

# Étude de la distribution spatiale de condensat sur les ailettes d'un échangeur de chaleur à cinq rangs de tubes à ailettes planes continues.

Serge RUSSEIL\*, Mohamed SAGHIR BA MOHAMMED, Bernard BAUDOIN

École des Mines de Douai, Département Énergétique Industrielle,  
941 rue Charles Bourseul, BP 10838, 59508 Douai cedex

\*(auteur correspondant : [russeil@ensm-douai.fr](mailto:russeil@ensm-douai.fr))

**Résumé** - Ce papier traite de la condensation d'air humide dans un échangeur thermique à tubes ailetés. Si de nombreux travaux proposent des corrélations pour les performances au niveau global, peu donnent des informations quant à la répartition locale des transferts de chaleur et de masse sur les surfaces d'échange. Nous présentons des cartographies de fraction massique de vapeur d'eau et de condensat issues de simulations numériques ainsi que des visualisations réalisées sur une maquette représentative d'un échangeur. Les distributions spatiales de condensat sont comparées et discutées.

## Nomenclature

$j$	Facteur de Colburn sensible	<i>Symboles grecs</i>	
$HR$	Humidité relative, %	$\mu$	viscosité dynamique, $kg/m.s$
$k$	conductivité thermique, $W/m.K$	$\rho$	masse volumique, $kg/m^3$
$Re_{Dh}$	Nombre de Reynolds	<i>Indices et exposants</i>	
$V$	vitesse, $m/s$	$ent$	entrée
$Y_i$	fraction massique de l'espèce $i$ , $kg/kg_m$	$m$	mélange
		$sort$	sortie
		$v$	vapeur

## 1. Introduction

Les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes planes continues sont utilisés dans de nombreuses applications industrielles dans lesquelles on cherche à contrôler la température et/ou l'humidité d'un effluent gazeux tel que l'air humide. Quand les surfaces d'échange de l'échangeur sont à une température inférieure à celle de rosée de l'air humide circulant, la formation de condensat survient et modifie fortement les performances thermo-aérauliques de l'appareil comparativement au fonctionnement en régime sec. Or la condensation dans les échangeurs thermiques induit des transferts combinés de chaleur et de masse dépendant d'un assez grand nombre de paramètres tels que la géométrie des appareils, la nature des matériaux employés et leur éventuel traitement de surface. De ce fait, eu égard à la complexité des phénomènes mis en jeu, les publications relatives à cette problématique relatent essentiellement des travaux de nature expérimentale. Ainsi de nombreux auteurs ont étudié expérimentalement les effets de la présence de condensat sur les performances globales d'échangeurs de chaleur fonctionnant en régime humide. Ils ont proposé de nombreuses corrélations pour les performances thermiques côté air et les pertes de charge associées pour des géométries d'échangeurs et des conditions de fonctionnement variées. Dans ce domaine, on peut se référer aux nombreux travaux des équipes de A.M. Jacobi ou de F.C. McQuiston, voir [1] et [2] par exemple, ainsi qu'aux études de Wang et al [3]. Concernant les études numériques tridimensionnelles relatives à la condensation d'air humide dans les échangeurs, seuls les travaux de Jason [4] sont à relever dans la littérature, l'étude présentée ici en constitue une continuité.

La condensation de l'air humide dans un échangeur de chaleur à ailettes planes continues muni de cinq rangs de tubes disposés en quinconce est analysée au moyen de simulations numériques. Les résultats du modèle sont comparés à des données expérimentales précédemment obtenues par Khalfi [5] pour ce même échangeur. La validation porte sur les performances globales, au niveau thermique et massique, et réalisée pour des vitesses d'air allant de 4,3 à 7,8 m/s. Les transferts au niveau local sont également présentés et discutés grâce à des comparaisons avec des visualisations de la distribution spatiale de condensat sur la surface d'une ailette d'un échangeur semblable à celui étudié.

## 2. Présentation du modèle numérique

### 2.1. Les équations de conservation

Les équations de transport de l'air humide, considéré comme un mélange incompressible d'air et de vapeur d'eau, sont résolues en régime stationnaire, à l'aide d'un code CFD (*Fluent v6.2*) utilisant la méthode des volumes finis. Ce modèle de mélange employant une approche monophasique permet aux espèces de s'interpénétrer mais la phase liquide n'est pas prise en compte et son écoulement n'est donc pas résolu. La fraction massique de la phase liquide est calculée proche des parois de condensation avec un modèle spécifique. Les propriétés thermophysiques du mélange sont calculées à partir de la composition du mélange en chaque constituant et fonction de la température.

Par ailleurs, notons que les écoulements dans de telles configurations géométriques de jonction entre un obstacle (le tube) et une paroi (l'ailette) sont de nature relativement complexe. En effet, ainsi que l'ont montré des études antérieures, voir [6] par exemple, différentes structures tourbillonnaires tridimensionnelles coexistent proche de chaque tube : les tourbillons en fer à cheval se développant à l'amont et sur les côtés du tube et les sillages qui sont des zones de fluide stagnant. Ainsi l'écoulement au cours de son passage au travers de l'échangeur est susceptible d'avoir un caractère localement turbulent. En conséquence, nous avons choisi de modéliser la turbulence à l'aide du modèle de turbulence *RNG-k $\epsilon$* , dont la formulation de la viscosité effective tient compte des effets à bas Reynolds en proche paroi, [7].

L'équation de continuité pour le mélange s'écrit :

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho_m \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

avec  $S_m$  un éventuel terme source massique.

L'équation de conservation de la quantité de mouvement a la forme suivante :

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho_m \vec{v} \vec{v}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot (\bar{\bar{\tau}}_{eff}) \quad (2)$$

où  $\bar{\bar{\tau}}_{eff}$  est le tenseur des contraintes visqueuses.

Pour les espèces, l'équation de conservation est ainsi définie :

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho_m \vec{v} Y_i) = -\vec{\nabla} \cdot \vec{J}_i + S_i \quad (3)$$

avec  $Y_i$  la fraction massique de l'espèce  $i$  (air ou vapeur), et  $S_i$  un éventuel terme source.

Le flux de diffusion massique de l'espèce  $i$  s'écrit :

$$\vec{J}_i = \left( \rho_m D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_i} \right) \vec{\nabla} Y_i \quad (4)$$

où  $D_{i,m}$  est le coefficient de diffusion massique de l'espèce  $i$  dans le mélange, et  $\mu_t$  la viscosité turbulente. Le nombre de Schmidt turbulent est classiquement pris égal à 0,7.

Enfin, l'équation de l'énergie pour le mélange s'écrit comme suit :

$$\vec{\nabla} \cdot [(\rho_m E + p)\vec{v}] = \vec{\nabla} \cdot \left( k_{eff,m} \vec{\nabla} T - \sum_i h_i \vec{J}_i + \vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v} \right) + S_h \quad (5)$$

où  $S_h$  est un terme source, l'énergie totale,  $E$ , étant définie par :

$$E = \sum_i Y_i h_i + \frac{v^2}{2} \quad (6)$$

## 2.2. Le modèle pariétal de condensation

Si la température d'une maille élémentaire de la surface d'échange (tube ou ailette) devient inférieure à la température de rosée de la vapeur d'eau adjacente à la paroi, les conditions de condensation sont réunies : la vapeur d'eau contenue dans l'air humide se condense. Il en résulte un flux de masse de vapeur d'eau vers la paroi. Au moyen de la méthode de Colburn-Hougen, celui-ci est calculé à l'aide de la fraction massique de la vapeur dans la première maille fluide et en supposant l'équilibre thermodynamique (saturation) à l'interface de condensation par :

$$\dot{m}_v = - \frac{\rho_m D_v}{1 - Y_v} \frac{\partial Y_v}{\partial n} \Big|_{int} \quad (7)$$

Cette procédure de calcul du taux de condensation est implémentée dans le code de calcul utilisé par le biais de sous-programmes utilisateurs (User Defined Functions) qui consistent à introduire un terme source  $S_i$  négatif dans l'équation de conservation de la vapeur d'eau. Ce dernier correspond à la disparition de la vapeur d'eau changeant de phase lors de la condensation. La chaleur latente associée est également pris en compte par le biais d'un terme source  $S_h$  dans l'équation de l'énergie.

## 3. Domaine de calcul et conditions aux limites

L'échangeur thermique à cinq rangs considéré dans ce papier est identique à celui étudié expérimentalement par Khalfi [5], voir *Tab.1* et *Fig.1*. Pour des raisons évidentes de symétrie, le domaine de calcul est réduit à un demi-pas transversal et à la moitié d'un pas inter-ailettes. Une zone est créée à l'amont de l'échangeur pour l'établissement de l'écoulement et un domaine fluide disposé à l'aval permet la tranquillisation de l'écoulement. L'ailette constitue le seul domaine solide.

Des conditions aux limites de symétrie sont appliquées sur les faces supérieures et inférieures ainsi que sur les côtés. Le modèle géométrique a été généré et discrétisé en mailles à l'aide du logiciel Gambit. Pour plus de précision un maillage de type structuré a été adopté et des raffinements locaux ont été opérés dans les zones du domaine de calcul où de forts gradients sont attendus. Le maillage final utilisé pour les simulations est composé d'environ un million de mailles hexaédriques. A l'entrée du domaine de calcul, la vitesse, la température et la fraction massique de la vapeur d'eau permettent de définir l'écoulement entrant dans l'échangeur. A la sortie du domaine de calcul, des gradients longitudinaux sont imposés pour toutes les variables. La température de la surface extérieure des tubes est imposée. Cette dernière est calculée à partir de la température de l'eau glycolée circulant dans les tubes mesurée sur le banc expérimental en tenant compte des résistances thermiques successives existant entre l'eau et l'air. La résistance convective à l'intérieur des tubes, calculée à l'aide de la corrélation de Gnielinski [8], vaut  $3,2 \times 10^{-4} K.m^2/W$ . La résistance de conduction dans

l'épaisseur de la paroi des tubes est négligeable. La résistance de contact entre le tube et l'ailette a été estimée par Jason [4] à  $1,4 \times 10^{-4} \text{ K.m}^2/\text{W}$ .

Diamètre extérieur de tube, $De$ (mm)	10,1
Epaisseur d'ailette, $\delta$ (mm)	0,2
Pas inter ailettes, $e$ (mm)	1,6
Pas transversal, $P_T$ – Pas longitudinal, $P_L$ (mm)	25,8 - 16

Tableau 1 : Données géométriques

## 4. Résultats et discussions

### 4.1. Au niveau global

Les performances globales thermo-aérauliques de l'échangeur considéré fonctionnant en régime humide (avec condensation) sont présentées pour plusieurs vitesses frontales d'air humide (4,3 à 7,8 m/s) avec une humidité relative de 30 %. De manière à valider les simulations numériques, les résultats sont comparés à des données expérimentales, [5].

La variation du facteur de Colburn sensible en fonction du nombre de Reynolds est représentée sur la Fig.2. La comparaison avec les valeurs expérimentales montre un très bon accord sur toute la gamme de vitesse étudiée, les écarts maximaux observés sont de 7,7 %. Le transfert de masse lié à la déshumidification est qualifié au moyen de la différence d'humidité absolue entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, Fig.3. Là aussi les données simulées et expérimentales sont en très bon accord. Les différences maximales, de l'ordre de 5,4 %, sont observées pour les plus faibles vitesses ( $Re_{Dh} < 700$ ). Il est intéressant de remarquer que plus le débit d'air est faible, plus l'humidité de l'air chute entre l'entrée et la sortie. Ainsi la déshumidification de l'air apparaît être inversement proportionnel au nombre de Reynolds.

### 4.2. Résultats au niveau local

L'examen de cartographies de différentes variables dans l'échangeur permet d'apporter quelques éléments quant aux mécanismes de transfert au niveau local.

La topologie de l'écoulement dans ce type de géométrie ayant déjà été étudié par un certain nombre d'auteurs, voir par exemple [6], seuls quelques éléments caractéristiques importants en sont rappelés. Ainsi il est maintenant bien établi qu'au niveau de chaque jonction tube/ailette l'enroulement des nappes tourbillonnaires, à l'amont et sur les côtés du tube, produit une structure tridimensionnelle de forte vorticité responsable de la majorité du transfert thermique sur l'ailette. Ainsi la distribution pariétale du coefficient d'échange, repr  sent  e Fig.4 pour  $V_{ent}=4,3 \text{ m/s}$ , montre des zones en forme de U localis  es proche des tubes (notamment les trois premiers) résultant de ces écoulements de jonction en fer à cheval.

La Fig.5 représente les contours de fraction massique de la vapeur d'eau dans le plan médian situé entre deux ailettes successives ( $z=e/2$ ). Une décroissance globale de la fraction massique de vapeur est observ  e de l'entrée vers la sortie de l'échangeur. Celle-ci est le résultat du transfert de masse caractérisant la présence de condensation. On note également la manière dont la vapeur d'eau est convect  e vers l'aval de l'échangeur en suivant les courbures des lignes de courant à travers le faisceau de tubes. Dans les zones de sillage des tubes, caract  ris  es par des recirculations de fluide et un écoulement quasi stagnant, de très faibles valeurs de fraction massique de vapeur d'eau sont relev  es.

La distribution de condensat correspondante est report  e Fig.6. Les plus fortes valeurs de fraction massique d'eau condens  e sont constat  es à l'amont des tubes et sur leurs côtés où le condensat prend la forme en U (fer à cheval) mentionn  e précédemment. De faibles températures de paroi et de fortes valeurs de fraction massique de vapeur d'eau font de ces

régions au pied des tubes des endroits très favorables à la condensation, à l'inverse des zones de sillage. De plus on notera que d'un rang de tubes à l'autre, dans le sens de l'écoulement, la quantité de condensat va en décroissant. Ceci est corrélé avec la diminution de la fraction de vapeur d'eau observée précédemment lorsque l'air traverse l'échangeur.

Une photographie de la distribution spatiale de condensat sur l'ailette d'un modèle d'échangeur quasi similaire à celui étudié ici est présentée *Fig.7* : les diamètres des tubes et l'espacement inter-ailettes sont identiques, mais les pas inter-tubes sont légèrement différents. La comparaison qualitative montre que les répartitions numérique et expérimentale présentent les mêmes tendances : des régions de forte présence du condensat autour des tubes et les zones de sillage où la vapeur d'eau condense très peu, voire pas du tout.

L'effet de la vitesse de l'écoulement d'air peut être apprécié à l'aide des cartographies présentées *Fig.8* à *Fig.10* pour  $V_{ent}=7,8$  m/s. La distribution de la fraction massique de la vapeur dans le plan médian (*Fig.8*) montre que la décroissance de l'humidité entre l'entrée et la sortie est plus faible pour cette vitesse que pour la vitesse la plus faible. Ainsi on confirme que le potentiel de déshumidification de l'échangeur est plus faible quand le débit d'air humide est élevé. Ceci semble être la conséquence d'un temps de transit de l'air humide plus faible qui engendre un taux de condensation moindre aux fortes vitesses. La comparaison des distributions spatiales de condensat montre que l'on retrouve globalement les mêmes répartitions entre les simulations (*Fig.9*) et l'expérimental (*Fig.10*). Cependant les zones de forte densité de condensat sont plus étendues sur le modèle expérimental et les zones de sillage y sont sensiblement plus réduites. Ces différences sont probablement dues au fait que le modèle numérique ne traite pas la phase liquide condensée. En conséquence les forces d'entraînement par cisaillement de l'air à l'interface air/liquide ne sont pas modélisées. Or elles sont d'autant plus importantes et ont de l'influence sur la phase liquide que la vitesse de l'air est grande, ce qui explique les plus grandes différences observées pour  $V_{ent}=7,8$  m/s.

## Conclusion

Des comparaisons avec des données expérimentales ont montré que le modèle numérique présenté dans ce papier prédit correctement les transferts de chaleur et de masse au niveau global, mais également au niveau local, pour un échangeur fonctionnant en régime humide (condensation). Les travaux actuels visent à améliorer la modélisation et à étudier les distributions de condensat de façon plus quantitative.

## Références

- [1] Jacobi, A.M. and Goldschmidt, V.W., Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall counterflow baffled finned-tube condensing heat exchanger, *Int J Heat Mass Trans*, 33 (1990), 755–765.
- [2] McQuiston, F.C., Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes, *ASHRAE Trans.*, 84-Part I (1978), 294–309.
- [3] Wang, C.C., Hsieh, Y.C., and Lin, Y.T., Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *J Heat Trans*, 119 (1997), 109–116.
- [4] Jason, J.M., Condensation des effluents gazeux dans les échangeurs de chaleur en présence d'incondensable, Thèse de Doctorat, Univ. Valenciennes – Ecole des Mines de Douai, (2003).
- [5] Khalfi, M.S., Etude de l'influence de l'humidité de l'air sur le coefficient de transfert de chaleur d'une batterie froide en présence de condensation, Thèse de Doctorat, Univ. Nancy, (1998).
- [6] Khallaki, K., Russeil, S., Baudoin, B., Numerical study of the horseshoe vortex structure upstream a single plate-finned tube, *Int J Heat Technology*, 23-1 (2005), 31-36.
- [7] Fluent Inc., *Fluent 6.2 User's Guide*, (Janvier 2005).
- [8] Gnielinski, V., New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chemical Engineering*, 16 (1976), 359-368.

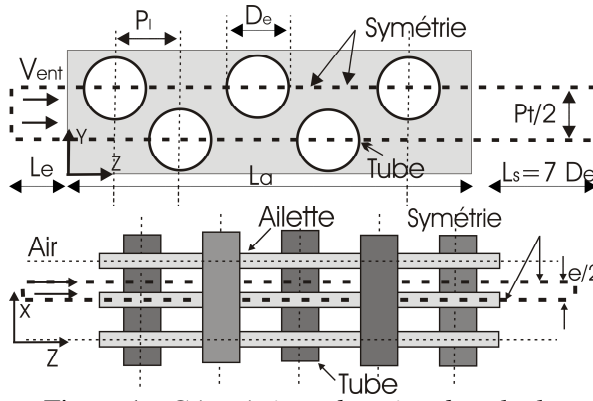


Figure 1 : Géométrie et domaine de calcul

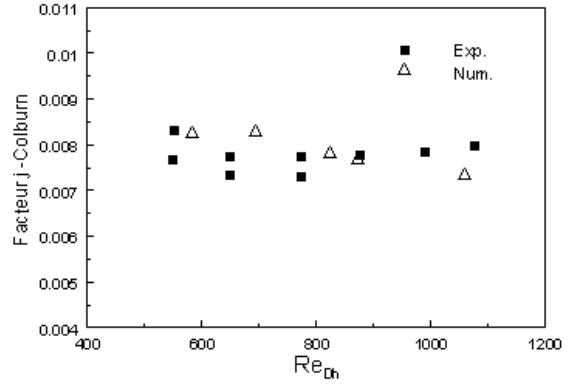


Figure 2 : Facteurs de Colburn sensible

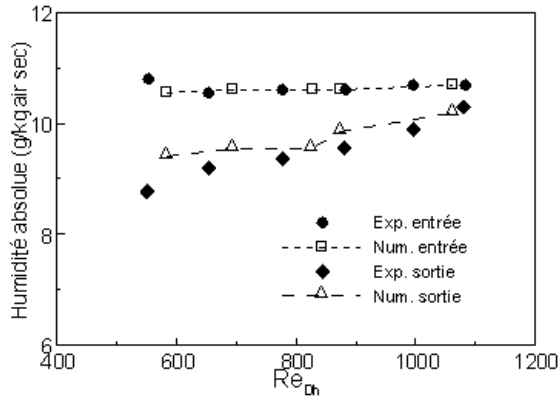


Figure 3 : Variation de l'humidité absolue

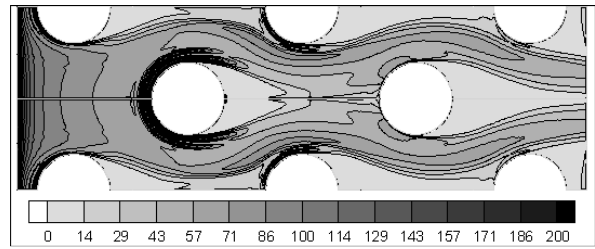


Figure 4 : Distribution pariétale du coefficient d'échange,  $V_{ent}=4.3$  m/s

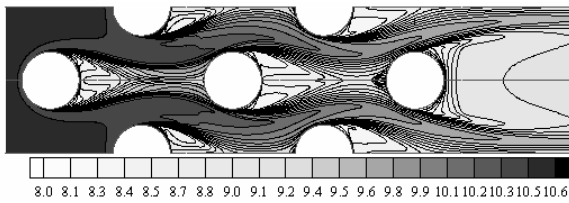


Figure 5 : Distribution de la fraction massique de la vapeur dans le plan médian,  $V_{ent}=4.3$  m/s

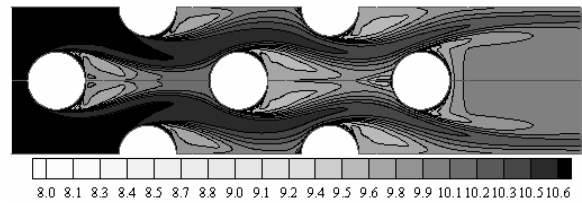


Figure 8 : Distribution de la fraction massique de la vapeur dans le plan médian,  $V_{ent}=7.8$  m/s

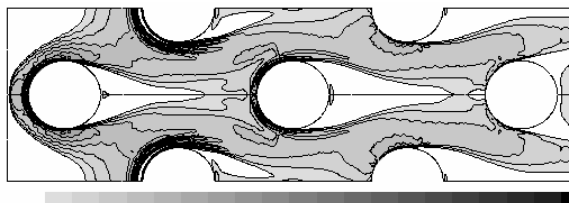


Figure 6 : Distribution de la fraction massique de condensat sur l'ailette,  $V_{ent}=4.3$  m/s

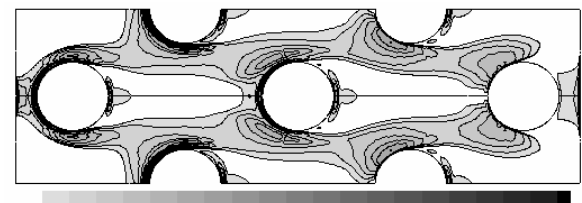


Figure 9 : Distribution de la fraction massique de condensat sur l'ailette,  $V_{ent}=7.8$  m/s

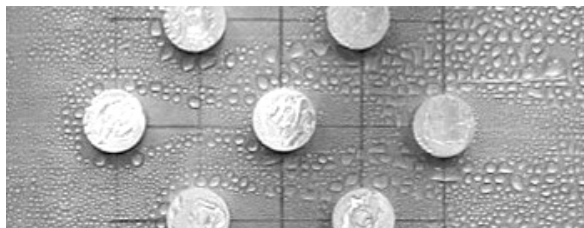


Figure 7 : Distribution spatiale du condensat sur l'ailette [4],  $V_{ent}=4$  m/s

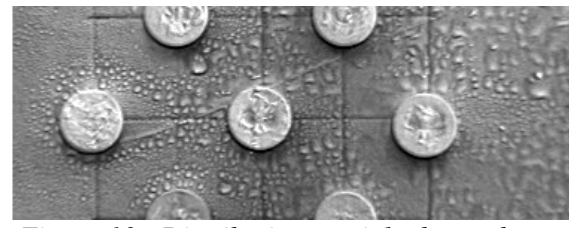


Figure 10 : Distribution spatiale du condensat sur l'ailette [4],  $V_{ent}=8$  m/s