

# Etude expérimentale : Distribution d'écoulements mono- et diphasiques et pertes de pression dans un échangeur à mini-canaux.

Frédéric POGGI<sup>1\*</sup>, Hélène MACCHI-TEJEDA<sup>1</sup>, Alain MARECHAL<sup>2</sup>, Denis LEDUCQ<sup>1</sup>, André BONTEMPS<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Cemagref GPAN unité de recherche : Génie des procédés frigorifiques, Parc de Tourvoie, BP 44 - 92163 Antony

<sup>2</sup>LEGI-GREThE CEA, 17 rue des martyrs - 38 054 Grenoble

\* (auteur correspondant : [frederic.poggi@cemagref.fr](mailto:frederic.poggi@cemagref.fr))

**Résumé** - Ce travail expérimental porte sur la distribution d'écoulements adiabatiques mono- et diphasiques dans un échangeur de chaleur à mini-canaux. Une section d'essais composée d'un distributeur relié à 8 barrettes de mini-canaux permet la visualisation des régimes d'écoulement et la mesure locale des pertes de pression régulières et singulières dans le distributeur et dans les mini-canaux. On présente et on analyse les résultats concernant la position verticale du distributeur avec écoulement descendant du frigorigène correspondant à la majorité des applications industrielles.

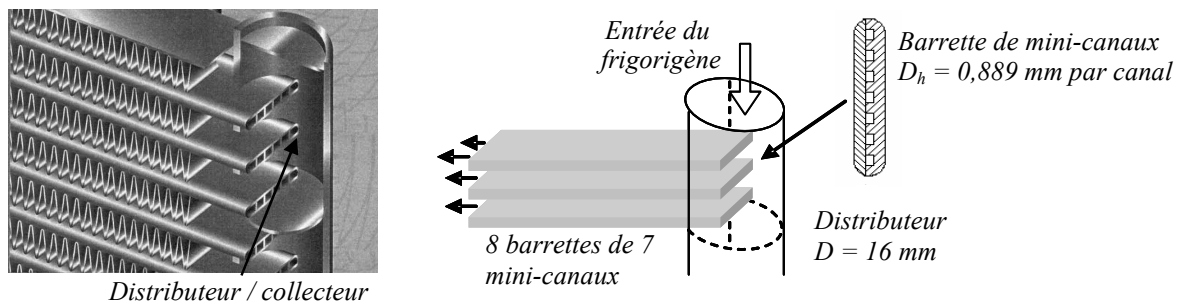


Figure 1 : Représentation schématique du distributeur (collecteur) étudié.

## Nomenclature

$D_h$	diamètre hydraulique, $m$	<i>Symboles grecs</i>	
$f$	coefficient de frottement	$\gamma$	rapport d'aspect
$G$	densité de flux massique, $kg.(m^2.s)^{-1}$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$L$	longueur, $m$	<i>Indices et exposants</i>	
$\dot{M}_0$	Débit massique total, $kg.h^{-1}$	$e$	entrée
$\dot{m}$	Débit massique, $kg.h^{-1}$	$f$	frottement
$P$	pression, $Pa$	$i$	indice de numéros de barrettes
$x$	titre vapeur	$l$	liquide
$z$	distance dans le distributeur, $m$	$lo$	liquide uniquement
		$v$	vapeur

## 1. Introduction

Cette étude expérimentale des échangeurs de chaleur compacts à mini-canaux s'inscrit dans le cadre de la miniaturisation des systèmes frigorifiques et de l'amélioration de leurs performances. L'étude répond à un triple objectif :

- environnemental : les résultats pourront permettre de réduire la charge en fluide frigorigène des machines frigorifiques grâce à la mise en œuvre d'échangeurs compacts à mini-canaux (protocoles de Montréal 1978, et de Kyoto 1997),

- industriel : les singularités et les mini-canaux étudiés correspondent à ceux de nombreux climatiseurs automobiles ou de certaines plaques de refroidissement de piles à combustible,
- scientifique : combler le manque de données et de modèles donnant la distribution et les pertes de pression dans les singularités à l'échelle du millimètre.

Par mini-canaux, nous entendons des canaux dont le diamètre hydraulique est compris entre 200  $\mu\text{m}$  et 3 mm [1]. Les échangeurs à mini-canaux comportent des distributeurs et des collecteurs dans lesquels les pertes de pression sont mal connues. L'objectif de ce travail est d'étudier expérimentalement une portion d'échangeur à mini-canaux en écoulement adiabatique monophasique liquide ou diphasique. La géométrie choisie est celle désormais utilisée par les équipementiers automobiles (figure 1). Un distributeur permet de répartir le frigorigène dans des mini-canaux situés à l'intérieur de barrettes en aluminium extrudé. On étudie donc la distribution d'un écoulement vertical descendant, les pertes de pression régulières dans les mini-canaux horizontaux et les pertes de pression singulières liées aux insertions des mini-canaux dans le distributeur.

## 2. Dispositif expérimental

### 2.1. Description générale

La figure 2 schématise l'installation expérimentale. Elle se décompose en 4 circuits :  
le circuit d'évaporation: 100, pour le bilan thermique en entrée de section d'essais,  
le circuit d'essais : 200, dans lequel est implantée la section d'essais,  
le circuit de condensation : 300, pour le bilan thermique en sortie de section d'essais,  
le circuit de sous-refroidissement : 400, pour éviter la cavitation dans la pompe du circuit 200.

Les mesures de débits dans les circuits 100 et 300 sont respectivement effectuées par deux débitmètres électromagnétiques (respectivement  $\Delta_{+/-}$  0,02% de la valeur du débit et  $\Delta_{+/-}$  0,033%). Un évaporateur permet de fixer le titre à l'entrée de la section d'essais. Un bilan thermique est effectué en amont et aval de la section d'essais. Les circuits sont calorifugés de façon que l'écoulement puisse être considéré comme adiabatique dans la section d'essais.

### 2.2. La section d'essais

La section d'essais est réalisée en polycarbonate poli permettant la visualisation des écoulements dans le distributeur et dans les mini-canaux. Elle consiste en un distributeur de 16 mm de diamètre, 90 mm de long dans lequel sont insérés 8 barrettes de 7 mini-canaux rectangulaires ( $D_h = 0,889$  mm) d'une longueur de 230 mm (figure 2) ; la profondeur d'insertion des barrettes à l'intérieur du distributeur est de 8 mm. Le fluide utilisé est le HFE 7100 dont la température d'ébullition à pression atmosphérique est de 61°C. L'instrumentation permet de déterminer la répartition du débit et du titre en sortie de distributeur en fonction du débit et du titre en entrée. En entrée de section d'essais, le débit de frigorigène, la température et la pression sont mesurés respectivement par un débitmètre massique, une sonde de platine et un capteur de pression absolue 0/2 bars. 8 condenseurs à plaques sont placés en sortie de chaque barrette de mini-canaux. Les températures du HFE 7100 en entrée et en sortie de condenseur sont mesurées grâce à 16 sondes de platine; il en est de même sur le circuit d'eau (300). Les débits de frigorigène sont mesurés grâce à 8 débitmètres massiques, et sur le circuit d'eau (300) par 8 autres débitmètres massiques. Un bilan thermique est réalisé sur l'eau pour calculer le titre du frigorigène en sortie de chaque barrette. Les mesures de pression le long du distributeur sont réalisées grâce à un capteur de pression différentielle de grande précision -5/5 mbars. Deux autres capteurs de pression différentielle instrumentent la section d'essais : (1) -10/70 mbar pour la contraction

distributeur / mini-canaux et (2) -50/250 mbars pour les mini-canaux. L'instrumentation de la section d'essais est reliée à une centrale d'acquisition rapide couplée à un micro-ordinateur.

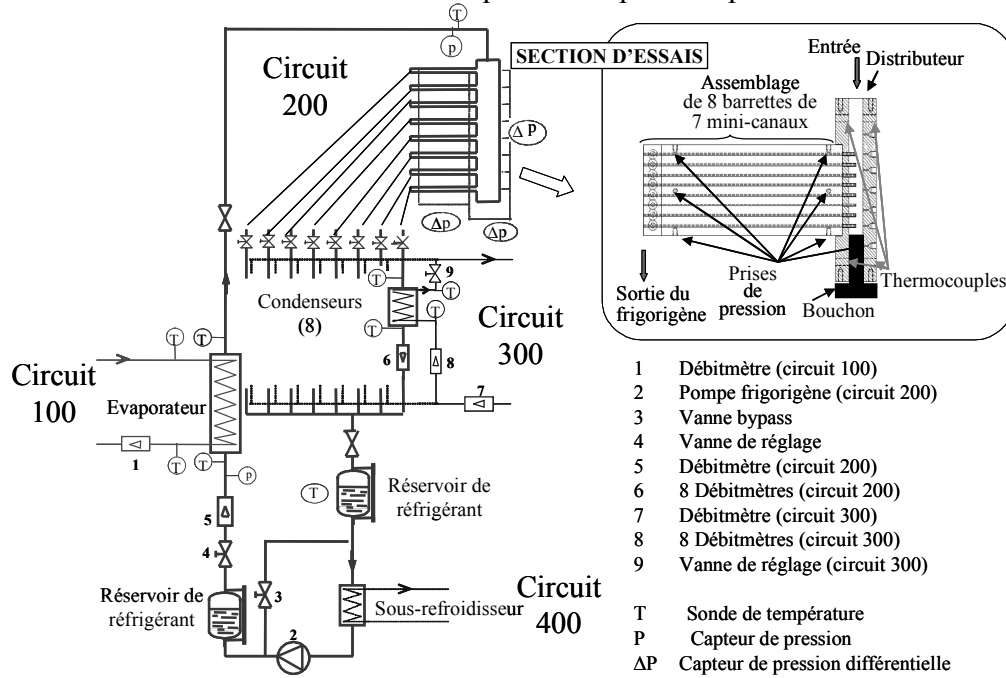


Figure 2 : Dispositif expérimental

### 3. Résultats expérimentaux

#### 3.1. Simple phase

Des essais en écoulement monophasique liquide sont réalisés afin de caractériser la section d'essais. On mesure la distribution des débits, les pertes de pression dans le distributeur et le long des mini-canaux.

##### 3.1.1. Distribution

La répartition des débits de HFE 7100 entre les 8 barrettes de mini-canaux est déterminée en comparant les débits massiques dans chaque barrette  $\dot{m}_i$  au débit massique total  $\dot{M}_0$ . La gamme de densité de flux massique  $G$  étudiée s'étend de 15 à 500 kg/(m<sup>2</sup>.s) en entrée de section d'essais. La représentation des débits massiques par barrette adimensionnés (débit / débit en entrée de section d'essais) montre que la distribution s'effectue de manière relativement homogène quel que soit le débit en entrée de section d'essais (Figure 3). En effet le rapport entre les pertes de pression mesurées dans le distributeur et dans les mini-canaux est supérieur à 10, ce qui homogénéise la distribution [2]. Soit un débit adimensionné moyen d'environ 0,125 ( $\pm 0,03$ ) dans chacune des barrettes de mini-canaux sauf pour la dernière barrette où une remontée de débit est observée due à l'« effet de fond ».

##### 3.1.2. Pertes de pression

Les pertes de pression régulières peuvent s'écrire :

$$\Delta P_{reg} = P_1 - P_2 = \int_1^2 \left( -\frac{dP}{dz} \right) dz = \int_1^2 \left( -\frac{dP_f}{dz} - \frac{dP_{acc}}{dz} - \frac{dP_g}{dz} \right) dz \quad (1)$$

Les pertes de pression par accélération sont négligées pour les écoulements adiabatiques.

Dans nos mesures, nous nous sommes affranchis des pertes de pression par gravité, les pertes de pression mesurées se résument donc aux frottements. Soit,

$$\Delta P_{reg} = \Delta P_f = 4.f \cdot \frac{G^2 \cdot L}{2 \cdot \rho \cdot D_h} \quad (2)$$

$4.f$  est le coefficient de Darcy que l'on extrait de nos mesures (figure 4).

D'après la littérature, les résultats pour les tubes conventionnels restent applicables dans les mini-canaux, [3,4,5]. Ainsi en régime laminaire et pour des canaux de section rectangulaire, nous utilisons la corrélation de Shah & London et en régime turbulent celle de Blasius.

$$4.f = 96 \cdot (1 - 1,3553 \cdot \gamma + 1,9467 \cdot \gamma^2 - 1,7012 \cdot \gamma^3 + 0,9564 \cdot \gamma^4 - 0,2537 \cdot \gamma^5) \quad (3)$$

$$4.f = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (4)$$

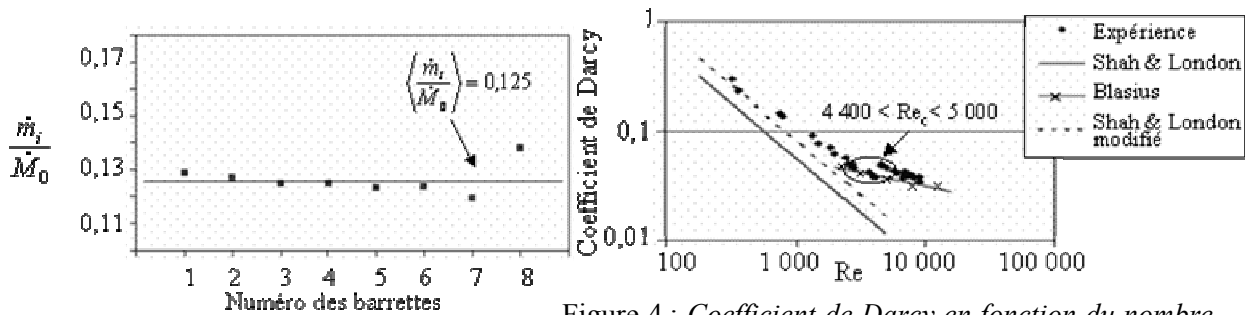


Figure 3 : Répartition des débits de HFE 7100 liquide en sortie du distributeur

Figure 4 : Coefficient de Darcy en fonction du nombre de Reynolds  $Re$  pour des mini-canaux rectangulaires ( $D_h = 0,889$  mm) avec  $G$  entre 100 et 3000  $kg/(m^2 \cdot s)$ .

En régime laminaire, les valeurs expérimentales obtenues sont supérieures à celles calculées ; le nombre de Reynolds de transition de régime (laminaire-turbulent) est compris entre 4 400 et 5 000. Deux hypothèses peuvent justifier ces résultats :

- Un effet d'entrée,  $L_{et. hyd.} = 0,072 \cdot (D_h \cdot Re)$ , soit une longueur comprise entre 0,03 et 0,64 m pour la gamme de nombre de Reynolds  $Re$  étudiée.
- Une rugosité accrue : une réaction chimique entre le polycarbonate et le HFE 7100 lors du polissage interne des mini-canaux a réduit localement le diamètre hydraulique (jusqu'à 25%).

En régime turbulent ( $Re > 5 000$ ), il y a un bon accord avec la corrélation de Blasius.

L'analyse des pertes de pression singulières dans le distributeur fera l'objet d'une publication ultérieure.

## 3.2. Double phase

### 3.2.1. Distribution

La distribution des débits pour différents titres en entrée de section d'essais a été mesurée pour une densité de flux massique de 35 à 120  $kg/(m^2 \cdot s)$ . Les écoulements dans le distributeur sont visualisés (figure 6) : pour tous les titres, on observe un écoulement annulaire avec une accumulation de liquide en fond (figures 5 et 6).

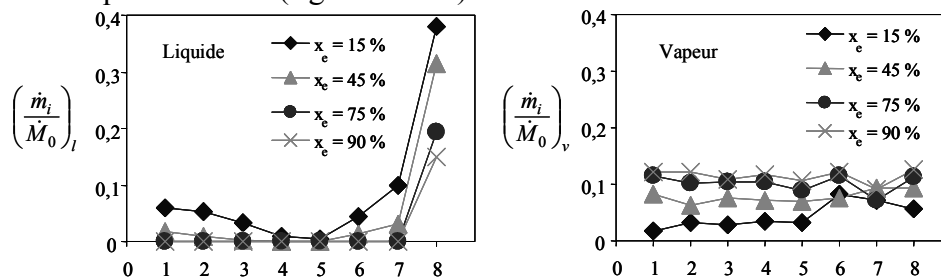


Figure 5 : Répartition des débits massiques adimensionnés de liquide et de vapeur dans les barrettes de mini-canaux pour différents titres en entrée de distributeur (0,15 / 0,45 / 0,75 / 0,90).

Cette hauteur de liquide est d'autant plus grande que le titre en entrée du distributeur est faible (figure 6). Les dernières barrettes sont donc suralimentées en liquide par rapport aux premières ; la répartition des débits de vapeur est plus homogène (figure 5). Lorsque le titre en entrée de section d'essais augmente, la distribution des débits s'homogénéise. Pour  $x_e > 45\%$ , les 6 premières barrettes, puis les 7 premières, sont remplies uniquement de vapeur.

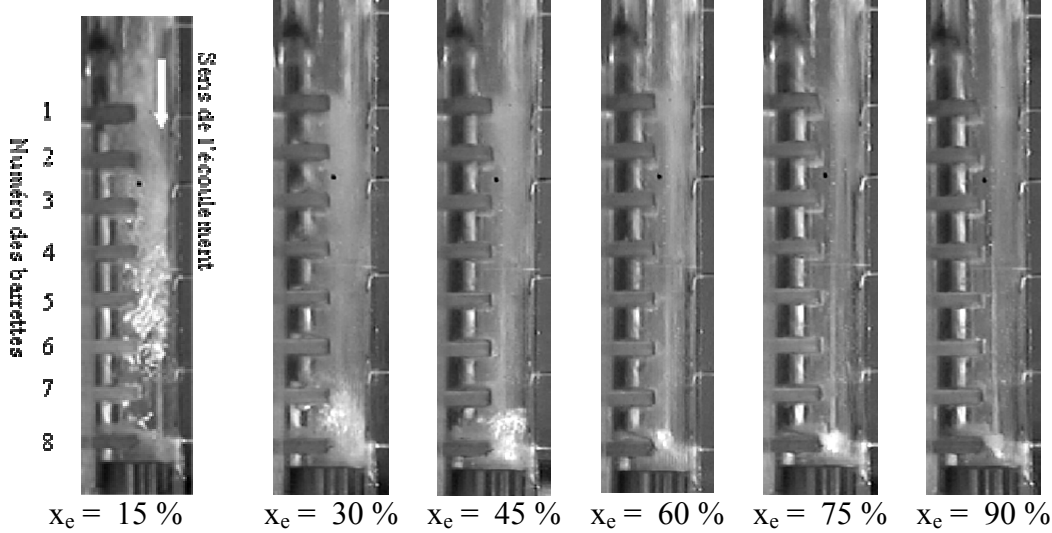


Figure 6 : Photographies des écoulements pour différents titres en entrée de distributeur, pour un débit massique de 55 kg/h.

### 3.2.2. Pertes de pression

Il existe différents types de modèles pour calculer la perte de pression par frottement en écoulement diphasique. Elle est souvent reliée à celle d'un écoulement monophasique à l'aide des facteurs  $\Phi_v^2$  et  $\Phi_l^2$  [6] définis par :

$$\frac{dP_f}{dz} = \Phi_v^2 \left( \frac{dP_f}{dz} \right)_v = \Phi_l^2 \left( \frac{dP_f}{dz} \right)_l \quad (5)$$

Où les indices l et v sont relatifs respectivement au liquide ou à la vapeur, et où  $(dP_f/dz)_v$  et  $(dP_f/dz)_l$  sont respectivement les pertes de pression de la vapeur et du liquide, en supposant qu'une seule phase s'écoule dans le canal.

Un autre type d'analyse fait appel à un multiplicateur différent :

$$\frac{dP_f}{dz} = \Phi_{lo}^2 \left( \frac{dP_f}{dz} \right)_{lo} \quad (6)$$

Où l'indice lo est relatif au liquide circulant seul avec la densité de flux massique totale,  $G = G_l + G_v$ . Le facteur multiplicatif  $\Phi$  est déterminé à partir de diverses corrélations [6,7,8,9]. Le terme de perte de pression en simple phase est déterminé à partir des équations classiques.

$$\left( \frac{dP_f}{dz} \right)_v = \frac{4f_v}{D_h} \frac{1}{2} \frac{G_v^2}{\rho_v}, \quad \left( \frac{dP_f}{dz} \right)_l = \frac{4f_l}{D_h} \frac{1}{2} \frac{G_l^2}{\rho_l}, \quad \left( \frac{dP_f}{dz} \right)_{lo} = \frac{4f_{lo}}{D_h} \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho_l} \quad (7), (8), (9)$$

Nos résultats sont comparés aux différents modèles existants (modèle homogène et [6,7,8,9,10]). Il apparaît que le modèle homogène donne les meilleures prédictions (écarts inférieurs à 15 %). La figure 7 présente ces comparaisons pour  $G = 397 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ . Un tel comportement a déjà été observé dans des mini-canaux [11] et a été attribué à l'absence de glissement entre les deux phases.

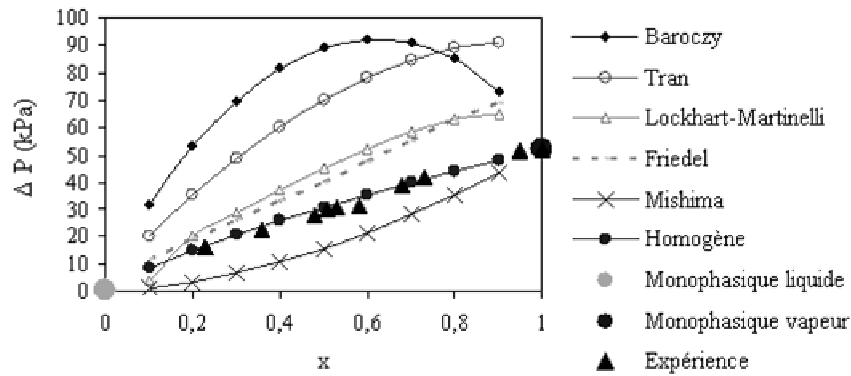


Figure 7 : Pertes de pression régulières en écoulement diphasique de HFE 7100 dans les mini-canaux ( $D_h=0,889\text{mm}$ ) pour  $G = 397 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ . Comparaison avec quelques corrélations usitées.

## 4. Conclusion

Une section d'essais en polycarbonate a permis de visualiser les écoulements dans un distributeur à mini-canaux et de les confronter aux mesures de débit et de pression. La distribution a été caractérisée. Les essais sont réalisés pour des écoulements mono- et diphasiques avec du HFE 7100 pour des densités de flux massique respectivement comprises entre 15 et 500  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ , et 35 à 120  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ . On a montré que la distribution du fluide était relativement homogène en écoulement monophasique. En écoulement diphasique, on a mis en évidence un passage préférentiel du fluide dans la dernière barrette pour tous titres. A fort titre, la distribution tend à s'homogénéiser. Les pertes de pression dans les mini-canaux en simple phase sont comparables aux relations classiques. En double phase, les mesures sont bien représentées par un modèle homogène comme cela a déjà été constaté dans la littérature.

## Références

- [1] S.G. Kandlikar, Fundamental issues related to flow boiling in mini-channels and micro-channels, *Exp. Thermal Fluid Sci* 26 (2002), 389-407.
- [2] R.H. Perry, P.W. Green, Chemical Engineers Handbook. Mc Graw-Hill (1997).
- [3] G.L. Morini, Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results. Short survey. *International Journal of Thermal Sciences* 43 (2004), Issue 7, 631-651.
- [4] B. Agostini, B. Watel, A. Bontemps, B. Thonon, Liquid flow friction factor and heat transfer coefficient in small channels: an experimental investigation. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2004), 97-103.
- [5] R. Bavière, S. Le Person, M. Favre-Marinet, F. Ayela, Les lois de l'hydrodynamique et des transferts thermiques par convection forcée aux microéchelles : Nouvelles théories ou erreurs expérimentales ? 665-670, SFT.2006, 16-19 ai 2006, Ile de Ré, France.
- [6] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress Symposium* 45 (1949), 39-48.
- [7] T. Tran, M. Wambsganss, D. France, J. Jendrzeczyk, Boiling heat transfer in a small horizontal rectangular channel, *Heat Transfer, Atlanta, AIChE*, 89 (1993), 253-261.
- [8] K. Mishima, T. Hibiki, H. Nishihara, Some characteristics of gas-liquid flow in narrow rectangular ducts. *International Journal of Multiphase Flow* 19 (1993), February 1993, 115-124.
- [9] D. Chisholm, Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 16 (1967), 347-348.
- [10] L.Friedel, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. *European Two Phase Flow Group Meeting*, Paper N° 2 (1979), Ispra, Italy.
- [11] B. Agostini, A. Bontemps, Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channel. *Int. J. Heat and Fluid Flow* 26 (2005), 296-306.