

EVAPORATION D'UN FILM LIQUIDE S'ÉCOULANT SUR L'UNE DES PLAQUES D'UN CANAL VERTICAL SOUS LA CONVECTION MIXTE DE L'AIR HUMIDE

A. Belhadj Mohamed, J. Orfi, C. Debissi et S. Ben Nasrallah
Laboratoire d'Etudes des Systèmes Thermiques et Energétique,
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Tunisie, Email : amine48@webmails.com

Mots clefs : évaporation ; convection mixte ; écoulement ; film liquide ; air humide

RESUME

Dans ce travail, nous analysons l'évaporation d'un film liquide par convection mixte de l'air humide chaud. Ce film s'écoule sur l'une des plaques d'un canal vertical. Cette plaque est adiabatique et l'autre est sèche et échange de la chaleur avec l'extérieur. Le transfert combiné de chaleur et de masse est étudié par la résolution numérique des équations de conservation. On analyse les effets de la variation des paramètres d'entrée de l'air humide sur les transferts. Les résultats montrent que l'augmentation de la température du gaz à l'entrée a pour effet de favoriser le processus d'évaporation et pour les hautes températures du gaz, le transfert de chaleur à l'interface est dominé par le transfert sensible. En outre, cette étude a permis de suivre l'influence de la vitesse et la pression du gaz à l'entrée sur la température d'inversion.

NOMENCLATURE

c concentration en vapeur
 D diffusivité massique [m^2/s]
 d largeur du canal [m]
 g accélération de pesanteur [m/s^2]
 H longueur du canal [m]
 L_v chaleur latente de l'eau par unité de masse [J/kg]
 m_{01} débit massique du liquide à l'entrée [kg/m.s]
 M_r est le débit réduit total évaporé à l'interface
 $=\dot{m}_r(X)/\dot{m}_{01}$
 p pression [Pa]
 Pr nombre de Prandlt
 Re nombre de Reynolds
 Sc nombre de Shmidht
 T température du gaz [K]
 u vitesse axiale du gaz [m/s]
 U vitesse transversale du gaz [m/s]
 x coordonnée axiale [m]
 y coordonnée transversale [m]

X coordonnée adimensionnelle axiale
 Y coordonnée adimensionnelle transversale

Symboles grecques

β coefficient d'expansion thermique,
 $-1/r(\partial r/\partial T)_{p,c}$ [K^{-1}]

β^* coefficient d'expansion massique.
 $-1/r(\partial r/\partial c)_{p,T}$

λ conductivité thermique [W/mK]

δ épaisseur du film d'eau [m]

Φ humidité relative.

ρ masse volumique de l'air [kg/m^3]

μ viscosité dynamique [kg/ms]

Indices

L Liquide ; 0 à l'entrée

Exposants

- terme ondulatoire

1 INTRODUCTION

Il y'a de très nombreuses applications du transfert combiné de masse et de chaleur lors de l'évaporation ou de la condensation d'un film liquide en écoulement. On peut citer les évaporateurs, condenseurs et le refroidissement des surfaces chaudes. Les études antérieures se sont étalées sur deux grands axes. Dans le premier axe, la dynamique du film est prise en compte ce qui revient à prendre un film d'épaisseur non négligeable. Le deuxième axe consiste à négliger l'épaisseur du film en ne tenant pas compte de sa dynamique. Dans ce cas et en ce qui concerne l'air humide chaud, il a été montré l'existence de températures du gaz au dessus desquelles, le taux d'évaporation augmente avec de la concentration en vapeur. Ces températures sont appelées les températures d'inversion. Yoshida et Hyodo [1] ont montré que la vapeur surchauffée peut être un excellent moyen pour le séchage des aliments grâce au taux d'évaporation élevé par rapport à l'air humide. Chow et Chang [2] donnent une explication physique de la température d'inversion. Ils allouent l'inversion aux grandes valeurs des coefficients de transfert de chaleur dans la vapeur surchauffée. Ils trouvent que la température d'inversion est aux environs de 250°C dans le cas d'une surface horizontale d'eau. Il a été trouvé que la température d'inversion est inférieure en considérant le cas turbulent [3, 4]. Dans le cas laminaire, cette température prend des valeurs plus importantes [5, 6, 7, 8]. Boukadida et Ben Nasrallah [5] ont étudié l'évaporation par convection forcée sur une plaque humide et dans un canal horizontal. Ils ont trouvé que l'augmentation de la vitesse du gaz à l'entrée du canal fait que la température d'inversion augmente. Schwatze et Boker [6] ont donné une définition intéressante du point d'inversion. La température d'inversion est en fait la

température pour laquelle le taux d'évaporation est indépendant de l'humidité. Debissi et al. [7] ont examiné l'effet de la convection naturelle pure ou mixte sur le point d'inversion pour le cas de l'évaporation d'un film mince d'eau en présence d'un courant laminaire de vapeur surchauffée ou d'air humide. Sheikholeslmi et Watkinson [8] ont étudié expérimentalement l'évaporation de l'eau dans la vapeur surchauffée. Ils ont trouvé que l'inversion se produit près de 202°C. Toutefois, aucune valeur précise de la température d'inversion n'avait été obtenue jusqu'à lors. Dans les études théoriques présentées, l'hypothèse du film mince a été toujours prise en compte. Nous considérons dans ce travail un film d'épaisseur non négligeable. Nous analysons le transfert de chaleur et de masse durant l'évaporation d'un film liquide par la convection mixte de l'air humide chaud. Ce film s'écoule sur l'une des plaques d'un canal vertical. Nous allons tenté de voir l'influence des paramètres d'entrée du gaz sur les transferts et sur la température d'inversion.

2 ANALYSE MATHÉMATIQUE

Le présent travail concerne l'évaporation d'un film liquide, s'écoulant sur l'une des plaques d'un canal vertical, par la convection mixte de l'air humide. La première plaque est soumise à un flux de chaleur externe, uniforme et constant. La seconde est sèche et échange de la chaleur avec l'extérieur. Le film entre dans le canal avec une température T_{L0} , une épaisseur δ_0 et une vitesse u_0 . L'air humide entre dans le canal avec une température T_0 , une concentration en vapeur c_0 et une vitesse u_0 (Figure 1). Pour l'analyse mathématique, on se suppose dans les conditions suivantes:

- i. Les écoulements des deux phases sont laminaires et stationnaires. Le transfert de masse et de chaleur est supposé bidimensionnel.
- ii. Les approximations de la couche limite sont prises en considération dans les deux phases.
- iii. L'air humide est un mélange idéal de telle sorte qu'on puisse le considérer comme un gaz parfait.
- iv. L'effet de la tension superficielle est supposé négligeable (excepté pour l'effet des ondes). L'interface entre les deux phases est supposée dans un équilibre thermodynamique et imperméable à l'air.
- v. Les effets Dufour et Soret sont négligés.
- vi. Le transfert radiatif, la dissipation visqueuse et travail de la pression sont négligés dans l'équation d'énergie.

2.1 Les équations gouvernantes

Pour fixer l'interface entre les deux phases sur la direction (Ox), nous introduisons les transformations suivantes:

Dans la phase gazeuse:

$$Y=(y-\delta(x))/(d-\delta(x)); X=x/H \quad (1)$$

Dans la phase liquide:

$$Y_L=y/\delta(x); X=x/H \quad (2)$$

En adoptant les transformations et hypothèses citées ci dessus, les équations gouvernant les transferts de chaleur et de masse s'écrivent:

Pour la phase liquide

Equation de continuité

$$\frac{\partial \rho_L u_L}{\partial X} - \frac{Y_L}{d} \frac{\partial d}{\partial X} \frac{\partial \rho_L u_L}{\partial Y_L} + \frac{H}{d} \frac{\partial \rho_L v_L}{\partial Y_L} = 0 \quad (3)$$

Equation de quantité de mouvement

$$u_L \frac{\partial u_L}{\partial X} + \left(u_L \frac{Y_L}{d} \frac{\partial d}{\partial X} + v_L \frac{H}{d} \right) \frac{\partial u_L}{\partial Y_L} = \frac{H}{\rho_L d^2} \frac{\partial}{\partial Y_L} \left((\mu_L + \bar{\mu}_L) \frac{\partial u_L}{\partial Y_L} \right) + gH \quad (4)$$

Equation d'énergie

$$u_L \frac{\partial T_L}{\partial X} \left(u_L \frac{Y_L}{d} \frac{\partial d}{\partial X} + v_L \frac{H}{d} \right) \frac{\partial T_L}{\partial Y_L} = \frac{H}{\rho_L C_{pL}} \frac{1}{d^2} \frac{\partial}{\partial Y_L} \left((\rho_L \bar{\lambda}_L + \bar{\lambda}_L) \frac{\partial T_L}{\partial Y_L} \right) \quad (5)$$

Conservation du débit massique du liquide:

$$\int_0^1 d \rho_L u_L dY_L = \left[m_{0L} - H \int_0^X \rho_L v(X, Y=1) dX \right] \quad (6)$$

Où $\bar{\mu}_L$ et $\bar{\lambda}_L$ sont les parties ondulatoires de la viscosité dynamique et de la conductivité thermique du liquide.

Pour la phase gazeuse

Equation de continuité

$$\frac{\partial ?u}{\partial X} + \frac{Y-1}{d-d} \frac{\partial d}{\partial X} \frac{\partial ?u}{\partial Y} + \frac{H}{d-d} \frac{\partial ?u}{\partial Y} = 0. \quad (7)$$

Equation de quantité de mouvement

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial X} + \left(u \frac{Y-1}{d-d} \frac{\partial d}{\partial X} + v \frac{H}{d-d} \right) \frac{\partial u}{\partial Y} = -\frac{1}{?} \frac{dp}{dX} - \frac{1}{?} \frac{Y-1}{d-d} \frac{\partial d}{\partial X} \frac{\partial p}{\partial Y} - \beta g H (T - T_0) - \beta^* g H (c - c_0) \\ + \frac{1}{?} \frac{H}{(d-d)^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left((\mu + \bar{\mu}) \frac{\partial u}{\partial Y} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial X} + \left(u \frac{Y-1}{d-d} \frac{\partial d}{\partial X} + v \frac{H}{d-d} \right) \frac{\partial T}{\partial Y} = \frac{1}{? C_p} \left(\frac{H}{(d-d)^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left((? + \bar{?}) \frac{\partial T}{\partial Y} \right) + ?(D + \bar{D})(c_{pv} - c_{pa}) \frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial c}{\partial Y} \right) \quad (9)$$

Equation de diffusion massique

$$u \frac{\partial c}{\partial X} + \left(u \frac{Y-1}{d-d} \frac{\partial d}{\partial X} + \frac{H}{d-d} v \right) \frac{\partial c}{\partial Y} = \frac{1}{?} \frac{1}{(1-d)^2} \left(\frac{\partial}{\partial Y} \left(?(D + \bar{D}) \frac{\partial c}{\partial Y} \right) \right) \quad (10)$$

Equation de conservation du débit massique du gaz

$$\int_0^1 ?u(X, Y)(d-d) dY = \left[(d-d_0) ?_0 u_0 + H \int_0^X ?v(X, Y=0) dX \right] \quad (11)$$

Les propriétés physiques de l'air humide et de l'eau sont considérées variables en fonction de la température et la composition.

2.2 Conditions aux limites

Pour X=0 (l'entrée du canal)

$$u = u_0; \quad T = T_0, \quad c = c_0; \quad T_L = T_{L0}; \quad \delta(0) = \delta_0; \quad u_L = u_{L0} \quad (12)$$

Pour Y=1 (la plaque sèche)

$$h(T(X,1) - T_0) = -l \left. \frac{\partial T}{\partial Y} \frac{1}{(d-d(X))} \right|_{Y=1} \text{ et } \left. \frac{\partial c}{\partial Y} \right|_{Y=1} = 0 \quad (13)$$

Pour Y=0 (interface entre les deux phases)

Si on considère que la variation de l'épaisseur du film liquide et le taux de changement de phase sont négligeables la balance hydrodynamique à l'interface devient [9]:

$$\frac{1}{d-d} (\mu + \bar{\mu}) \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \right)_{Y=0} = \frac{1}{d} (\mu_L + \bar{\mu}_L) \left(\frac{\partial u}{\partial Y_L} \right)_{Y_L=1} \quad (14a)$$

$$u(X, Y=0) = u_L(X, Y_L=1) \quad (14b)$$

$$v(X, Y=0) = \frac{(D + \bar{D})}{1-c(X,0)} \left. \frac{1}{(d-d)} \frac{\partial c}{\partial Y} \right|_{Y=0} \quad (15)$$

L'équilibre thermodynamique et l'état de saturation :

$$T(X, Y=0) = T_L(X, Y_L=1), \quad c(X, Y=0) = c_{\text{sat}}(T(X, Y=0)) \quad (16)$$

Où $c_{\text{sat}}(T(x, Y=0)) = \frac{M_v P_{vs}}{M_v P_{vs} - M_a (p - p_{vs})}$ est la concentration en vapeur à la saturation.

P_{vs} la pression à la saturation.

La balance énergétique s'écrit dans le cas où la variation de l'épaisseur du film est négligeable [9] :

$$-\frac{1}{d} (?_L + \bar{?}_L) \left(\frac{\partial T_L}{\partial Y_L} \right)_{Y_L=1} = -(? + \bar{?}) \frac{1}{d-d} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \right)_{Y=0} - \frac{1}{d-d} \frac{?L_v (D + \bar{D})}{(1-c(X,1))} \left. \frac{\partial c}{\partial Y} \right|_{Y=0} \quad (17)$$

Pour $Y_L = -1$ (plaque chauffée)

$$v_L = u_L = 0, -(\bar{\rho}_L + \bar{\rho}_L) \frac{\partial T_L}{\partial Y} \Big|_{Y=L=0} = q_w \quad (18)$$

Pour évaluer l'importance des différents transferts, nous définissons les quantités suivantes :

- Les flux de chaleur sensible et latent à l'interface

$$\frac{q_s}{q_i} = -(\bar{\rho} + \bar{\rho}) \frac{1}{d-d} \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \frac{1}{q_i} \quad (19)$$

$$\frac{q_l}{q_i} = -\frac{\rho L_v (D + \bar{D})}{1 - c(X, Y=0)} \frac{1}{d-d} \frac{\partial c}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \frac{1}{q_i} \quad (20)$$

$$q_i = q_s + q_l \quad (21)$$

- Le taux d'évaporation local et total à l'interface:

$$m(X) = \frac{\rho (D + \bar{D})}{1 - c(X, 0)} \frac{1}{d-d} \frac{\partial c}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (22)$$

$$m_t(X) = \int_0^X m(X) dX \quad (23)$$

2.2 Le modèle d'ondes

Pour tenir en compte l'effet des ondes sur les propriétés physiques, nous supposons que la diffusivité massique de la vapeur dans l'air et les conductivités thermiques et viscosités des deux phases sont la somme de termes laminaires et termes ondulatoires [10]

3. METHODE DE RESOLUTION ET VALIDATION

Pour la résolution numérique des équations de conservation (3-18), on a utilisé une méthode implicite aux différences finies avec un maillage rectangulaire pour les deux phases. Les termes convectifs axiaux sont approchés par des différences avant. Les termes diffusifs et convectifs transversaux sont approchés par des différences centrées. Les équations discrétisées sont résolues ligne par ligne de l'entrée jusqu'à la sortie du canal. Pour valider notre code numérique, nous avons obtenu des résultats numériques dans le cas de l'évaporation par convection mixte d'un film liquide s'écoulant sur l'une des plaques d'un canal vertical. Cette plaque est soumise à un flux uniforme de chaleur. L'autre plaque du canal est sèche et adiabatique. La figure 2 montre que la différence relative entre nos résultats et ceux obtenus par Yan [11] est inférieure à 7% en ce qui concerne la le débit évaporé réduit total à l'interface (M_r). Cette différence peut être allouée au fait que Yan a négligé les termes convectifs dans les équations d'énergie et de mouvement du liquide. Nous présentons les différents cas de validation :

Tableau 1 : les différents cas de la validation

	$T_{01} (^{\circ}C)$	$T_0 (^{\circ}C)$	$q_w (w/m^2)$	m_{01} (kg/m.s)	Re	Pr	Sc	F (%)
Cas I	20	20	500	0.02	2000	0.0707	0.0603	50
Cas II	20	20	1000	0.01	2000	0.0707	0.0603	50
Cas III	20	20	1000	0.02	2000	0.0707	0.0603	50
Cas IV	20	20	1000	0.04	2000	0.0707	0.0603	50

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Nous allons étudier l'évaporation d'un film liquide dans l'air humide chaud et en convection mixte. le film liquide s'écoule sur l'une des plaques d'un canal vertical. Cette plaque est adiabatique ($q_w=0$) et l'autre échange la chaleur avec l'extérieur ($h=15w/m^2K$). La longueur du canal et l'écartement entre les plaques sont respectivement $H=3m$ et $d=0.015m$. Nous allons voir les effets de la température, la vitesse et la pression du gaz à l'entrée. Dans chaque cas nous détecterons la température d'inversion.

4.1 Effet de la température d'entrée du gaz

Les simulations ont été faites pour $c_0=0.1$, $p_0=1atm$, $T_{01}=40^{\circ}C$, $m_{01}=0.005kg/m.s$ et $u_0=0.5m/s$. La figure 3 montre l'effet la température d'entrée du gaz sur le débit évaporé total à l'interface. Il est clair que plus l'air humide est chaud plus le processus d'évaporation est favorisé. Il est à remarquer que cet effet est plus important au fur et à mesure qu'on avance dans le canal où l'interface s'échauffe à cause du transfert sensible. La figure 4 montre l'effet de la température d'entrée du gaz sur le flux de chaleur latent. Ça confirme ce qu'on a vu dans la

figure 3. En fait, le flux latent est plus important lorsque la température d'entrée du gaz est plus importante. On remarque aussi qu'à l'entrée du canal, le flux latent est négatif. Ce phénomène pourrait être expliqué par l'important gradient de température entre les deux phases où l'air a tendance à se refroidir au contact du film relativement froid. Au fur et à mesure qu'on avance dans le canal, le flux demeure constant puisque la température à l'interface est stabilisée par l'échange sensible. La figure 5 montre l'effet de la température d'entrée du gaz sur le flux de chaleur sensible à l'interface. On voit bien que ce flux est plus important pour les grandes valeurs de la température du gaz. Les figures 6(a,b) montre les échanges thermiques réduits à l'interface. Le fait que le flux de chaleur latent réduit soit faible et généralement négatif et que le flux de chaleur sensible réduit soit positif montre que l'échange thermique dans les conditions de l'air chaud est dominé par l'échange sensible. La figure 7 montre l'effet de la température d'entrée du gaz sur la température à l'interface. On observe que plus l'air humide est chaud plus la température à l'interface est importante. On confirme le résultat présenté dans la figure 5 puisque la température à l'interface change de pente et a tendance à se stabiliser à l'intérieur du canal. La figure 8 montre l'effet de la température d'entrée du gaz sur la concentration en vapeur à l'interface. On voit bien qu'il y a plus de vapeur saturante à l'interface pour des grandes valeurs de la température d'entrée du gaz.

5.1 Effet de la vitesse d'entrée du gaz

Les simulations ont été faites pour $c_0=0.1$, $p_0=1$, $T_{01}=60^\circ\text{C}$, $m_{01}=0.01\text{kg/m.s}$ et $T_0=200^\circ\text{C}$. La figure 9 montre l'effet de la vitesse d'entrée du gaz sur le débit évaporé total à l'interface. On voit bien que plus l'air humide est accéléré plus le taux d'évaporation est plus important. On remarque aussi que cet effet est plus important à l'intérieur du canal qu'à sa entrée. La figure 10.a montre l'évolution du débit évaporé total à la sortie du canal en fonction de la température d'entrée du gaz pour différentes valeurs de la concentration en vapeur à l'entrée. On voit bien que pour $T_0 \sim 167^\circ\text{C}$, ce débit est indépendant de l'humidité. Au dessus de cette température, le débit évaporé total à la sortie augmente avec la concentration en vapeur à l'entrée. Ceci nous ramène à la définition de la température d'inversion. La courbe 10.b montre l'évolution du débit évaporé total en fonction de la concentration en vapeur pour différentes valeurs de la températures d'entrée du gaz et pour $u_0=0.5\text{m/s}$. On voit bien que pour $T_0=150^\circ\text{C}$, le débit évaporé total à la sortie diminue légèrement en fonction de la concentration en vapeur puisqu'on est proche de la température d'inversion. La figure 11 montre que le phénomène d'inversion se produit pour $T_0=190^\circ\text{C}$ où la vitesse d'entrée du gaz est $u_0=0.8\text{m/s}$. Ainsi, l'augmentation de la vitesse du gaz augmente la température d'inversion. Ce résultat a été trouvé par Boukadida et Ben Nasrallah [5] pour le cas de l'évaporation par convection forcée sur une plaque humide d'un canal.

5.1 Effet de la pression d'entrée du gaz

Les simulations ont été faites pour $c_0=0.1$, $u_0=0.5\text{m/s}$, $T_{01}=60^\circ\text{C}$, $m_{01}=0.01\text{kg/m.s}$ et $T_0=200^\circ\text{C}$. La figure 12.a montre l'évolution du débit évaporé total en fonction de la température d'entrée du gaz pour différentes valeurs de la concentration en vapeur et pour $p_0=1\text{atm}$. On voit bien que pour $T_0 \sim 167^\circ\text{C}$, le débit évaporé total à la sortie est indépendant de la concentration en vapeur. Au dessus de cette valeur de la température d'entrée du gaz, ce débit est plus important en augmentant la concentration en vapeur. La figure 12.b montre l'évolution du débit évaporé en fonction de la température d'entrée du gaz pour différentes valeurs de la concentration en vapeur et pour $p_0=1.2\text{atm}$. Cette figure montre que l'inversion se produit au environ de $T_0=177^\circ\text{C}$. Ainsi, l'augmentation de la pression a pour effet d'augmenter la température d'inversion.

6. CONCLUSION

Nous avons effectué une étude de l'évaporation d'un film liquide dans l'air chaud en convection mixte. Ce film s'écoule sur l'un des plaques d'un canal vertical. Cette plaque est adiabatique et l'autre est sèche et échange de la chaleur avec l'extérieur. L'analyse de l'effet de la température d'entrée du gaz a permis de voir que l'augmentation de celle ci a pour effet de favoriser le processus d'évaporation. Il a été vu aussi que dans les conditions de l'air humide chaud, le transfert de chaleur à l'interface est dominé par le transfert sensible. Nous avons aussi considéré l'effet de la pression et de la vitesse d'entrée du gaz sur le point d'inversion.

REFERENCES

- [1] T. Yoshida et H. Tsutomu, "Superheated vapor speeds drying of foods. *Food Eng.*", 72(1966) 86-87.
- [2] L. C. Chow et J. N. Chung, "Evaporation of water into a turbulent stream of air and superheated steam", 21st ASME/AICHE, National Heat Transfer Conference, ASME, paper N°83-HT-2- 1983.
- [3] L. C. Chow et J. N. Chung, "Evaporation of water into a laminar stream of air and superheated steam", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 26(3)(1983) 373-380.
- [4] M. Hassan et al., "Laminar evaporation from flat surfaces into unsaturated and superheated solvent vapour", *Drying* '86, Hemisphere, pp.604-616.

- [5] N.Boukadida. et S.Ben Nasrallah, “Water evaporation into air-water vapour mixture and superheated steam effect of radiative heat transfer”, Int. J. Heat Technology, 18(2)(2000) 77-99.
- [6] J. P. Schwartz et S. Brocker, “The evaporation of water into air of different humidities and the inversion temperature phenomenon”, Int. J. Heat and Mass Transfer, 43(2000) 1791-1800.
- [7] C. Debissi, J. Orfi et S. Ben Nasrallah, “Evaporation of water by free or mixed convection into humid and super heated steam”, Int. J. Heat and Mass Transfer, sous presse (2003).
- [8] R. Seikholeslami et A. P. Watkinson, “Rate of evaporation of water into superheated steam and humidified air”, Int. J. Heat and Mass Transfer, 35(1992) 1743-1751.
- [9] A.Belhadj Mohamed, “Etude du ruissellement d’un film liquide en présence de changement de phase”, Diplôme des Etudes Approfondies, Ecole Nationale D’Ingénieurs de Monastir, Tunisie, 2001.
- [10] W. M. Yan et T. F. Lin, “Combined heat and mass transfer in natural convection between vertical parallel plates with film evaporation”, Int. J. Heat and Mass Transfer, 33(3)(1990) 529-541.
- [11] C. J. Chang, T. F. Lin et M. W. Yan, “Natural convection flows in vertical open tube resulting from combing buoyancy effects of thermal and mass diffusion”, Int. J. Heat and Mass Transfer, 29(1986) 1543-1552.

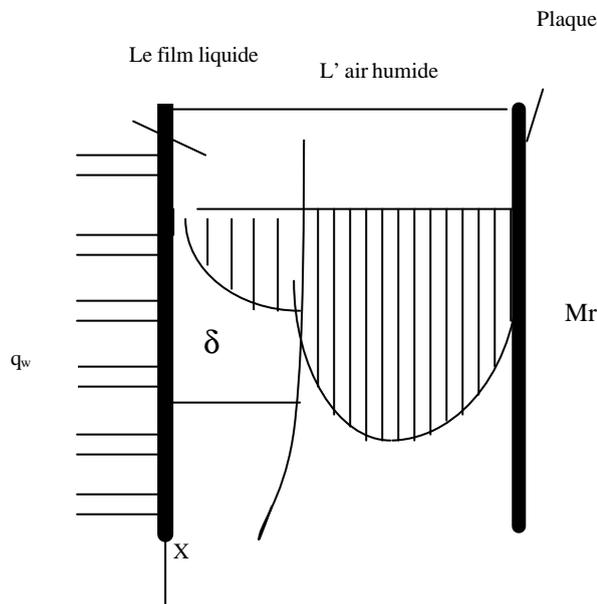


Figure 1
Modèle physique

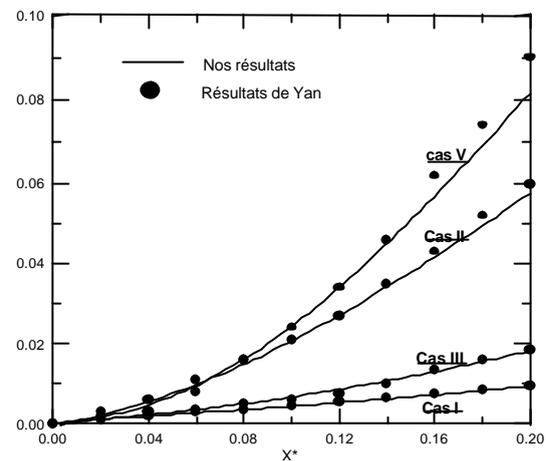


Figure2
Validation du code : Evolution du débit évaporé total et réduit à l'interface

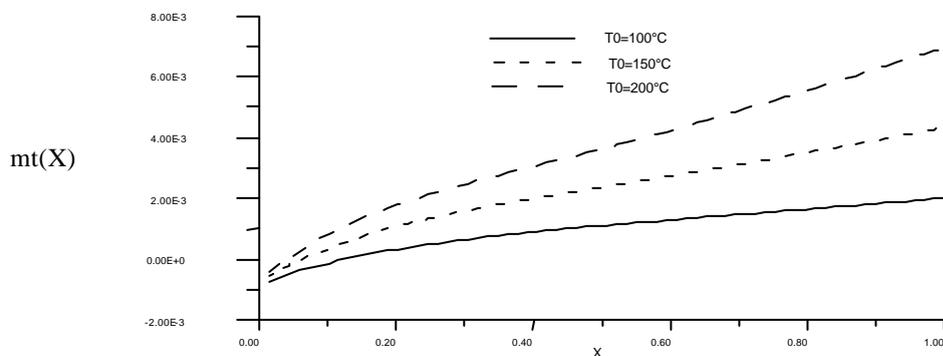


Figure 3 : Effet de la température d'entrée du gaz sur le débit évaporé total

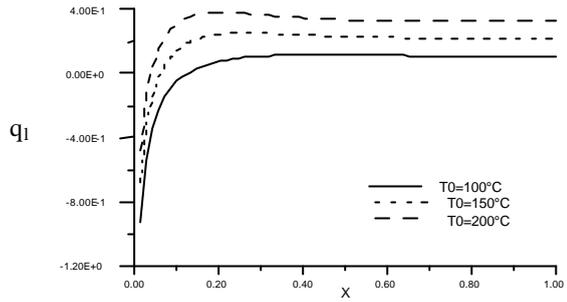


Figure 4 : Effet de la température d'entrée du gaz sur le flux de chaleur latent

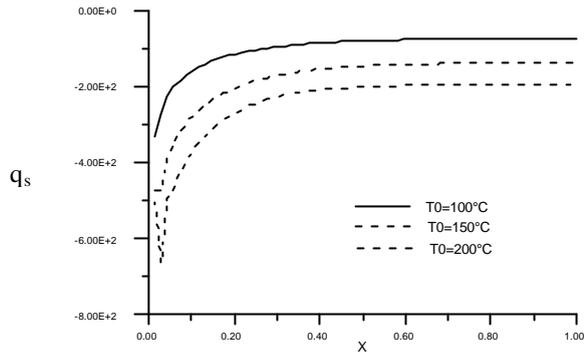


Figure 5 : Effet de la température d'entrée du gaz sur le flux de chaleur sensible

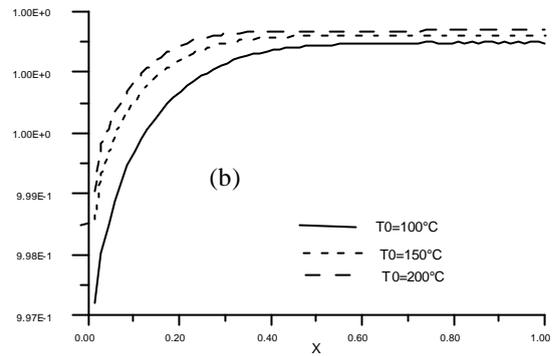
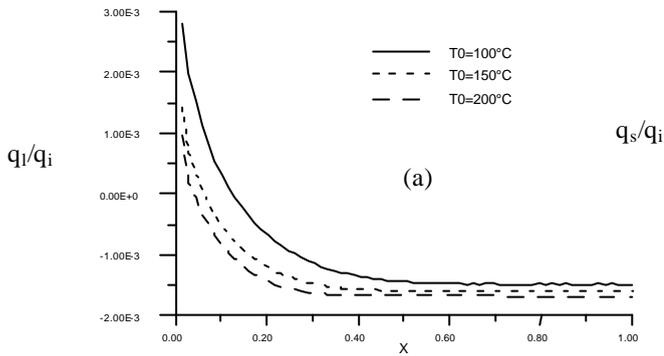


Figure 6 : Effet de la température d'entrée du gaz sur les flux de chaleur réduits

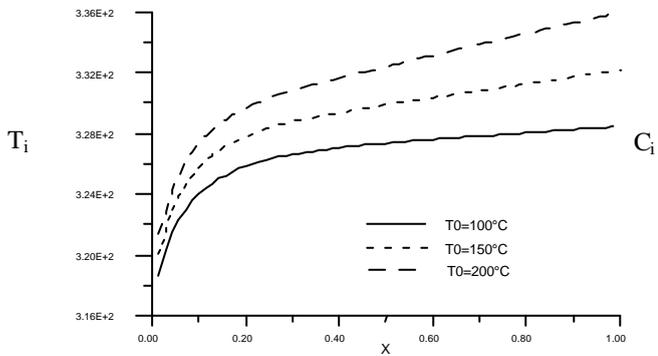


Figure 7 : Effet de la température d'entrée du gaz sur la température à l'interface

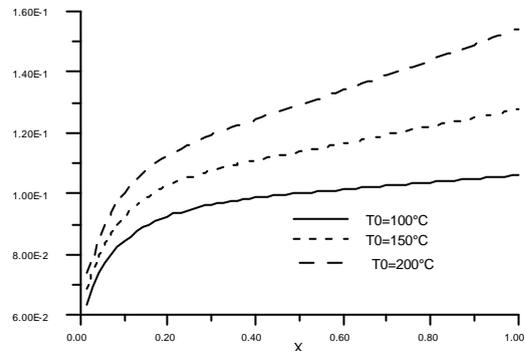


Figure 8 : Effet de la température d'entrée du gaz sur la concentration en vapeur à l'interface

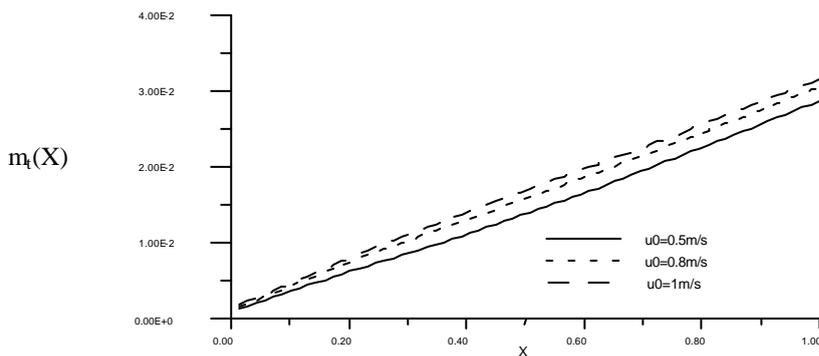
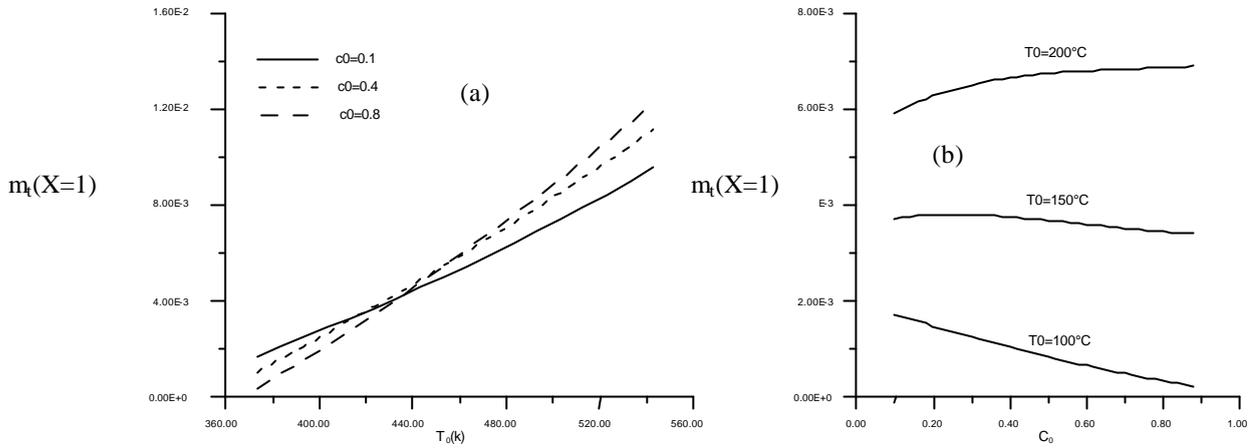


Figure 9 : Effet de la vitesse d'entrée du gaz sur le débit évaporé total



Figures 10: Effet de la vitesse d'entrée du gaz sur la température d'inversion $u_0=0.5\text{m/s}$

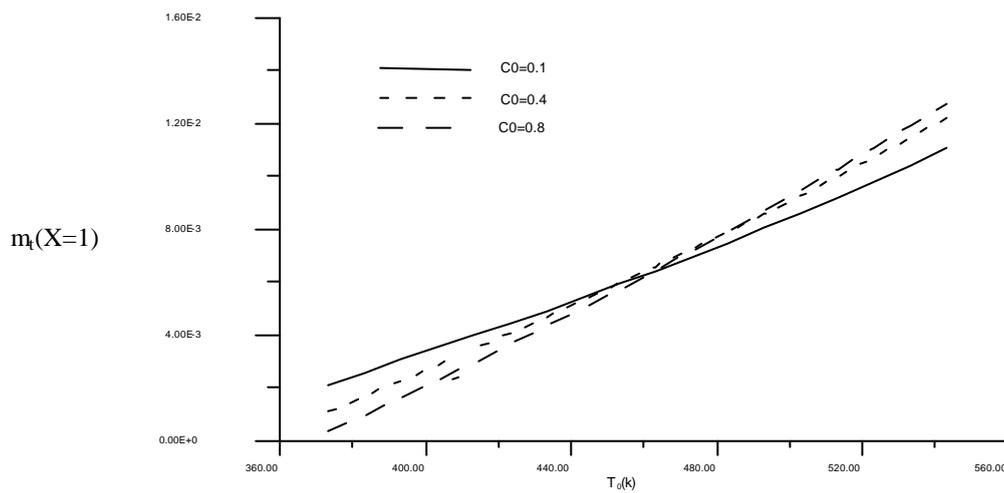
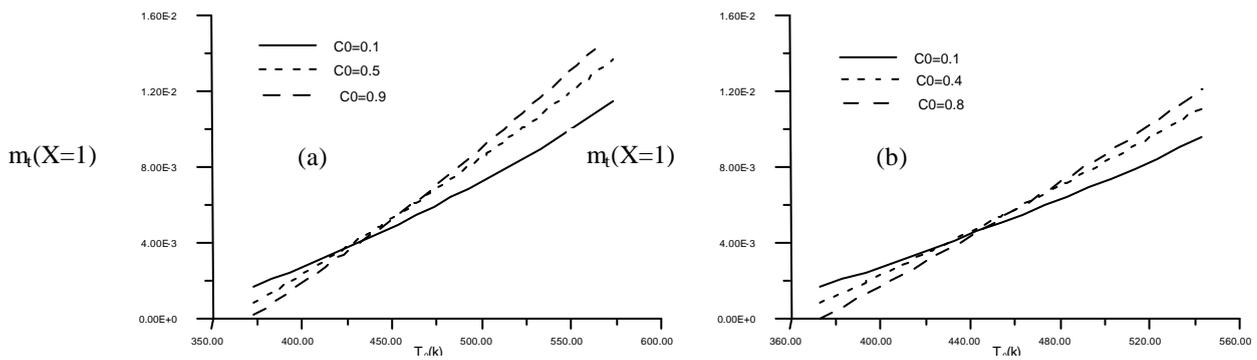


Figure 11: Effet de la vitesse d'entrée du gaz sur la température d'inversion $u_0=0.8\text{m/s}$



Figures 12: Effet de la pression d'entrée du gaz sur la température d'inversion (a)- $p_0=1\text{atm}$, (b)- $p_0=1.2\text{atm}$