quad V_y = V_e = -\frac{D_{mv}}{1 - C_w} \frac{\partial C}{\partial y} \Big|_w \quad (7)$

Sur l'axe de symétrie : $0 < x < L \quad y = b$
 $V_y = 0 \quad \frac{\partial V_x}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial W}{\partial x} = 0 \quad (8)$

3. Modélisation numérique et validation du code de calcul

Le système d'équations (1-5) ainsi que les conditions aux limites associées sont discrétisées par le biais de la méthode des volumes finis. Etant donné que l'Equation de la conservation de la Quantité de mouvement est écrite en fonction de variables primitives (V_x , V_y , W et P), la procédure itérative tient compte de la correction de pression et ce, par l'implémentation de l'algorithme SIMPLER [6]. Un maillage non uniforme de 200x50 suivant les directions longitudinales et transversales, respectivement, est utilisé et ce, avec une densité de nœuds plus grande près de l'entrée et près des parois, où les gradients de température et de concentration sont les plus élevés.

Dans le but de vérifier la fiabilité de nos simulations numériques et par conséquent, de notre code de calcul, quant au phénomène de l'évaporation au sein d'un canal vertical, nous avons confronté nos résultats à ceux de Laaroussi et al. [7]. La figure 2 illustre les profils de vitesse longitudinaux à trois positions différentes : $x = 0,01 \text{ m}$; $x = 0,2 \text{ m}$ et $x = 1 \text{ m}$, comparés à ceux de Laaroussi et al. [7]. Un très bon accord entre les résultats est observé étant donné que l'écart relatif est inférieur à 3%.

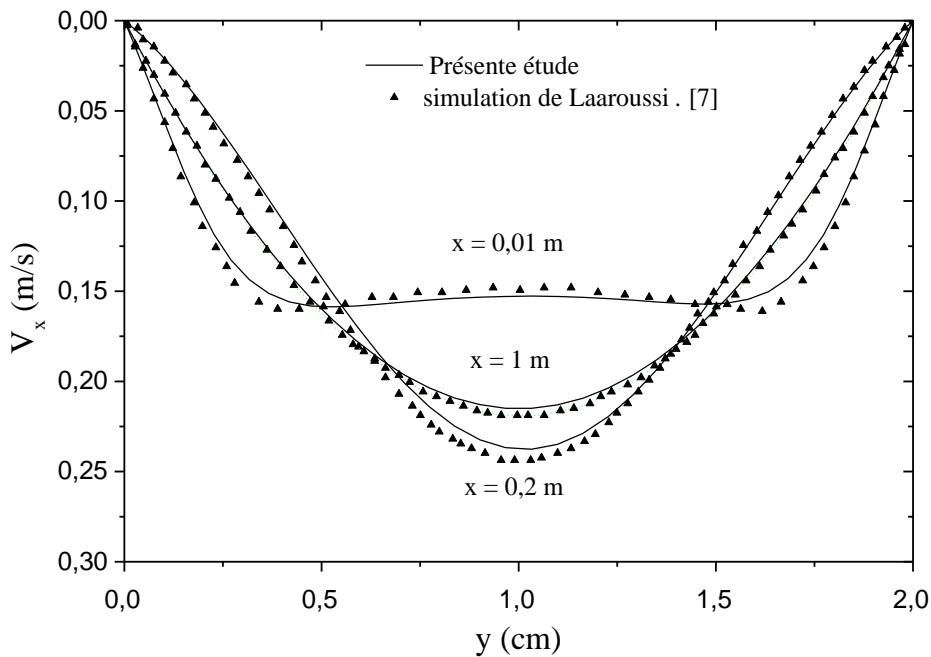


Figure 2 : Profils de vitesse longitudinale pour différentes positions. $T_0 = T_w = 327,5 \text{ K}$; $W_w = 0,1$; $Re = 300$; $Gr_T = 0$

4. Résultats et discussion

Les résultats sont présentés dans le cas d'un écoulement d'air humide dans un canal vertical à parois humides, avec les conditions suivantes : $L = 2$ m, $2b = 0,01$ m ; le nombre de Reynolds variant entre 300 et 700, l'humidité relative variante entre 0,0 et 0,50 ; $T_0 = 30^\circ\text{C}$ et $T_w = 20^\circ\text{C}$. Le nombre de Grashof est pris égal à 10^4 .

Nous analysons, dans ce qui suit, l'influence de la vitesse du gaz à l'entrée, à travers le nombre de Reynolds, sur les profils de vitesse et de température ainsi que sur les nombres de Nusselt sensible et latent. L'influence de l'humidité relative de l'air à l'entrée sur la vitesse et la fraction massique d'évaporation sera également analysée.

d. Effet du nombre de Reynolds

La figure 3 représente les profils de vitesse longitudinaux à trois positions longitudinales ($x = 0,01$ m ; $x = 0,50$ m et $x = 1,00$ m), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.

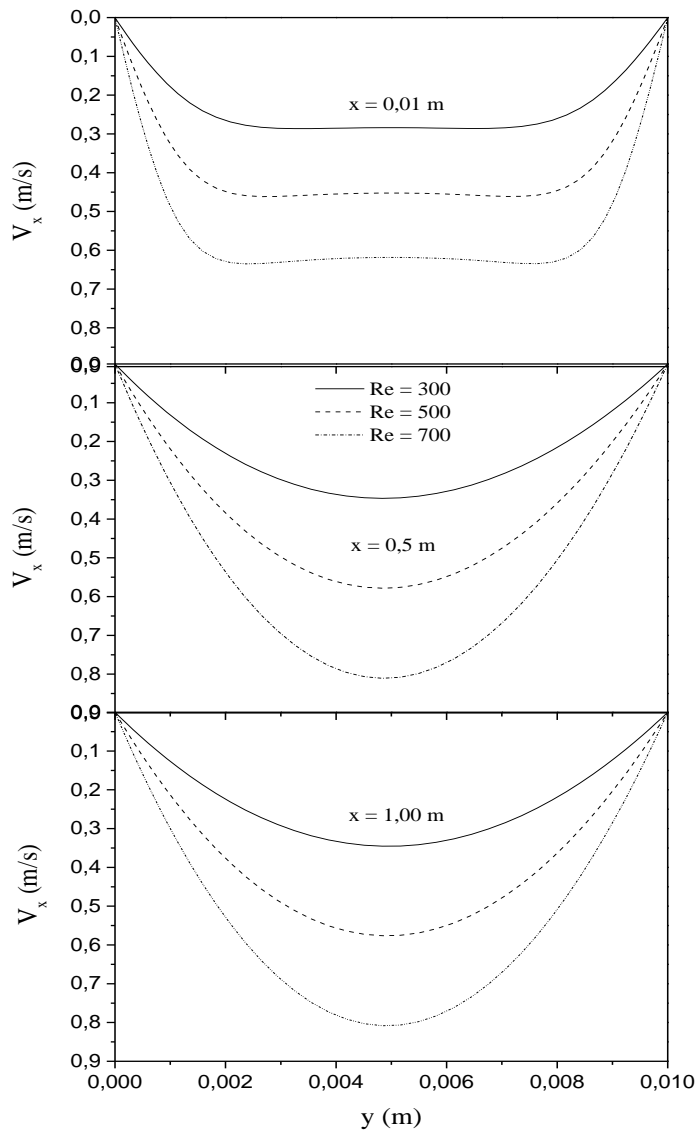


Figure 3 : Profil de vitesse longitudinale en développement pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. $T_0 = 30^\circ\text{C}$; $T_w = 20^\circ\text{C}$; $\phi_0 = 0,1$; $Gr = 10^4$.

On constate, d'après cette figure, que le profil de vitesse se développe le long du canal. Ceci entraîne la diminution du gradient pariétal de vitesse et par conséquent, l'augmentation de la vitesse centrale, par conservation du débit volumique.

Il est à noter également que l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne l'augmentation de la vitesse centrale et du gradient pariétal de vitesse.

Concernant l'effet du nombre de Reynolds sur le taux de transfert thermique, celui-ci est illustré à travers les figures 4(a) et 4(b), représentant l'évolution longitudinale des nombres de Nusselt sensible et latent, respectivement, pour trois valeurs du nombre de Reynolds : 300, 500 et 700.

On peut constater, d'après la figure 4(a) la diminution aigüe du nombre de Nusselt depuis l'entrée, caractérisée par un fort gradient de température, jusqu'à atteindre une valeur asymptotique indépendante du nombre de Reynolds, ce qui traduit l'atteinte du régime thermique complètement développé. Cette diminution au niveau de la zone non établie est due à la diminution de l'écart de température entre le gaz et la paroi humide le long du canal.

On constate, en outre, que le fait d'augmenter le nombre de Reynolds n'a d'effet remarquable sur le nombre de Nusselt sensible (figure 4(a)) que dans la zone proche de l'entrée du canal, où l'on remarque que l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne l'amélioration du transfert thermique.

Quant à l'évolution longitudinale du nombre de Nusselt latent illustrée sur la figure 4(b), on remarque l'augmentation de ce dernier le long de la longueur du canal jusqu'à atteindre une valeur asymptotique indépendante du nombre de Reynolds. En outre, l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation du taux d'évaporation de l'eau imbibant les parois et par conséquent, l'augmentation du nombre de Nusselt latent.

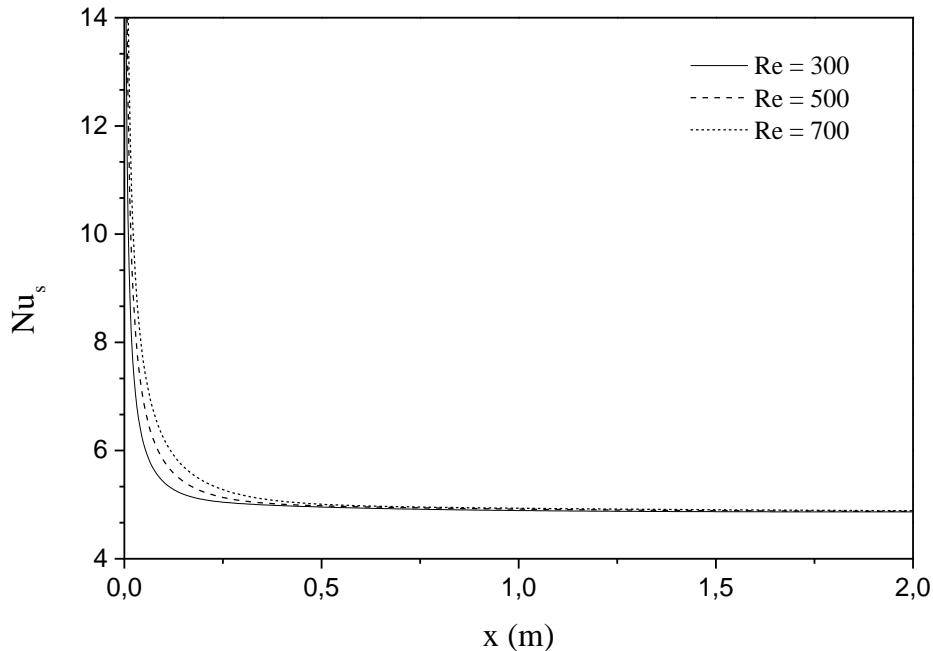


Figure 4(a) : Evolution longitudinale du nombre de Nusselt sensible pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. $T_0 = 30$ °C ; $T_w = 20$ °C ; $\phi_0 = 0,1$; $Gr = 10^4$.

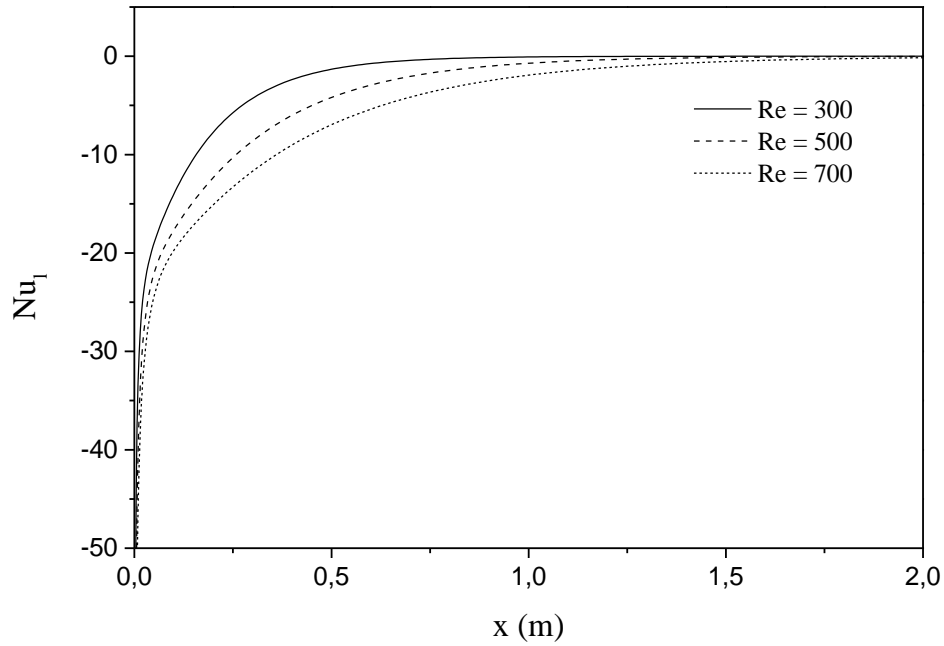


Figure 4(b) : Evolution longitudinale du nombre de Nusselt latent pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. $T_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\phi_0 = 0,1$; $Gr = 10^4$.

e. Effet de l'humidité relative

La figure 5 représente l'effet de l'humidité relative du gaz à l'entrée sur l'évolution longitudinale de la vitesse d'évaporation. Les valeurs positives de cette dernière indiquent un écoulement vers le plan de symétrie du canal. Il en résulte que le film d'eau est évaporé et transféré à l'écoulement de l'air.

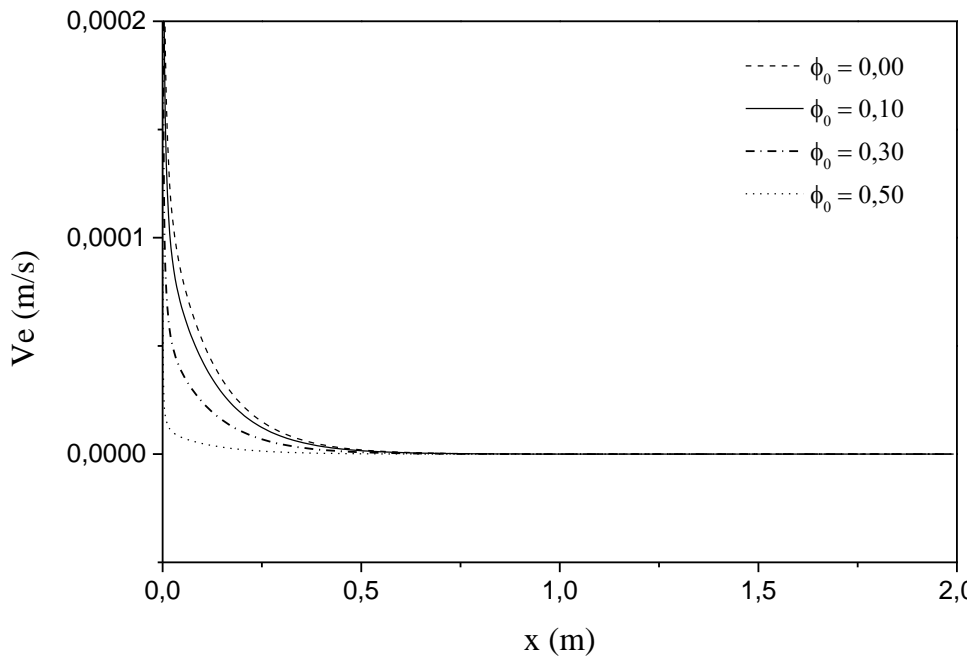


Figure 5 : Evolution longitudinale de la vitesse d'évaporation pour différentes valeurs de l'humidité relative. $T_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $Re = 300$; $Gr = 10^4$.

On remarque que très proche de l'entrée du canal, la vitesse d'évaporation prend des valeurs élevées en raison du grand gradient de concentration entre le film d'eau et l'air. La vitesse d'évaporation diminue, par la suite, avec le déplacement de l'air dans le canal jusqu'à atteindre le zéro, étant donné l'enrichissement de l'air en vapeur le long du canal. Notons, en outre, la diminution de la vitesse d'évaporation avec l'augmentation de l'humidité relative du gaz à l'entrée en raison de son enrichissement préalable dès l'entrée.

La figure 6 illustre l'effet de la variation de l'humidité relative de l'air à l'entrée sur l'évolution longitudinale de la fraction moyenne massique de la vapeur.

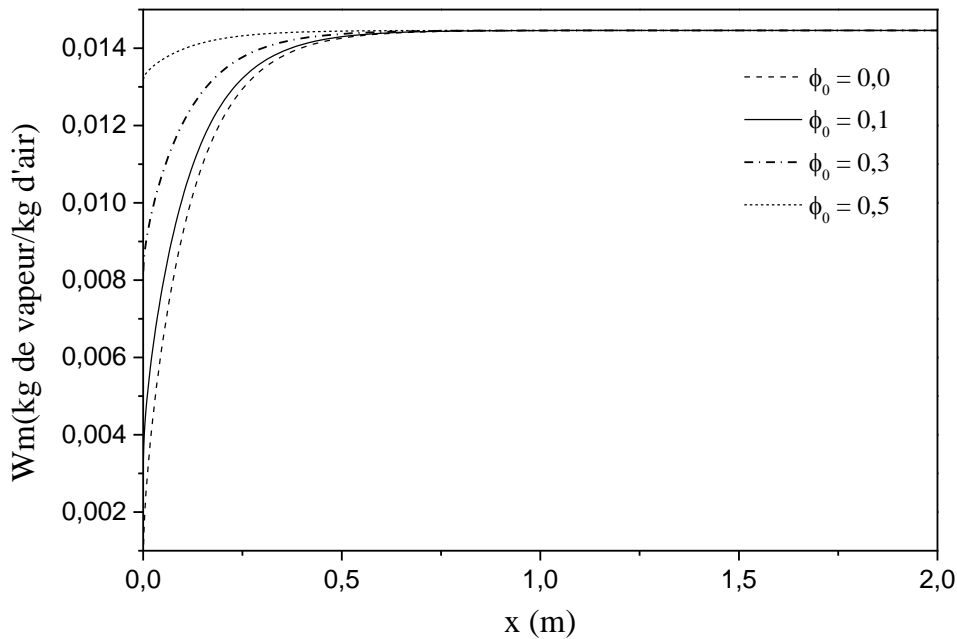


Figure 6 : Evolution longitudinale de la fraction massique de la vapeur d'eau pour différentes valeurs de l'humidité relative. $T_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $Re = 300$; $Gr = 10^4$.

On constate que la fraction massique de la vapeur d'eau augmente le long du canal, jusqu'à une valeur longitudinale avoisinant $x = 1,00$ m puis reste constante et égale à celle imposée à la paroi jusqu'à la sortie ; ce qui est cohérent avec le fait que la vitesse d'évaporation tende vers zéro (figure 5). Cette valeur asymptotique est indépendante de la valeur de l'humidité relative de l'air à l'entrée.

D'un autre côté, on remarque que dans le cas des faibles valeurs de l'humidité relative de l'air à l'entrée, l'augmentation de la fraction massique de la vapeur est plus intense.

5. Conclusion

L'évaporation d'un film liquide par convection au sein d'un canal vertical a fait l'objet du présent travail numérique. Les parois du canal sont humides et maintenues à une température constante. L'influence de la vitesse, à travers le nombre de Reynolds, et de l'humidité relative de l'air à l'entrée a été analysée.

Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du nombre Reynolds induit une légère augmentation du nombre de Nusselt sensible et une diminution significative du nombre de Nusselt latent.

Pour ce qui est de la variation de l'humidité relative de l'air à l'entrée, il a été noté que l'augmentation de cette dernière entraîne la diminution de la vitesse d'évaporation et par conséquent, la diminution de la fraction moyenne de la vapeur d'eau dans l'air.

Références

5. 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.
6. 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.
7. A. Nasr, C. Debbissi, H. Sassi Ben Nasrallah, Numerical study of evaporation by mixed convection of a binary liquid film. *Int. J. Energy*. 36 (2011), pp. 2316-2327.
8. 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.
9. 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.
- 10.A. G. Fedorov, R. Viskanta, A. Mohamed, Turbulent heat and mass transfer in an asymmetrically heated, vertical parallel-plate channel. *Int. J. Heat and Fluid Flow*. 18 (1997), pp. 307-315.
- 11.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.