

ÉTUDE DE L'HYDRODYNAMIQUE ET DU TRANSFERT DE CHALEUR D'UN FILM LIQUIDE AUTOUR D'UN TUBE HORIZONTAL CHAUFFÉ : MODÉLISATION ET EXPÉRIMENTATION

Wadhah SOUA, Ahmed KAISS et Lounès TADRIST

Ecole Polytechnique Universitaire de Marseille, IUSTI-CNRS UMR 6595, Marseille, France.
Wadhah_SOUA@hotmail.fr, Wadhah.SOUA@polytech.univ-mrs.fr

INTRODUCTION

Les systèmes de dessalement de l'eau saumâtre à faible consommation énergétique, et évidemment à faible production, prennent de plus en plus d'intérêt. En effet, ces systèmes ne sont pas chers à installer et ont pour objectif d'utiliser une énergie renouvelable et abondante tel que l'énergie solaire ou géothermale dans des régions pauvres et arides, et pour servir quelques dizaines de personnes.

Des travaux ont été entamés pour mettre en œuvre un procédé de dessalement basé sur l'humidification et la déshumidification de l'air à basse température (60 à 80°C), Bourouni (1998). L'eau est évaporée à la surface libre d'un film liquide ruisselant autour d'un faisceau de tubes horizontaux. La vapeur est ensuite véhiculée par un écoulement d'air. Les performances évaporatoires sont gouvernées par les phénomènes d'évaporation d'un film liquide ruisselant autour d'un tube horizontal.

Le problème est complexe. En effet, le système de distribution, permettant de créer le film, peut influencer l'écoulement. Même si le dispositif est parfaitement symétrique, rien ne permet de garantir un écoulement symétrique autour du tube.

La surface libre présente toujours des rides. Ces rides influencent largement les transferts de chaleur et de masse. L'effet d'un courant d'air sur le film d'eau est aussi non négligeable. La diversité des modes d'écoulement, gouttes, jets ou nappe, et leur influence sur les mécanismes des transferts rendent la compréhension de ce phénomène très difficile. Des hypothèses simplificatrices s'imposent dans l'étude d'un tel type d'écoulement.

Les travaux développés dans cette étude concernent l'analyse fine de l'écoulement *bidimensionnel* d'un film liquide et des transferts thermiques autour du tube avec des conditions aux limites *parfaitement contrôlées*.

Un code de calcul, utilisant la méthode d'éléments finis couplée à la méthode incrémentale de projection à pas fractionnaire en formalisme Arbitraire Lagrangien – Eulérien (ALE) est mis au point. Les équations régissant l'hydrodynamique et le transfert de chaleur sont développées avec les conditions aux limites adéquates.

Un dispositif expérimental, dont l'objectif premier est de mesurer l'épaisseur du film liquide, a été mis en œuvre, utilisant une technique par réflexion laser.

Finalement, nous présentons les résultats de la simulation numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur d'un film liquide ruisselant autour d'un tube horizontal chauffé. Ces résultats sont confrontés à ceux des auteurs. Des résultats qualitatifs de l'expérimentation seront aussi présentés.

Il reste cependant à étudier le transfert de masse par évaporation à l'interface eau – air, ce qui fera l'objet des travaux futurs.

FORMULATION THÉORIQUE ET ÉTUDE NUMÉRIQUE

L'écoulement, supposé bidimensionnel, s'écoule à travers une fente d'épaisseur $2\delta_0$, il tombe ensuite sur un tube horizontal de diamètre d . Le liquide ruisselle autour du tube pour former un jet plan sous le tube, figure 1.

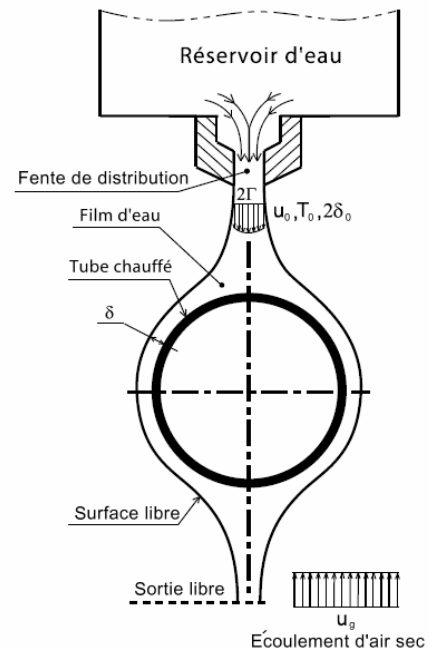


Fig. 1 : Écoulement d'un film liquide à travers une fente autour d'un tube horizontal chauffé. Section transversale.

Les équations, gouvernant l'écoulement et le transfert thermique, sont les équations de Navier – Stokes en incompressible et l'équation de la chaleur adimensionnelles :

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \frac{1}{\text{Re}} \Delta \vec{u} + \vec{f}_v \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) T = \frac{1}{\text{Re Pr}} \Delta T \quad (3)$$

où \vec{u} est le vecteur vitesse, p est la pression, \vec{f}_v est le vecteur force de volume et T est la température.

Les nombres sans dimensions utilisés sont le nombre Re de Reynolds et Pr de Prandtl. Ils sont définis par :

$$\text{Re} = \frac{u_0 \delta_0}{\nu} \quad \text{et} \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

où α est la diffusivité thermique, δ_0 est la demi-épaisseur de la fente de distribution, ν est la viscosité cinématique du fluide et u_0 est la vitesse moyenne à l'entrée du domaine de calcul, figure 1.

Les équations sont discrétisées pour la résolution par la méthode des éléments finis. Les variables primitives,

vitesse et pression, sont découplées par la méthode de projection présenté par Guermond et Quartapelle (1997).

L'écoulement est supposé symétrique par rapport à l'axe du tube. La figure 2 présente le domaine de calcul Ω et les conditions aux limites adimensionnées utilisées. Les indices i, l, p, e, s, sym et f représentent, respectivement, l'interface, le liquide, la paroi, l'entrée, la sortie, la symétrie et la fente.

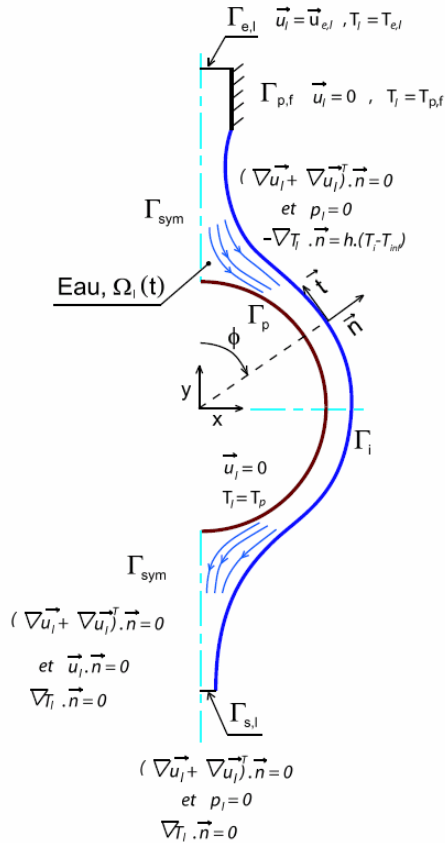


Fig. 2 : Domaine d'étude et conditions aux limites de l'écoulement d'un film liquide autour d'un tube horizontal.

RESULTATS

Des validations de la simulation numérique de l'écoulement d'un film liquide autour d'un tube de diamètre $d = 19,05 \text{ mm}$, sont effectuées. L'écoulement est supposé laminaire et de surface libre lisse. Nous n'étudions que la phase liquide. À la surface libre, le liquide n'est soumis à aucune contrainte de cisaillement. Les tensions de surface et les effets visqueux sont négligés à l'interface.

Les résultats de l'épaisseur locale du film liquide autour du tube horizontal sont comparés avec ceux de Min et Choi (1999). Une bonne concordance est remarquée pour les grands nombres de Reynolds, figure 3. Cependant, pour les faibles Re, un écart important est noté. Cette différence est reporté à l'hypothèse d'effets visqueux négligés à l'interface tandis que Min et Choi (1999) ont imposé $\sigma_n = 0$. En effet, la contrainte à l'interface est définie par :

$$\sigma_n = -pI \cdot \vec{n} + \frac{1}{\text{Re}} (\nabla \vec{u} + \nabla^T \vec{u}) \cdot \vec{n} \quad (4)$$

Le fait d'imposer $\sigma_n = 0$, revient à imposer $p = 0$, lorsque les effets visqueux sont négligés. Ceci est vrai uniquement pour les grands nombres de Reynolds.

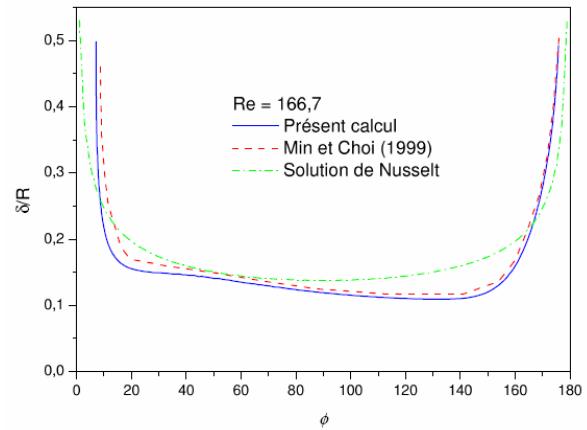


Fig. 3 : Comparaison de la variation de l'épaisseur du film en fonction de la position angulaire ϕ . $\text{Re} = 166,7$.

Le transfert de chaleur est étudié sous les conditions d'un chauffage isotherme du tube, ($T_p = 1$), et d'une convection naturelle à la surface libre. Le liquide entre à la température $T_{e,l} = 0$. La température du milieu externe à l'infinie est T_{inf} .

L'évolution de la température, à l'état stationnaire, de la surface libre en fonction de ϕ est présenté pour $\text{Re} = 83,8$ et $\text{Pr} = 1, 5, 10, 20$ et 40 , figure 4. Lorsque Pr augmente une diminution logique de la température de la surface libre est remarquée. En effet, Pr représente le rapport des effets visqueux au effets diffusifs. Lorsque Pr augmente, la viscosité l'emporte sur la diffusivité et la chaleur se voit remporté par l'écoulement. Elle atteint la surface libre de moins en moins.

La figure 5 montre l'évolution du nombre de Nusselt sur la paroi du tube. Comme prévue par le modèle de Parken et Fletcher (1982) modifié par Bourouni (2001), la zone d'empiètement du film liquide en haut du tube, tant négligée par d'autres auteurs, présente le coefficient de transfert de chaleur le plus important.

EXPÉRIMENTATION

Notre objectif est de mettre au point une boucle expérimentale pour l'étude de l'écoulement d'un film liquide tombant sur un tube horizontal. L'écoulement obtenu doit satisfaire les hypothèses prises en compte dans la partie simulation, et cela dans le but de valider l'étude numérique.

La configuration souhaitée est d'avoir un film liquide qui tombe uniformément tout le long du tube, et symétriquement de part et d'autre, et ruisselle autour du tube avec un écoulement laminaire et une surface libre lisse. Puis forme un nouveau film uniforme sous le tube. Avec ces conditions nous pouvons dire que notre écoulement est bidimensionnel et symétrique. Pour aboutir à cela, nous avons choisi d'utiliser un système de distribution par fente. Nous avons soigné le maximum possible l'écoulement du liquide. Des premières mesures de l'épaisseur par réflexion laser sont faites en utilisant un banc optique, figure 6. La plage de mesure est limitée entre 77° et 107° . Cela est dû essentiellement à l'intensité,

pas assez forte, du laser, et à la résolution limitée de la caméra utilisée.

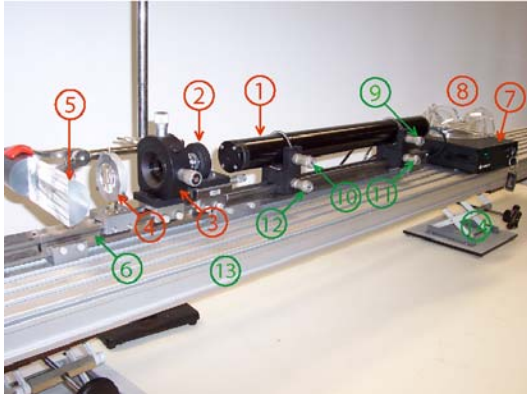


Fig. 6 : Banc optique de mesure par réflexion laser. 1 laser, 2 lentille convergente, 3 diaphragme, 4 lentille divergente-convergente, 5 lentille demi-cylindrique, 6 glissière, 7 alimentation, 8 lunette, 9-12 réglage du parallélisme du laser, 13 rail et 14 réglage de niveau.

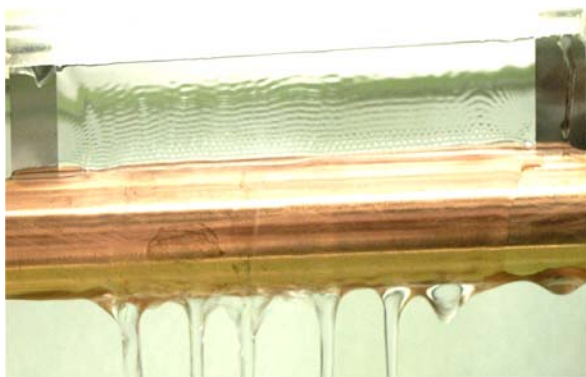


Fig. 8 : Système de distribution par fente. L'écoulement est stabilisé par deux lamelles en acier inoxydable. La nappe liquide présente encore des ondulations.

Les premiers résultats de mesure sont présentés. La figure 7 montre l'influence du nombre de Reynolds sur la variation de l'épaisseur. Il faut noter que ces figures représentent l'essai de faisabilité de la mesure de l'épaisseur par cette méthode.

Ce système de distribution a relevé des limitations. En effet, lorsque nous diminuons le débit pour stabiliser l'écoulement, la nappe liquide qui tombe sur le tube se détruit et donne lieu à un écoulement en colonnes.

Cette situation ne permet pas de descendre en Re et de réaliser un écoulement parfaitement bidimensionnel, même avec une fente d'épaisseur $100 \mu\text{m}$. Nous étions limité par un Re minimum égale à 252, figure 8.

Ces problèmes nous ont contraint à modifier le système de distribution pour mieux se rapprocher du modèle physique étudié. Nous avons choisi d'utiliser un tube poreux à la place de la distribution par fente. Pour avoir un film uniforme, nous utilisons des fils en coton pour étirer la nappe liquide, figure 9.

En observant les modes d'écoulements et les nombres de Reynolds de transition entre ces modes, nous avons remarqué que le nouveau système de distribution stabilise mieux le film liquide puisque toutes les transitions se font en régime laminaire ($Re < 200$). En plus nous pouvons atteindre un Re minimum inférieur à 17.

Pour retrouver la configuration bidimensionnelle étudiée en simulation numérique, un autre tube posé sous

le tube test est nécessaire. Cela permet de stabiliser la nappe sous ce tube test et d'éliminer les perturbations.



Fig. 9 : film liquide très stable entre les deux tubes et sans ondulations à la surface libre.

CONCLUSION

La simulation numérique en deux dimensions de l'écoulement d'un film liquide autour d'un tube horizontal a nécessité la mise en œuvre d'un code de calcul. Cet objectif est maintenant atteint. Nous avons obtenu des résultats pour Re entre 80 et 350. Les résultats sont comparés avec ceux dans la littérature. Une bonne concordance est observée pour les grands nombres de Reynolds. Cependant pour les faibles nombre de Reynolds, il faut prendre en considération la condition à la frontière libre de contrainte totale imposée. Le transfert de chaleur est aussi étudié. L'influence du Pr sur la variation de la température de la surface libre et du nombre de Nusselt à la paroi du tube est présentée.

L'étude expérimentale a permis de maîtriser partiellement l'écoulement en film liquide autour d'un tube horizontal. Des premières mesures de l'épaisseur sont faites en utilisant la technique par réflexion laser à l'interface liquide - air. Des améliorations sont nécessaires pour aboutir à des mesures plus précises et sur une plage d'angles plus étendue.

Maintenant que l'écoulement bidimensionnel d'un film liquide autour d'un tube horizontal est maîtrisé, ces travaux permettront, d'étudier et caractériser le transfert de masse à travers l'interface liquide-air.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

BOUROUNI K., CHAIBI M.T. et TADRIST L., « Analytical analysis of heat transfer in liquid film dripping around a horizontal tube ». *Desalination*, Vol. 141, 7-13 (2001).

GUERMOND J.-L. And QUARTAPPELLE L., « Calculation of incompressible viscous flows by an unconditionally stable projection FEM ». *Journal of Computational Physics*, Vol. 132, 12-33 (1997).

MIN J.K. et CHOI D.H., « Analysis of the absorption process on a horizontal tube using Navier - Stokes equations with surface-tension effects ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, 4567-4578 (1999).

OULDHADDA D. et IDRISSE A., « Laminar flow and heat transfer of non-Newtonian falling liquid film on a horizontal tube with variable surface heat flux ». *Int.*

Comm. Heat Mass Tran., Vol. 28 No. 8, 1125-1135 (2001).

PARKEN W.H. and FLETCHER L.S., « Heat transfer in thin liquid films flowing over horizontal tubes ». Proceedings of the fifth International Heat Transfer Conference, Munich, 415-420 (1982).

ROGERS J.T. and GOINDI, « Experimental laminar falling film heat transfer coefficients on a large diameter horizontal tube ». The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 67, 560-568 (1989).

SARMA P.K. and SAIBABU J., « Evaporation of laminar, falling liquid film on a horizontal cylinder ». Wärme und Stoffübertragung, Vol. 27, 347-355 (1992).

SOUA Wadhah, « Étude de l'hydrodynamique et des transferts de chaleur et de masse d'un film liquide ruisselant autour d'un tube horizontal. Modélisation et expérimentation. ». Thèse de Doctorat de l'Université de Provence, (soutenance prévue en Septembre 2005).

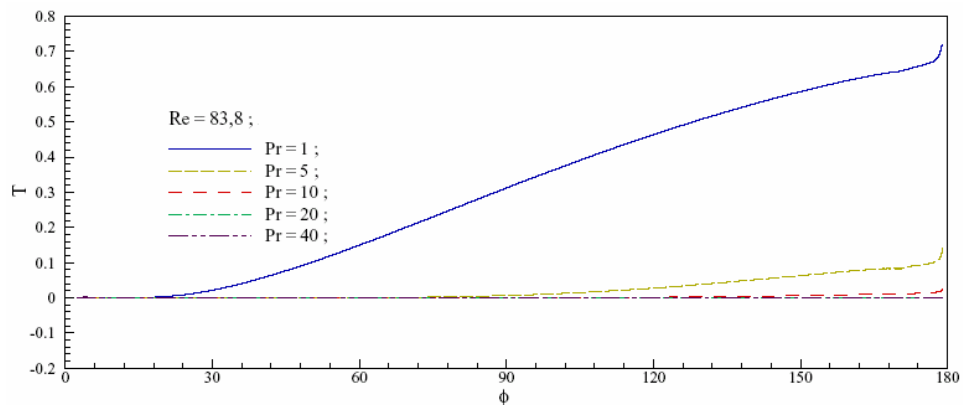


Fig. 4 : Variation de la température de la surface libre en fonction du nombre de Prandtl. $Re = 83,8$.

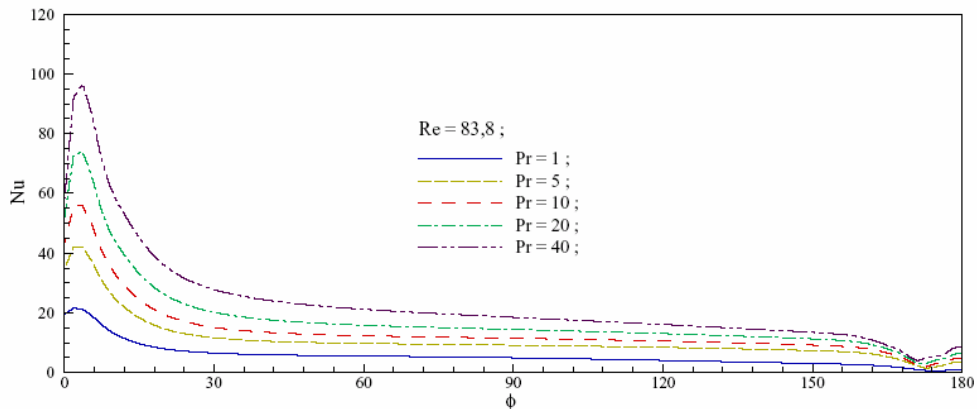


Fig. 5 : Influence du nombre de Prandtl sur la variation du nombre de Nusselt. $Re = 83,8$.

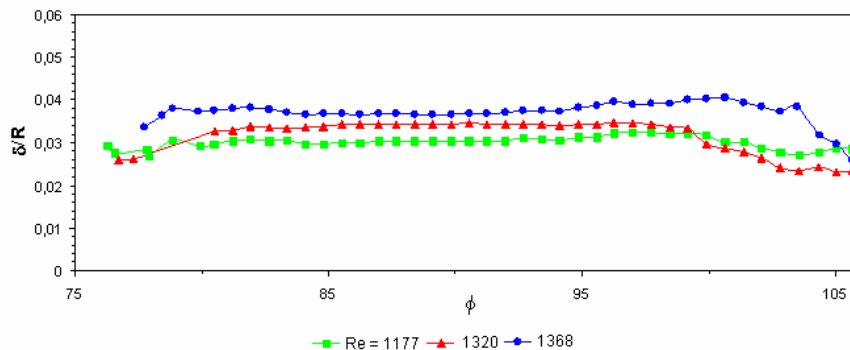


Fig. 7 : Influence du nombre de Reynolds sur la variation de l'épaisseur locale du film liquide.