

Etude numérique de la protection des parois d'un canal vertical par un film d'eau

Abderrahman NAIT ALLA, M'barek FEDDAOUI, Hicham MEFTAH
Laboratoire de Mécanique; Procédés de l'Energie et de l'Environnement (LMP2E)
ENSA, B.P. 1136, Université Ibnou Zohr, Agadir-Morocco,
E-mail : feddaoui@uiz.ac.ma

Résumé : La présente étude porte sur l'étude numérique de la protection des parois d'un canal vertical par un film d'eau en présence d'un écoulement gazeux. Le film liquide ruisselant en co-courant d'un écoulement descendant laminaire d'air humide chaud en régime permanent. Les équations dans le gaz et dans le liquide ainsi que les conditions aux limites qui leur sont associées sont discrétisées à l'aide d'une méthode aux différences finies implicite. Les systèmes d'équations obtenus sont résolus à l'aide de l'algorithme de Thomas. Les résultats montrent que le flux de chaleur augmente considérablement à cause de la condensation de la vapeur d'eau. L'augmentation de l'épaisseur de film liquide à cause des valeurs importantes de T_{G0} et Re dans l'air humide, permet de protéger la paroi en réduisant le transfert de chaleur et de masse entre l'air chaud et la paroi.

Mots clés : transfert de chaleur et de masse, condensation, l'air humide, protection, canal vertical

1. Introduction

Le transfert de chaleur et de masse par évaporation présente des intérêts remarquables dans le domaine d'ingénierie. Ces intérêts se traduisent par de nombreuses applications comme la distillation, la climatisation, le refroidissement, la protection des parois,... Pour ces raisons, l'évaporation d'un film d'eau a été abordée par plusieurs auteurs en envisageant diverses configurations. Par exemple Yan [1] a mené une étude théorique de l'évaporation en convection mixte d'un film liquide d'eau ou d'éthanol qui s'écoule sur la paroi interne d'un tube vertical. Tsay et al. [2] ont considéré le cas d'un canal chauffé avec écoulement d'un gaz en contre-courant et ont étudié l'influence du flux à la paroi ainsi que l'humidité relative de l'air et le nombre de Reynolds gazeux. Cette étude a montré que le transfert de chaleur se fait principalement par le mode latent. De son côté Debbissi, [3] a étudié l'évaporation de l'eau par convection naturelle entre deux plaques planes dont l'une est humide et soumise à un flux de chaleur uniforme alors que l'autre est supposée imperméable et maintenue isotherme ou chauffée à flux constant. Feddaoui et al. [4] ont étudié le refroidissement d'un film liquide turbulent dans un tube vertical isolé thermiquement. Dans cette étude le gaz circule en co-courant en régime turbulent. Ils ont conclu qu'un meilleur refroidissement de film est obtenu pour un grand nombre de Reynolds, un faible débit du film liquide et une température de film élevée. Feddaoui et al. [5] se sont aussi intéressés à l'évaporation en convection mixte dans un tube chauffé. Leurs résultats ont montré que lorsque l'eau est introduite à une température relativement élevée, le mécanisme de transfert de chaleur dominant est l'évaporation. En revanche, quand la température d'entrée de l'eau dans le tube est relativement basse le transfert de chaleur est dominé par le refroidissement du film. La convection de la chaleur au niveau du film devient le mécanisme principal pour évacuer la chaleur de la paroi. Senhaji et al. [6] ont réalisé une simulation numérique de l'évaporation d'un film s'écoulant le long d'un tube vertical. Ils ont examiné l'influence des conditions d'entrée du liquide, le nombre de Reynolds gazeux et le flux de chaleur de la paroi, sur l'intensité des transferts de chaleur et de masse, ils ont aussi fait une comparaison entre les résultats obtenus pour les alcools étudiés et l'eau dans les mêmes conditions. Cependant, il y a un manque d'études scientifiques sur la protection des parois malgré que ce problème est très rencontré dans l'industrie. En effet lorsque le matériel atteint ces limites de résistance thermique un refroidissement adéquat doit être mené pour la protection de la surface exposée à la chaleur. Malgré son importance, la protection des parois n'a pas eu assez d'attention des chercheurs [7-8] ce qui motive de plus ce travail.

Cette étude a pour objectif d'étudier l'influence du phénomène d'évaporation d'un film d'eau ruisselant le long d'un canal vertical sur la protection thermique des parois d'un canal. Dans la suite nous présentons la formulation mathématique et physique du problème et la résolution numérique utilisée.

2. Description et formulation du problème

Le problème physique étudié est un canal vertical formé de deux plaques planes adiabatique parallèles et distantes de $2b$. Le canal est traversé par un écoulement descendant laminaire d'air humide en régime permanent. A l'entrée, ce dernier a une température T_0 , une humidité relative H_r et un profil de vitesse uniforme u_0 et un débit de film liquide Γ_0 (figure 1).

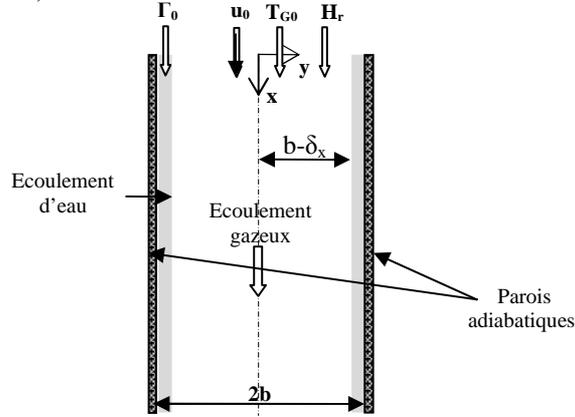


Figure1 : Modèle Physique

2.1. Equations gouvernantes de la phase liquide

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_L u_L) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_L v_L) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_L \left(u_L \frac{\partial u_L}{\partial x} + v_L \frac{\partial u_L}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_L \frac{\partial u_L}{\partial y} \right] + \rho_L g \quad (2)$$

$$\rho_L C_{pL} \left(u_L \frac{\partial T_L}{\partial x} + v_L \frac{\partial T_L}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_L \frac{\partial T_L}{\partial y} \right] \quad (3)$$

2.2. Equations gouvernantes de la phase gazeuse

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_G u_G) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_G v_G) = 0 \quad (4)$$

$$\rho_G \left(u_G \frac{\partial u_G}{\partial x} + v_G \frac{\partial u_G}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_G \frac{\partial u_G}{\partial y} \right] + \rho_G g \quad (5)$$

$$\rho_G C_{pG} \left(u_G \frac{\partial T_G}{\partial x} + v_G \frac{\partial T_G}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_G \frac{\partial T_G}{\partial y} \right] + \rho_G D(C_{pV} - C_{pA}) \frac{\partial T_G}{\partial y} \frac{\partial w}{\partial y} \quad (6)$$

$$\rho_L \left(u_G \frac{\partial w}{\partial x} + v_G \frac{\partial w}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho_G D \frac{\partial w}{\partial y} \right] \quad (7)$$

2.3. Conditions aux limites

$$x=0 : \quad T_G = T_{G0} \quad ; \quad u_G = u_0 \quad ; \quad w_G = w_0 \quad ; \quad p = p_0 \quad ; \quad T_L = T_{L0} \quad (8)$$

$$y=b : \quad u_L = 0 \quad ; \quad \frac{\partial T_L}{\partial y} = 0 \quad (9)$$

$$y=0 : \quad \frac{\partial u_G}{\partial y} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial T_G}{\partial y} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

$y=b-\delta$: La continuité des composantes de la vitesse, des températures, des contraintes de cisaillement et des densités de flux de chaleur est exprimée par les relations suivantes:

$$u_i(x) = u_{G,i} = u_{L,i} \quad ; \quad T_i(x) = T_{G,i} = T_{L,i} \quad ; \quad \tau_i = \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right]_{L,i} = \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right]_{G,i} \quad (11)$$

$$\left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{L,i} = \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{G,i} + \dot{m}_i h_{fg} \quad \text{Avec} \quad \dot{m}_i = -\rho_G v_i = \frac{\rho_G D}{(1 - w_i)} \frac{\partial w}{\partial y} \quad (12)$$

A ces conditions, nous rajoutons les équations de conservation de masse dans les deux phases.

$$\circ \quad \text{Dans la phase liquide :} \quad \Gamma_0 = \int_{b-\delta}^b (\rho u dy)_L - \int_0^x \rho_G v_i dx \quad (13)$$

$$\circ \quad \text{Dans la phase gazeuse :} \quad \frac{(b - \delta_0)^2}{2} \rho_0 u_0 = \int_0^{b-\delta} \rho_G u_G dy + \int_0^x \rho_G v_i dx \quad (14)$$

Les propriétés thermo physique de l'eau dans les des deux phases ainsi que les corrélations pour les propriétés du mélange gazeux sont tirées à partir de [9-10].

3. Résolution numérique

Les équations différentielles dans les deux phases couplées avec les conditions aux limites et ceux de l'interface dans la présente simulation sont traitées numériquement en discrétisant les équations (1-7) par un schéma implicite aux différences finies. Cette discrétisation conduit à des systèmes d'équations algébriques que nous résolvons à l'aide de l'algorithme de Thomas [11]. Un calcul itératif ligne par ligne est nécessaire pour que la conservation du débit massique et la continuité des flux massique et thermique à l'interface liquide-gaz soient vérifiées. Pour améliorer la précision de calcul, nous avons utilisé un maillage non uniforme et suffisamment serré à l'entrée et au niveau de l'interface gaz-liquide suivant la direction longitudinale et transversale. L'arrangement généralement utilisé est celui de Cebeci et Smith [12], très réalisable qui met en jeu un taux constant entre deux incréments adjacents. Dans cet arrangement de taux constant, chaque pas de maillage est augmenté par un pourcentage fixe. Ceci est une conséquence d'une progression géométrique entre deux pas successifs.

4. Résultats et discussion

Les résultats sont présentés dans le cas d'un écoulement d'air partiellement humide dans un canal vertical à parois adiabatiques, avec les conditions suivantes :

$$T_{L0}=293 \text{ K} \quad ; \quad \Gamma_0=0.05 \text{ kgs}^{-1} \quad ; \quad b=0.01\text{m} \quad ; \quad H_r=0-10\% \quad ; \quad T_{G0}=300-400 \text{ K} \quad ; \quad \text{Re}=1000-2000$$

Pour avoir des informations sur le transfert de chaleur le long de l'interface liquide-gaz, les variations de flux sensible et latent sont présentées respectivement sur les figures 2 et 3 pour différentes conditions. On remarque que le transfert de chaleur par mode latente est plus important que le transfert de chaleur par mode sensible. Les valeurs négatives du flux sensible s'expliquent par le sens de transfert de chaleur du gaz vers le liquide. Par contre, pour le mode latent, le transfert de chaleur se fait du liquide vers le gaz. Un faible transfert de chaleur latent est observé pour le cas de l'air sec et le cas où le gradient de la température entre la phase liquide et gazeuse est faible, ce résultat est confirmé par la variation du taux d'évaporation (figure 4) qui présente une faible variation du taux d'évaporation pour le cas de l'air sec et le cas où le liquide entre avec une température voisine de la température du gaz. Par contre, lorsque le liquide entre avec une température et un nombre de Reynolds plus importants, le taux d'évaporation devient plus important.

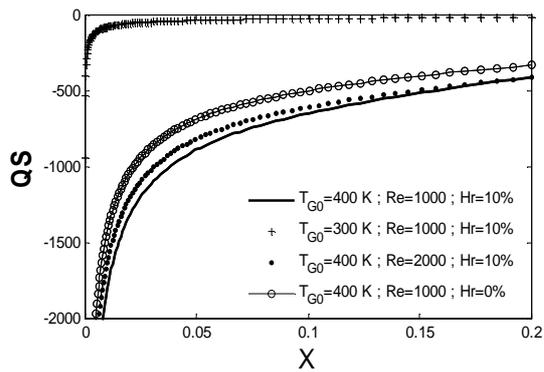


Figure 2 : Variation longitudinale du flux de chaleur sensible

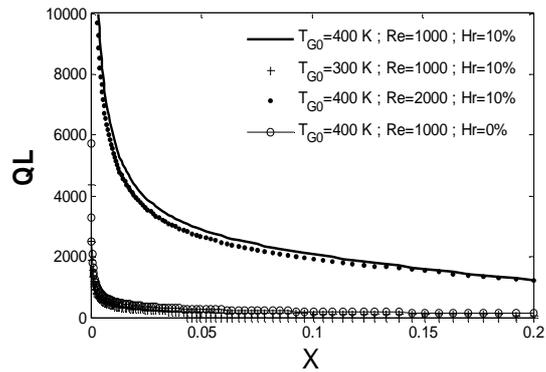


Figure 3 : Variation longitudinale du flux de chaleur latent

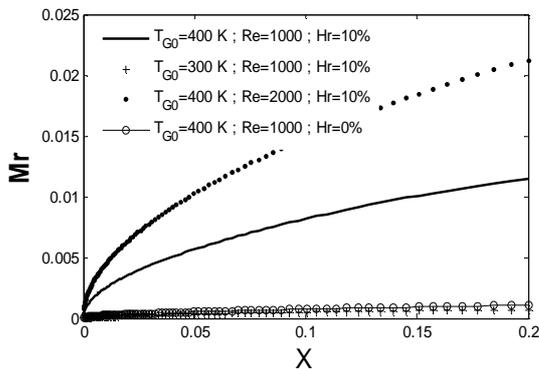


Figure 4 : Variation longitudinale du taux d'évaporation

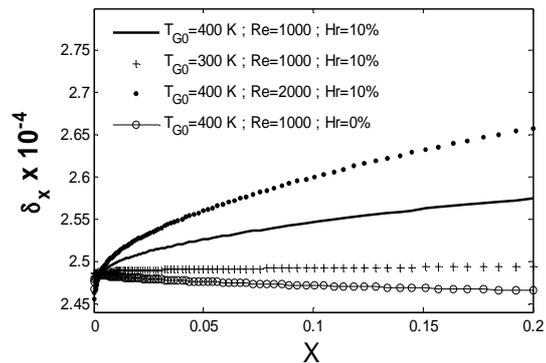


Figure 5 : Variation longitudinale de l'épaisseur du film liquide

La figure 5 représente la variation de l'épaisseur du film liquide le long du canal. On remarque que pour le cas à grand nombre de Reynold, l'épaisseur de film liquide croît au fur et à mesure que l'écoulement progresse dans le canal, ce qui est dû à la condensation de la vapeur d'eau. Cette augmentation d'épaisseur de film liquide, augmente la résistance thermique du film qui va absorber plus d'énergie et protège en mieux la paroi. Cette constatation est confirmée par la figure - qui montre l'évolution de la température de la paroi en fonction des paramètres précités. Il est intéressant de noter que la température de la paroi diminue le long du canal pour les cas à grand nombre de Reynold et des températures de gaz importantes. Par contre, pour les cas où le gaz entre avec une température voisine à la température d'entrée du liquide, la température de la paroi augmente légèrement le long du canal. Cette augmentation de la température de la paroi est due à la diminution de l'épaisseur du film liquide qui joue le rôle d'un isolant thermique entre la paroi et le gaz chaud. Cela indique que la protection des parois est plus efficace pour des grands nombres de Reynold et des températures de gaz importantes.

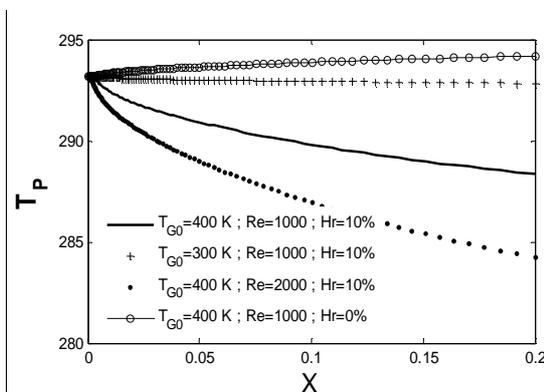


Figure 6 : Variation longitudinale de la température de la paroi

Conclusion

Dans ce travail, nous avons présenté une étude numérique de la protection des parois d'un canal vertical par un film d'eau en présence d'un écoulement gazeux. L'effet des paramètres d'entrée sur les transferts de chaleurs et de masse le long du canal a été mis en évidence. En se basant sur les résultats trouvés on peut citer les conclusions suivantes :

- 1- Dans le cas à grands nombre de Reynold et de température d'entrée du gaz, le transfert de chaleur et de masse est plus important.
- 2- L'épaisseur film liquide augmente le long du canal dans le cas à grands nombre de Reynold et de température d'entrée du gaz
- 3- La protection de la paroi est plus efficace lorsque l'épaisseur du film est plus importante.

Nomenclature

Symbole

C_p	Chaleur massique à pression Constante, $Jkg^{-1}K^{-1}$
b	diamètre du canal, m
D	coefficient de diffusion du fluide dans le mélange gazeux, m^2s^{-1}
D_h	diamètre hydraulique, m
g	accélération de la pesanteur, ms^{-2}
Mr	fraction massique évaporé
P	pression, pa
P_a	pression atmosphérique, pa
Q_l	flux de chaleur latente, wm^{-2}
Q_s	flux de chaleur sensible, wm^{-2}
Re	nombre de Reynold définie dans la phase gazeuse
Re_L	nombre de Reynold définie dans la phase liquide
T	température dimensionnelle, K
u	vitesse axial dimensionnelle, ms^{-1}
v	vitesse transversal dimensionnelle, ms^{-1}
w	fraction massique de la vapeur

Symboles grecs

Γ_0	Débit d'entrée du film liquide, $kg s^{-1}$
δ	Epaisseur de la couche limite local du film liquide, m
λ	Conductivité thermique, $wk^{-1}m^{-1}$
μ	Viscosité dynamique, $kgm^{-1}s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique, $kgm^{-1}s^{-1}$
ρ	Masse volumique, kgm^{-3}

Exposant, Indices

a	Air
g	Gaz
L	Film liquide
0	Condition à l'entrée
p	Condition à la paroi

Références

- [1] W. M. Yan, "Binary diffusion and heat transfer in mixed convection pipe flows with film evaporation", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36 (1993) 2115-2123.
- [2] H. C. Tsay, W. M. Yan, "Binary diffusion and heat transfer in laminar mixed convection channel flows with uniform wall heat flux extremely thin film thickness", *Wärmund Stoffübertragung*, vol. 26, (1990), pp. 23-31.
- [3] C. Debbisi, „Transfert couplés de chaleur et de masse accompagnant l'évaporation par convection naturelle d'un film liquide dans un canal vertical. Thèse de doctorat en sciences physiques, Faculté des Sciences, des techniques et de médecines de Tunis, (2000), Tunisie.
- [4] M. Feddaoui, H. Meftah, A. Mir "The Numerical computation of the Evaporative cooling of falling water film in turbulent mixed convection Inside a vertical tube". *Int. Cornm. Heat Mass Transfer* 33, (2006) pp: 917-927.
- [5] M. Feddaoui, A. Mir, "Turbulent mixed convection heat and mass exchanges in evaporating liquid film along a vertical tube". *Int. J. Heat Exchangers* 7, (2007), pp:15-29
- [6] S. Senhaji, M. Feddaoui, T. Mediouni A. Mir "Simultaneous heat and mass transfer inside a vertical tube in evaporating a heated falling alcohols liquid film into a stream of dry air" *Heat Mass Transfer* (2009) 45: 663-671.
- [7] H.W. Zhang, W.Q. Tao, Y.L. He, W. Zhang, Numerical study of liquid film cooling in a rocket combustion chamber, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 349-358
- [8] Jer-Huan Jang, Yan, Thermal protection with liquid film in turbulent mixed convection channel flows, *International Journal of, Heat and Mass Transfer*, volume 49, pp 3645-3654, 2006.
- [9] R. C. Reid, T. K. Sherwood, *The properties of gases and liquids*, Mc Graw Hill, New York, 1958.
- [10] D. Perry, *Perry's, Chemical Engineers', Handbook*, Mc Graw-Hill, New York
- [11] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Mc Graw Hill, New York, 1980.
- [12] T. Cebeci A. M. O. Smith. A finite difference method for calculating compressible and turbulent boundary layers. *J. Basic Engineering Trans ASME*, 92, 1970.