# NOUVELLE APPROCHE POUR L'ÉTUDE DES ÉVAPORATEURS DE TYPE : TUBE À AILETTES AIR/CO<sub>2</sub> À BASSE TEMPÉRATURE

A.L. Bendaoud<sup>1\*</sup>, M. Ouzzane<sup>2</sup>, Z.Aidoun<sup>2</sup>, N.Galanis<sup>1</sup>

Adlane.bendaoud@usherbrooke.ca, mouzzane@nrcan.gc.ca,

zaidoun@nrcan.gc.ca , nicolas.galanis@usherbrooke.ca

(1) Faculté de Génie, Département de Génie Mécanique, Université de Sherbrooke, 2500, boul. de l'Université,

Sherbrooke (J1K 2R1) Québec, Canada.

(2) Ressources Naturelles CANADA, 1615 Boulevard Lionel-Boulet CP 4800, Varennes, (J3X 1S6), Québec, Canada.

#### Résumé

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'étude des évaporateurs à air de type tube à ailettes utilisant le  $CO_2$  comme réfrigérant pour des applications à basse et à moyenne températures. Pour cela, nous avons développé un modèle basé sur la discrétisation de l'échangeur en volumes de contrôle élémentaires sur lesquels on effectue un bilan de matière, d'énergie et de quantité de mouvement. Ce modèle permet d'étudier des configurations complexes avec des circuits multiples (plusieurs entréessorties) en tenant compte des trois états possibles du réfrigérant : liquide sous refroidi, saturé et vapeur surchauffée dans l'échangeur. Un programme en langage FORTRAN, incorporant les routines de REFPROP [1] pour le calcul des propriétés thermophysiques du  $CO_2$ , a été développé. Une validation a été faite en utilisant les données expérimentales obtenues sur le banc d'essai de CanmetENERGIE Varennes. Une bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux a été obtenue.

#### NOMENCLATURE

А	surface	(m <sup>2</sup> )	Indices	
Η	enthalpie	$(J.Kg^{-1})$	a	air
h	coefficient de convection	$(W.m^{-2}.K^{-1})$	i	intérieur
Nrow	numéro de la rangée	-	0	extérieur

#### **1. INTRODUCTION**

Les évaporateurs sont des composantes très importantes dans les systèmes de réfrigération et de conditionnement d'air. Une meilleure compréhension de leur comportement (thermique et hydrodynamique) aiderait à améliorer leur design et maximiser leurs performances. Pour cela, la simulation numérique demeure un outil très utile. Il existe dans la littérature plusieurs travaux de recherche et de développement traitant les échangeurs de chaleur de type tube à ailettes. Ces travaux sont soit de nouvelles approches de modélisation, ou de nouvelles techniques de résolution. Jang et coll. [2] proposent le logiciel CoilDesigner dont l'utilisation est sous une interface graphique simplifiant son usage. L'échangeur est divisé en éléments représentés chacun par une passe complète sur lequel on utilise des coefficients moyens pour les calculs thermiques des deux cotés air et réfrigérant. Cette approximation peut résulter en des écarts importants par rapport aux résultats expérimentaux, notamment pour certains réfrigérants. Ce logiciel ne calcule pas les pertes de charge du côté de l'air, un élément de design important dans les installations frigorifiques. Ouzzane et Aidoun [3,14] ont simulé le comportement thermique des échangeurs de chaleur de type tube à ailettes ondulées utilisant le CO<sub>2</sub> comme réfrigérant. Ils ont développé un modèle basé sur une méthode incrémentale (marching technique) en discrétisant le titre de la vapeur. Cette méthode fait appel à des itérations manuelles de la part de l'utilisateur qui fixe en début de calcul les conditions du réfrigérant à la sortie. Après calcul, le programme délivre les conditions à l'entrée qui sont comparées avec ceux

## 14<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique 27-29 Mars, 2009, Djerba. Tunisie

préalablement fixés. Dans le présent travail, nous présentons un nouveau modèle pour l'analyse thermique et hydrodynamique des échangeurs de chaleur permettant un grand choix de configuration de circuit et une procédure de calcul entièrement automatique.

## 2. HYPOTHÈSES PRINCIPALES ET PARAMÉTRAGE DES VARIABLES

Les principales hypothèses de ce modèle sont: 1- Le régime est permanent ; 2- Les pertes de chaleur vers l'extérieur sont négligeables; 3- L'écoulement du réfrigérant est unidimensionnel.

La figure 1-a représente un circuit de l'évaporateur dans lequel circule le réfrigérant en passant par les phases de sous-refroidissement, diphasiques et de surchauffe.

La figure 1-b représente un volume de contrôle élémentaire auquel sont appliquées les équations des bilans.



Figure 1. a. Discrétisation de la circuiterie de l'échangeur.

b. Bilan de masse et d'énergie sur le v.c. obtenu après la discrétisation du circuit de réfrigérant.

Les paramétrages adoptés pour l'identification de ces éléments (v.c.) sont basés sur : 1- La numérotation des passes de l'échangeur, 2- La numérotation des éléments de la passe.

les variables  $(T,P,w,m)_{Air}$  et  $(T,P, x,h)_{Ref}$  sont stockées dans des matrices et identifiées par : Variable(Num. de la passe, Num. du v.c.).

Variable	: C'est le nom de la variable traitée (Température, Pression,etc.)
Num. de la passe	: Numéro de la passe dans laquelle se trouve la variable ;
Num. du v.c.	: Numéro de l'élément de la passe à qui appartient la variable.

#### 3. BILANS D'ENERGIE POUR L'AIR ET LE CO<sub>2</sub>

Les bilans d'énergie (côté air et CO<sub>2</sub>) appliqués sur chacun des v.c. (voir figure 1.b) sont donné par :

$$Q_{i} = m_{a} (Ha_{i} - Ha_{i+1}) = h_{o} A_{o} (T_{a} - T_{w})$$
<sup>(1)</sup>

$$Q_{i} = m_{r} (Hr_{i+1} - Hr_{i}) = h_{i} A_{i} (T_{w} - T_{r})$$
<sup>(2)</sup>

$$Q_i = UA.DT_{LM} \tag{3}$$

Les calculs thermiques ont été faits à l'aide de la méthode  $\varepsilon - NTU$  [4]. Le calcul des efficacités pour les écoulements monophasiques et diphasiques ont été fait moyennant les expressions proposées par Kays et London [5].

## 3.1 Calcul des coefficients de transfert de chaleur et de friction

Côté CO<sub>2</sub>:

En monophasique le calcul du coefficient de transfert de chaleur convectif a été fait en utilisant la corrélation proposée par Petukhov et Kirillov et rapportée par Kakaç et Liu[6].

En diphasique le calcul du coefficient de transfert de chaleur a été fait en utilisant la corrélation proposée par Bennet-Chen [7] modifiée par Hwang et al. [8]. Cette corrélation est basée sur le principe de superposition des contributions nucléé et convective du transfert thermique :

$$\mathbf{h} = \mathbf{h}_{\mathrm{nb}} + \mathbf{h}_{\mathrm{bc}} \tag{4}$$

 $h_{nb}$ : Coefficient de l'ébullition nucléé,  $h_{bc}$ : contribution convective du transfert de chaleur.

$$h_{nb} = 0.00122 \left( \frac{\lambda_l^{0.79} \cdot Cp_l^{0.5} \cdot \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.6} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (T_w - T_{sat}(P_l))^{0.4} \cdot (P_{sat}(T_w) - P_l)^{0.75} \cdot S$$

$$(5)$$

$$h_v = h_v E_v Pr^{0.6}$$

$$h_{bc} = h_l \cdot F_0 \cdot \operatorname{Pr}^{0.6}$$

 $h_l$  a été calculé par la corrélation de Dittus-Boelter [4]. Et, les pertes de charge linéaires par :

$$\Delta P_{L_{i}} = \left[\frac{f}{2D_{in}} \Delta L_{i} \cdot v_{tp(i+1)} + (v_{tp(i+1)} - v_{tp(i)})\right] G^{2}$$
(7)

G: vitesse massique,  $\dot{m}/A$ .

f: coefficient de friction, déterminé sur la base d'un modèle homogène tel que rapporté dans [9].

Les pertes de charge dans les coudes d'un écoulement diphasique ont été calculées par [10]:

$$\Delta P_s = f_s \frac{L_{ben}}{D_{in}} \frac{G^2 \cdot x^2}{2 \cdot \rho_g} \quad \text{et} \quad f_s = \frac{803.52 \times 10^{-6} \cdot \text{Re}_g^{0.5}}{\exp(0.215 C_d / D_{in}) x^{1.25}} \tag{8}$$

 $L_{ben}$  et  $f_s$  sont respectivement la longueur et le coefficient de friction dans le coude.

 $C_d$ : entre axes des deux passes liées par le coude,  $Re_g$ : nombre de Reynolds basé sur la phase vapeur.

Côté Air :

Les coefficients de convection et de friction ont été calculés moyennant les corrélations proposées par Wang et al. [11].

Le coefficient de convection exprimé par le coefficient de Colburn est :

$$J = 0.0646. \operatorname{Re}_{D_{c}}^{J_{1}} \left(\frac{D_{c}}{D_{h}}\right)^{J_{2}} \left(\frac{F_{s}}{P_{t}}\right)^{-1.03} \left(\frac{P_{1}}{D_{c}}\right)^{0.432} (\tan\theta)^{-0.692} \operatorname{Nrow}^{-0.737}$$
(9)

La perte de charge a été calculée en utilisant la loi de Darcy et le coefficient de friction f s'exprime par:

14<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique 27-29 Mars, 2009, Djerba. Tunisie

$$f = 0.228 \operatorname{Re}_{D_{c}}^{fl} \cdot \left(\tan\theta\right)^{f2} \left(\frac{F_{s}}{P_{1}}\right)^{f3} \left(\frac{P_{1}}{D_{c}}\right)^{f4} \left(\frac{D_{c}}{D_{h}}\right)^{0.383} \left(\frac{P_{1}}{P_{t}}\right)^{-0.247}$$
(10)

 $D_c$  et  $D_h$  sont le diamètre au niveau du collier et le diamètre hydraulique respectivement. Les propriétés de l'air sont calculées en utilisant les équations psychrométriques [12].

#### 4. PROCÉDURE DE CALCUL

La modélisation présentée plus haut donne lieu à un système d'équations non linéaires et fortement couplées. Avant de lancer les calculs, l'utilisateur configure le circuit de réfrigérant moyennant une matrice [J] des jonctions. Une jonction entre deux circuits est soit leur point de rencontre ou de leur bifurcation. Par exemple, quand J(5,2)=1 cela signifie qu'il existe une jonction entre les tubes 5 et 2. Si J(5,2)=0 cela signifie que la jonction entre les tubes 5 et 2 n'existe pas. Pour chaque configuration de circuit du réfrigérant il existe une seule matrice [J] de jonctions que l'utilisateur doit introduire dans le programme. Les circuits à plusieurs entrées, sorties, et contenant des bifurcations peuvent aussi être traités. Une fois que les calculs sont lancés, le programme commence par numéroter automatiquement tous les tubes de l'échangeur en suivant les données de la matrice [J]. Ensuite, il discrétise les passes et les identifies pour débuter la procédure de calculs thermique et hydrodynamique. Les calculs commencent par la détermination de l'état thermodynamique du réfrigérant dans les volumes de contrôle en comparant la température du CO2 avec la température de saturation. Deux cas sont possibles : 1- état monophasique (liquide sous refroidi ou vapeur surchauffée), 2- état diphasique (saturé). Pour les v.c. contenant des écoulements monophasiques, la méthode  $\varepsilon - NTU$  a été utilisée. Pour les v.c. contenant des écoulements diphasiques, la procédure de calcul est plus compliquée et la convergence se fait sur l'efficacité de l'échangeur ainsi que sur la température et le titre du réfrigérant à la sortie. Pour cela la méthode de calcul  $\varepsilon - NTU$  à été utilisée ainsi que les équations (1) à (8). Une fois que tous les v.c. ont été traités, on effectue un test de convergence en calculant la somme des différences entre les nouvelles (obtenues après calculs) et anciennes (utilisées pour les calculs) valeurs des températures de l'air à l'entrée et sortie des v.c. . Si la convergence n'est pas obtenue, on répète la procédure de calcul en utilisant les nouvelles valeurs des variables thermodynamiques de l'air et du réfrigérant.

#### **5. VALIDATION**

L'installation expérimentale utilisée, figure 2, est composée de trois boucles : L1, L2 et L3. La première est une boucle secondaire à  $CO_2$  (L1) construite selon les standards ASHRAE [13] pour les tests des échangeurs de chaleur. Cette boucle est bien instrumentée et permet de mesurer plusieurs paramètres des cotés de l'air et du  $CO_2$ . Le condenseur du  $CO_2$  est connecté à la boucle de formate de potassium (L2) qui à son tour est reliée à un système de réfrigération utilisant du R404A (qui n'est pas représenté sur le schéma). (L3) est la boucle d'air dans laquelle est placé l'évaporateur, dont les caractéristiques géométriques sont présentées dans [14]. Les conditions expérimentales sont définies dans le Tableau 1. Les résultats expérimentaux utilisés pour la validation du modèle sont présentés dans [3] et [14].

	$CO_2$	Air
Débit $[kg/s]$ Varie dans les intervalles	[0.002, 0.1]	[0.2,0.6]
Température [ <sup>o</sup> C] Varie dans les intervalles	[-35, -15]	[-30, -9]

Tableau 1. Conditions des expérimentations.

JITH2009

14<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique 27-29 Mars, 2009, Djerba. Tunisie



Figure 2. Schéma du banc d'essai à CO<sub>2</sub>.

#### 7. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

L'évaporateur étudié est de type : tube à ailettes ondulées, comportant 8 rangées de 10 passes chacune. Les passes sont connectées en un seul circuit d'une longueur total d'environ 90m. L'échangeur fonctionne à courants croisés Air-CO<sub>2</sub> et il est d'une puissance totale de 4 kW environ. Un exemple de résultats obtenus par le programme est présenté par les figures 3, 4 et 5. Parmi ces résultats on cite la faible perte de charge du CO<sub>2</sub> et le faible glissement de température correspondant qui sont dus à ces propriétés thermophysiques. On remarque à partir de la figure 3 que la chute totale de la température du CO<sub>2</sub> sur toute la longueur de l'échangeur, qui est de 90m, n'est que de 5 C environ; et que près de 85% de la perte de charge globale du  $CO_2$  se produit pour un titre variant entre 0.7 et 0.88 correspondant à un taux de glissement de la température égale à 69% du glissement total. Ce comportement est causé par la présence d'un taux élevé de la phase vapeur, car celle-ci ayant une faible densité produit une accélération du réfrigérant et par conséquent une augmentation de la perte de charge. La figure 4 illustre la puissance fournie par chaque rangée de l'échangeur, et on remarque que les dernières rangées délivrent une puissance moins importante que les premières. Cette diminution de puissance est due principalement à la diminution de la différence de température entre l'air et le réfrigérant. On remarque aussi que la première et la dernière rangée délivrent des puissances, relativement faibles, et à peu près égales. Ce qui est due principalement au fait que le réfrigérant dans ces deux rangées est quasiment monophasique réduisant considérablement le transfert de chaleur.



La figure 5 illustre le champ de températures moyennes de l'air le long de l'échangeur. On remarque que la température de l'air à l'entrée et à la sortie de chaque rangée présente une distribution quasihomogène qui est due au faible glissement de la température du  $CO_2$  le long des passes. Cette caractéristique diminue l'apparition de zone privilégiée pour la formation du givre.

## 8. CONCLUSION

Un nouveau modèle numérique pour l'étude des évaporateurs de réfrigération a été développé et validé. Ce modèle a été appliqué pour un cas rencontré en réfrigération avec l'utilisation du  $CO_2$  comme réfrigérant à basse température. Les résultats obtenus confirment ceux déjà présentés dans la littérature [3, 14].

Il a été démontré que:

- Les pertes de charge dans un évaporateur dont la longueur de circuit de réfrigérant est de 90m environ entrainent un glissement total de la température de saturation de 5C seulement. Ceci présente un grand avantage pour la configuration de circuits.

- La température de l'air présente une distribution quasi uniforme au niveau de chaque rangée.

L'outil de simulation développé va être utilisé dans nos travaux futurs pour des études des configurations de circuits plus complexes.



Figure 5. Champ de températures moyennes de l'air le long de l'échangeur.

#### 9. REFERENCES

[1] NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerant Mixtures-REFPROP, 1998, V.6.01, U.S. Department of Commerce, Technology Administration.

[2] Haobo Jiang, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher, 2006, CoilDesigner : a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers, *Int. journal of refrigeration*, 29, 601-610.

[3] M. Ouzzane, Z. Aidoun, A numerical study of a wavy fin and tube CO<sub>2</sub> evaporator coil, 2008, *Heat transfer engineering*, vol. 29, 12, 1008-1017.

[4] F.P. Incropera, D.P.DeWitt, Fundamentals of heat and mass transfer, 2002, John Wiley, 5<sup>th</sup> Ed.N.Y.

[5] W.M. Kays, A.L.London, Compact Heat Exchangers ,1964, *McGraw-Hill*.

[6] S. Kakac, H.Liu, Heat exchangers, selection, rating and thermal design, 2002, Hardcover.

[7] D.L. Bennett, J.C. Chen, 1980, Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure

components and binary mixtures, AIChE Journal, Vol. 26, pp. 454-461.

[8] Y. Hwang, B.H. Kim, R. Radermacher, 1997, Nov., Boiling Heat Transfer Correlation for Carbon Dioxide, *IIR International Conference, Heat Transfer Issues in Natural Refrigeration, University of Maryland, College* Park, U.S.A., pp. 81-95.

[9] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho, Handbook of Heat Transfer, 1998, *Mc Graw Hill*, U.S.A. [10] D.F. Geary, 1975, Return Bend Pressure Drop in Refrigeration Systems, *ASHRAE Trans.*, 81,1, 250-264.

[11] C.C. Wang, Y.M. Hwang, Y.T. Lin, 2002, Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Herringbone Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers, *I.J. Ref.*, vol. 25, 673-680.

[12] ASHRAE, ASHRAE Handbook of Fundamentals, SI Edition, chapter 6, 1993, *ASHRAE*, U.S.A.. [13] ASHRAE, Methods of testing forced circulation air cooling and heating coils, *ASHRAE Standard* 33-2000.

[14] Z. Aidoun, M. Ouzzane, 2009, A Model Application to Study Circuiting and Operation in CO<sub>2</sub> refrigeration coils, *Applied Thermal Engineering*, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.12.031