

**République algérienne démocratique et populaire**

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la recherche scientifique**

**Université Mentouri Constantine**

**Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

**Département de Génie Climatique**

N° d'ordre :.....

Série :.....

**Mémoire présenté pour l'obtention d'un diplôme de :**

Magister en Génie Climatique  
Option : Thermique du bâtiment et réfrigération

**PAR :**

**Ameur Menad Chawki**

**THEME: ETUDE D'UNE MACHINE  
FRIGORIFIQUE A MICRO CANAUX**

**Devant le jury :**

<b>Président</b>	<b>: Abed Naser Kaabi</b>	<b>Professeur Univ. Mentouri Constantine</b>
<b>Rapporteur</b>	<b>: Yacine Khetib</b>	<b>Professeur Univ. Mentouri Constantine</b>
<b>Examineur</b>	<b>: M. Salah Rouabah</b>	<b>MC Univ. Mentouri Constantine</b>
	<b>: Gomri Rabah</b>	<b>MC Univ. Mentouri Constantine</b>

**DATE DE SOUTENANCE : \_\_\_\_\_**



Dédicace

**A mes parents**

## REMERCIEMENTS :

Je tiens à remercier en premier lieu Monsieur le Professeur : **Khatib Yacine** d'avoir accepté d'être l'encadreur de cette thèse.

Je remercie tous particulièrement Monsieur **Kaabi Abed Naser**, professeur à l'**université Mentouri de Constantine**, ainsi que Monsieur **Gomri Rabah**, MC à l'**université Mentouri de Constantine**, qui ont accepté de juger ce travail et d'en être le président et un membre dans ce jury.

Je suis très comptant quant à la présence de Monsieur **Rouabah M. Salah** MC à l'**université Mentouri de Constantine** dans ce jury.

Je tiens également à remercier Monsieur **Abed el attif Saïda**, D P Q & S à la S A E.

Je souhaite enfin remercier mes amis, en particulier Amar, Wahid, Boudjamaa, Salah Eddine Boussena, Cherif Ben Salah ... Pour leurs encouragements.

Merci enfin à Abed el Waheb Boulmdiasse.

## Sommaire :

**Nomenclature**

**Liste des figures et des schémas**

**Liste des tableaux**

**Introduction générale**

### **Chapitre I : étude d'une machine frigorifique à micro canaux.**

<b>I</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>I.1</b>	<b>Définition du froid dans une machine frigorifique à micro canaux</b>	<b>1</b>
<b>I.2</b>	<b>Description d'une machine frigorifique à micro canaux</b>	<b>1</b>
	<b>a) Le micro-compresseur</b>	<b>4</b>
	<b>b) Détendeur à faible capacité</b>	<b>5</b>
	<b>c) Le micro-condenseur</b>	<b>5</b>
	<b>d) Micro-évaporateur</b>	<b>6</b>
<b>I.3</b>	<b>Critères de choix des fluides frigorigènes dans une installation frigorifique à micro canaux</b>	<b>7</b>
<b>I.4</b>	<b>Principe de fonctionnement d'une installation frigorifique à micro canaux</b>	<b>7</b>
<b>I.5</b>	<b>conception d'un micro-échangeur de chaleur utilisé dans une machine frigorifique à micro canaux</b>	<b>8</b>
<b>I.6</b>	<b>Formes des micro-canaux utilisés pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur</b>	<b>10</b>
	<b>I.6.1 Les avantages des Micro-échangeurs</b>	<b>11</b>
	<b>I.6.2 Les inconvénients des micro-échangeurs</b>	<b>11</b>
<b>I.7</b>	<b>Phénomènes physiques à l'interface d'un micro canal</b>	<b>11</b>

a) Double couche électrique (DCE ou EDL en anglais)	11
b) l'électro-osmose	12
c) l'effet électro-visqueux	12
<b>I.6.3</b> Représentation du cycle d'une machine frigorifique à micro canaux dans le diagramme de Mollier	13
<b>I.7</b> Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à micro canaux	13
Conclusion	14

## **Chapitre II : Recherche bibliographique**

<b>II</b> Introduction	15
<b>II.1</b> Développement de la recherche bibliographique	15
<b>II.2</b> Recherches bibliographiques sur les différents phénomènes à l'interface d'un micro canal	47
<b>II.3</b> Conclusion	50

## **Chapitre III : modélisation d'un micro-évaporateur.**

<b>III</b> Introduction	51
<b>III.1</b> Description du micro évaporateur utilisé	51
<b>III.2</b> hypothèses simplificatrices	52
<b>III.3</b> formulation mathématique	52
a) Calcul de La puissance frigorifique	52
b) Calcul de la température moyenne du fluide frigorigène	52
c) Calcul de la température de sortie du fluide secondaire	53
d) Calcul de la valeur de $\Delta T_{LM}$	54
e) Calcul du coefficient global de transmission de chaleur par conduction K	54
<b>e.1</b> Calcul du nombre de Reynolds pour le fluide frigorigène à l'état diphasique	55

e.2 Calcul de la vitesse du fluide frigorigène	55
f) Calcul du coefficient de transfert convectif diphasique $h_{dp}$	56
f. 1) Le nombre de Prandtl pour le fluide frigorigène	57
g) Calcul du coefficient de transfert convectif du fluide secondaire (surface externe du micro-canal) : $h_{e_{f_2}}$	57
g.1 Calcul du nombre de Prandtl pour le fluide secondaire (air)	58
g.2 La puissance du micro-évaporateur	58
h) Calcul de la surface d'échange du micro-évaporateur	59
I) Calcul de la quantité de chaleur échangé par les ailettes	59
<b>III.4</b> L'organigramme du modèle développé	61

## **Chapitre IV : Résultats et discussions**

<b>IV.1</b> Introduction	64
<b>IV.2</b> Résultats et discussions	64
Conclusion	81
Conclusion générale	82

## **REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE**

### **ANNEXES**

**Annexe A**

**Annexe B**

**Annexe C**

**Annexe D**

### **RESUMES.**

## Nomenclature :

$m$  : le débit massique à l'entrée du micro-échangeur (kg/s)

$v, U$  : c'est la vitesse (m/s)

$t$  : le temps (s)

$B$  : la force appliquée sur le volume de contrôle (N)

$P$  : la pression (bar), (kPa)

$F_{\text{visc}}$  : les forces de viscosité sur le surface de contrôle (N s/m<sup>2</sup>)

$E$  : énergie du volume de contrôle (J)

$Q_s$  : la quantité de chaleur évacuée par le volume de contrôle (W)

$U$  : énergie interne du liquide à coté du volume de contrôle (J)

$u_k$  : une composante du vecteur vitesse (m/s)

$g_i$  : une composante des forces de volume par unité de masse (N/kg)

$e$  : l'énergie interne (J/kg)

$q_k$  : la somme des composantes conductrices et radiatives des vecteurs de flux de chaleur (W)

$L_c$  : une dimension caractéristique de l'écoulement (m)

$C$  : la vitesse du son dans le fluide (m/s)

$T$  : la température (K)

$R$  : la constante spécifique du gaz (J/mol K)

$y$  : la direction normale (m)

$x$  : la direction longitudinale (m)

$T$  : la température de référence (K)

$C_{p_f}$  : chaleur spécifique du fluide frigorigène (kJ/kg K)

$K$  : Le coefficient global de transmission de chaleur (W/m<sup>2</sup>K)



T: température du fluide frigorigène (K)

$h_r, h_a$  les coefficients de transfert de chaleur par convection coté fluide frigorigène et coté surface externe (W/m K)

e : l'épaisseur du micro canal (mm)

$D_h$  : le diamètre hydraulique ( $\mu\text{m}$ )

r : la coordonnée radiale (Rad)

h : l'enthalpie volumique ( $\text{kJ/m}^3$ )

$n_c$  : la densité du volume de contrôle ( $\text{kg/m}^3$ )

K : le flux absorbé (W)

m : la masse moléculaire de la vapeur (kg/mol)

$Q_v$  l'enthalpie d'évaporation par molécule (kJ/kg.mol)

z : la profondeur du thermocouple (m)

W : épaisseur du micro canal (m)

Q : La puissance frigorifique d'un micro évaporateur (kW)

$\Delta\text{TLM}$  : Le logarithme moyen (sans unité)

$h_{dp}$  : le coefficient de transfert convectif coté fluide frigorigène (W/m K)

$h_{fs}$  : coefficient de transfert convectif du fluide secondaire (W/m K)

G : la vitesse massique ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ).

D : diamètre interne (m)

X : le titre en vapeur du fluide frigorigène (%)

$Co$  : Le Coefficient de transfert convectif (W/m K)

S : la surface d'échange de chaleur ( $\text{m}^2$ )

### **Les indices :**

e : entrée.

s : sortie.

eff : entrée du fluide frigorigène.

sff: sortie du fluide frigorigène.

0: référence.

i : incidentes.

r : réfléchies.

moyff : moyenne du fluide frigorigène.

moyfs : moyenne du fluide secondaire.

### **Lettres grecques :**

$\mu$  : la viscosité dynamique (Pa s)

$\rho$  : la densité (kg/m<sup>3</sup>)

$\nu$  : la viscosité cinématique du fluide (m<sup>2</sup>/s)

$\alpha$  : le coefficient de compressibilité isotherme.

$\beta$  : le coefficient de compressibilité isobare.

$\lambda$  : le libre parcours moyen (W/m K)

$\sigma_v$  : appelé coefficient de réflexion ou coefficient d'accommodation

$\sigma_{ki}$  : une composante du tenseur des contraintes

$\gamma$  : le rapport des chaleurs spécifiques à volume constant et à pression constante du fluide.

$\varepsilon$  : l'efficacité

$\delta_w$ : l'épaisseur du micro canal (m)

$\eta_v, \eta_g$  : les densités atomiques de la vapeur et du gaz (kg/m<sup>3</sup> mol)

$\beta$  : les coefficient de blocage

**Nombres adimensionnel :**

Re : nombre de Reynolds

Pr : nombre de Prandtl

Bo : Le nombre d'ébullition

Bo\* : Le nombre d'ébullition modifié

Fr : nombre de Froude

Ec : le nombre d'Eckert

Ma : le nombre de Mach

### Liste des figures :

N° de la figure.	Titre	P
<b>Figure : I.1</b>	représente les composants d'une machine frigorifique à micro canaux	2
<b>Figure : I.2</b>	description d'une machine frigorifique à micro canaux	3
<b>Figure : I.3</b>	Micro-compresseur.	4
<b>Figure : I.4</b>	détendeur à faible capacité en frigorigène	5
<b>Figure : I.5</b>	Micro condenseur.	5
<b>Figure : I.6</b>	Micro évaporateur en cuivre.	6
<b>Figure : I.7</b>	représente un micro évaporateur en silice.	6
<b>Figure : I.8</b>	diamètre hydraulique ( $D_h$ ) des différentes technologies d'échangeurs.	8
<b>Figure : I.9</b>	Exemple d'un micro échangeur.	9
<b>Figure : I.10</b>	exemples des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur	10
<b>Figure : I.11</b>	les différentes formes géométriques des micro-canaux	10
<b>Figure : I.12</b>	Double couche électrique à la surface d'un solide non conducteur.	12
<b>Figure : I.13</b>	diagramme de Mollier	13
<b>Figure : II. 1</b>	la forme d'un micro-échangeur étudié par Pascal hubert et Meysam Rahmat	16
<b>Figure : II. 2</b>	vitesse à une distance de $10\mu\text{m}$ au centre du plan symétrie (micro canal circulaire).	17
<b>Figure : II. 3</b>	vitesse à une distance de $10\mu\text{m}$ au centre du plan symétrie (micro canal triangulaire).	18
<b>Figure : II. 4</b>	vitesse à une distance de $10\mu\text{m}$ au centre du plan symétrie (micro canal trapézoïdale)	18
<b>Figure : II. 5</b>	profil d'une température constante (K), en fonction de la longueur de refroidissement dans une section sur un plan symétrique.	19
<b>Figure : II. 6</b>	dimensionnement d'une longueur de refroidissement pour des différentes sections.	19
<b>Figure : II. 7</b>	effet de la distance d'intervalle sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux.	20
<b>Figure : II. 8</b>	effet de la largeur sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux.	20
<b>Figure : II. 9</b>	effet de la hauteur sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux.	21

<b>Figure : II. 10</b>	représente l'écoulement d'azote, $T=294.2K$ , $P_{sortie}=2,0.10^5Pa$ $0.01 < Kn < 0.017$ .	<b>25</b>
<b>Figure : II. 11</b>	représente l'écoulement d'azote, $T=294.2K$ , $P_{sortie}=0,65.10^5Pa$ $0.01 < Kn < 0.017$	<b>25</b>
<b>Figure : II. 12</b>	représente l'écoulement d'azote, $T=294.2K$ , $P_{sortie}=0,65.10^5Pa$ $0.027 < Kn < 0.053$	<b>26</b>
<b>Figure : II. 13</b>	représente l'écoulement d'hélium, $T=294.2K$ , $P_{sortie}=1,90.10^5Pa$ $0.029 < Kn < 0.053$	<b>26</b>
<b>Figure : II. 14</b>	représente l'écoulement d'hélium, $T=294.2K$ , $P_s=1,026.10^5Pa$ , $0.05 < Kn < 0.1$ .	<b>27</b>
<b>Figure : II. 15</b>	écoulement d'azote, $T=294.2K$ , $P_2=1,9.10^5Pa$ , $0.016 < Kn < 0.03$ .	<b>27</b>
<b>Figure : II. 16</b>	écoulement d'azote, $T=294.2K$ , $P_{sortie}=0,65.10^5Pa$ , $0.04 < Kn < 0.09$	<b>28</b>
<b>Figure : II. 17</b>	écoulement d'hélium, $T=294,2K$ , $P_{sortie}=1,9.10^5Pa$ , $0,05 < Kn < 0,09$	<b>28</b>
<b>Figure : II. 18</b>	écoulement d'azote, $T=294,2K$ , $P_{sortie}=1,9.10^5Pa$ $0.035 < Kn < 0.06$	<b>29</b>
<b>Figure : II. 19</b>	écoulement d'azote, $T=294,2K$ , $P_{sortie}= 1,2.10^5Pa$ , $0.05 < Kn < 0.1$	<b>29</b>
<b>Figure : II. 20</b>	débits d'écoulement, $T=294,2K$ , $P_1/P_2=1.8$	<b>30</b>
<b>Figure : II. 21</b>	représente les paramètres utilisés par Chang et Wang (1997)	<b>31</b>
<b>Figure : II. 22</b>	Le coefficient de transfert de chaleur à la phase de condensation en fonction de la qualité de la vapeur.	<b>32</b>

<b>Figure : II. 23</b>	représente le coefficient de transfert mesuré à la phase de la condensation par l'utilisation des différentes corrélations (Webb, Lin, Shah) en fonction de la longueur du micro-canal.	<b>32</b>
<b>Figure : II. 24</b>	cartographie thermique, résultant d'un filet de thermocouple.  (Débit= $20 \cdot 10^{-3}$ kg/s, température en °C).	<b>33</b>
<b>Figure : II. 25</b>	représente la variation du coefficient de transfert chaleur par convection naturelle à la phase de la condensation en fonction de la longueur du micro canal.	<b>33</b>
<b>Figure : II. 26</b>	dynamique de la surface de contact entre la matière éjectée et le gaz ambiant en fonction du temps.	<b>35</b>
<b>Figure : II. 27</b>	influence de la rugosité sur le profil de la vitesse d'un écoulement laminaire en micro canal bidimensionnel. a) tout le micro-canal.	<b>37</b>
<b>Figure : II. 28</b>	influence de la rugosité sur le profil de la vitesse d'un écoulement laminaire en micro-canal bidimensionnel. b) vue rapprochée près de la paroi.	<b>37</b>
<b>Figure : II. 29</b>	l'effet de la rugosité relative $k^*$ pour un réseau de rugosité homogène ( $k_e^*=1 \mu\text{m}$ , h variable).	<b>38</b>
<b>Figure : II. 30</b>	influence de la rugosité k sur la hauteur du micro-canal $\zeta$ ( $\zeta=1-h_r/h$ )	<b>38</b>
<b>Figure : II. 31</b>	influence de la hauteur des rugosités sur la hauteur du micro-canal  $\zeta$ ( $\zeta=1-h_r/h$ ).	<b>39</b>
<b>Figure : II. 32</b>	Contributions relatives des contraintes visqueuses et de trainée en fonction de $k^*$ (rugosité relative).	<b>39</b>

<b>Figure : II.33</b>	Comparaison entre les prévisions du modèle pour un réseau homogène et les résultats expérimentaux des micro-canaux rugueux	40
<b>Figure : II.34</b>	représente le coefficient de transfert convectif en fonction du titre en équilibre thermodynamique a) $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$ , $T_{in}=60^{\circ}\text{C}$	41
<b>Figure : II.35</b>	Comparaison entre le coefficient de transfert convectif mesuré à l'ébullition et le coefficient de transfert convectif de prévision a) $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$ , $T_{in}=60^{\circ}\text{C}$ .	42
<b>Figure : II.36</b>	Comparaison de nombre de Nusselt expérimentale avec les corrélations classiques et de Peng.	43
<b>Figure : II.37</b>	Comparaison du nombre de Poiseuille expérimentale et théorique.	43
<b>Figure : II.38</b>	Nombre de Poiseuille à section carrée avec un diamètre de 1mm	44
<b>Figure : II.39</b>	Nombre de Poiseuille à section carrée avec une hauteur $h \leq 2\mu\text{m}$	44
<b>Figure : II.40</b>	Nombre de Poiseuille. Micro canaux à surface rugueuse	45
<b>Figure : II.41</b>	Influence des rugosités sur la transition à la turbulence	45
<b>Figure : II.42</b>	Influence de la hauteur du micro canal sur le nombre de Nusselt $x^*=0.02$ ( $x^*=x/(Dh.Re.Pr)$ ). Données brutes.	46
<b>Figure : II.43</b>	Influence de la hauteur du micro canal sur le nombre de Nusselt. Données corrigées. Densité moyenne de flux $40\text{kW/m}^2$ .	46
<b>Figure : II.44</b>	le nombre de poiseuille normalisé du régime laminaire $C^{lam}$ en fonction de Re pour les micro-écoulements liquides d'après Sharp et Adrian [SHA2004]	47
<b>Figure : II.45</b>	variation du nombre de Poiseuille et du nombre de Reynolds. Micro canal rugueux	48
<b>Figure : II.46</b>	Comparaison des données actuellement disponibles expérimentales	49
<b>Figure : II.47</b>	écoulement d'eau et des protons près d'une paroi chargée (modèle d'une double couche électrique)	50
<b>Figure : III. 1</b>	représente le micro évaporateur étudié.	51
<b>Figure : III. 2</b>	digramme de Mollier.	53
<b>Figure : III. 3</b>	variation de la température le long du micro évaporateur	53
<b>Figure : III. 4</b>	vue des ailettes utilisées	59
<b>Figure : III. 5</b>	représentation de la méthode de soufflage de l'air	60
<b>Figure : III. 6</b>	représentation des caractéristiques des ailettes	60
<b>Figure : III. 7</b>	organigramme du calcul d'un micro-évaporateur	61
<b>Figure : IV. 1</b>	variation de la température de la paroi, et du fluide frigorigène en fonction du titre en vapeur frigorigène. (R134a)	64
<b>Figure : IV. 2</b>	variation du coefficient de transfert convectif en fonction de la densité de flux de chaleur (R134a)	65
<b>Figure : IV. 3</b>	Carte de débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée	66

<b>Figure : IV. 4</b>	variation du titre en fonction de la vitesse massique	<b>67</b>
<b>Figure : IV. 15</b>	variation du coefficient de transfert convectif en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène.	80
<b>Figure : IV. 16</b>	pression de saturation en fonction de la température de saturation pour CO <sub>2</sub>	81
<b>Figure : IV. 17</b>	comparaison entre deux formes géométriques d'un micro canal	82



**Liste des tableaux :**

N° du tableau.	Titre	p
<b>Tableau : I.1</b>	classement des diamètres des micro-canaux	9
<b>Tableau : III. 1</b>	valeur numérique des différentes caractéristiques de l'ailette.	60
<b>Tableau : IV.2</b>	variation de la température de la paroi, et du fluide frigorigène en fonction du titre en vapeur frigorigène. (R134a)	D. 1
<b>Tableau : IV.3</b>	variation du coefficient de transfert convectif en fonction de la densité de flux de chaleur (R134a)	D. 2
<b>Tableau : IV.4</b>	Carte de débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée	D. 3
<b>Tableau : IV.5</b>	variation du titre en fonction de la vitesse massique	D. 3
<b>Tableau : IV.6</b>	variation du coefficient de transfert convectif diphasique en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène	D. 4
<b>Tableau : IV.7</b>	variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (R134a)	D. 5
<b>Tableau : IV.8</b>	variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds. (R134a)	D. 6
<b>Tableau : IV.9</b>	micro évaporateur pour la variation de la valeur de $h_0$ de l'air	D. 7
<b>Tableau: IV.10</b>	calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des vitesses d'air variables	D. 8
<b>Tableau: IV.11</b>	calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des températures d'évaporation variables	D.8
<b>Tableau: IV.12</b>	carte du débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée. Pour Le R22	D. 9
<b>Tableau: IV.13</b>	variation de la température de la paroi en fonction de la puissance d'un micro évaporateur	D. 9
<b>Tableau: IV.14</b>	variation du débit en fonction de la puissance d'un micro évaporateur	D. 10
<b>Tableau: IV.15</b>	chute de pression d'un micro évaporateur en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène R410A	D. 11
<b>Tableau: IV.16</b>	variation du coefficient de transfert convectif en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène.	D. 12
<b>Tableau: IV.17</b>	pression de saturation en fonction de la température de saturation pour CO <sub>2</sub>	D. 13
<b>Tableau: IV.18</b>	comparaison entre deux formes géométriques d'un micro canal	D. 14

## **Introduction générale :**

L'étude d'une machine frigorifique à micro canaux nécessite la bonne compréhension des différents phénomènes physique, comme par exemple la micro-fluidique, et le transfert de chaleur dans les microstructures. L'installation frigorifique à microcanaux consiste les composants suivantes (micro-évaporateur, micro-condenseur détenteur à faible capacité, et micro-compresseur...), donc l'application de la notion micro-fluidique est spécialement pour les micro-évaporateurs et les micro-condenseurs. L'étude du transfert de chaleur dans les micro-évaporateurs et les micro-condenseurs est différente à celle d'échangeurs ordinaires (classique).

Une installation frigorifique à micro canaux consiste une quantité limitée de fluide frigorigène, ce qui montre que l'influence sur l'environnement est très réduite. Au cours de plusieurs années de très nombreuses études du fait de leur impact sur la réduction de la charge du fluide frigorigène. Ces études sont portées sur la recherche des nouveaux types d'échangeurs de chaleur, et sur l'adaptation de nouvelles technologies (nanotechnologie). Les études sur les fluides dits (naturels) sont nombreuses, en particulier celles qui sont relatives à l'emploi des hydrocarbures. Le nouveau développement des équipements (micro-évaporateur, micro-condenseur) provoque la minimisation de la quantité de fluide frigorigène dans les machines frigorifiques à micro canaux. Le champ d'étude est encore très vaste.

Finalement on peut dire que l'utilisation des machines frigorifiques à micro canaux donne des avantages très intéressants sur la protection de l'environnement.

L'étude du transfert de chaleur et de la mécanique du fluide dans les micro-évaporateurs (les micro-condenseurs) est basée sur l'étude expérimentale de chaque variable, car l'application des différentes corrélations obtenues par des chercheurs montrent une plage d'application limitée, c'est-à-dire si on change les hypothèses posées les corrélations sont inapplicables.

La recherche au domaine des microstructures (micro-évaporateur, micro-condenseur) est très intéressante surtout au froid, car Les installations frigorifiques à micro canaux consomment une quantité d'énergie très réduite. L'évaluation dans ce

Mémoire, est d'exposé dans une première partie une revue bibliographique consacré à la description générale d'une installation frigorifique à micro canaux, on a consacré notre recherche sur l'étude des micro-échangeurs.

Dans un deuxième temps, on décrit les différentes recherches bibliographiques concernant la micro fluidique et le transfert de chaleur dans les micro-échangeurs, avec ces résultats obtenus, cette recherche bibliographique nous donne des notions très vastes sur les différents phénomènes physiques appliqués dans une installation frigorifique à micro canaux.

Puis on passe au modèle sélectionné. Pour notre cas on a sélectionné un modèle d'un micro-évaporateur.

Enfin on a validé les résultats obtenus. Les résultats obtenus sont faits par Le programme fortran90.

## **I. Introduction :**

L'étude d'une machine frigorifique à micro canaux mis en évidence, la possibilité de diminuer considérablement la masse du fluide frigorigène contenu dans une installation frigorifique. Une machine frigorifique à micro canaux est constituée de cinq éléments principaux : un micro-condenseur, un micro-évaporateur, un canal pour la circulation du fluide frigorigène, un micro-compresseur, et un détendeur à faible capacité. Les échangeurs avec changement de phase sont les micro-condenseurs et de micro-évaporateurs. Le cout d'investissement d'une machine frigorifique à micro canaux est réduit, ce qui montre la réduction du prix de la conception d'une part, et de réduire l'influence sur l'environnement d'autre part (réduction de la quantité du fluide frigorigène). L'application du froid dans les microstructures reste encore nouvelle (travaux d'actualité).

### **I.1 Définition du froid dans une machine frigorifique à micro canaux :**

Le froid dans les microstructures est défini par l'abaissement de la température d'un composant chauffé, qu'il s'agisse d'une machine frigorifique à micro canaux. Seules les températures et les pressions de fonctionnement sont différentes aussi bien dans les volumes à refroidir que dans le circuit frigorifique.

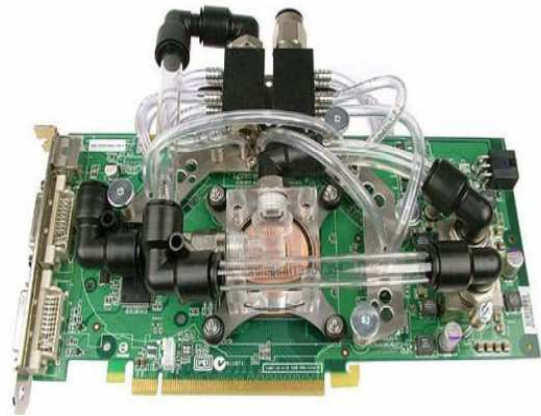
Il existe différentes façons d'obtenir du froid appliqué aux microstructures. Le principe réside en un transfert de calories. Pour ceci, la solution la plus répandue consiste à utiliser la compression/détente d'un fluide frigorigène dans une installation frigorifique à micro canaux. En effet le passage de l'état liquide à l'état gazeux consomme des calories.

### **I.2 Description d'une machine frigorifique à micro canaux :**

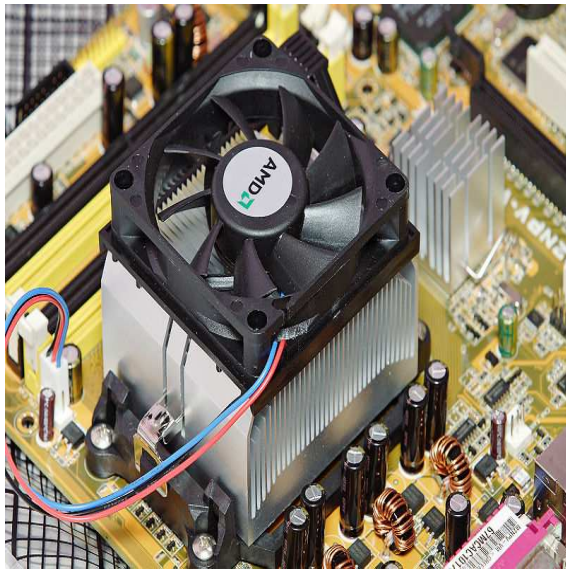
Chaque installation frigorifique à micro canaux est constituée des équipements suivants : micro-compresseur, micro-condenseur, détendeur à faible capacité, micro-évaporateur et qui sont associés à des équipements annexes. Voici un modèle d'une installation frigorifique à micro-canaux.



a)



c)



b)



d)

Figure I.1 : représente les composants d'une machine frigorifique à micro canaux.

[I.1]

- a) Micro évaporateur convection naturelle
- b) Micro évaporateur convection forcé
- c) Machine frigorifique à micro canaux pour le refroidissement d'une plaque électronique

d) Micro évaporateur à des températures élevées.

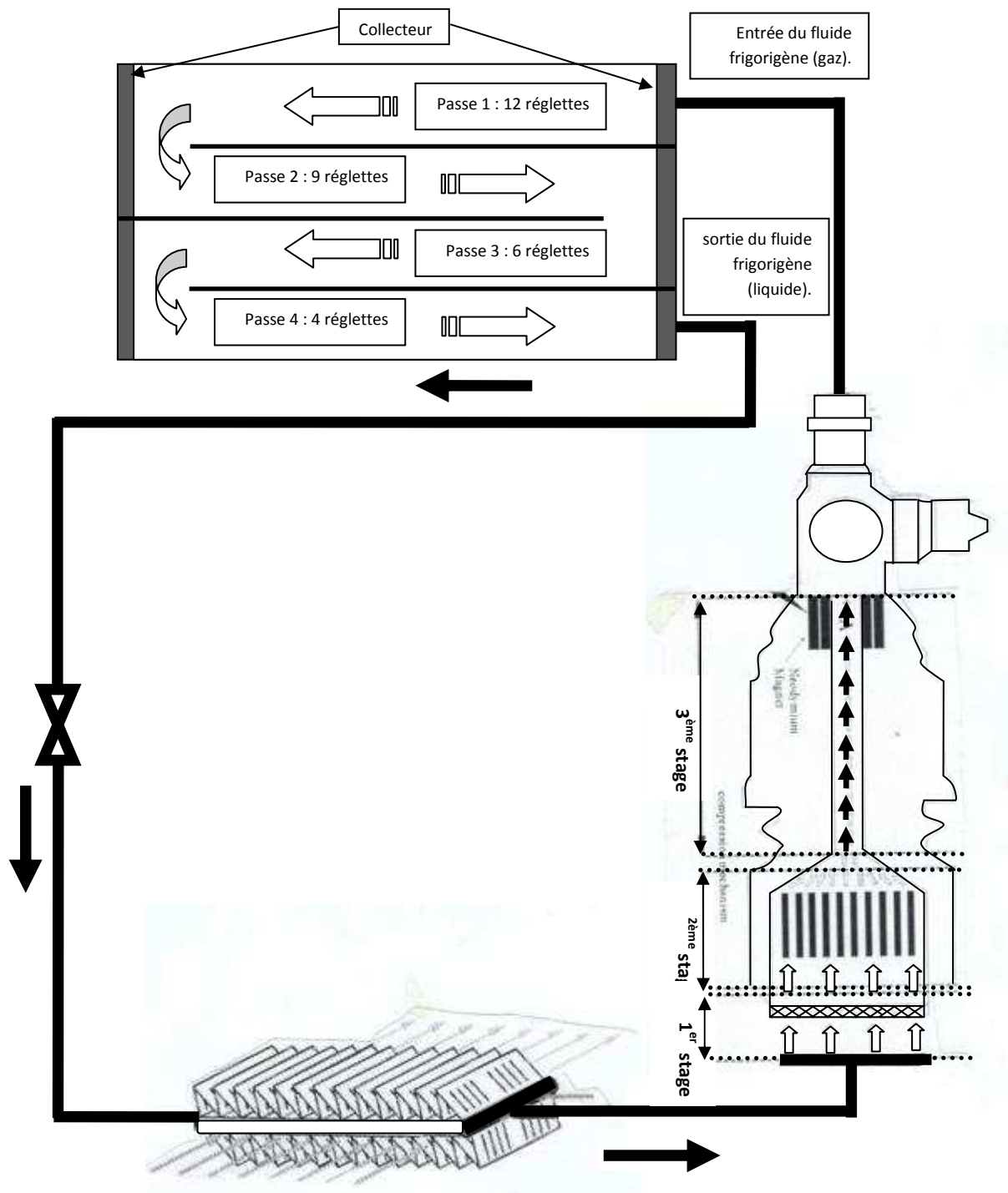


Figure I.2 : description d'une machine frigorifique à micro canaux.

Les études approfondies montrent que la diminution de la taille de l'installation donne un bon coefficient de performance.

## **a) Le micro-compresseur :**

C'est un équipement mécanique utilisé pour l'augmentation de la pression, de la basse pression vers la haute pression. La compression s'effectue entre deux températures différentes, ou le fluide frigorigène est à l'état gazeux. Les pertes de charge au niveau de compresseur provoquent la réduction de la puissance frigorifique d'une machine à micro canaux.

### **a.1 : Modèle d'un micro compresseur :**



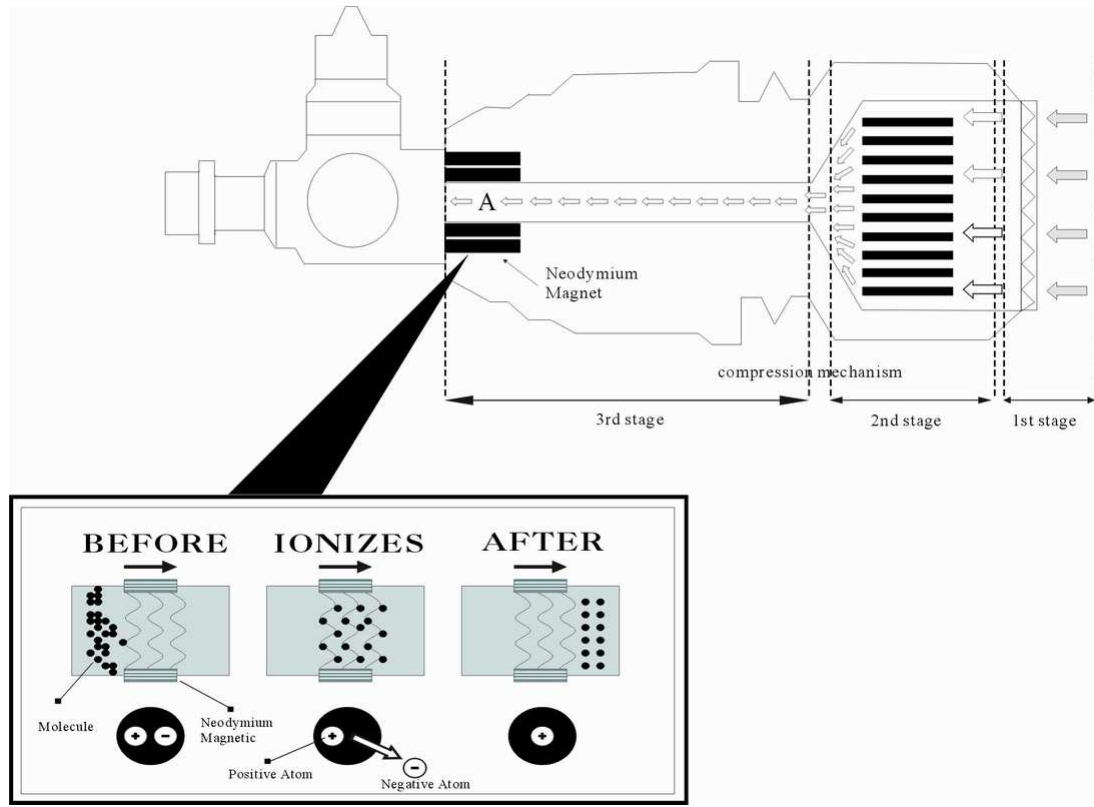


Figure I.3: micro-compresseur. [1]

**b) Détendeur à faible capacité:**

C'est un détendeur de petite capacité en frigorigène son rôle est de chuter la pression du fluide frigorigène de la haute pression vers la basse pression. On utilise ce type de détendeur seulement dans les machines frigorifiques à micro canaux, car la charge est réduite et la vitesse de circulation est élevée.

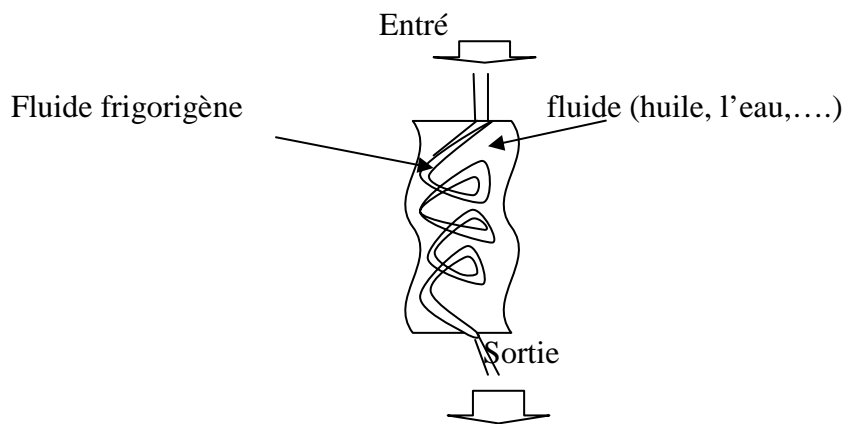


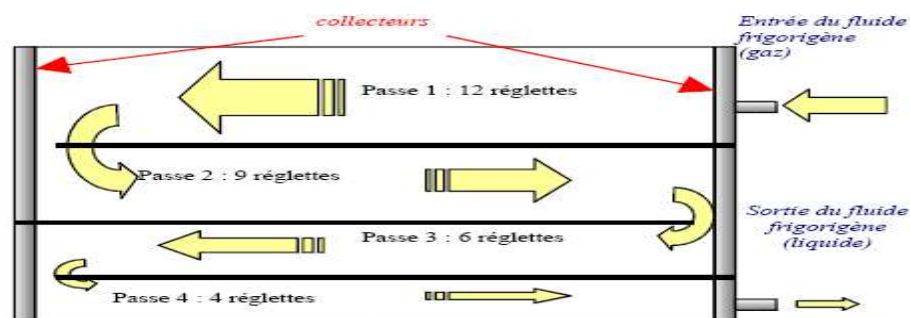
Figure I.4 : détendeur à faible capacité en frigorigène.



**c) Le micro-condenseur :**

C'est un micro-échangeur avec changement de phase, son rôle est de condenser le fluide frigorigène sous forme de vapeur. La condensation du fluide frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation  $Q_c$  à la température  $T_c$ .

L'échange de chaleur s'effectue entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement qui peut être liquide (eau en générale) ou gazeux (air). On notera que le phénomène de condensation s'effectuant à une température constante, seule la température du fluide refroidissant varie.

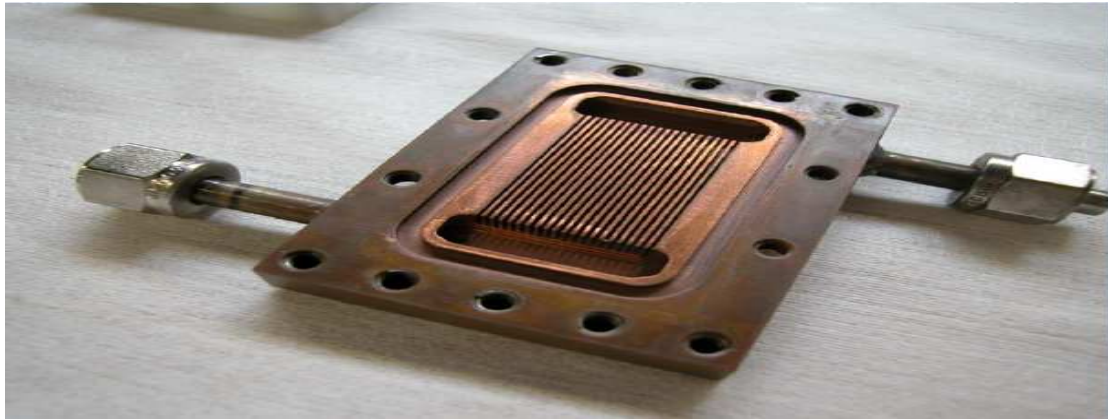


**Figure I.5 :** Micro condenseur. [2]

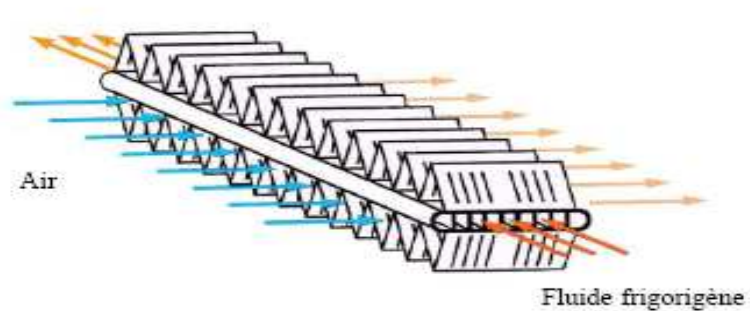
**d) Micro-évaporateur :**

Le micro-évaporateur c'est un micro-échangeur de chaleur avec changement de phase dans lequel la transmission de chaleur s'effectue du milieu à refroidir vers le fluide de refroidissement circulant dans le circuit frigorifique. Le milieu à refroidir peut être un fluide gazeux, soit un fluide liquide.

A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène liquide subit une détente à travers le détendeur puis s'évapore, en prenant la chaleur  $Q_{ev}$  au fluide ou à l'enceinte à refroidir. La température d'évaporation  $T_{ev}$  et la pression la plus basse  $P_{ev}$ , sont fixées par la température de la source froide.



**Figure I.6 :** Micro évaporateur en cuivre. [3]



**Figure I.7:** représente un micro évaporateur en silice. [2]

### **I.3 Critères de choix des fluides frigorigènes dans une installation frigorifique à micro canaux :**

L'amélioration du fonctionnement du système peut être obtenue par la recherche d'un fluide frigorigène optimal. La sélection du meilleur fluide frigorigène de travail dans un système thermodynamique quelconque a toujours été un problème important en génie thermique, car chaque système a ces propres besoins. Le cas d'un système frigorifique à micro canaux n'est pas une exception. Donc, le choix du fluide frigorigène dans cette machine frigorifique à micro canaux est basé sur les caractéristiques demandées au fluide frigorigène qui sont les suivantes :

- Effet frigorifique élevé dans le micro-évaporateur.

- Pression d'ébullition modérée.
- Une disponibilité et un faible cout d'investissement.
- Stabilité chimique.
- Non toxique.
- Ininflammable.

#### **I.4 Principe de fonctionnement d'une installation frigorifique à micro canaux :**

Le but de ce paragraphe est de présenter le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à micro canaux (charge réduite).

On commence par l'évaporation du fluide frigorigène, le fluide capable de s'évaporer à une température donnée. Le fluide frigorigène liquide provenant du micro-condenseur à la phase liquide reçoit une quantité de chaleur du milieu à refroidir ce qui provoque le départ du changement de phase à pression constante (température constante). Donc, l'évaporation dans un micro-évaporateur s'effectue rapidement, car la surface du micro-évaporateur est réduite.

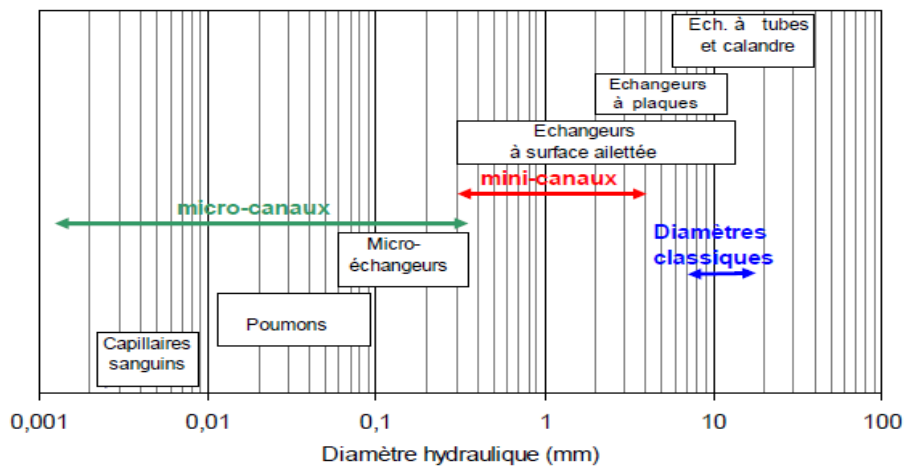
En deuxième lieu, le fluide frigorigène à la sortie du micro-évaporateur est aspiré par le compresseur. La compression c'est une phase très importante car le fluide frigorigène passe de la basse pression vers la haute pression, c'est-à-dire on ne peut pas produire du froid à très basse température (température de sortie du compresseur).

En suit, le fluide frigorigène à la sortie du compresseur (la haute pression) subit une chute de température, elle est en effet suivie par une désurchauffe complémentaire qui a lieu à l'intérieur même du micro-condenseur. Dans la première partie du micro-condenseur, le fluide frigorigène commence déjà à céder de la chaleur au médium de refroidissement. Donc, la condensation à proprement parler.

Enfin le fluide frigorigène arrive à l'entrée du détendeur à faible capacité. Puis le fluide frigorigène subit une chute de pression, toujours en négligeant la faible réduction de pression due aux pertes de charge dans le canal liquide. Le rôle du détendeur à faible capacité va consister à faire chuter la pression du fluide frigorigène dans le circuit haute pression vers le circuit basse pression.

**I.5 conception d'un micro-échangeur de chaleur utilisé dans une machine frigorifique à micro canaux :**

Le concept des échangeurs à micro canaux n'est pas nouveau, Puisqu'il a été introduit vers 1980 par les chercheurs Tucker man et Pease, Ils ont alors montré qu'on pouvait réduire la taille des échangeurs à de très petites échelles en ayant le même niveau de performances, est bien supérieur que les systèmes classiques. Les matériaux de construction des micro-canaux sont en cuivre, glass, silice ..... Les différents micro-échangeurs sont classés par ordre de grandeur du diamètre des canaux.



**Figure I.8 :** diamètre hydraulique ( $D_h$ ) des différentes technologies d'échangeurs. [4]

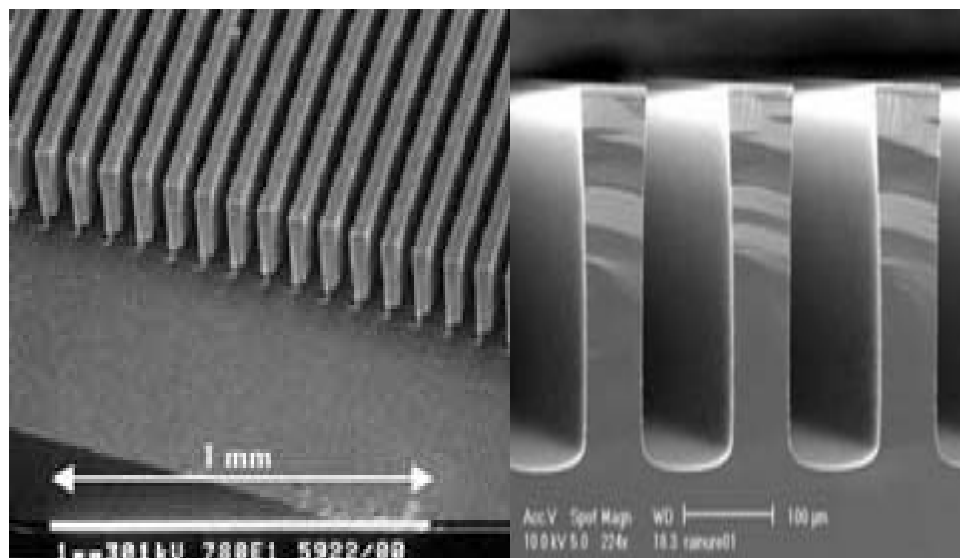
Le tableau suivant montre d'une façon claire les différents diamètres appliqués pour l'étude d'un micro-échangeur.

Canaux conventionnels	$D > 3\text{mm}$
Mini-canaux	$3\text{mm} \geq D > 0.2\text{mm}$
Micro canaux	$0.2\text{mm} \geq D > 0.01\text{mm}$
Canaux transitionnels	$0.01\text{mm} \geq D > 0.0001\text{mm}$

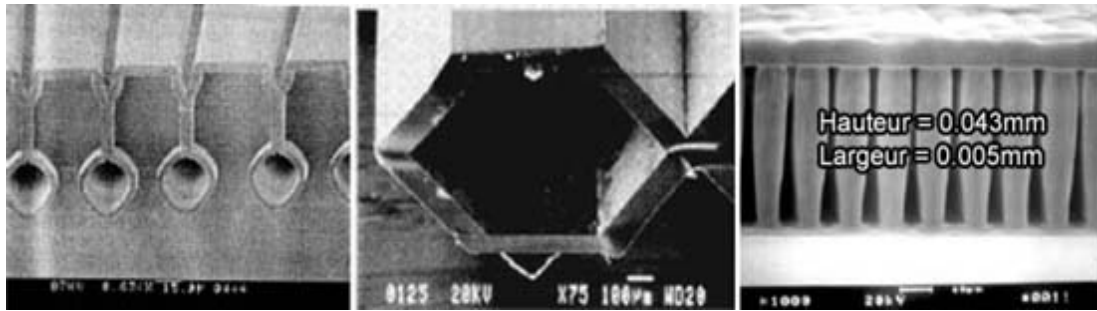
Nano-canaux moléculaires	$0.0001\text{mm} \geq D$
-----------------------------	--------------------------

**Tableau I.1** : classement des diamètres des micro-canaux. [3]

Voici ci-dessous, quelques exemples de micro-échangeur de chaleur. Prise au microscope électronique pour montrer la diversité qui existe. Cela illustre assez bien la difficulté d'étudier et de concevoir ces petits systèmes.



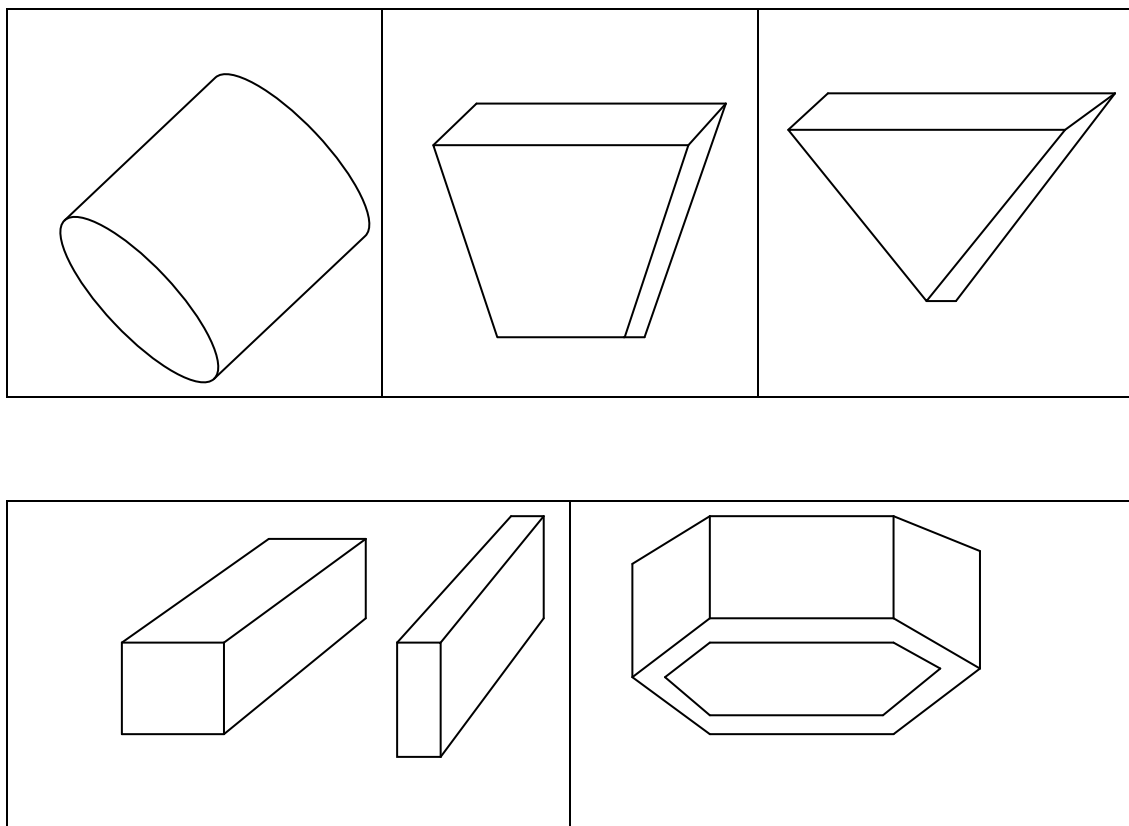
**Figure I.9** : Exemple d'un micro échangeur. [3]



**Figure I.10 :** exemples des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur. [3]

### **I.6 Formes des canaux utilisés pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur :**

La figure suivante représente les différentes formes existant pour l'étude d'un canal, utilisé pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur dans les machines frigorifiques à micro canaux.



**Figure I.11 :** les différentes formes géométriques des micro-canaux.

\*\*\*\*\*La fiabilité et l'espérance de vie d'un micro-échangeur de chaleur sont directement liées à son régime thermique. Les pannes sont souvent dues à une température excessive (entre 85 et 125°C), et aux variations de températures. Pour cette raison on cite les avantages et les inconvénients des micro-échangeurs :

### **I.6.1 Les Avantages des Micro-échangeurs :**

- Volume et masse du composant réduits (transport, Froid, Haute température,...).
- Faible quantité de fluide (fluide cher, Rare, Toxique, Explosif, Dangereux,...).
- Application aux : Biotechnologies, Pharmacie, Médical, Chimie fine, Climatisation, Froid.....
- Temps de réponse thermique faible : Chimie, Biotechnologies.
- Tenue mécanique à très haute pression (climatisation CO<sub>2</sub>,.....).

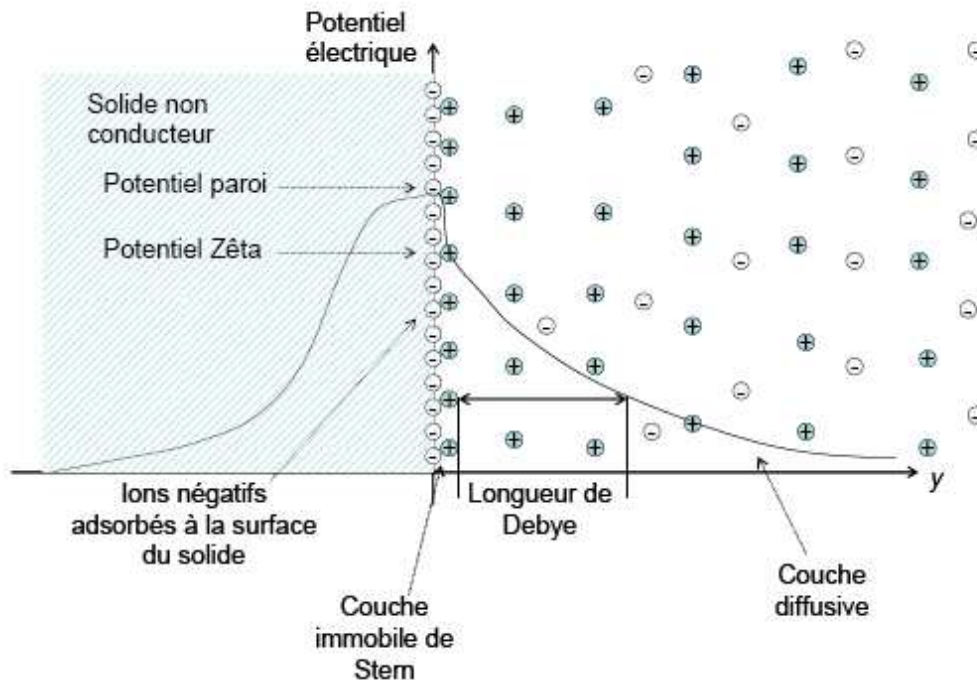
### **I.6.2 Les inconvénients des micro-échangeurs :**

- Pertes de pression élevées.
- Nécessité des fluides très propres, Filtres de protection.

## **I.7 Phénomènes physiques à l'interface d'un micro canal :**

### **a) Double couche électrique (DCE ou EDL en anglais) :**

La théorie de la DCE qui permet d'étudier les écoulements électrocinétiques, repose sur l'observation qu'à l'interface entre une solution ionique diluée et un solide non conducteur, un potentielle électrique apparait relativement au liquide loin à l'interface ou l'électro-neutralité est vérifiée. Son intensité dépend de la nature de la surface et de la solution. Cet effet est du, soit à une adsorption hétérogène des différents ions présents en solution à l'interface solide/liquide, soit à une ionisation<sup>3</sup> des groupements chimiques à cette même interface. En admettant une polarisation négative de l'interface comme le montre la Fig. xx un excédent d'ions positifs s'organise dans la phase liquide. Cet excédent, sous l'effet de l'attraction électrostatique exercée par l'interface chargée, ne peut alors s'éloigner de la paroi.



**Figure I.12:** Double couche électrique à la surface d'un solide non conducteur. [5]

### **b) l'électro-osmose**

L'électro-osmose résulte de l'application d'un champ électrique longitudinal à un liquide confiné dans une micro conduite. La DCE n'étant pas électriquement neutre, ce champ provoque un débit net de charge dans sa direction. Les interactions mécaniques entre les charges et le liquide provoquent alors un transfert d'énergie du champ électrique moteur vers le fluide. L'énergie récupérée par le fluide se répartie en une composante cinétique et une composante thermique

L'électro-osmose peut être utilisée comme une méthode de pompage au sein de microstructure. Ses avantages sont nombreux à petite échelle : c'est une méthode d'autant plus efficace que l'écoulement est confiné, elle permet le transport des particules chimiques mécanique et enfin, ce procédé est intégrable dans de nombreux microsystèmes. Ceci explique l'engouement actuel des biologistes et des chimistes pour les questions relatives au transport électrocinétique.

### **c) l'effet électro-visqueux :**

L'effet électro-visqueux en microstructure résulterait de l'interaction entre un écoulement liquide en conduite et la DCE aux parois. Selon cette théorie, un micro



écoulement électro-visqueux présenterait une viscosité apparente supérieure à sa viscosité dynamique.

### I.6.3 Représentation du cycle d'une machine frigorifique à micro canaux dans le Diagramme de Mollier :

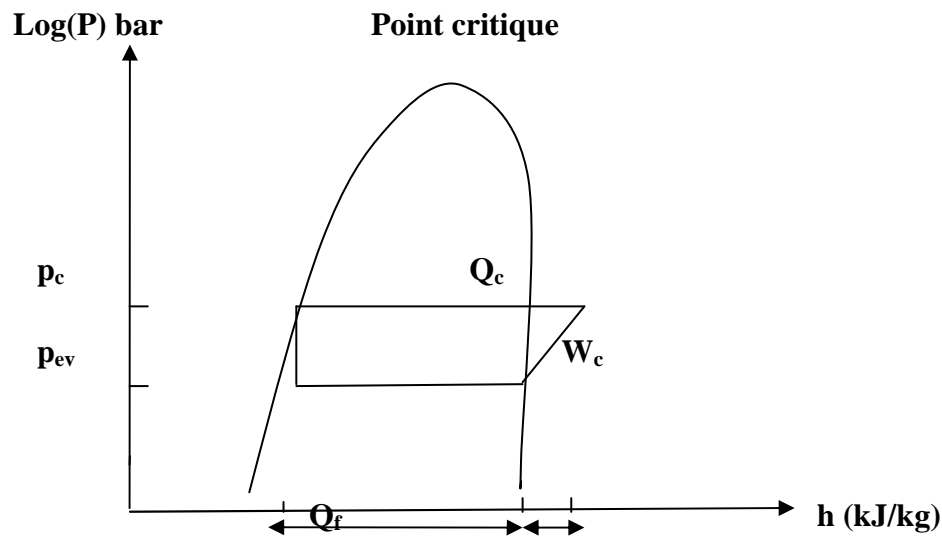


Figure I.13 : diagramme de Mollier

D'après le diagramme de Mollier on remarque que :

- \*La puissance du micro-compresseur est faible.
- \*La pression de condensation faible.
- \*Le taux de compression faible.
- \*Le coefficient de performance grand ( $Cop = Q_{lev}/W_{lc}$ ).

### I.7 Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à micro canaux :

Le coefficient de performance d'une machine frigorifique à micro canaux est donné par la relation suivante :

$$Cop = \frac{\text{puissance frigorifique de l'évaporateur}}{\text{puissance du compresseur}} = \frac{Q_{ev}}{w}$$

D'après la formule de calcul du coefficient de performance, on remarque que la puissance du micro-compresseur joue un rôle très importante, car dans notre cas le micro-compresseur est de petit volume, et le micro-évaporateur est de petit volume

aussi. Les études montrent que la puissance frigorifique d'un micro-évaporateur est élevée, ce qui donne un bon coefficient de performance.

## **Conclusion :**

L'étude d'une machine frigorifique à micro canaux : est un résultat d'un développement de la nanotechnologie, car l'évaluation de ce type d'installation est toujours dépend des différentes formes et des différentes structures des micro-échangeurs. Ce domaine est encore vaste par ce que l'utilisation des composants électroniques est illimitée d'une part et l'utilisation des installations frigorifiques pour la protection contre la surchauffe d'autre part. Malgré que les pertes de pression sont très élevées, la puissance d'un micro échangeur reste toujours élevée pour cela on doit passer par l'aspect expérimental pour avoir d'autres phénomènes que ne peut voire théoriquement (déformation d'un micro canal).

**II Introduction :**

Ce chapitre explique les différents modèles étudiés sur le transfert de chaleur dans les micro-échangeurs (évaporation, condensation), et la micro-fluidique. La condensation et l'évaporation dans un micro-échangeur sont basées sur la forme géométrique des micro-canaux, et sur la situation des micro-canaux aussi (horizontale, verticale, inclinée). Les différentes études physiques à l'intérieur d'un micro canal s'effectuent d'une manière très rapide à cause de la vitesse élevée et le diamètre faible. Une deuxième recherche bibliographique pour la représentation des phénomènes électriques à l'interface d'un micro canal, ces phénomènes montrent la différence entre l'écoulement dans un canal et dans un micro canal.

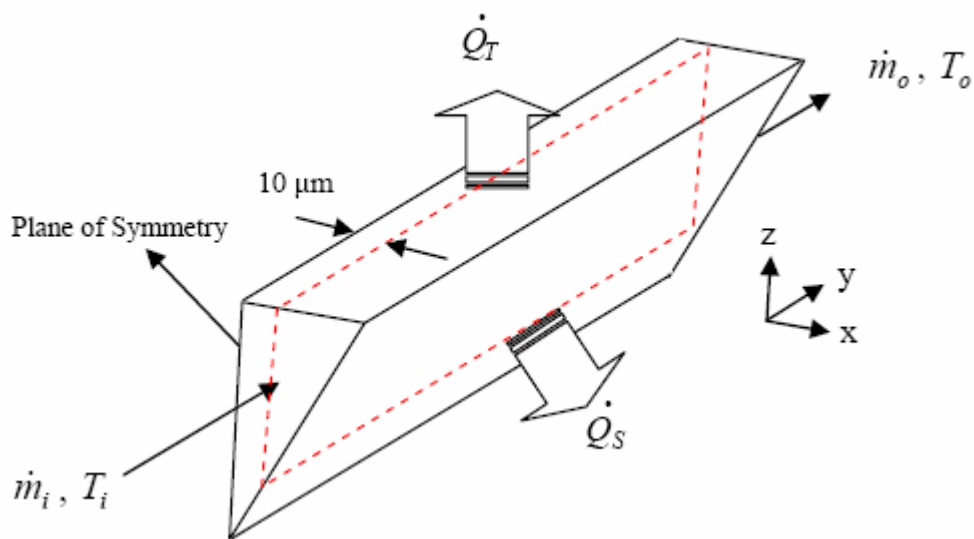
**II.1 Développement de la recherche :**

Les études sur le système frigorifique à micro canaux ont fait l'objet d'un grand nombre de publications. Dans ce chapitre, nous recensons les renseignements acquis au cours de la recherche bibliographique. Les travaux présentés concernent des études aussi bien expérimentales que théoriques sur les machines frigorifiques à micro canaux. L'étude d'une machine frigorifique à micro canaux est très vaste, pour cela les chercheurs avaient donc orienté leurs travaux selon les trois axes principaux et qui sont :

- Les hypothèses posées.
- Modèle sélectionné.
- Conditions aux limites (selon le modèle utilisé).

\*\*\*Pascal hubert et Meysam Rahmat en 2006[6], ont étudié un modèle sur la conception d'un faisceau de micro-canaux à différentes géométries. Ils ont utilisé la méthode des éléments finis pour la modélisation d'un problème (transfert/fluide) dans un micro-échangeur (l'ANSYS CFX 5.7.1).

D'après Pascal et Meysam, la forme géométrique du micro-échangeur (micro-évaporateur) sélectionnée est la suivante :



**Figure II.1** : la forme d'un micro-échangeur étudié par Pascal hubert et Meysam Rahmat. [6]

Le modèle sélectionné par Pascal hubert et Meysam Rahmat est le suivant :

**L'équation de continuité est :**

$$m_e = m_s \quad 2.1$$

Tel que

$m_e$  : le débit à l'entrée du micro-échangeur.

$m_s$  : le débit à la sortie du micro-échangeur.

**L'équation de la quantité de mouvement est donnée par la relation suivante :**

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho B - \nabla p + \mu \nabla^2 v + F_{\text{visc}} \quad 2.2$$

ou,  $\rho$  : la densité,  $v$  : c'est la vitesse,  $t$  : le temps,  $B$  : la force appliquée sur le volume de contrôle,  $P$  : c'est la pression,  $\mu$  : la viscosité dynamique,  $F_{\text{visc}}$  : les forces de viscosité sur le volume de contrôle.

**L'équation de la quantité de mouvement est :**

$$E_c + Q_s - E_s = \frac{\partial U}{\partial t} \quad 2.3$$

ou

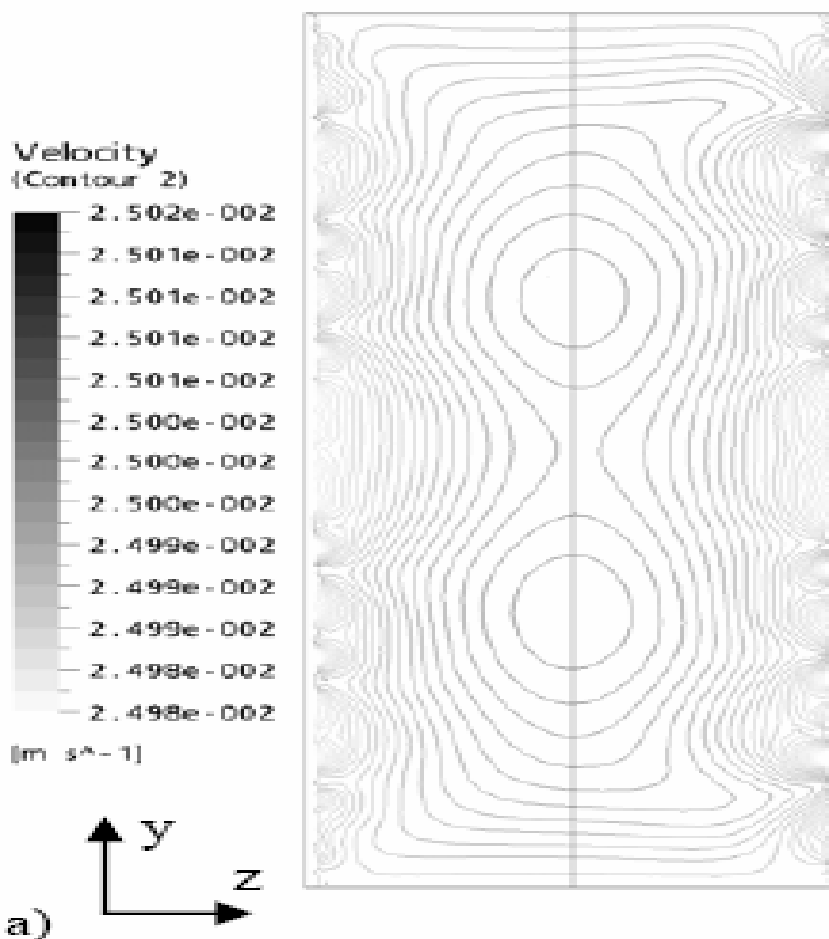
$E_c$  : énergie à l'entrée du volume de contrôle.

$E_s$  : énergie à la sortie du volume de contrôle.

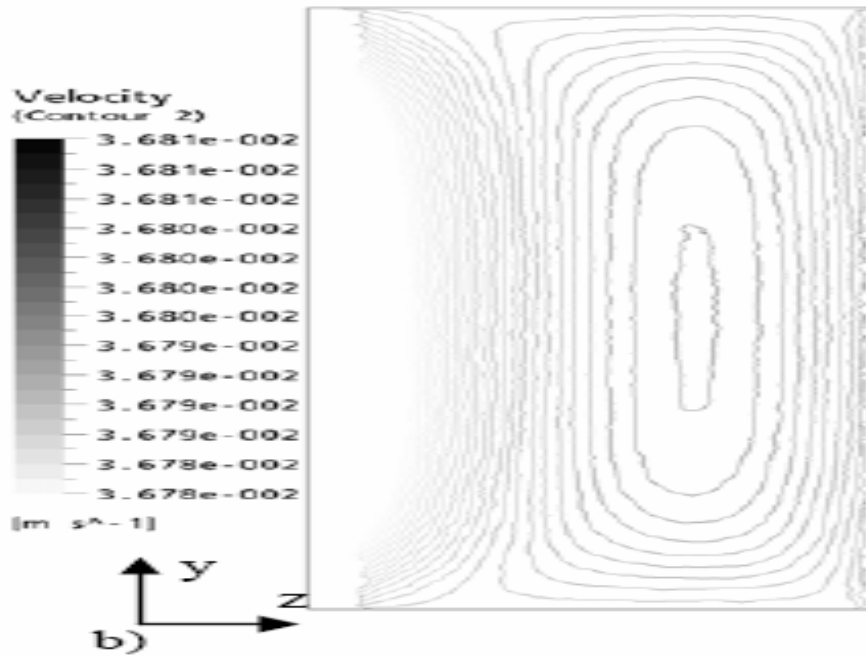
$Q_s$  : la quantité de chaleur évacuée par le volume de contrôle.

$U$  : énergie interne du liquide à coté du volume de contrôle.

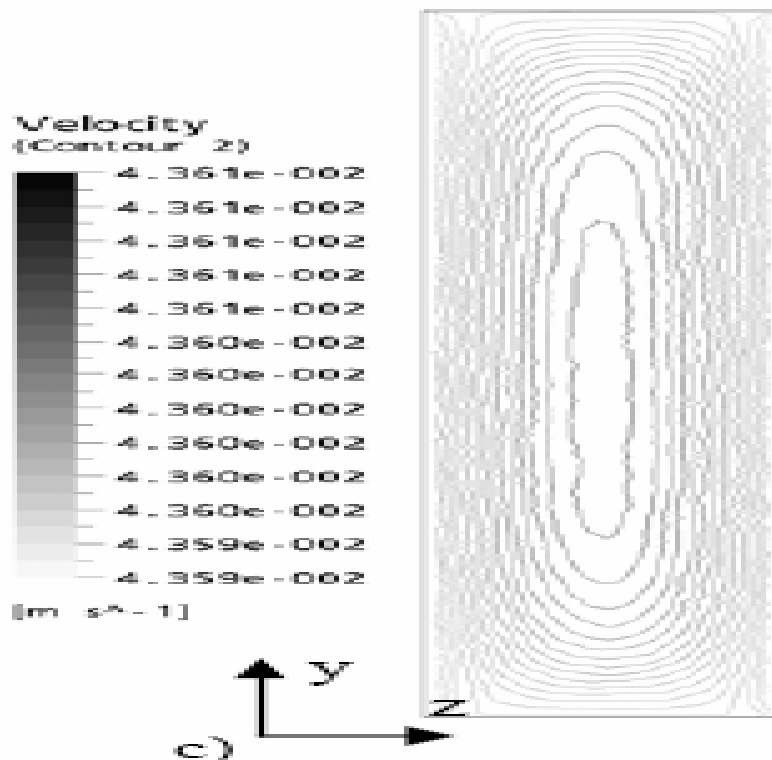
**Les résultats obtenus par Pascal hubert et Meysam Rahmat sont les suivantes :**



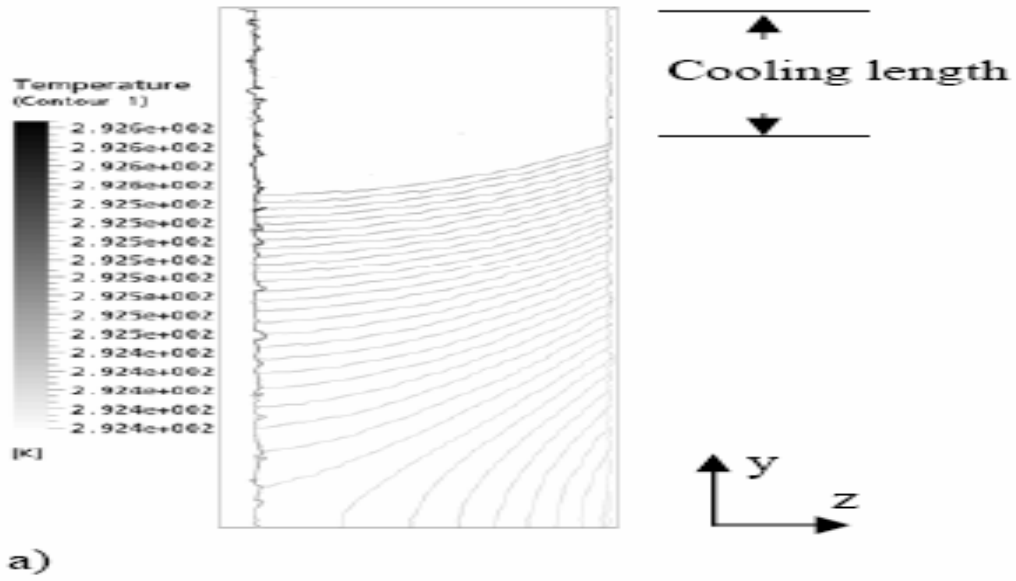
**Figure II. 2 :** vitesse à une distance de 10  $\mu\text{m}$  au centre du plan symétrie (micro canal circulaire). [6]



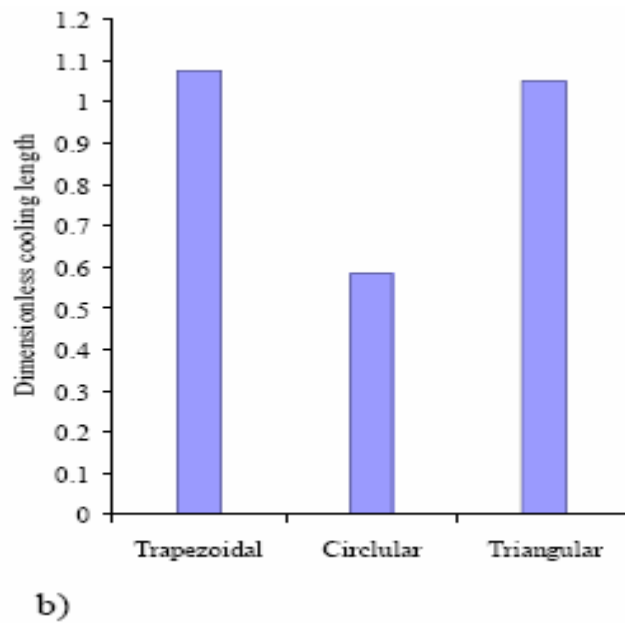
**Figure II. 3 :** vitesse à une distance de 10  $\mu\text{m}$  au centre du plan symétrie (micro canal triangulaire). [6]



**Figure II. 4 :** vitesse à une distance de 10  $\mu\text{m}$  au centre du plan symétrie (micro canal trapézoïdale). [6]

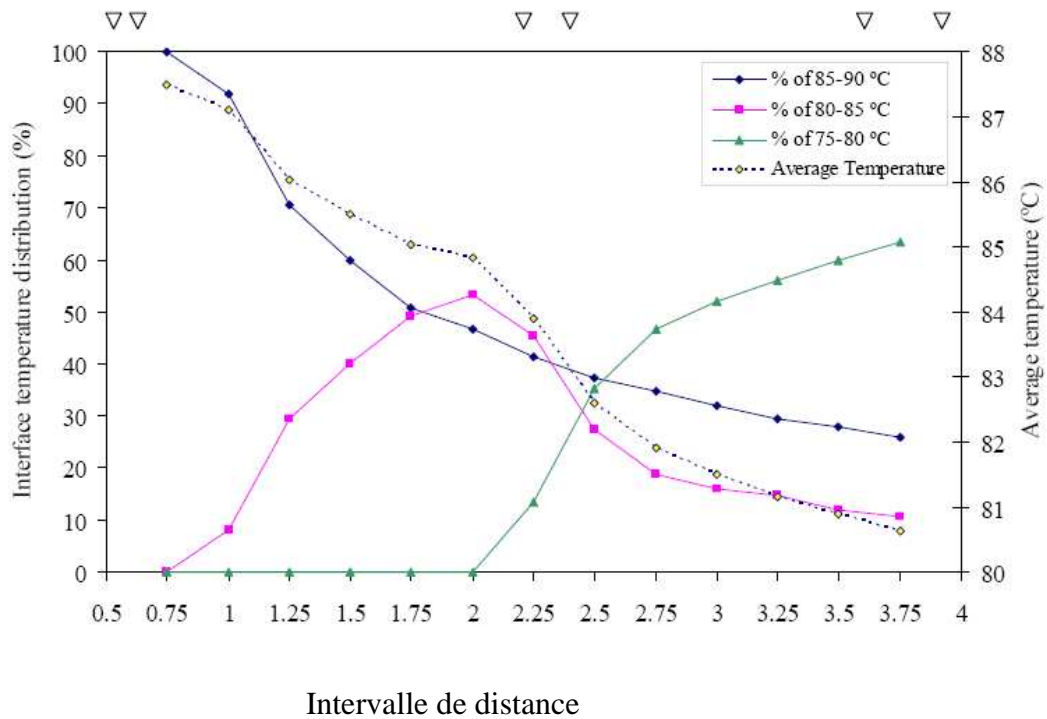


**Figure II. 5** : profil d'une température constante (K), en fonction de la longueur de refroidissement dans une section sur un plan symétrique. [6]

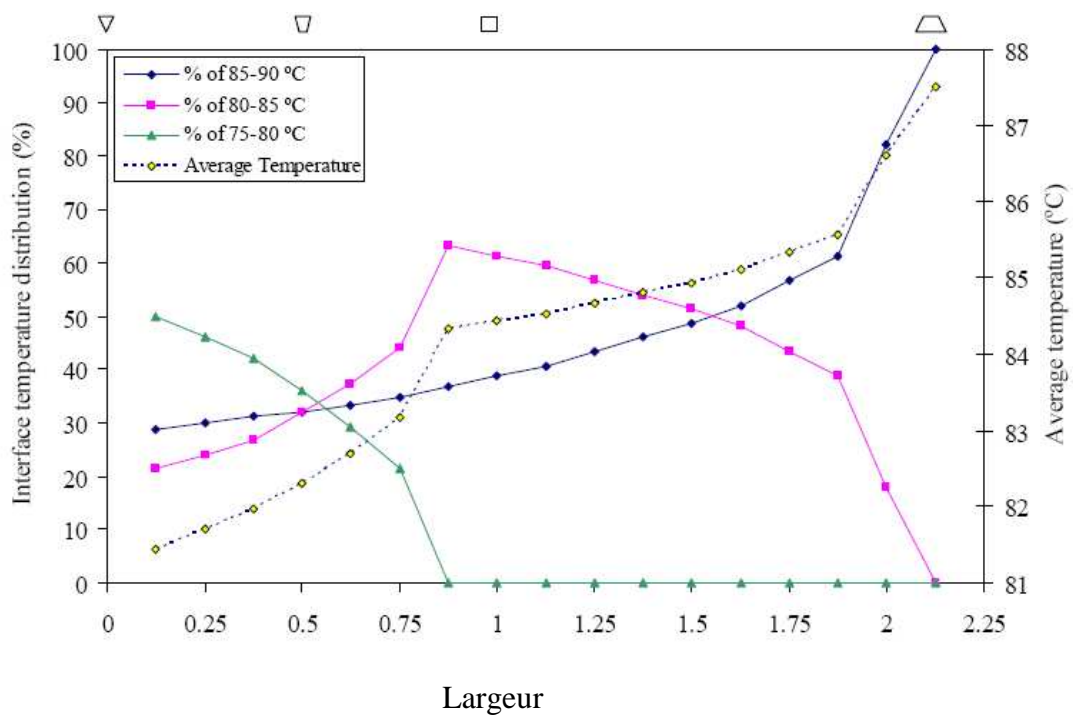


**Figure II. 6** : dimensionnement d'une longueur de refroidissement pour des différentes sections. [6]

La figure suivante représente l'effet de la distance d'intervalle sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux.

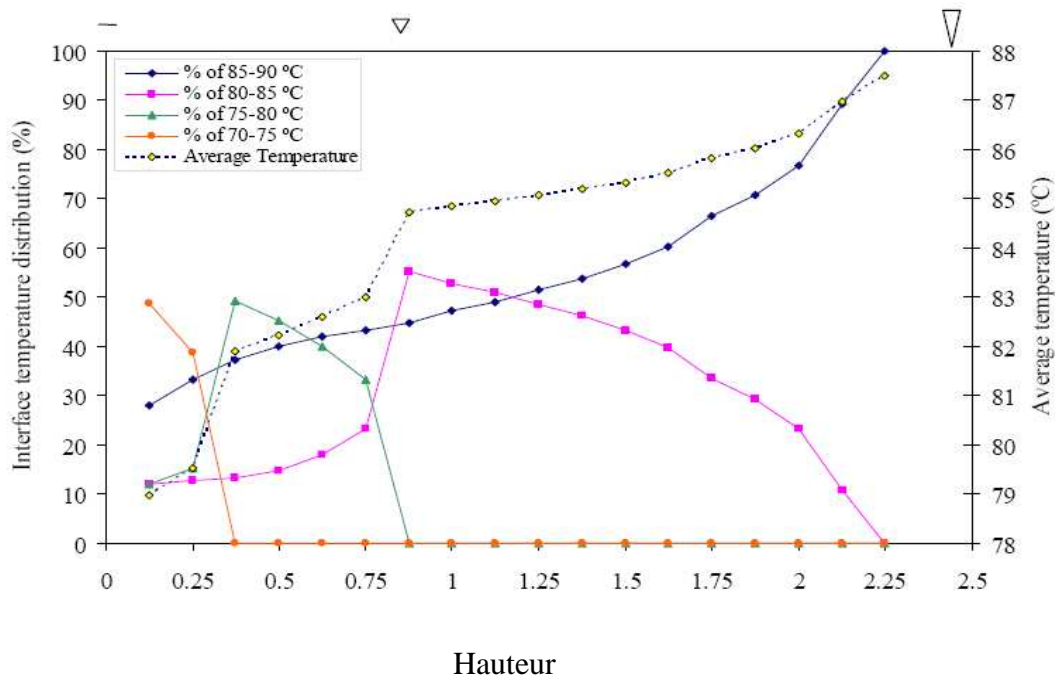


**Figure II.7** : effet de la distance d'intervalle sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux. [6]



**Figure II. 8** : effet de la largeur sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux. [6]





**Figure II. 9** : Effet de la hauteur sur la distribution de la température à l'interface des micro-canaux. [6]

\*\*\*A la suite du modèle précédent, un autre modèle a été développé par **Pierre Lalonde** en (2001) [7], il s'agit une étude sur les écoulements gazeux dans un micro-système (micro-échangeur). Le modèle étudié est basé sur quelques hypothèses et qui sont :

- Le fluide doit être considéré comme un fluide continu.
- La mesure des grandeurs physiques (densité, vitesse...) sont définies à partir d'éléments suffisamment grands devant les dimensions moléculaires, mais suffisamment petits devant les échelles des phénomènes macroscopiques.

D'après les hypothèses posées, les équations de conservation de masse, de bilans de quantité de mouvement et d'énergie sont les suivantes :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0 \quad 2.4$$

$$\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) = \frac{\partial \sigma_{ki}}{\partial x_k} + \rho g_i \quad 2.5$$

$$\rho \left( \frac{\partial e}{\partial t} + u_k \frac{\partial e}{\partial x_k} \right) = - \frac{\partial q_k}{\partial x_k} + \sigma_{ki} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \quad 2.6$$

Ou,  $\rho$  : est la masse volumique du fluide,  $u_k$  : une composante du vecteur vitesse,  $\sigma_{ki}$  : une composante du tenseur des contraintes,  $g_i$  une composante des forces de volume par unité de masse,  $e$  : l'énergie interne, et  $q_k$  : la somme des composantes conductrices et radiatives des vecteurs de flux de chaleur. Les variables indépendantes sont le temps  $t$ , et les coordonnées spatiales  $x_i$ . Ces équations (équations des modèles sélectionnés) sont générales et autorisent le plus souvent les simplifications suivantes :

- Pierre Lalonde néglige les forces des volumes agissant sur le gaz (fluide).
- La masse volumique et la pression sont uniformes dans une section transversale.

Dans ce cas, l'écoulement peut être considéré comme localement incompressible si les variations de la masse volumique  $\Delta\rho$  sont très faibles au voisinage d'une section,

Soit :

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} \ll 1 \quad 2.7$$

Cette conditions peuvent être exprimées d'une autre manière, grâce à une analyse adimensionnelle des équations de Navier-Stokes ou :

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} \approx \frac{Ma^2}{Re} \quad 2.8$$

En notant,  $Ma$  : le nombre de Mach, et  $Re$  le nombre de Reynolds. Ces nombres sont définis par :

$$Re = \frac{UL_c}{\nu} \quad 2.9$$

Ou,  $U$  et  $L_c$  : sont la vitesse, et une dimension caractéristique de l'écoulement, et  $\nu$  la viscosité cinématique du fluide, et :

$$Ma = \frac{U}{c} \quad 2.10$$

C : est la vitesse du son dans le fluide.

L'hypothèse d'écoulement localement incompressible s'écrit alors :

$$\frac{Ma}{Re} \ll 1 \quad 2.11$$

La masse volumique du fluide est une fonction des variables thermodynamiques :

$$\rho = \rho(p, T) \quad 2.12$$

ou, p : est la pression totale, et T : la température, la variation de la masse volumique du fluide s'exprime par :

$$\rho \frac{D\rho}{Dt} = \alpha \frac{Dp}{Dt} - \beta \frac{DT}{Dt} u_k \quad 2.13$$

Ou,  $\frac{D}{Dt}$  est la dérivée lagrangienne :  $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u_k \frac{\partial}{\partial x_k}$  2.14

et  $\alpha$  et  $\beta$  sont respectivement les coefficients de compressibilité isotherme et isobare.

$$\alpha \equiv \frac{1}{\rho} \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T \quad \beta \equiv - \frac{1}{\rho} \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p \quad 2.15$$

et la masse volumique se déduit de la relation des gaz parfaits :

$$\rho = \frac{p}{rT} \quad 2.16$$

ou, r : est la constante spécifique du gaz.

### **Conditions aux limites :**

La formulation sur le saut de la vitesse à la paroi est :

$$u_g - u_p = \frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v} \lambda \left. \frac{\partial u_g}{\partial y} \right|_p \quad 2.17$$

ou,  $u_g$  et  $u_p$  : sont les vitesses du gaz et de la paroi,  $\sigma_v$  : un coefficient représentatif du type de réflexion des molécules sur la paroi,  $\lambda$  le libre parcours moyen, et y : est la

direction normale,  $\sigma_v$ : est appelé coefficient de réflexion ou coefficient d'accommodation.

Le coefficient de réflexion est défini par la relation suivante :

$$\sigma_v = \frac{u_r - u_i}{u_p - u_i} \quad 2.18$$

$u_i$  et  $u_r$  étant les vitesses des molécules incidentes et réfléchies à la paroi.

L'existence de gradient de température le long du micro canal peut engendrer un débit sans l'existence d'un gradient de pression. Ce phénomène est appelé « Thermal Creep ». Donc, le saut de la vitesse s'écrit alors :

$$u_g - u_p = \frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v} \lambda \left. \frac{\partial u_g}{\partial y} \right|_p + \frac{3}{4} + \frac{\mu}{\rho T_g} + \left. \frac{\partial T_g}{\partial x} \right|_p \quad 2.19$$

Ou,  $\mu$  : est la viscosité dynamique du fluide,  $T_g$  : sa température, et  $x$  : la direction longitudinale.

Cette équation s'écrit encore sous la forme adimensionnelle.

$$u_g - u_p = \frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v} Kn \left. \frac{\partial u_g}{\partial y} \right|_p + \frac{3}{2\pi} \frac{(\gamma - 1) Kn^2 Re}{\gamma} \frac{\partial T_g}{\partial x} \Big|_p \quad 2.20$$

$\gamma$  : le rapport des chaleurs spécifiques à volume constant et à pression constante du fluide,  $Ec$  : le nombre d'Eckert. Celui-ci est proportionnel au carré de nombre de Mach :

$$Ec = (\gamma - 1) \frac{T_0}{\Delta T} Ma^2 \quad 2.21$$

Ou,  $T_0$  : est une température de référence, et  $\Delta T = T_g - T_0$ . L'équation montre que l'effet de « Thermal Creep » est d'autant plus important que la raréfaction est poussée.

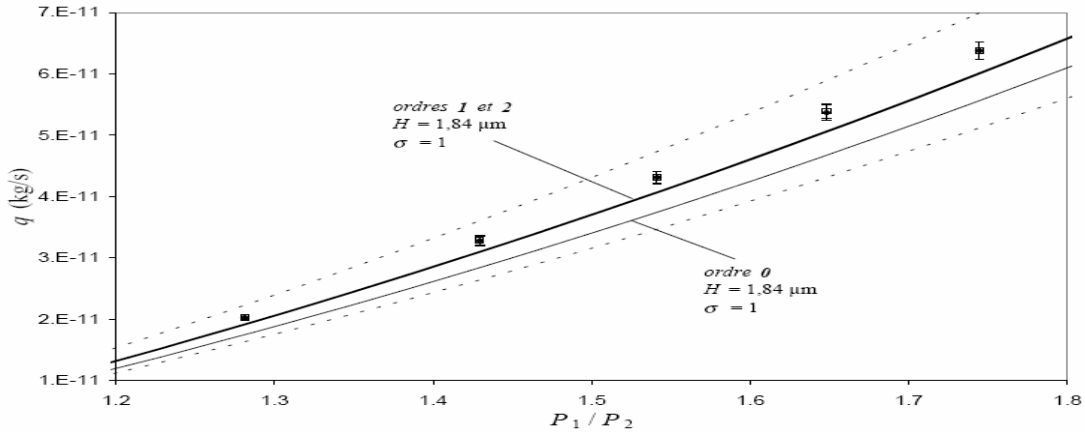
Ordre1 : vitesse imposée.

Ordre 2 : température imposée.

Ordre3 : flux imposé.

**Les résultats obtenus par Pierre Lalonde sont les suivants :**

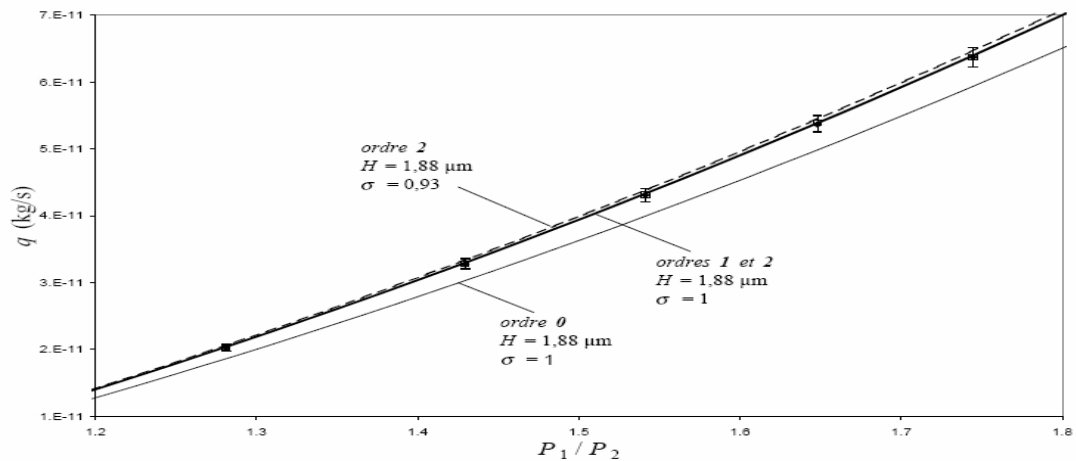
Les nombres de Knudsen sont compris entre 0.01 et 0.017, correspondant à un régime d'écoulement glissant. Ou,  $H$  : profondeur apparente de la conduite,  $\sigma$  : coefficient de réflexion



**Figure II. 10** : représente l'écoulement d'azote,  $T=294.2K$ ,  $P_{sortie}=2,0.10^5Pa$

$$0.01 < Kn < 0.017. [7]$$

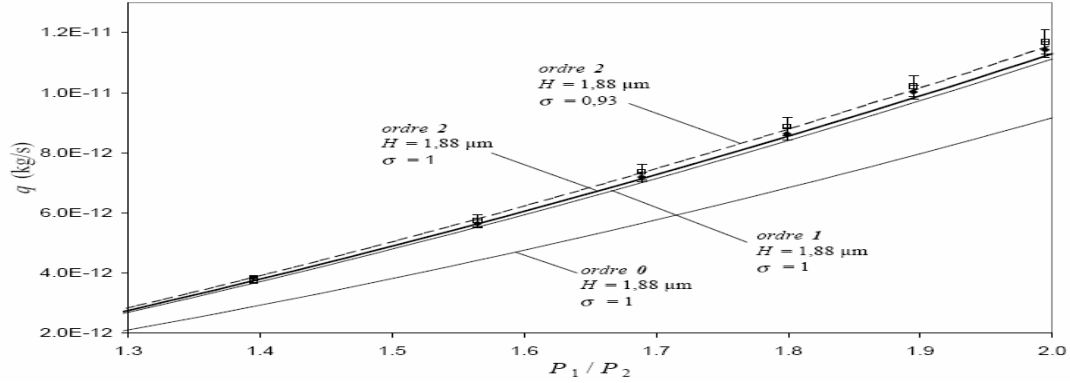
Les nombres knudsen sont compris entre 0.01 et 0.017, correspondant à un régime d'écoulement glissant. Supposant les modèles d'ordres 1 et 2, avec des coefficients égaux à 1 ou 0.93 valides dans cette gamme de Knudsen.



**Figure II. 11** : représente l'écoulement d'azote,  $T=294.2K$ ,  $P_{sortie}=0,65.10^5Pa$

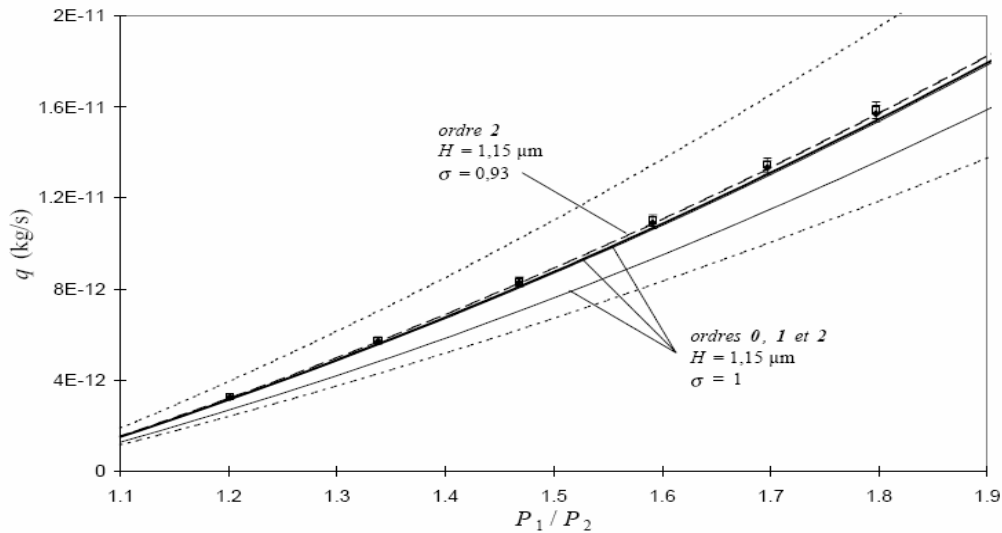
$$0.01 < Kn < 0.017. [7]$$

La série de mesures suivante a été réalisée avec une pression à l’aval de  $0,65 \cdot 10^5 \text{Pa}$ . Les nombres knudsen sont compris entre 0.027 et 0.053, correspondant à un régime d’écoulement glissant.



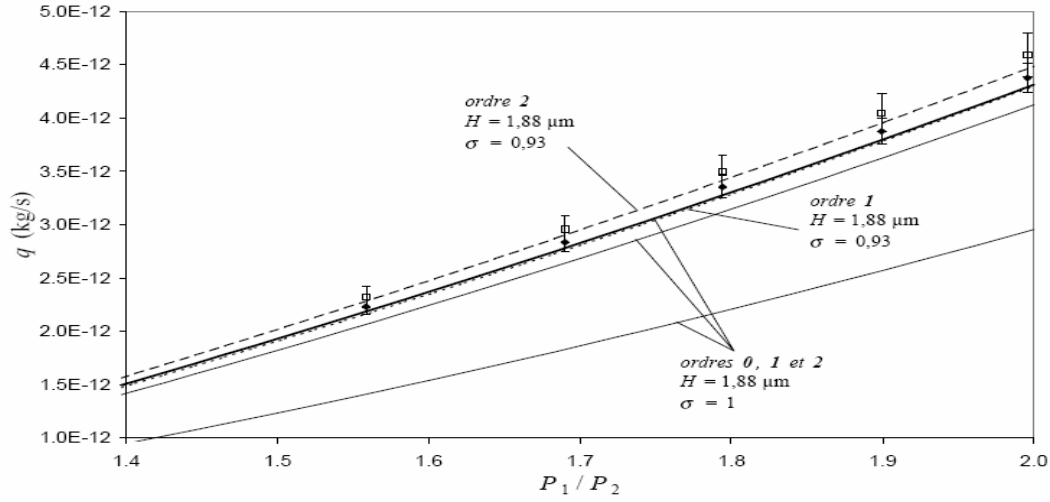
**Figure II. 12 :** représente l’écoulement d’azote,  $T=294.2\text{K}$ ,  $P_{\text{sortie}}=0,65 \cdot 10^5 \text{Pa}$   
 $0.027 < \text{Kn} < 0.053$ . [7]

Les séries de mesures suivantes sont relatives à des écoulements d’hélium. Les nombres de Knudsen sont ainsi compris entre 0.029 et 0.053, qui correspondent au régime glissant.



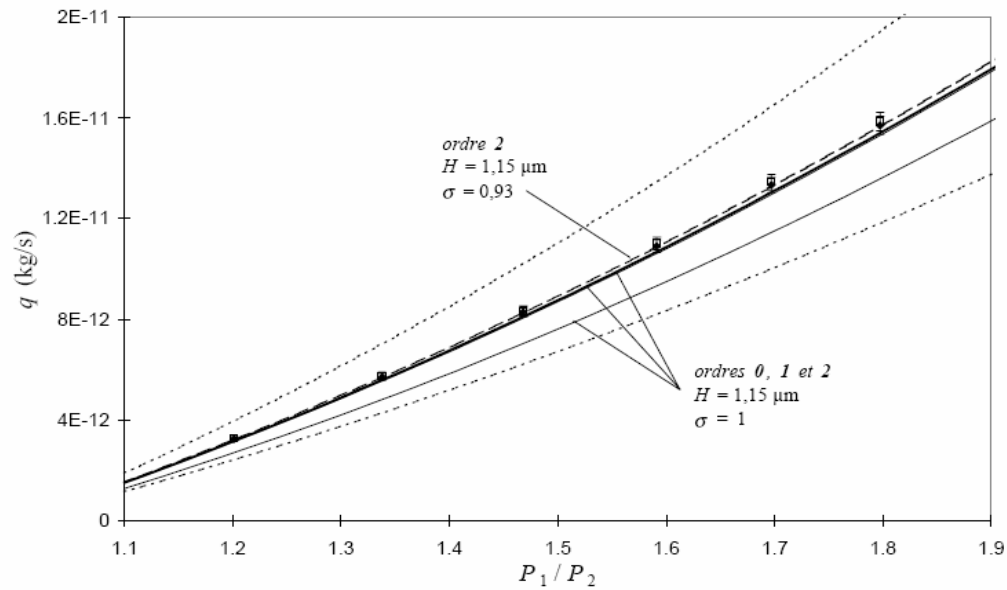
**Figure II. 13 :** représente l’écoulement d’hélium,  $T=294.2\text{K}$ ,  $P_{\text{sortie}}=1,90 \cdot 10^5 \text{Pa}$   
 $0.029 < \text{Kn} < 0.053$ . [7]

Dans la série suivante, la pression à l'aval a été maintenue à  $1,026.10^5$ Pa. les nombres de Knudsen sont ici compris entre 0.05 et 0.1. le régime d'écoulement est toujours glissant.



**Figure II. 14:** représente l'écoulement d'hélium,  $T=294.2K$ ,  $P_s=1,026.10^5Pa$ ,  $0.05 < Kn < 0.1$ . [7]

Les courbes théorique tracées sur ce graphique sont calculées à partir de la profondeur mesurée  $H=1.15\mu m$ . les confrontations théoriques /expérimentales relatives ont montré que des écoulements en régime glissant.



**Figure II. 15 :** écoulement d'azote,  $T=294.2K$ ,  $P_2=1,9.10^5Pa$ ,  $0.016 < Kn < 0.03$ . [7]

La série de mesures suivante correspond à des écoulements d'azote. Les nombres de Knudsen sont alors compris entre 0.04 et 0.09(régime glissant).

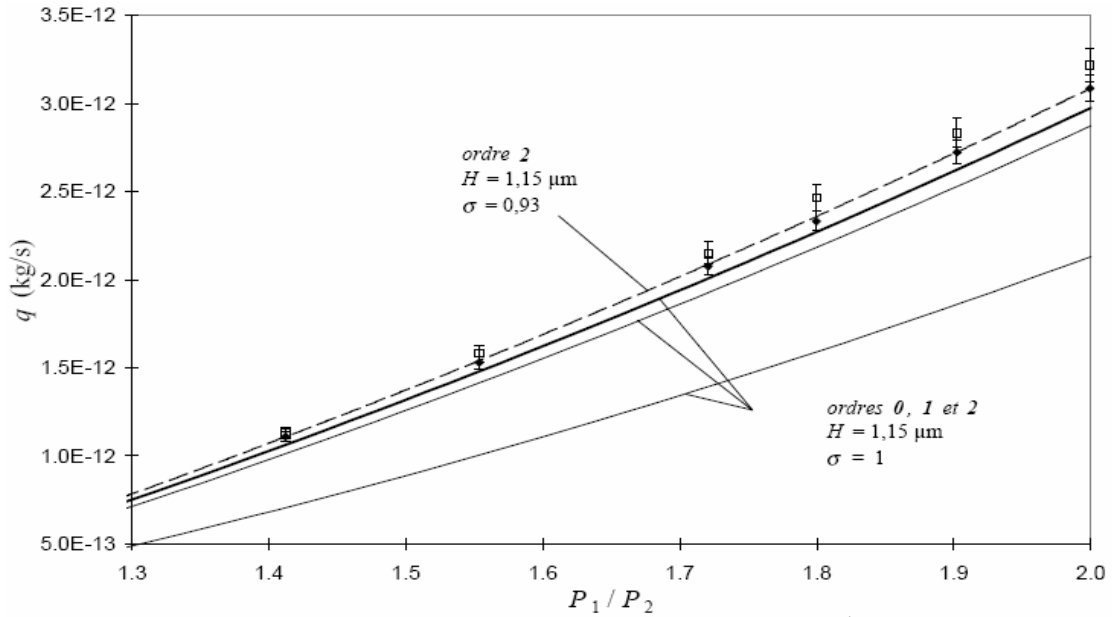


Figure II. 16 : écoulement d'azote,  $T=294.2\text{K}$ ,  $P_{\text{sortie}}=0,65 \cdot 10^5\text{Pa}$ ,  $0.04 < \text{Kn} < 0.09$ .

[7]

La figure suivante montre les résultats d'un modèle glissant avec  $0.05 < \text{Kn} < 0.09$ .

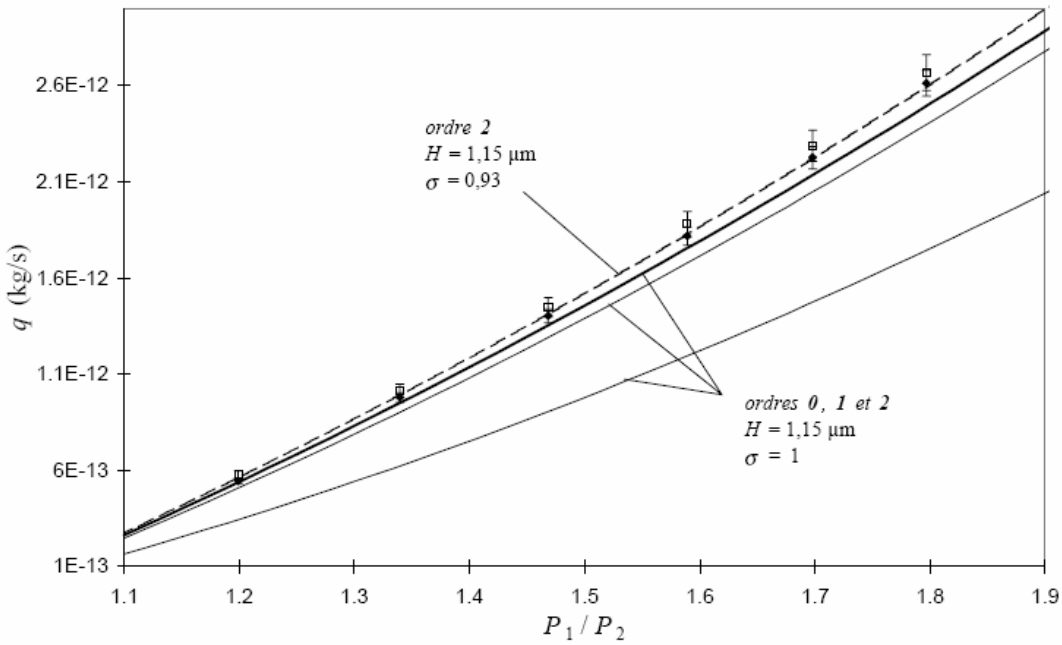
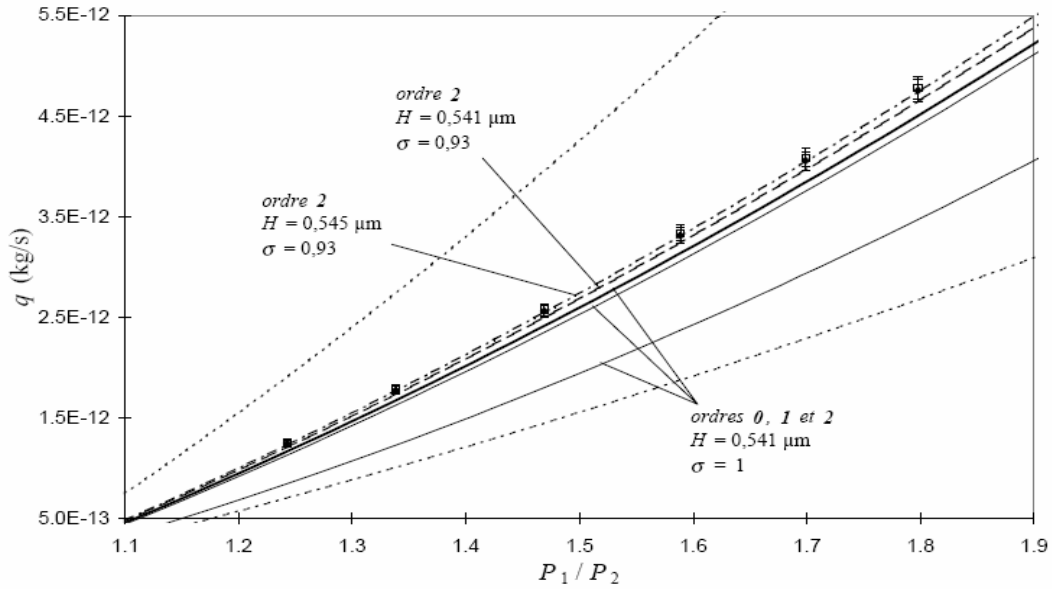


Figure II. 17 : écoulement d'hélium,  $T=294,2\text{K}$ ,  $P_{\text{sortie}}=1,9 \cdot 10^5\text{Pa}$ ,  $0,05 < \text{Kn} < 0,09$ . [7]

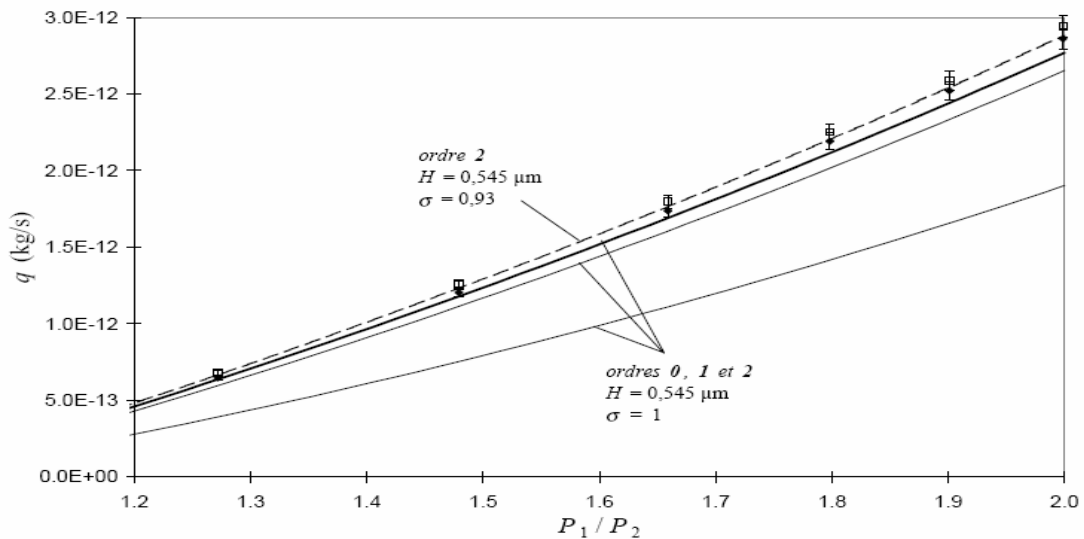


La première série de mesures est relative à des écoulements d'azote. les nombres de Knudsen sont compris entre 0.035 et 0.06 correspondant à un régime d'écoulement glissant.



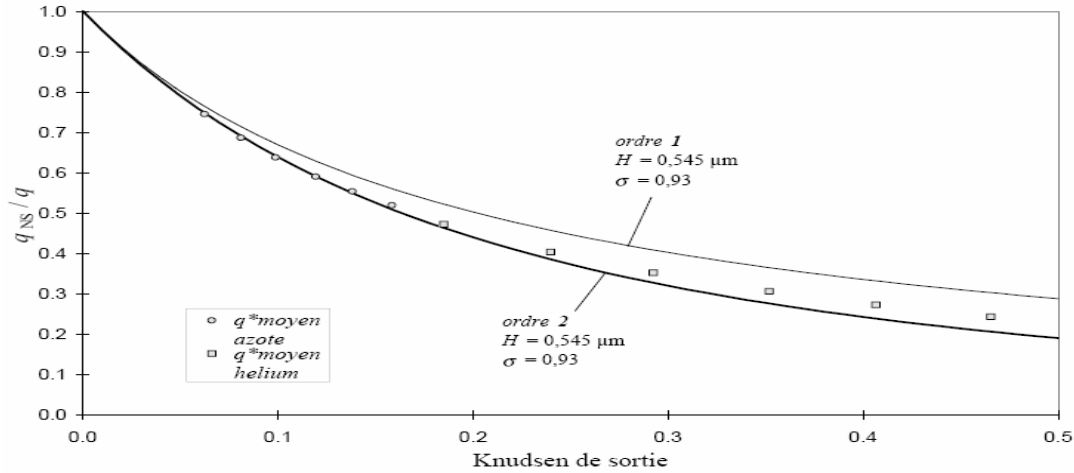
**Figure II. 18:** écoulement d'azote,  $T=294,2\text{K}$ ,  $P_{\text{sortie}}=1,9 \cdot 10^5\text{Pa}$   $0.035 < \text{Kn} < 0.06$ . [7]

La série suivante à été réalisée avec une pression d'aval de  $1,2 \cdot 10^5\text{Pa}$ . les nombres de Knudsen sont compris entre 0.05 et 0.01 correspondant au régime glissant. A la limite du régime de transition.



**Figure II. 19 :** écoulement d'azote,  $T=294,2\text{K}$ ,  $P_{\text{sortie}}= 1,2 \cdot 10^5\text{Pa}$ ,  $0.05 < \text{Kn} < 0.1$ . [7]

Les séries de mesures suivantes permettent de déterminer une limite de validité du modèle glissant. Ces séries sont réalisées avec de l'azote et de l'hélium avec un rapport de pression constant entre l'amont et l'aval du volume de contrôle.



**Figure II. 20** : débits d'écoulement,  $T=294,2\text{K}$ ,  $P_1/P_2=1.8$ . [7]

\*\*\*Le groupe de recherche de Cemagref (France) (2003) [8], ont développé un modèle pour l'étude d'un micro-condenseur. Ils ont considéré dans ce modèle un micro-condenseur tubulaire. La modélisation d'un micro-condenseur nécessite les hypothèses suivantes :

- \*la distribution du réfrigérant est homogène.
- \*pas d'échange de chaleur entre différents passages, l'énergie thermique reçue par le réfrigérant est transformée totalement vers l'air pour ce qui est du micro-condenseur.

D'après les hypothèses précédentes, le groupe de recherche de Cemagref a montré que la quantité de chaleur évacuée par le micro-condenseur d'un volume  $i$  est donnée par la relation suivante :

$$\Phi_i = \varepsilon \cdot m_f \cdot C_{p_f} (T_{s_f} - T_{e_f}) \tag{2.22}$$

ou,  $C_{p_f}$  : chaleur spécifique du fluide frigorigène,  $\varepsilon$  : l'efficacité,  $K$  : Le coefficient global de transmission de chaleur,  $T_{s_f}$  : température de sortie du fluide frigorigène  $T_{e_f}$  : température d'enté du fluide frigorigène.

L'efficacité  $\varepsilon$  est une fonction du rayon  $r$ , et le NUT (number of units transfert)

Donc :

$$NUT = \frac{KS}{Cp_r} \quad \text{Et} \quad \varepsilon = f(NUT, r) \quad 2.23$$

Le coefficient global de transmission de chaleur K est donné par la relation suivante :

$$\frac{1}{(KS)_T} = \left( \frac{1}{h_a S_a} + \frac{1}{h_r S_r} + \frac{\delta_w}{\lambda_w S_w} \right) \quad 2.24$$

$h_r$ ,  $h_a$  sont respectivement : les coefficients de transfert de chaleur par convection coté fluide frigorigène et coté surface externe.  $\lambda_w$  est la conductivité thermique de la paroi du micro-canal,  $\delta_w$  l'épaisseur du micro-canal.

Le coefficient  $h_a$  est calculé par la relation de Chang et Wang (1973).

$$Nu = Re_{D_h} Pr_a^{\frac{1}{3}} Re_{L_p}^{-0.487} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.13} \left( \frac{L\alpha}{90} \right)^{0.257} \left( \frac{H}{L_p} \right)^{-0.29} \left( \frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.235} \cdot F \quad 2.25$$

$$F = \left( \frac{L_l}{L_p} \right)^{0.688} \left( \frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.279} \left( \frac{\delta}{L_p} \right)^{-0.05} \quad 2.26$$

Ou,  $D_h$  : c'est le diamètre hydraulique est donné par :

$$D_h = \frac{2(F_p - 2\delta)H}{F_p - 2\delta + H} \quad 2.26$$

La forme géométrique du micro-condenseur est la suivante :

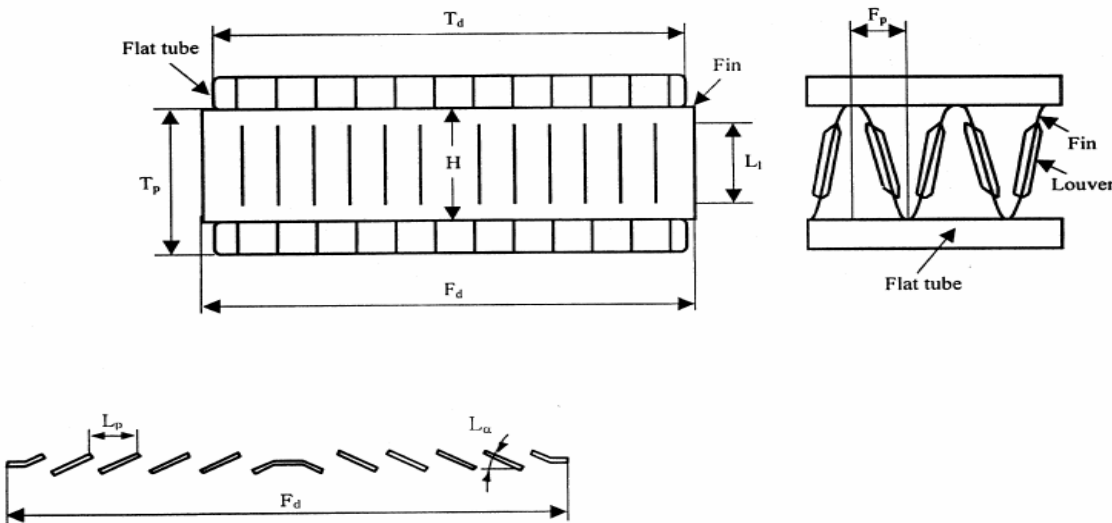
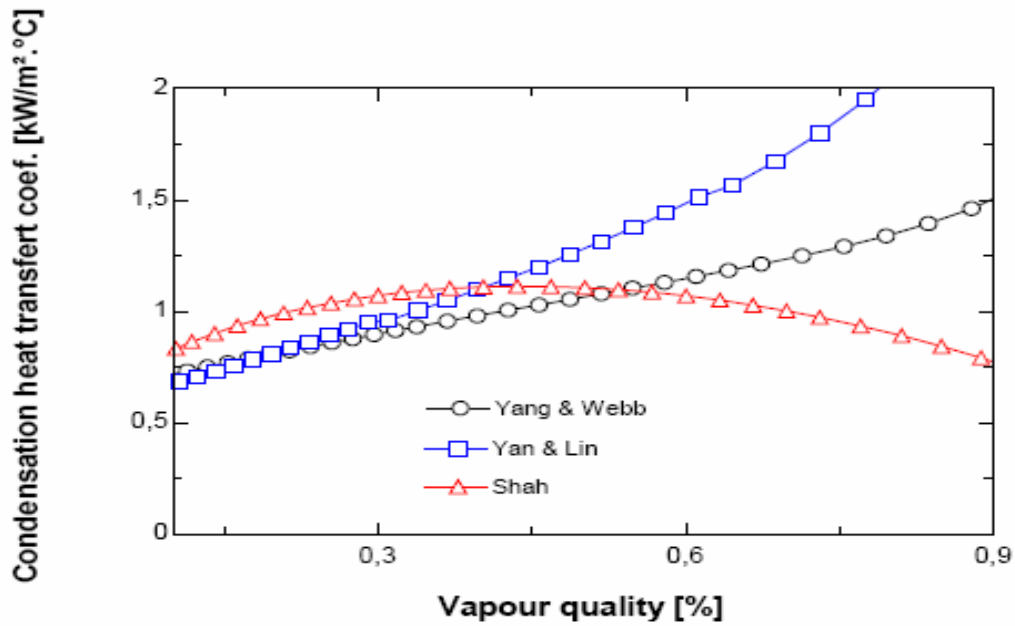


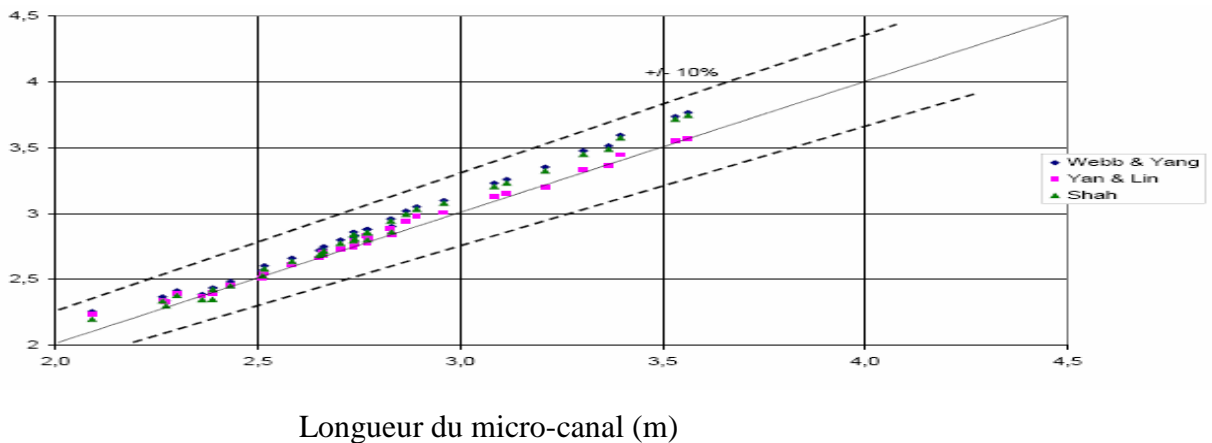
Figure II. 21 : représente les paramètres utilisés par Chang et Wang (1997). [8]

Les résultats obtenus sont les suivants :



**Figure II.22 :** Le coefficient de transfert de chaleur à la phase de condensation en fonction de la qualité de la vapeur. [8]

Coefficient de transfert  
Convectif(W/m<sup>2</sup>K) mesuré



**Figure II.23 :** représente le coefficient de transfert mesuré à la phase de la condensation par l'utilisation des différentes corrélations (Webb, Lin, Shah) en fonction de la longueur du micro-canal. [8]

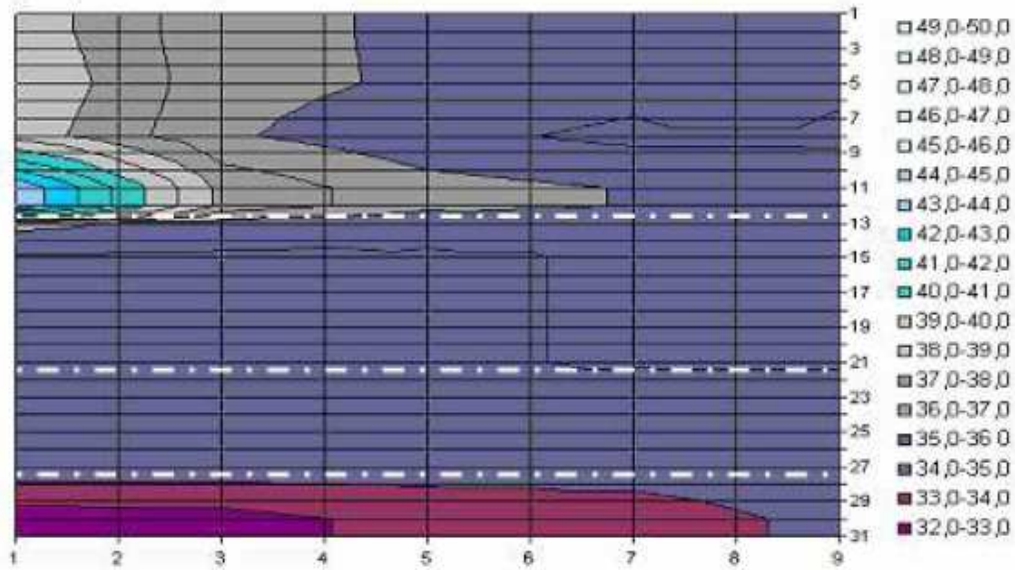
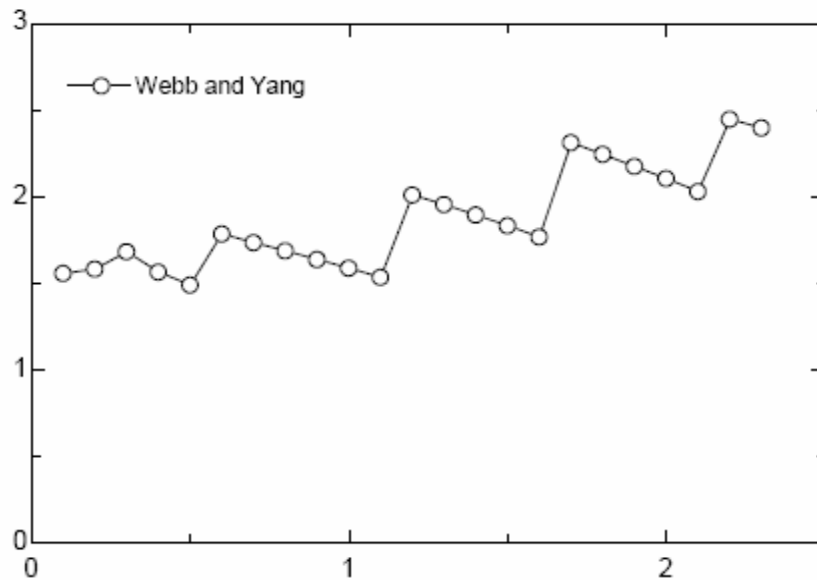


Figure II. 24 : Cartographie thermique, résultant d'un filet de thermocouples.

(Débit= $20 \cdot 10^{-3}$ kg/s, température en °C). [8]

$h$  (W/m<sup>2</sup>K)



Longueur du micro-canal (m)

Figure II. 25 : représente la variation du coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle à la phase de la condensation en fonction de la longueur du micro canal. [8]

\*\*\*A.V. Gusarov, et I. Smurov (2002) [9], développent un modèle simple. Ce modèle est basé sur les lois de la conservation, et les approximations analytiques de la fonction de distribution des vitesses dans la couche de Knudsen, pour l'étude de **l'évaporation** dans un micro-échangeur.

L'évaporation dans les micro-échangeurs s'effectue d'une façon très rapide, car la longueur des micro-canaux est très faible (de l'ordre de quelque millimètre). Le modèle étudié est basé sur l'injection d'hélium chauffée dans un micro-évaporateur, ou le fluide frigorigène est l'hélium. Le modèle suivant est développé par A.V. Gusarov, et I. Smurov (2002) [ ].

$$\frac{\partial n_v}{\partial t} + \frac{\partial(n_v u_z)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r n_v u_r)}{\partial r} = 0 \quad 2.30$$

$$\frac{\partial n_g}{\partial t} + \frac{\partial(n_g u_z)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r n_g u_r)}{\partial r} = 0 \quad 2.31$$

$$\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_z^2 + p)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_z u_r)}{\partial r} = 0 \quad 2.32$$

$$\frac{\partial(\rho u_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_z u_r)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial[r(\rho u_z^2 + p)]}{\partial r} = \frac{p}{r} \quad 2.33$$

$$\frac{\partial(E + \rho u^2/2)}{\partial t} + \frac{\partial[u_z(E + \frac{\rho u^2}{2} + p)]}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial[r u_r(E + \frac{\rho u^2}{2} + p)(\rho u_z^2 + p)]}{\partial r} = 0, \quad 2.34$$

Ou, r : est la coordonnée radiale,  $n_v$  et  $n_g$  sont les densités atomiques de la vapeur et du gaz, respectivement,  $u_z$  et  $u_r$  : sont les composants des vitesses,  $\rho = m_v n_v + m_g n_g$  est la densité,  $\rho = (n_v + n_g) kT$ ,  $E = [n_v(\gamma_v - 1) + n_g(\gamma_g - 1)]kT$  : l'énergie interne volumique et  $m_\alpha$  est la masse moléculaire,  $\gamma_\alpha$  l'exposant adiabatique de la vapeur ( $\alpha = g$ ). La température du fluide dans les micro-canaux est obtenue à partir de l'équation de la chaleur dans la phase condensée :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \frac{\partial T}{\partial z}) \quad 2.35$$

Ou, h est l'enthalpie volumique, T la température et  $\lambda$  la conductivité thermique.

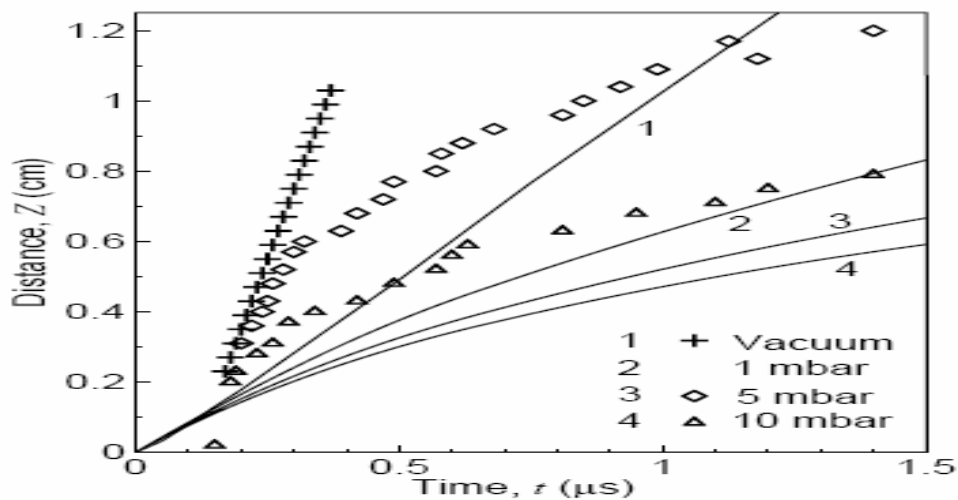
Le bilan de masse est donné par la relation suivante :

$$n_c u_s = n_v u_z \quad 2.36$$

$$AK - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_2=0} = u_z n_v Q_v + u_z \left( E + \frac{\rho u^2}{2} + p \right), \quad 2.37$$

Ou,  $n_c$  : est la densité du volume de contrôle,  $u$  : la vitesse du volume de contrôle à la phase d'évaporation,  $K$  : le flux absorbé,  $m$  : la masse moléculaire de la vapeur, et  $Q_v$  l'enthalpie d'évaporation par molécule.

**Les résultats obtenus par A.V. Gusarov, et I. Smurov sont les suivants à la phase d'évaporation :**



**Figure II. 26 :** dynamique de la surface de contact entre la matière éjectée et le gaz ambiant en fonction du temps. [9]

\*\*\* Koo et Kleinstreuer (2003) [10], ont modélisé la rugosité en parois de **micro conduite** (micro-canal lisse, rugueux). Avec cette méthode, ils ont mesuré les résultats expérimentaux de Male et Li (1999). Ronalde BAVIERE (2005), ont développé un modèle qui repose sur l'utilisation de volume du contrôle infinitésimal de hauteur  $\delta y$ , mais de longueur  $\delta x$  et d'envergure  $\delta z$  grandes par rapport au pas du réseau rugueux, dans ce modèle les grandeurs physiques de l'écoulement sont moyennées.

Le modèle développé par Ronalde BAVIERE est le suivant :

L'équation de la conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho \beta_x U) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \beta_y V) = 0 \quad 2.38$$

Avec U et V désignant respectivement la composante suivant x et y de la vitesse effective.  $\rho$  la densité,  $\beta_x$ ,  $\beta_y$  sont les coefficients de blocage selon x, et y.

L'équation de la conservation de mouvement suivant x s'écrit :

$$\beta_x \rho U \frac{\partial U}{\partial x} + \beta_y \rho V \frac{\partial U}{\partial y} = - \frac{\partial}{\partial x} (\beta_x p) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu \beta_y \frac{\partial U}{\partial y}) - \frac{1}{2} \rho C_f d \frac{U^2}{l_t} \quad 2.39$$

Les conditions aux limites :

$$\text{Cas rugueux : } U(y=0)=0 \quad \text{et} \quad \beta_y U(y=k^-)=U(y=k^+) \quad 2.40$$

$$\text{Cas lisse : } U(y=0)=0 \quad \text{et} \quad \beta_y U(y=k^-)=U(y=k^+) \quad 2.41$$

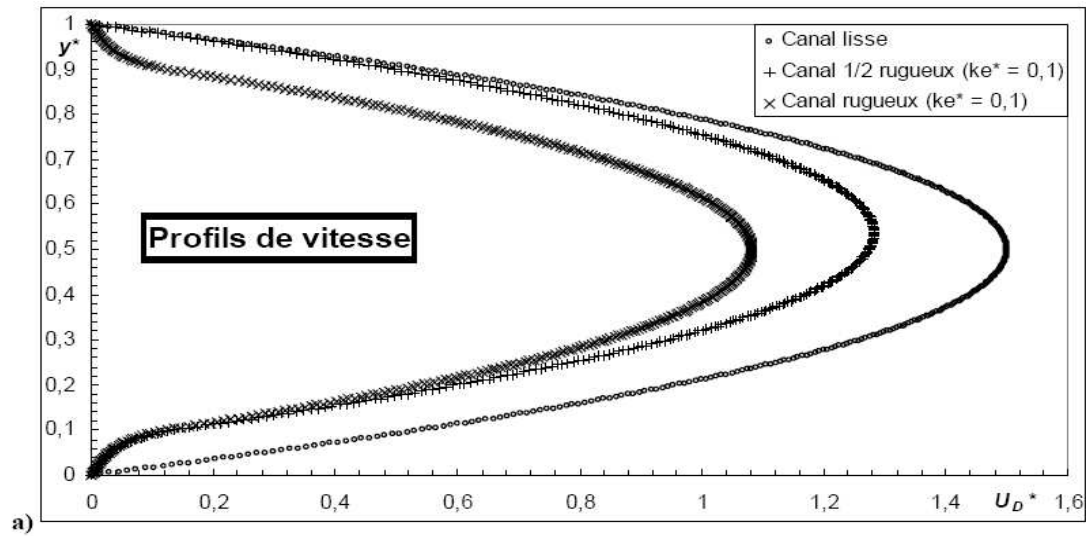
$$\text{cas rugueux : } \frac{\partial U}{\partial y} \Big|_{y=k^-} = \frac{\partial U}{\partial y} \Big|_{y=k^+} \quad \text{et} \quad \frac{\partial U}{\partial y} \Big|_{y=\frac{h}{2}} = 0 \quad 2.42$$

$$\text{Cas semi - rugueux : } \frac{\partial U}{\partial y} \Big|_{y=k^-} = \frac{\partial U}{\partial y} \Big|_{y=k^+} \quad * \text{ et } U(y=h) = 0 \quad 2.43$$

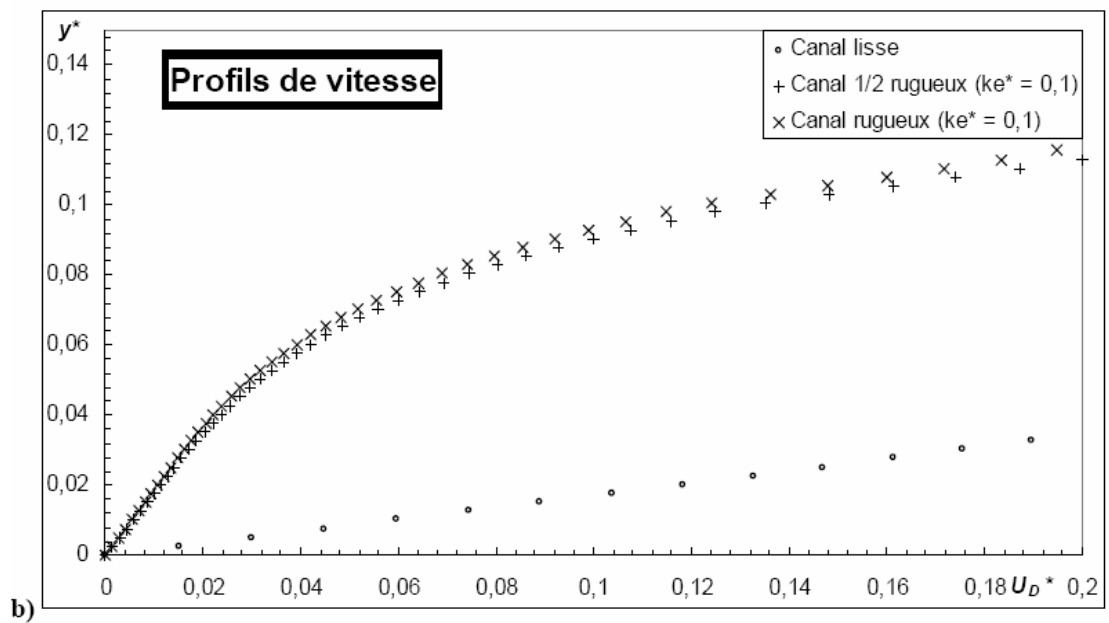
\*\*\*\*Hu et al(2003), ont étudié un modèle analytique requiert une loi d'évaluation pour le paramètre K (la rugosité). Celle-ci à été déterminée à partir des données issues des calculs numériques (3D) de Hu. Werner et Li (Hu 2003), menés pour de l'eau circulant dans un micro canal bidimensionnel à rugosités parallélépipédiques. Les frottements dans un micro canal bidimensionnel rugueux peuvent être exprimés par une hauteur réduite notée :  $h_R$ , qui est la hauteur virtuelle lisse dans lequel, pour un débit donné, la perte de pression est équivalente à celle du micro-canal rugueux. Le nombre de poiseuille  $Po$  est calculé dans le cas rugueux.



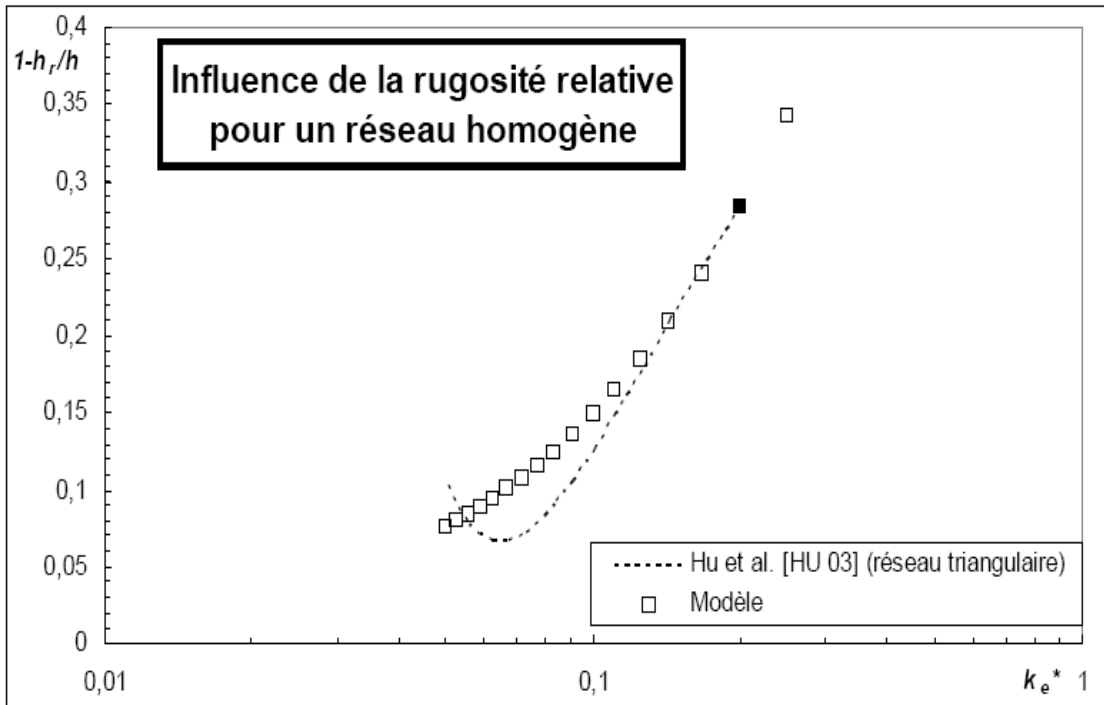
**Lés résultats obtenus sont les suivants :**



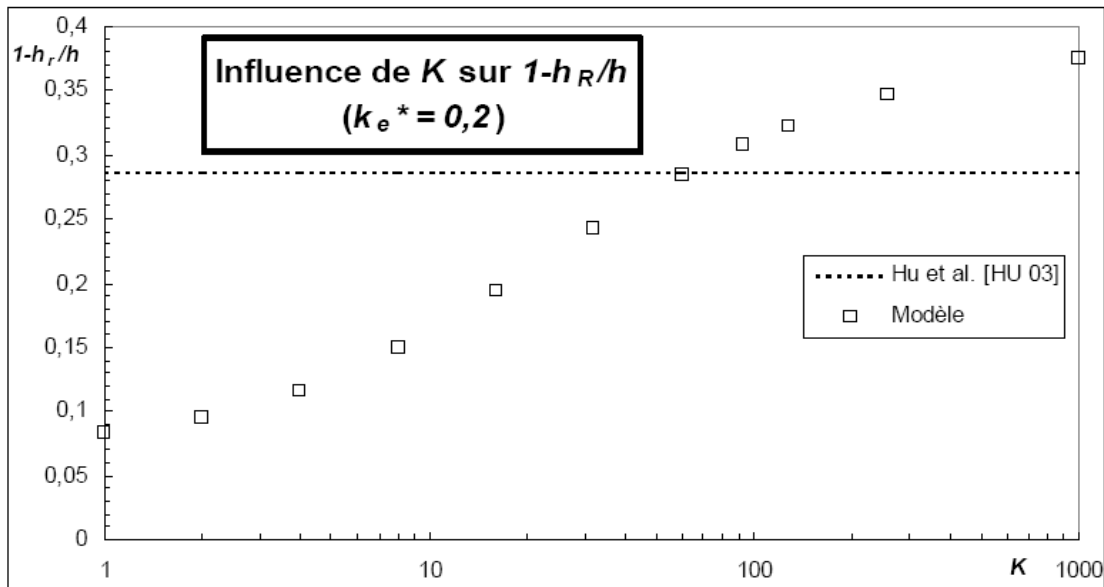
**Figure II. 27 :** influence de la rugosité sur le profil de vitesse d'un écoulement laminaire en micro canal bidimensionnel. a) tout le canal. [10]



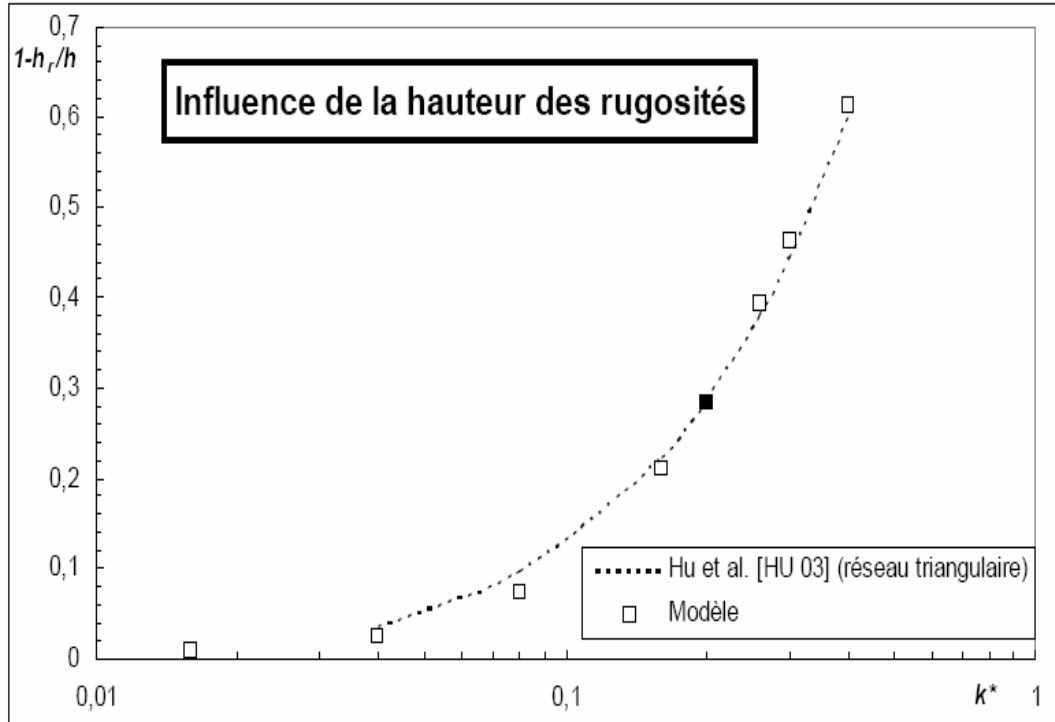
**Figure II. 28 :** influence de la rugosité sur le profil de vitesse d'un écoulement laminaire en canal bidimensionnel. b) vue rapprochée près de la paroi. [10]



**Figure II. 29** : représente l'effet de la rugosité relative  $k^*$  pour un réseau de rugosité homogène ( $k_e^*=1 \mu\text{m}$ ,  $h$  variable). [10]

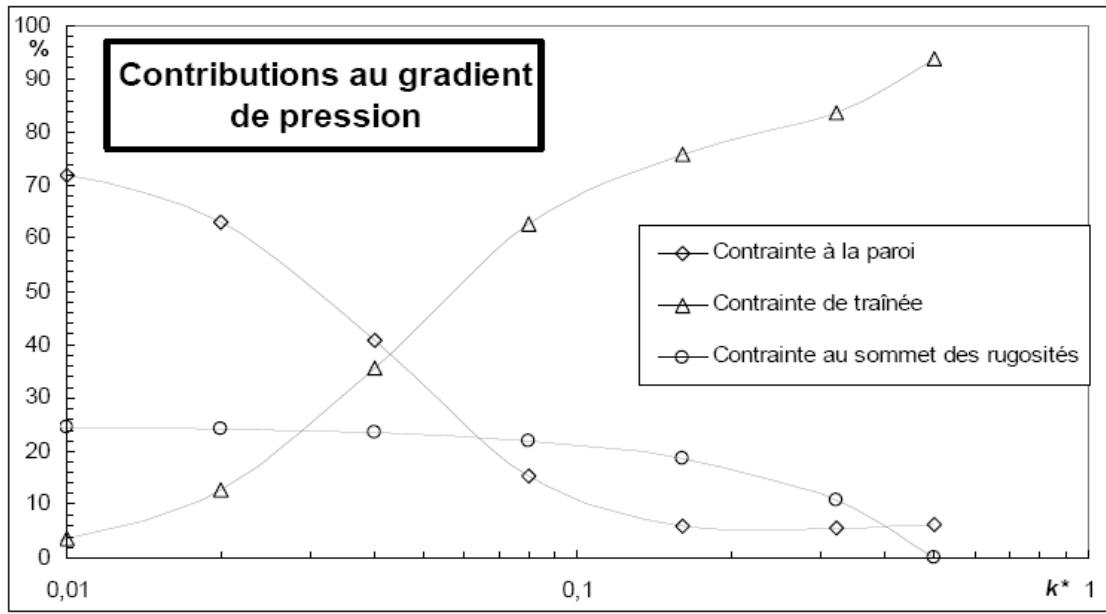


**Figure II. 30** : influence de la rugosité  $k$  sur la hauteur du micro-canal  $\zeta$  ( $\zeta=1-h_r/h$ ). [10]

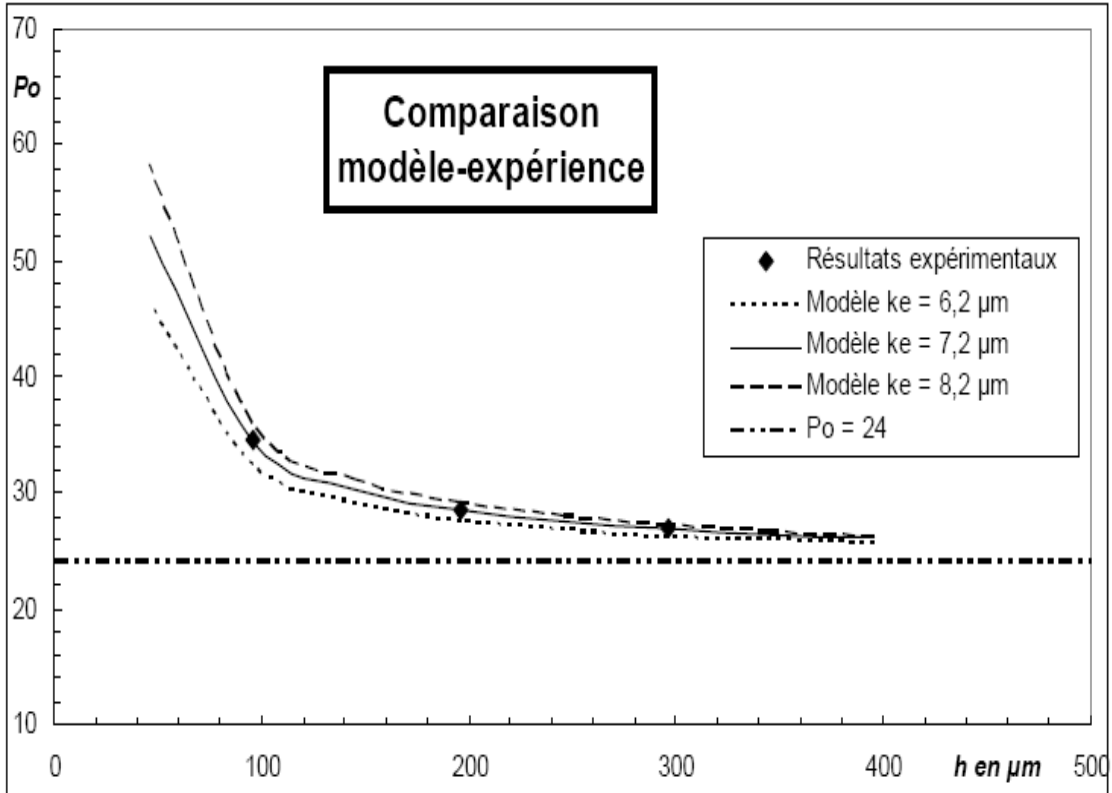


**Figure II. 31** : influence de la hauteur des rugosités sur la hauteur du canal  $\zeta$

$(\zeta=1-h_r/h)$ . [10]



**Figure II. 32** : contribution relatives des contraintes visqueuses et de traînée en fonction de  $k^*$ (rugosit relative). [10]



**Figure II. 33 :** Comparaison entre les prévisions du modèle pour un réseau homogène et les résultats expérimentaux des micro-canaux rugueux. [10]

Issam Mudawar et Weilin Qu [2002] [11], ont développé un modèle sur le transfert de chaleur dans un micro canal rectangulaire. Le modèle étudié est le suivant :

$$\rho_f C p_f u_f \cdot s_c \cdot (T_p - T_{in}) = q'' \cdot W \cdot z \tag{2.4}$$

Avec :

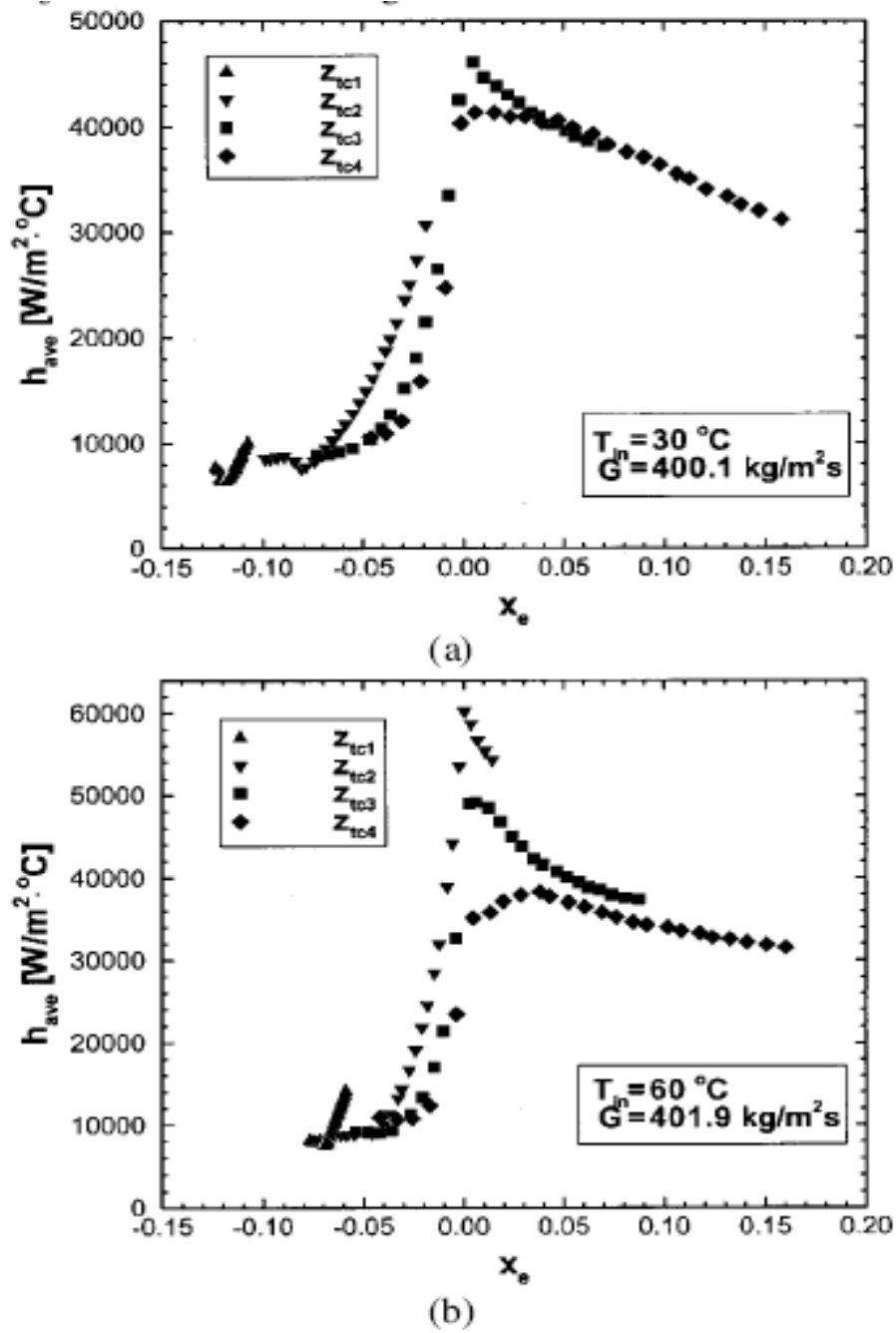
$$T_p = T_f - \frac{q'' \cdot H}{\lambda} \tag{2.45}$$

Ou

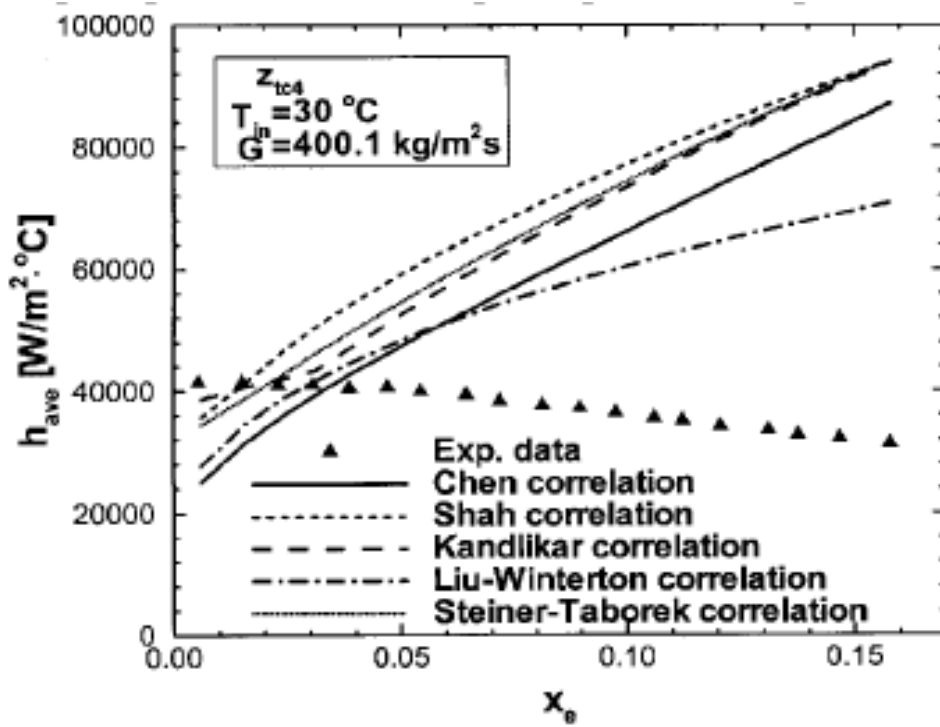
$z$  : la profondeur du thermocouple.

$W$  : épaisseur du micro canal.

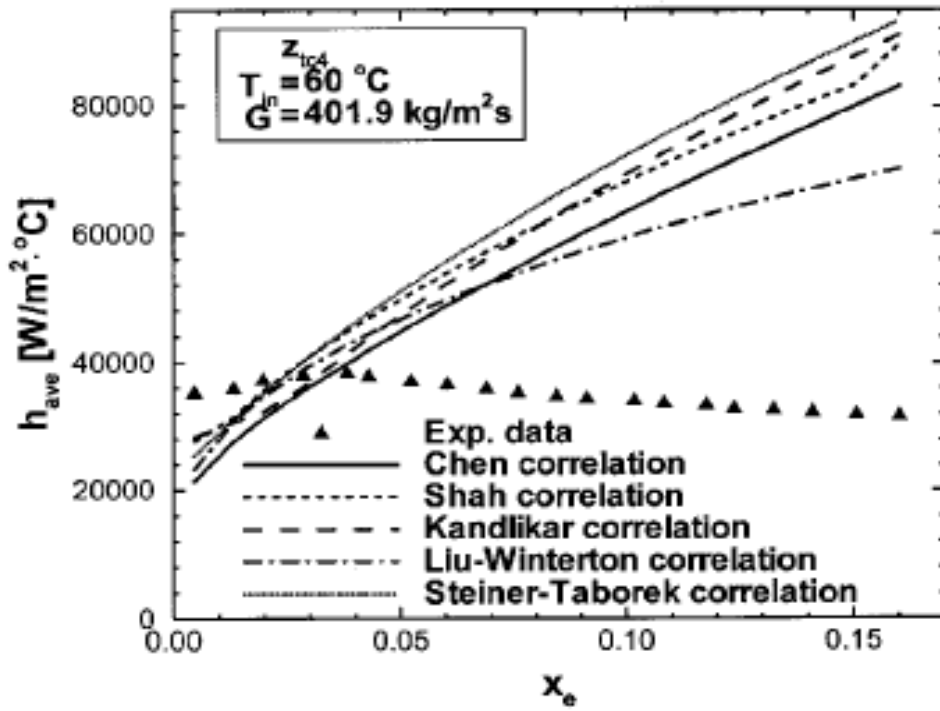
Les résultats obtenus sont les suivants :



**Figure II. 34 :** représente le coefficient de transfert convectif en fonction du titre en équilibre thermodynamique. [11]



(a)

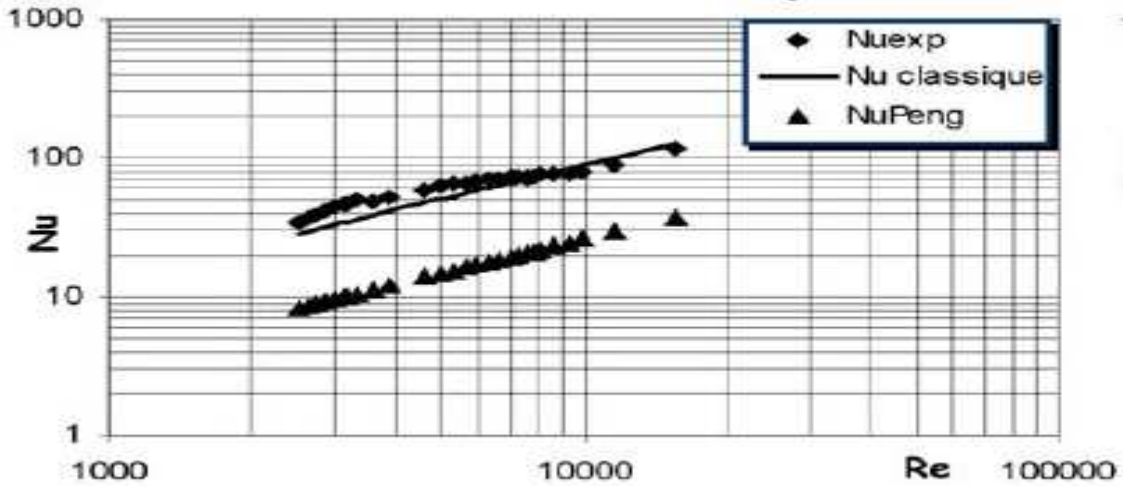


(b)

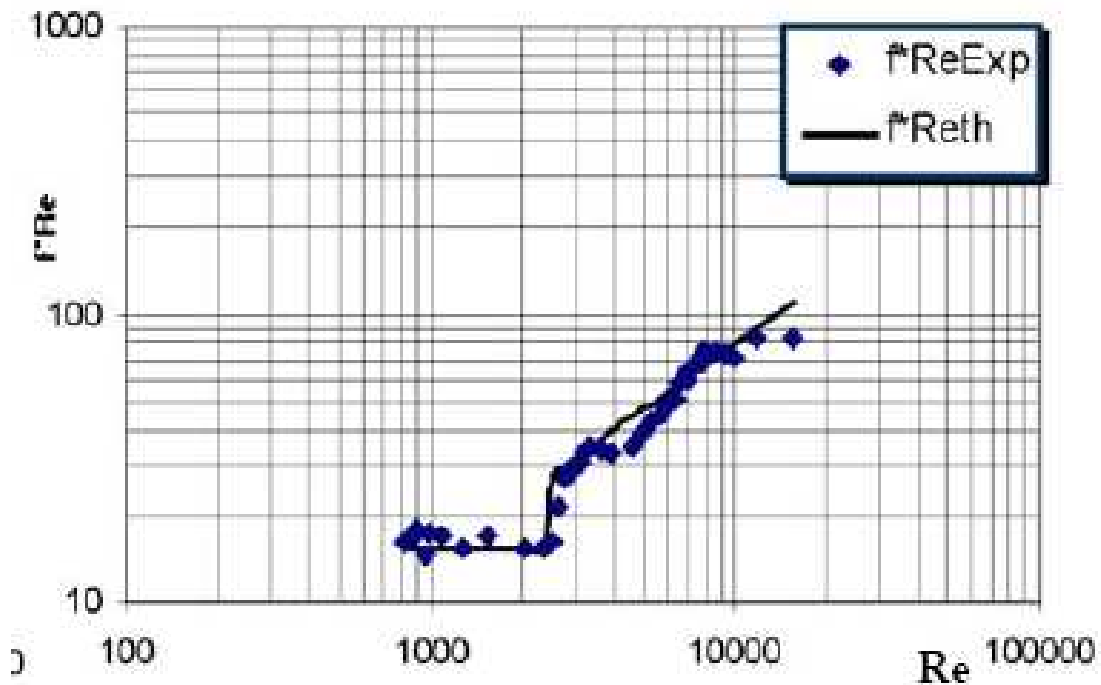
**Figure II.35:** Comparaison entre le coefficient de transfert convectif mesuré à l'ébullition et le coefficient de transfert convectif de prévision. [11]

Monique Lallemand fait une étude expérimentale sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans un micro canal droit

**Les résultats dans un micro canal rectangulaire :**



**Figure II.36 :** Comparaison de nombre de Nusselt expérimental avec les corrélations classiques et de Peng. [12]



**Figure II. 37 :** Comparaison du nombre de Poiseuille expérimental et théorique. [12]

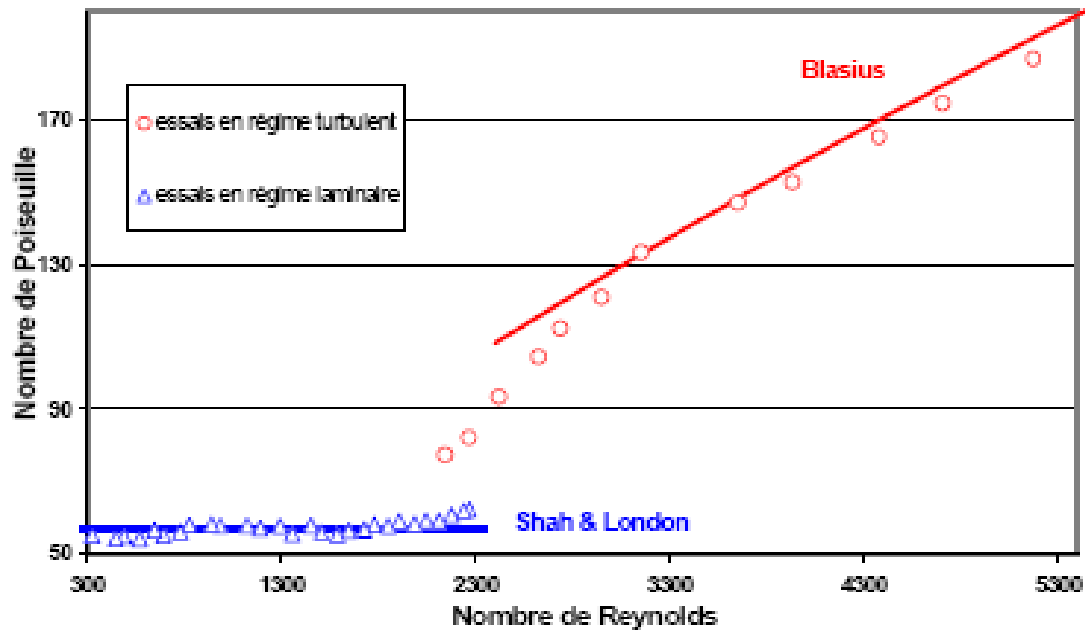


Figure II. 38 : Nombre de Poiseuille à section carrée avec un diamètre de 1mm. [12]

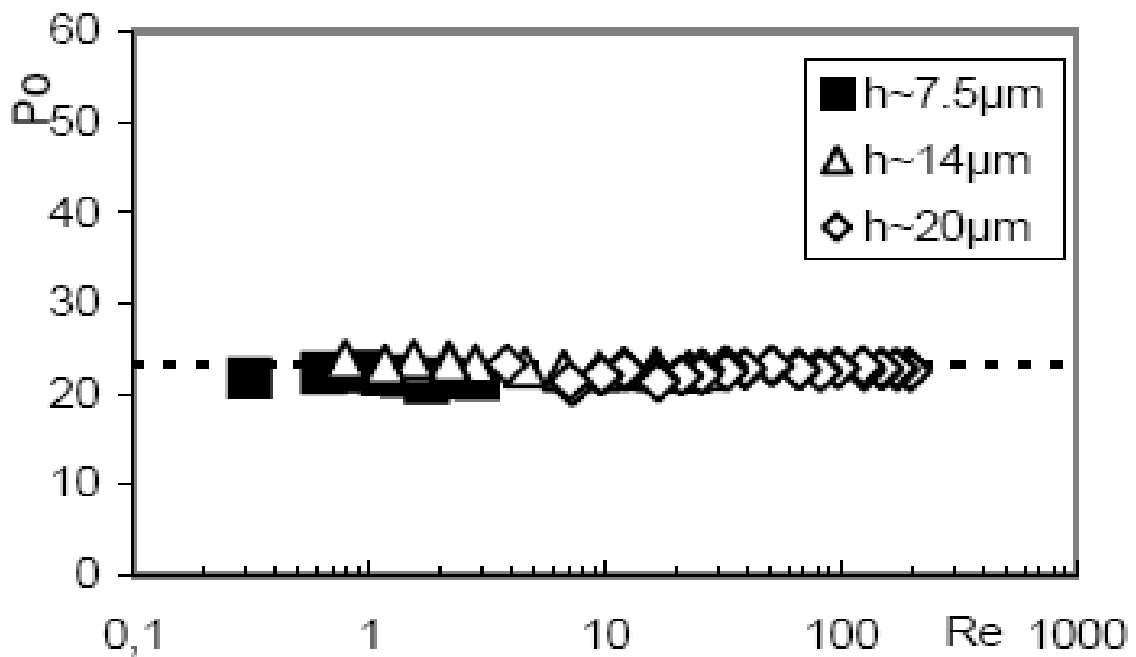


Figure II. 39 : Nombre de Poiseuille à section carrée avec une hauteur  $h \leq 2 \mu\text{m}$ . [12]



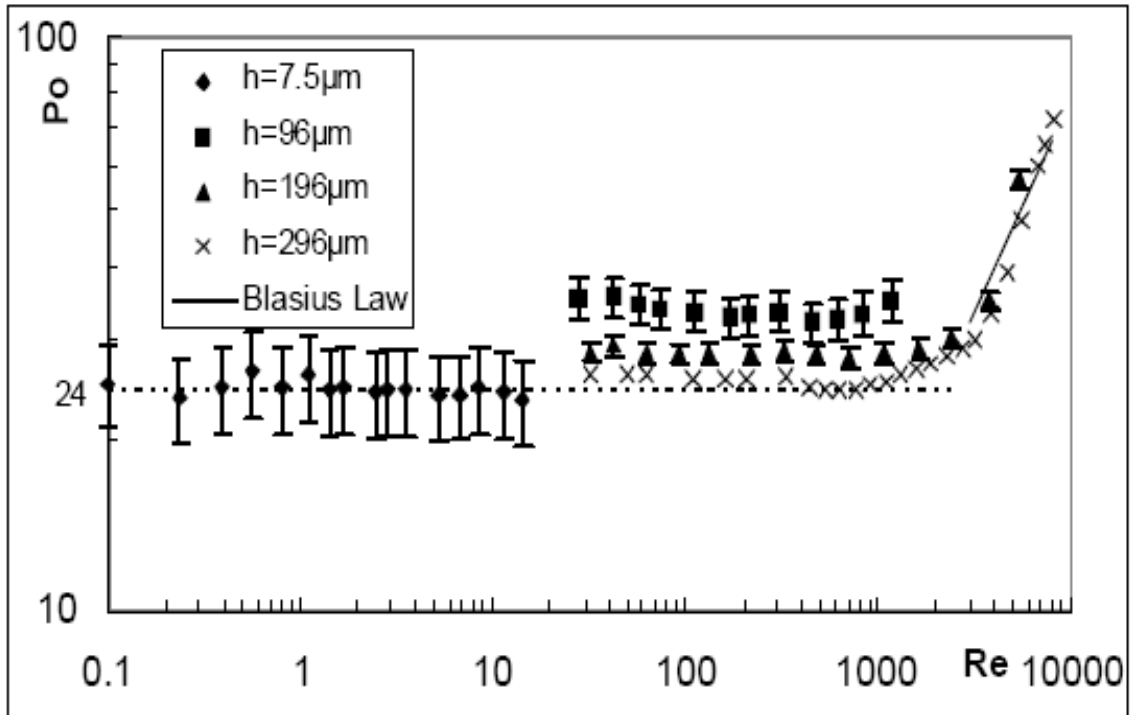


Figure II. 40 : Nombre de Poiseuille. Micro canaux à surface rugueuse. [12]

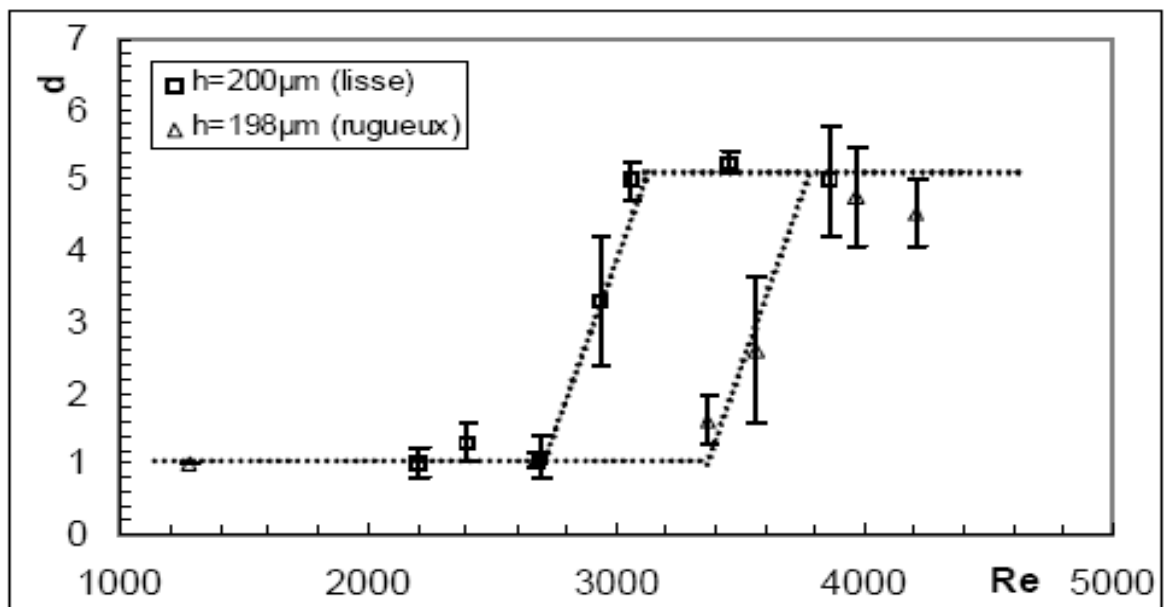
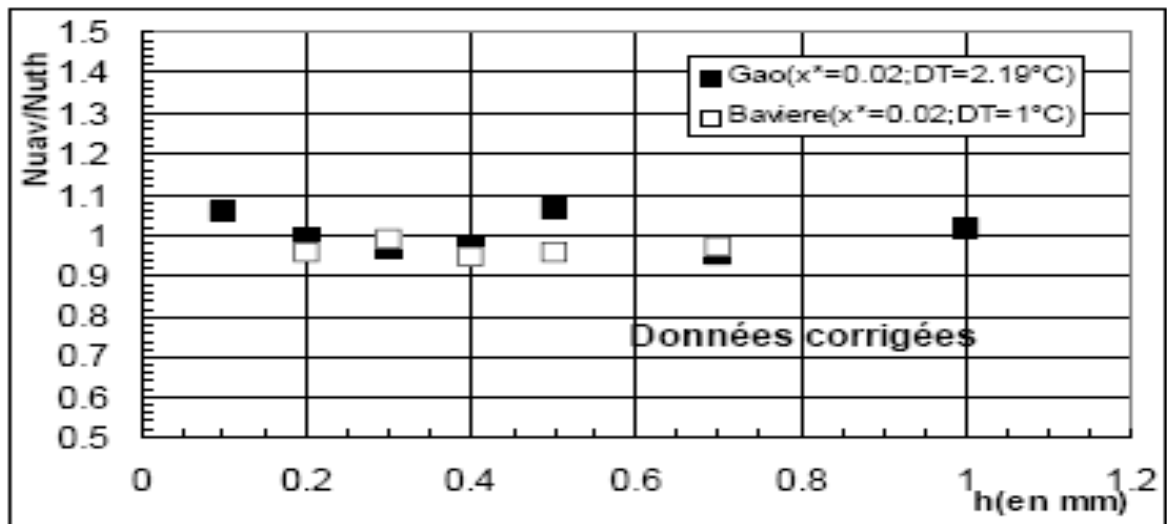


Figure II. 41 : Influence des rugosités sur la transition à la turbulence. [12]



a)

**Figure II. 42 :** Influence de la hauteur du micro canal sur le nombre de Nusselt  $x^*=0.02$  ( $x^*=x/(Dh.Re.Pr)$ ). Données brutes. [12]



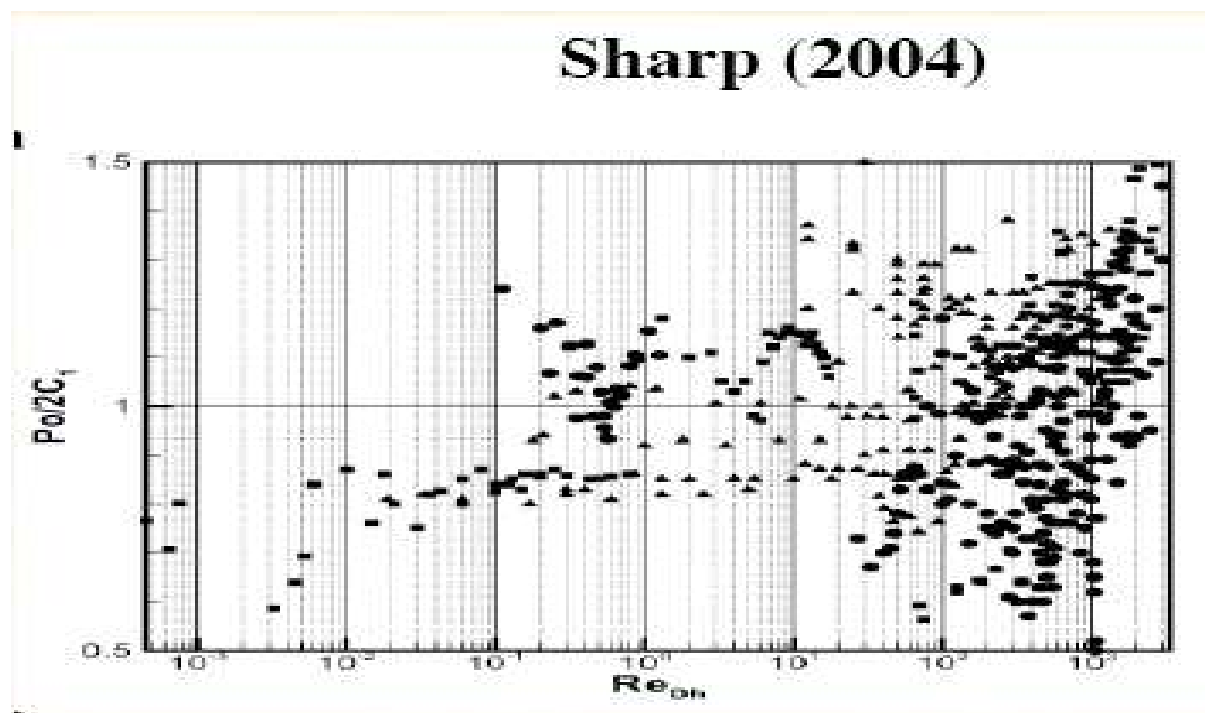
**Figure II. 43:** Influence de la hauteur du micro canal sur le nombre de Nusselt. Données corrigé. Densité de flux moyenne  $40\text{kW/m}^2$ . [12]

## II. 2 Recherches bibliographiques sur les différents phénomènes à l'interface d'un micro canal :

L'échange à l'interface d'un micro canal provoque des phénomènes très compliqués comme par exemple : L'électro-osmose, la double couche électrique.

Le premier modèle qui montre la mesure local des pertes de charge dans les micro canaux pour la représentation des différents phénomènes est développé par R. Bavière et F. Ayela [2004] [13]. Le modèle étudié est basé sur quatre facteurs, et qui sont : l'hydrodynamique dans un micro canal, le coefficient de frottement la rugosité, la double couche électrique

Les résultats obtenus sont :



**Figure II. 44 :** le nombre de Poiseuille normalisé du régime laminaire  $C^{lam}$  en fonction de  $Re$  pour les micro-écoulements liquides d'après Sharp et Adrian [SHA2004]. [13]

▪ : micro canaux rectangulaires [PFA90, 91. PAP, 99 .PFU 00].

▲ : micro canaux trapézoïdaux [PFA91. FLO98. WIL94. QU00].

● : micro tubes [CHO91. JIA95. MAL99. JUD02].

Les mêmes chercheurs utilisent l'eau+ dé ionisée ou ( $0.1\mu\text{s}/\text{cm} < \sigma < 70\mu\text{s}/\text{cm}$ ) dans un micro canal type Poiseuille ( $H \ll W = 500 \mu\text{m} - 1\text{mm}$ ) avec ( $4\mu\text{m} < H < 25\mu\text{m}$ )

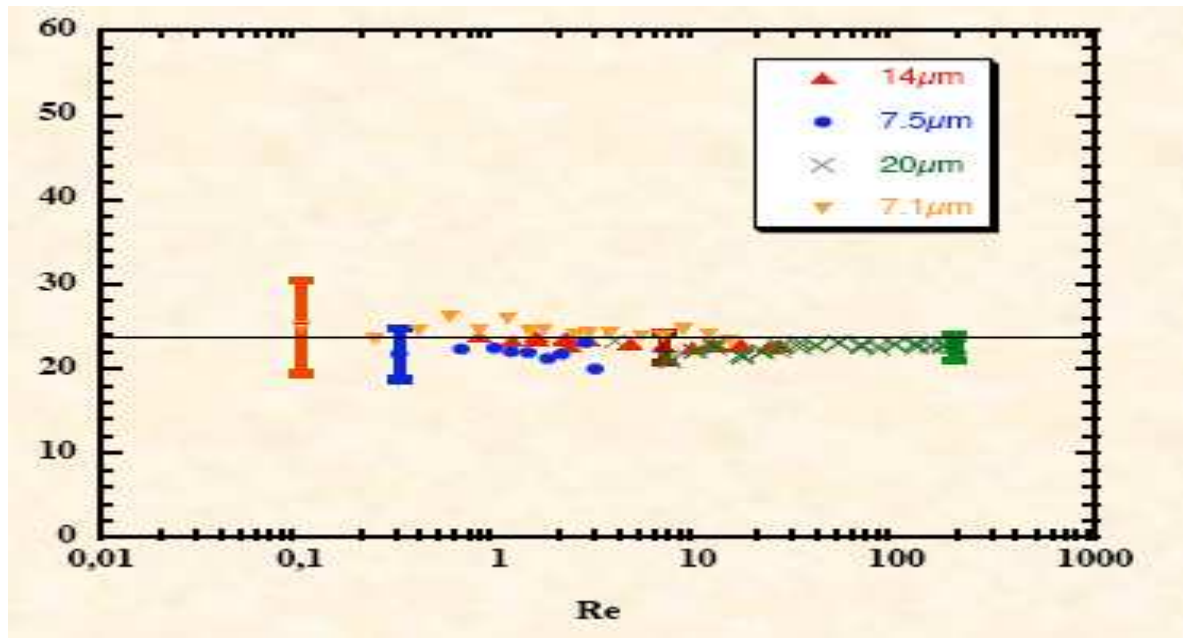
L'équation de Poiseuille est donnée par :

$$Po^{exp} = f^{exp} \cdot Re = 2 \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot H^3 \cdot W \cdot \Delta P_{exp} / \mu L q}{\mu L q} \tag{2.46}$$

q: debit massique

$$\frac{dPo}{Po} = \frac{3\Delta H}{H} + \dots \tag{2.47}$$

Les résultats obtenus sont les suivants :



**Figure II. 45 :** variation du nombre de Poiseuille et du nombre de Reynolds. Micro canal rugueux. [13]

L'exemple d'un micro canal rugueux.



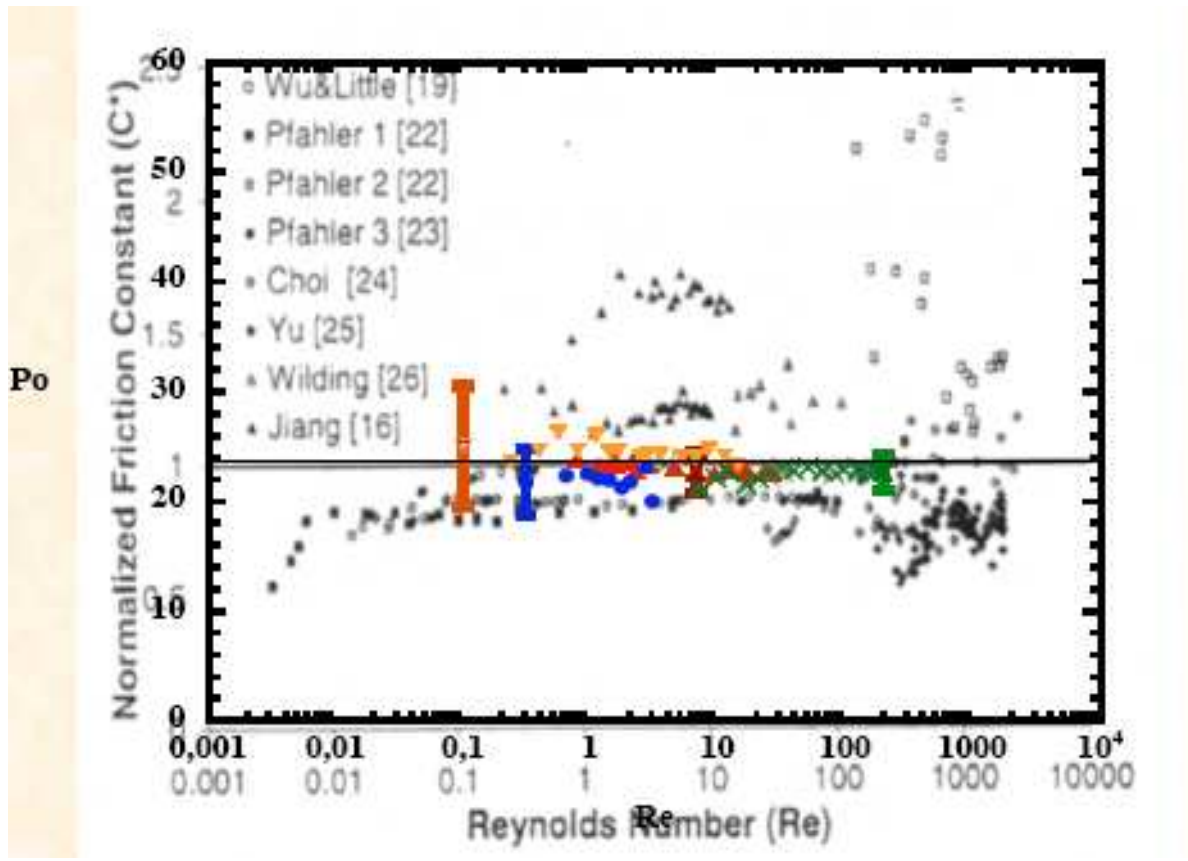


Figure II. 46 : Comparaison des données actuellement disponibles expérimentales.

[13]

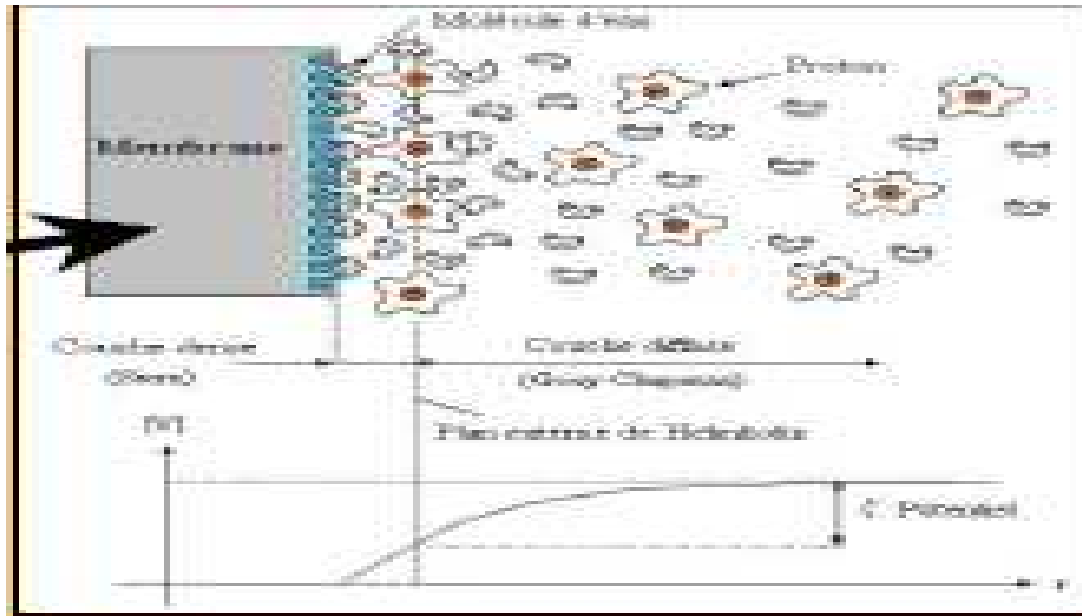
Le groupe de recherche de l’université de Nancy ont développé la modélisation des équations de Poisson Boltzmann, Navier Stokes, Nernst Planck, pour l’obtention des différents phénomènes à l’interface d’un micro canal, pour la représentation de l’écoulement d’eau et des protons près d’une paroi chargé (modèle d’une double couche électrique)

\*\*L’équation de Poisson Boltzmann :  $\nabla\phi = \frac{F}{\epsilon_0 \epsilon_r} \cdot C_b \cdot \exp\left(\frac{F \cdot \phi}{R \cdot T}\right)$  2.48

\*\*L’équation de Navier Stokes :  $\mathbf{0} = -\nabla P_i + F \cdot C_H \cdot E + \mu_l \nabla^2 \mu_i$  2.49

\*\*L’équation de Nernst Planck :  $N_H = C_H \cdot \mu - D_H \left[ \nabla C_H + \frac{F \cdot C_H}{R \cdot T} \nabla \phi \right]$  2.50

**Le résultat est le suivant :**



**Figure II. 47 :** écoulement d'eau et de protons près d'une paroi chargée (modèle d'une double couche électrique. [14]

### **II.3 Conclusion :**

Les études obtenues par les différents chercheurs, montrent que le transfert de chaleur dans un micro canal, ou la micro fluidique sont basés sur l'aspect expérimentale beaucoup plus que l'aspect théorique. Le coefficient de transfert convectif d'un micro canal est dépend de la forme géométrique d'une part et de la vitesse de l'air (entourage) d'autre part, mais la rugosité joue un rôle très important sur la diminution ou l'augmentation de ce coefficient. Pour les résultats de la deuxième recherche bibliographique on remarque qu'il existe des phénomènes physiques différents, ce qu'on a appelé les phénomènes électriques à l'interface d'un micro canal.

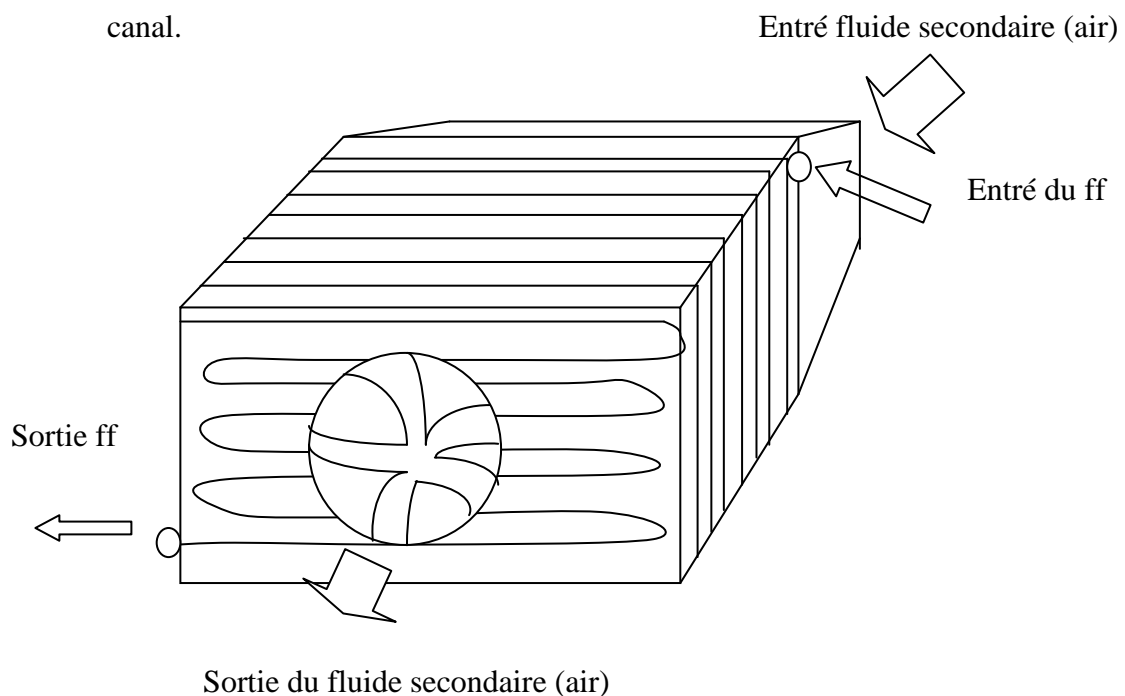
### **III Introduction :**

Nos travaux sont basés sur la modélisation d'un micro-échangeur de chaleur (micro-évaporateur). Le micro-évaporateur est considéré comme une boîte noire où les entrées et les sorties sont liées aux domaines d'utilisation (climatisation des voitures, refroidissement d'un composant électronique,...). Le calcul d'un micro-évaporateur nécessite la bonne compréhension de la micro-fluidique et le transfert de chaleur dans les microstructures, parce que le développement industriel des micro-échangeurs cherche des efforts restant à poursuivre sur différents points :

- Développement en liaison avec des industriels de technologie de fabrication permettant de réaliser des microstructures de grande précision et à bas coût.
- Pour les micro-évaporateurs, on cherche des modèles de dimensionnement simples.

#### **III.1 Description du micro évaporateur utilisé.**

- Les micro-canaux du micro évaporateur sont en forme circulaire, et le matériau de construction est le cuivre.
- Les ailettes en aluminium.
- La distance entre les deux lignes (micro-canal) égale au diamètre du micro-canal.



**Figure III.1** : représente le micro évaporateur étudié.

Avec ff : fluide frigorigène.

### **III.2 Hypothèses simplificatrices :**

- Les diamètres des micro-canaux (fluide frigorigène) sont connus.
- Le fluide secondaire est l'air.
- Le fluide frigorigène utilisé c'est le R134a (R410A, R22, FC77, H2O, CO2, méthane)
- L'évaporation s'effectue sans surchauffe à la sortie du micro-évaporateur.
- Le titre en vapeur frigorigène est connu.
- La température d'entrée du fluide secondaire est connue.
- La densité de flux de chaleur est connue.
- L'échange de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La distribution de la température de la paroi du micro-canal est homogène

### **III.3 formulation mathématique :**

#### **a) Calcul de La puissance frigorifique**

La puissance frigorifique d'un micro évaporateur est calculée par la relation suivante :

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T L$$

(3.1)

#### **b) Calcul de la température moyenne du fluide frigorigène :**

Le calcul de la température moyenne et pour l'obtention des propriétés thermo physiques du fluide frigorigène (les propriétés thermo physiques sont portées à la température moyenne)

On à :



$$T_{moyff} = \frac{T_{sff} + T_{e-f}}{2}$$

(3.2)

Où  $T_{s-f}$  est la température de sortie du fluide frigorigène,  $T_{e-f}$ , la température d'entrée du fluide frigorigène.

\*\*Pour notre cas (pas de surchauffe à l'intérieur d'un micro évaporateur), la température d'entrée du fluide frigorigène égale la température d'évaporation, et la température de sortie du fluide frigorigène égale aussi la même valeur.

Donc :

$$T_{moyff} = \frac{T_{ev} + T_{ev}}{2} = T_{ev}$$

(3.3)

Ou :

$$T_{ev} = T_{efs} - \Delta T_c$$

(3.4)

$\Delta T_p$  : le pincement d'un micro-évaporateur.

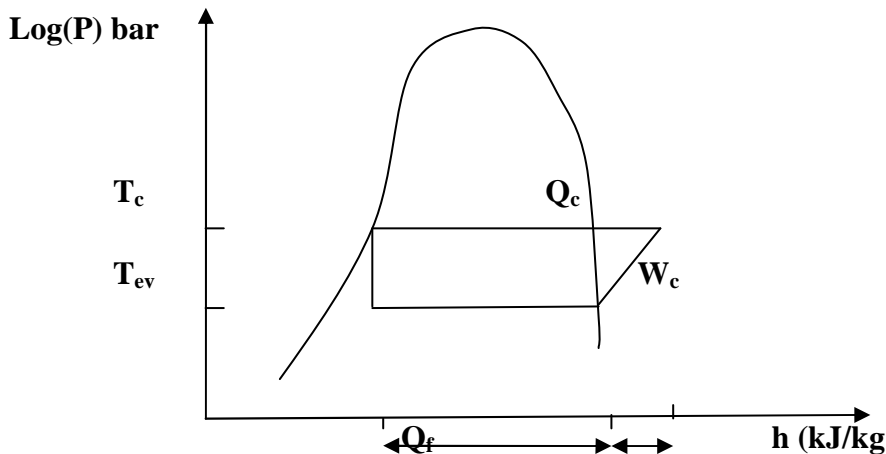
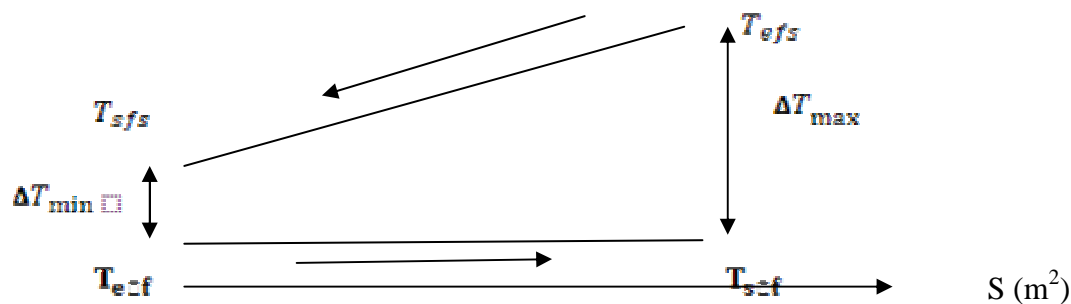


Figure III.2 : digramme de Mollier.

**c) Calcul de la température de sortie du fluide secondaire :**

Température (K)





**Figure III.3** : variation de la température le long du micro évaporateur

La température de sortie du fluide secondaire est donnée par la formule suivante :

$$T_{sfs} = T_{eff} + \Delta T_{min} \quad \text{Avec} \quad T_{eff} < \Delta T_{min} < T_{e-s} \quad (3.5)$$

Donc, la température moyenne du fluide secondaire (air) s'exprime de la manière suivante :

$$T_{moyfs} = \frac{T_{sfs} + T_{e-s}}{2} \quad (3.5)$$

#### d) Calcul de la valeur de $\Delta TLM$ :

Le logarithme moyen est déduit par :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (3.6)$$

\*\*On commence par le calcul de la valeur de  $\Delta T_{max}$  :

D'après la figure III.3 on trouve que :

$$\Delta T_{max} = T_{eff} - T_{ev} \quad (3.7)$$

Ou  $T_{eff}$  : température d'entrée du fluide secondaire,  $\Delta T_p$  : le pincement d'un micro-évaporateur.

\*\*On passe au calcul de la valeur de  $\Delta T_{min}$  :

D'après la figure III.3 on trouve que :  $\Delta T_{min} = T_{sfS} - T_{ev}$  (3.8)

Finalement la valeur de  $\Delta TLM$  est déduite.

### e) Calcul du coefficient global de transmission de chaleur par conduction K:

Le coefficient global de transfert de chaleur dans un micro canal circulaire est donné par la relation suivante :

(3.9)

Où,  $h_{dp}$  : le coefficient de transfert convectif coté fluide frigorigène,  $h_{fs}$  : coefficient de transfert convectif du fluide secondaire (extérieur),  $e$  : épaisseur du micro canal,

$\lambda_{c}$  : Conductivité thermique du micro-canal,  $R_{in}$  : le rayon interne du micro canal,  $R_{ex}=R_{in}+e$ , rayon externe du micro canal.

#### e.1 Calcul du nombre de Reynolds pour le fluide frigorigène à l'état diphasique:

Pour notre cas on a un nombre de Reynolds du liquide seul. Le but pour le calcul du nombre de Reynolds est de déduire le régime d'écoulement d'une part, et pour le calcul de la vitesse du fluide frigorigène d'autre part.

On commence par le calcul du nombre de Reynolds à partir du nombre d'ébullition (nombre d'ébullition) [12]:

$$Re_{ff} = \frac{G_{ff} \cdot (1 - x) \cdot \rho_{ff} \cdot D_{in}}{\mu_{ff}}$$

(3.10)

Où,  $G_{ff}$  : est la vitesse massique ( $kg/m^2s$ ),  $\rho_{ff}$  : la densité,  $\mu_{ff}$  la viscosité dynamique (Pa.s),  $D_{in}$  : diamètre interne ( $\mu m$ ).

**e.2 Calcul de la vitesse du fluide frigorigène [13]:**

La vitesse est donnée par la formule :

$$G_1(\text{ff.}) = q'' / (Bo \cdot h_{lg}) \quad (3.11)$$

Avec  $q''$  est la densité de flux de chaleur ( $\text{W/m}^2$ ), Bo : nombre d'ébullition nucléée

(Sans unité),  $h_{lg}$  : la chaleur latente de vaporisation du fluide frigorigène.

\*\*\*la densité de flux de chaleur ( $q''$ ) est donnée (connue).

Le nombre d'ébullition est donné par la formule suivante [14]:

$$Bo = \frac{Bo^*}{Fr_1^{(1/7)}} \quad (3.12)$$

Ou :

$Bo^*$  est donné par la figure (a.1) (Voir l'annexe A) on utilise l'interpolation pour l'obtention du  $Bo^*$

Le nombre de Froude liquide est donné par le tableau (a.2) (voire l'annexe A)

**f) Calcul du coefficient de transfert convectif diphasique  $h_{dp}$  :**

La formule de calcul du coefficient de transfert convectif diphasique (fluide frigorigène) dépend du nombre de Reynolds (liquide seul).

En générale  $h_{dp}$  est donné par [15]:

(3.13)

$$h_{dp,NBD} = 0.6683Co^{-0.2} \cdot (1-x)^{-0.8} \cdot f(Fr_{LO}) \cdot h_{LS} + 1058.0Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{F1} h_{LS}$$

$$h_{dp,CBD} = 1.136Co^{-0.9} (1-x)^{-0.8} f(Fr_{LO}) h_{LS} + 667.2Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{F1} h_{LS}$$

Ou  $h_{dp,NBD}$ ,  $h_{dp,CBD}$  sont respectivement le coefficient de transfert diphasique avec l'ébullition nucléée dominante, et ébullition convective dominante.

Ou : x, le titre en vapeur du fluide frigorigène

Le Coefficient de transfert convectif Co est donné par [15]:

$$Co = \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^0 \cdot 5 \left[ \frac{(1-x)}{x} \right]^0 \cdot 8$$

(3.14)

$f(Fr_{LO}) = 1$  Pour un micro canal [15].

Le nombre de Froude  $F_{F1}$  est donné au tableau :

**Si Rels >3000 (régime turbulent)**

$$h_{ls} = \frac{Re_{LO} Pr_L \left( \frac{f}{2} \right) \left( \frac{\lambda_L}{d_{ca}} \right)}{1 + 12.7 \left( Pr_L^{2/3} - 1 \right) \left( \frac{f}{2} \right)^{0.5}} \text{ pour } 10^4 \leq Re_{LO} \leq 5.10^6$$

$$h_{ls} = \frac{(Re_{LO}[-1000] Pr_L) \left( \frac{f}{2} \right) \left( \frac{\lambda_L}{d_{in}} \right)}{1 + 12.7 \left( Pr_L^{2/3} - 1 \right) \left( \frac{f}{2} \right)^{0.5}} \text{ pour } 3000 \leq Re_{LO} \leq 10^4$$

Avec :

$$f = [1.58 \ln(Re_{Lo}) - 3.2]^{-2}$$

(3.15)

**Si  $3000 > Re_{ls} > 1600$  (régime transitoire)**

$h_{ls}$  Est tiré d'après une interpolation linéaire entre les valeurs de  $h_{ls}$  lorsque  $Re_{ls}=1600$  et  $Re_{ls}=3000$ .

**Si  $Re_{ls} < 1600$  : (régime laminaire)**

$$h_{ls} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$$

(3.16)

Pour un micro canal circulaire lorsque le flux de chaleur est constant le nombre de Nusselt ( $Nu=4.36$ ) [15].

\*\*\*\*\*Après le calcul de la valeur de  $h_{ls}$ , on passe au calcul du coefficient de transfert convectif :

(3.17)

$$h_{dp,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-x)^{-0.8} f(Fr_{Lo})h_{ls} + 1058.0Bo^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{F1}h_{ls}$$

$$h_{dp,CBD} = 1.136Co^{-0.9}(1-x)^{-0.8} f(Fr_{Lo})h_{ls} + 667.2Bo^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{F1}h_{ls}$$

**f. 1 Le nombre de Prandtl pour le fluide frigorigène :**

$$Pr_{ff} = \frac{\mu_{ff} \cdot Cp_{ff}}{\lambda_{ff}}$$

(3.18)

Ou,  $\lambda_{ff}$  est la conductivité thermique (W/m.K),  $Cp_{ff}$  : la chaleur spécifique à pression constante (kJ/kg.K)

**g) Calcul du coefficient de transfert convectif du fluide secondaire (surface externe du micro-canal)  $h_{efs}$  :**

Le fluide secondaire est l'air. Le nombre de Nusselt pour une surface externe d'un micro canal où la convection est forcée, est donnée par la relation suivante :

$$[Nu]_{fs} = 0,00599 \cdot Re_{fs}^{0.912} \cdot Pr_{fs}^{1/3}$$

(3.19)

Et on a

$$Nu_{fs} = \frac{h_{fs} D_{ex}}{\lambda_{fs}}$$

(3.20)

Donc :

$$[h_e]_{fs} = 0,00599 \cdot Re_{fs}^{0.912} \cdot Pr_{fs}^{1/3} \cdot \lambda_{fs} / D_{ex,fs}$$

(3.21)

**g.1 Calcul du nombre de Prandtl pour le fluide secondaire (air) :**

Les propriétés thermo physiques sont calculées à la température moyenne du fluide secondaire, le nombre de Prandtl est donné par :

$$Pr_{fs} = \frac{\mu_{fs} \cdot Cp_{fs}}{\lambda_{fs}}$$

(3.22)

Le nombre de Reynolds pour le fluide secondaire (air) est donné par :

$$Re_{fs} = \frac{v_{fs} \cdot D_{exfs}}{\nu_{fs}}$$

(3.23)

Le calcul de la vitesse de circulation du fluide secondaire est passé par le calcul de la puissance du micro évaporateur.

**g.2 La puissance du micro-évaporateur est calculée par la formule suivante :**

$$Q = \dot{m}_{ff} \cdot (H_{sff} - H_{eff})$$

(3.24)

Ou,  $H_{sff}$  l'enthalpie de sortie du fluide frigorigène,  $H_{eff}$  l'enthalpie d'entrée du fluide frigorigène.

Le débit du fluide frigorigène est :

$$\dot{m}_{ff} = G_{-f} \cdot S$$

(3.25)

Après l'obtention de la puissance frigorifique on trouve :

$$Q_{ff} = v_{fs} \cdot S_{fs} \cdot C_{pfs} \cdot [(T)_{-fs} - T_{efs}]$$

(3.26)

Donc, la vitesse du fluide secondaire est donnée par :

$$v_{fs} = \frac{Q_{ff}}{S_{fs} \cdot C_{pfs} \cdot [(T)_{-fs} - T_{efs}]}$$

(3.27)

La section du fluide secondaire est connue ( $S_{fs} = Long \cdot Lar$ ).

\*\*la conductivité thermique du micro canal est calculée à une température moyenne de la paroi.

Donc la valeur de K (coefficient de transfert global de transmission de chaleur).

**h) Calcul de la surface d'échange du micro-évaporateur :**



La surface d'échange du micro évaporateur est déduite par la relation suivante :

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta T L C}$$

(3.28)

Calcul de la longueur du micro canal :

$$S = \pi \cdot D_{in} \cdot L_c$$

(3.29)

Donc

$$L_c = \frac{S}{\pi \cdot D_{in}}$$

(3.30)

### I Calcul de la quantité de chaleur échangée par les ailettes :

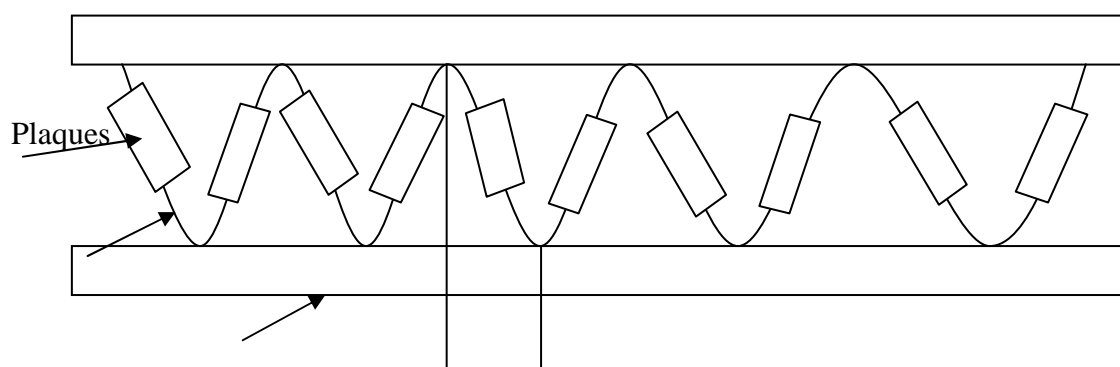
Les ailettes d'un micro évaporateurs sont composées d'un matériau de liaison et des plaques d'échanges. La soudure s'effectue par des techniques spéciales. On utilise ces ailettes pour l'augmentation de la surface d'échange d'une part et pour la protection de la déformation des micro-canaux d'autre part.

La quantité de chaleur échangée entre les ailettes et l'air est calculée de la relation suivante :

$$Q = h \cdot S \cdot (t_s - t_e)$$

$$h = j \cdot \rho_m \cdot V_c \cdot C_{pC} \cdot Pr^{-\frac{2}{3}}$$

$$j = Re_{LP}^{-0.487} \cdot \left( \frac{L_a^0 \cdot 257}{90^0} \cdot 257 \right) \cdot \left( \frac{F_p^{-0.13}}{L_p^{-0.13}} \right) \cdot \left( \frac{H^{-0.29}}{L_p^{-0.29}} \right) \cdot \left( \frac{F_d^{-0.235}}{L_p^{-0.235}} \right) \cdot \left( \frac{L_l^0 \cdot 68}{L_p^0 \cdot 68} \right) \cdot \left( \frac{T_p^{-0.279}}{L_p^{-0.279}} \right) \cdot \left( \frac{\delta_r^{-0.05}}{L_p^{-0.05}} \right)$$



matériau de

li

liaison

Micro canal

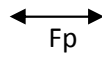


Figure III.4 : vue des ailettes utilisées

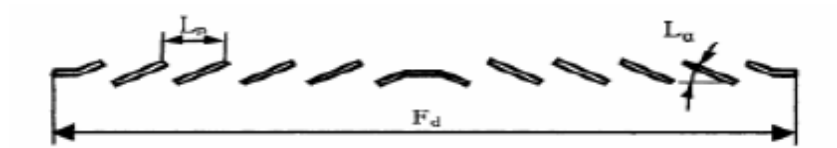


Figure III. 5 :

méthode de  
l'air

représentation  
soufflage de

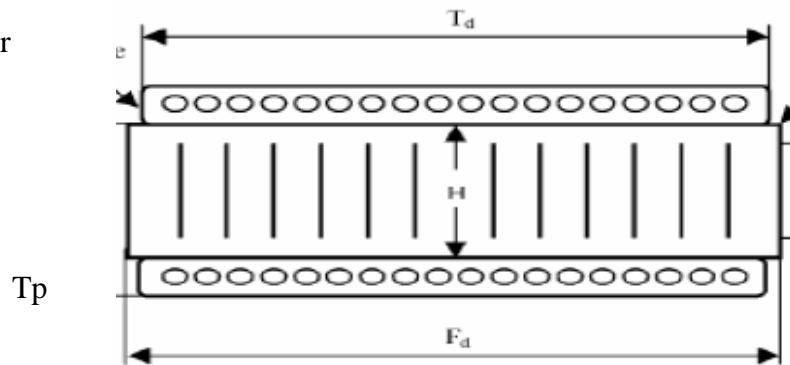


Figure III. 6 : représentation les caractéristiques des ailettes.

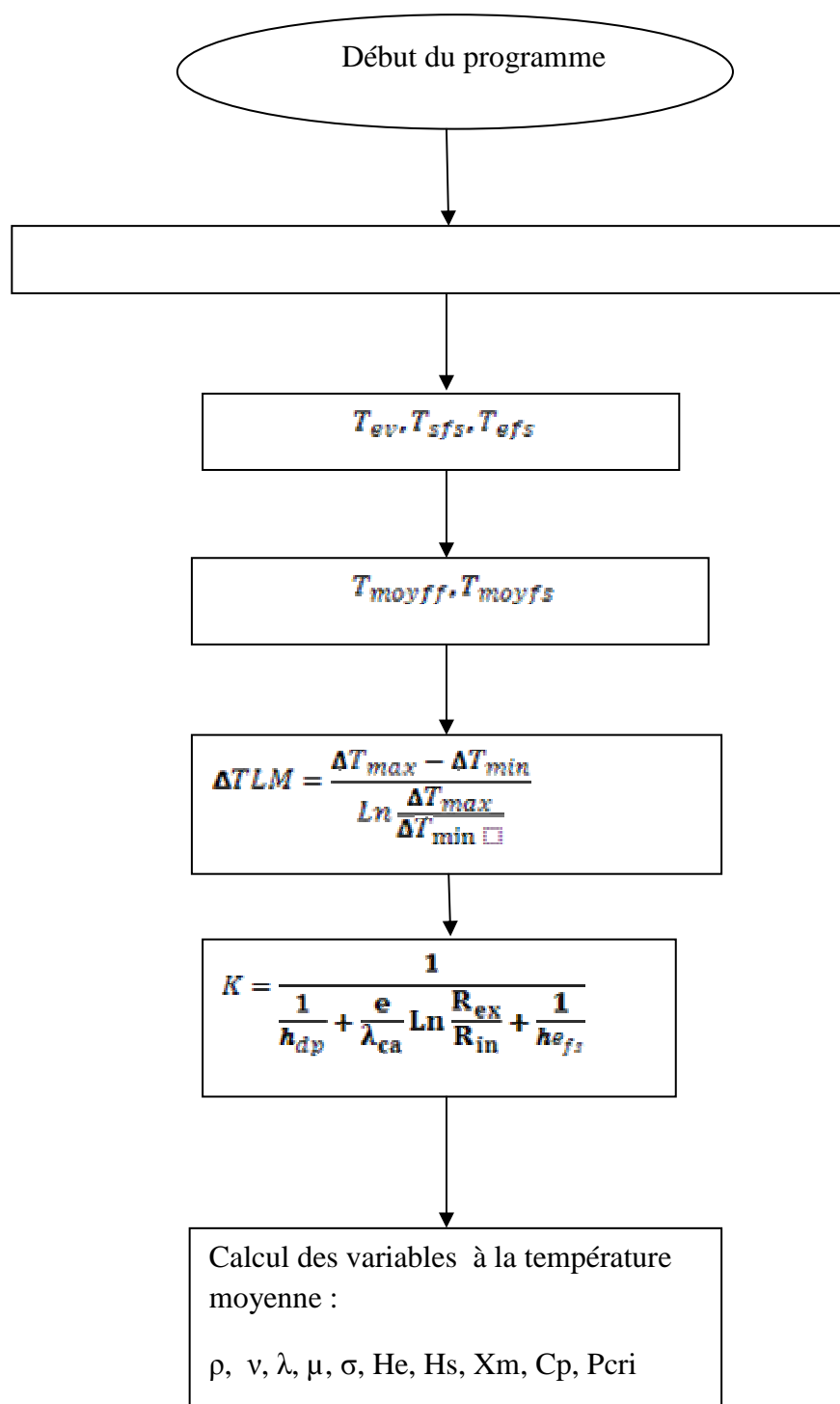
Pour notre cas :

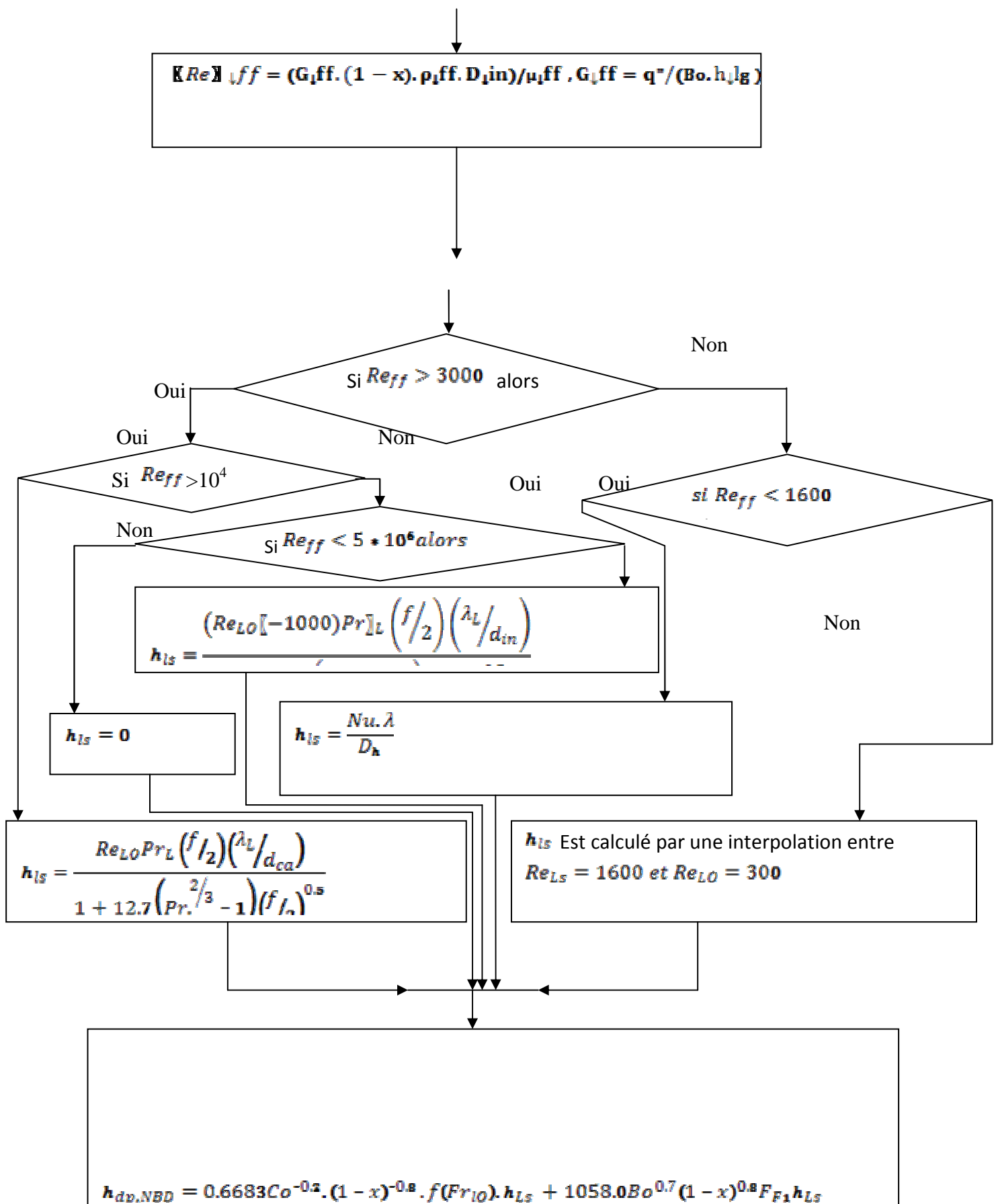
$\delta f$ : épaisseur de du matériau de liaison	0.1
H : distance entre deux line du micro canaux (mm)	8
Tp (mm)	10
Ll (mm)	7
Fp (mm)	1.4
Lp (mm)	1.7

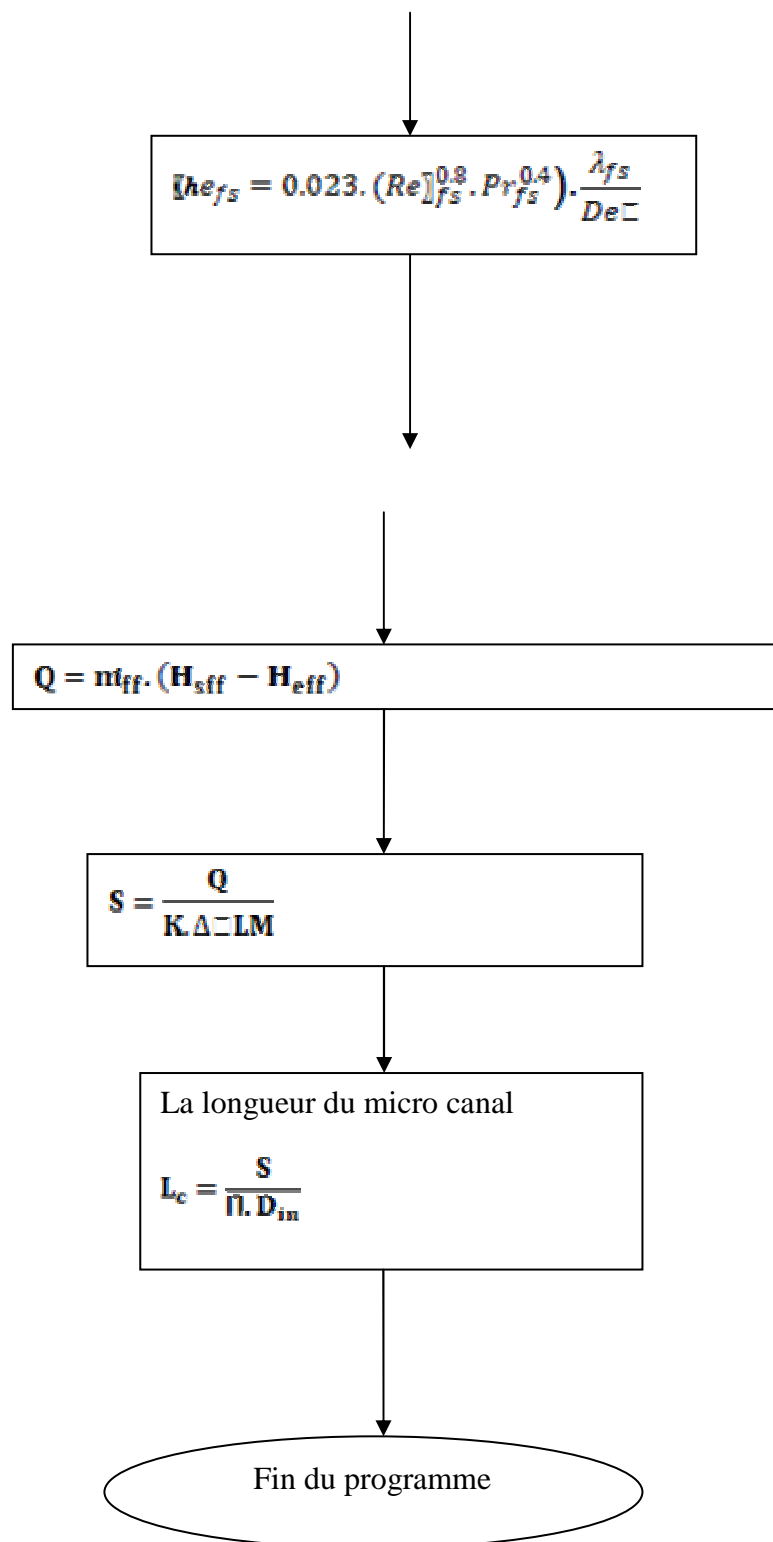
L $\alpha$ (°)	27
----------------	----

**Tableau III. 1:** valeur numérique des différentes caractéristiques de l'ailette.

#### III.4 L'organigramme du modèle développé :







**Figure III.7** : organigramme du calcul d'un micro-évaporateur.



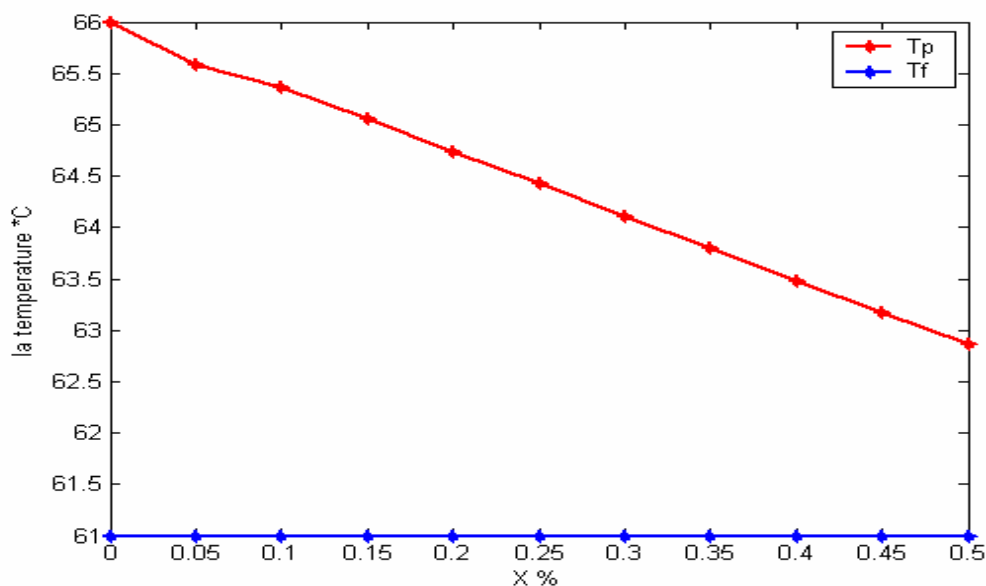
**Introduction :**

Dans ce chapitre, Les résultats obtenus représentent les différentes valeurs théoriques (programme) de la variation des propriétés physiques et thermo physiques (pression, coefficient de transfert convectif, densité de flux de chaleur,.....) dans un micro évaporateur, et qui sont validés par d'autres valeurs expérimentales. On divise notre travail en trois parties :

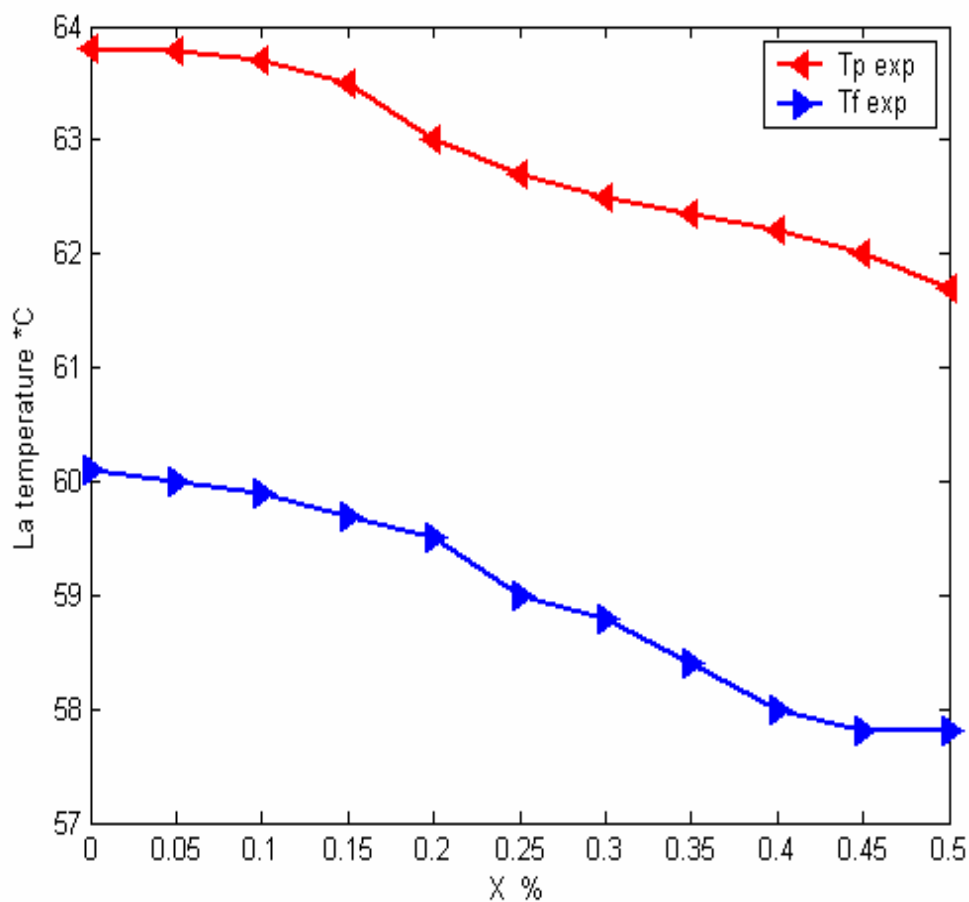
\*La première partie comporte les différents résultats obtenus dans le cas ou le R134a comme fluide frigorigène.

\*la deuxième partie comporte les résultats obtenus dans le cas ou le R410A, CO<sub>2</sub>, R22, H<sub>2</sub>O sont des fluides frigorigènes.

\*la troisième partie comporte l'étude des erreurs obtenues par des résultats du programme.

**Discussion des résultats obtenus :****Résultats dans le cas ou le R134a est le fluide frigorigène et L'air comme fluide secondaire:**

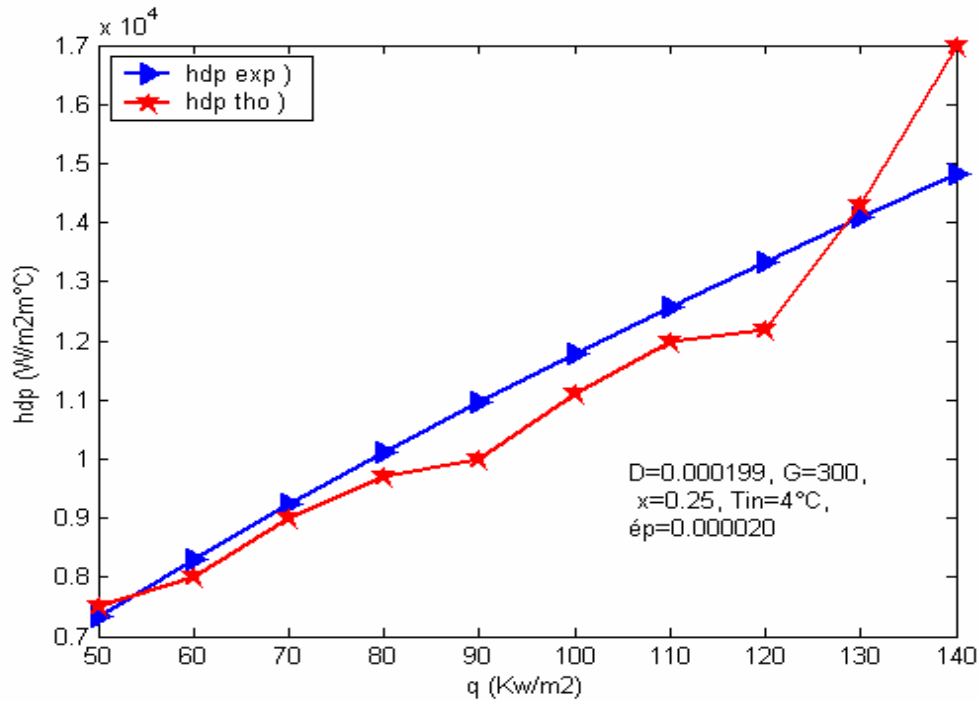
**Figure 4.1. a :** variation de la température de la paroi, et du fluide frigorigène en fonction du titre en vapeur frigorigène. (R134a)



**Figure 4.1. b :** variation de la température de la paroi, et du fluide frigorigène en fonction du titre en vapeur frigorigène. [8]

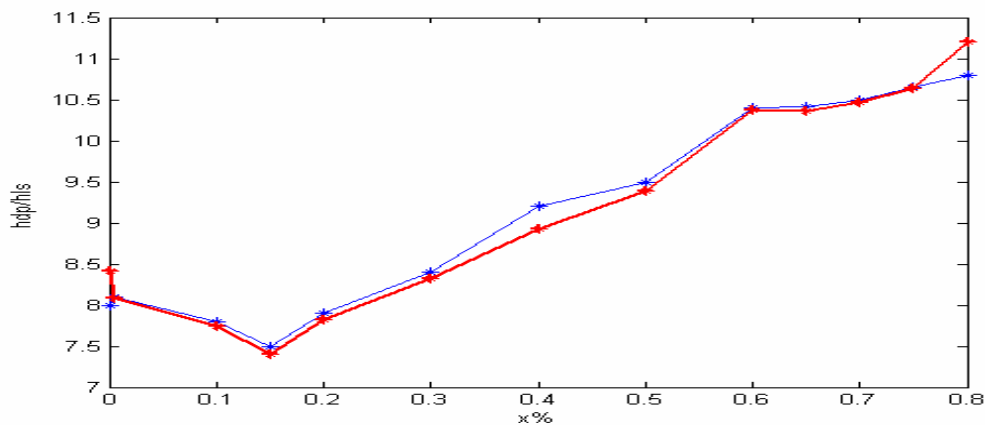
La température de la paroi est variée inversement proportionnelle, par contre la température du fluide reste constante (l'évaporation s'effectue à une température constante). L'étude expérimentale montre que la température de la paroi est variée inversement proportionnelle, mais l'évaporation n'effectue pas à une température constante à cause des pertes de charge élevées. L'erreur entre l'étude théorique (le programme) et l'étude expérimentale est variée entre 5.24% et 1.8% à cause des pertes de charge qui sont très élevées d'une part et la rapidité de l'évaporation d'autre part.





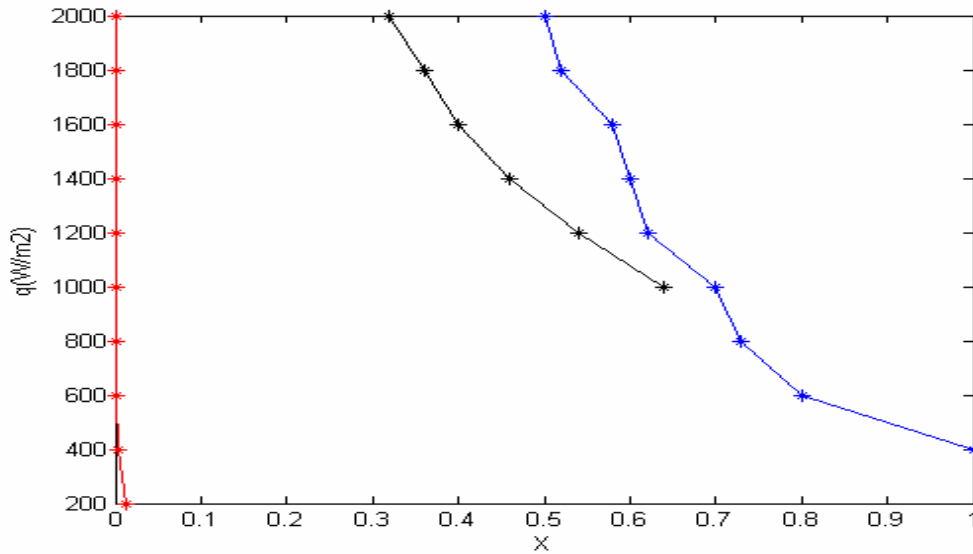
**Figure 4.2 :** variation du coefficient de transfert convectif en fonction de la densité de flux de chaleur (R134a)

le coefficient de transfert convectif augmente avec l'augmentation de la densité du flux de chaleur. L'erreur de calcul est variée entre 1% pour des densités de flux de chaleurs faibles et de 15% pour la densité de flux la plus grande à cause de la rapidité de l'évaporation.

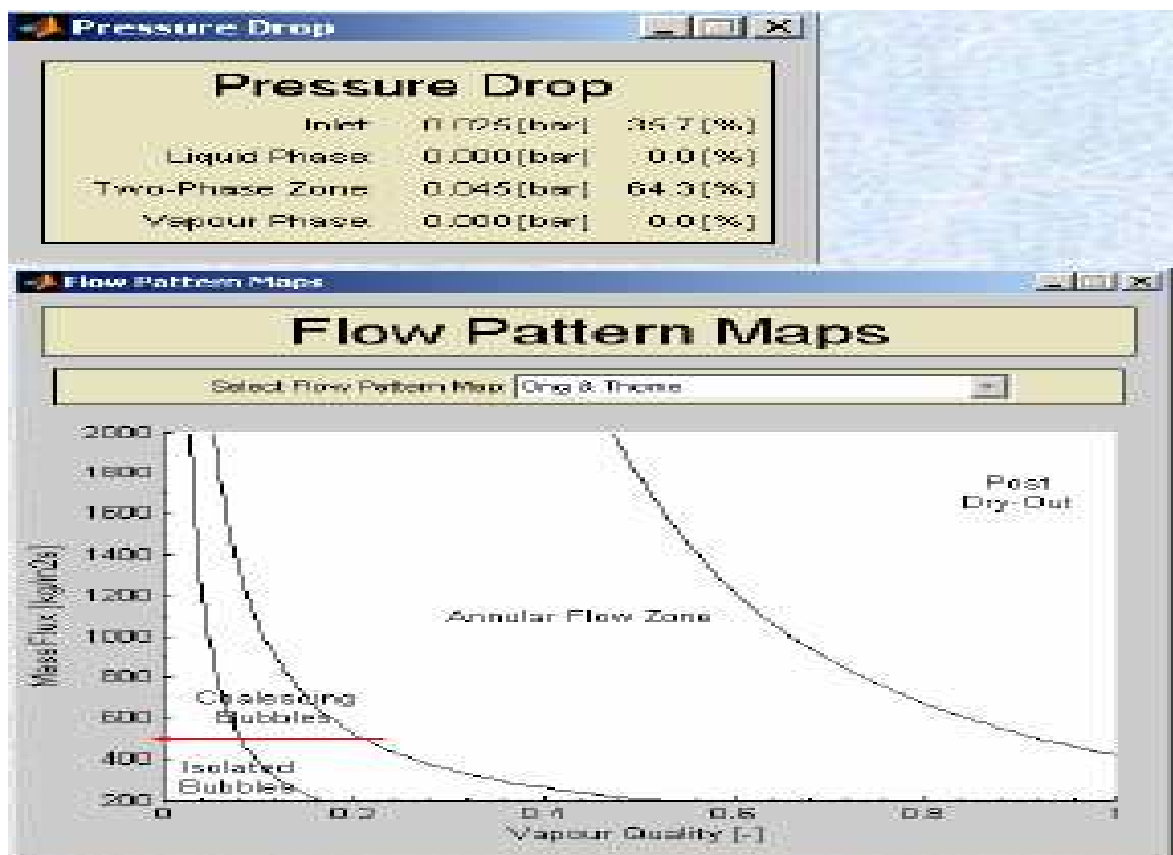


**Figure 4.3 :** Carte de débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée.

L'augmentation du débit d'ébullition dans la région saturée avec l'augmentation du titre en fluide frigorigène. L'erreur de calcul est variée entre 4.98% et 0.023%. L'erreur est faible parce que l'intervalle de la variation du titre est connu (x).



**Tableau 4. 4. a : variation du titre en fonction du flux massique. [3]**



**Tableau 4. 4. b : variation du titre en fonction du flux massique. [3]**

D’après les résultats expérimentaux et les résultats théoriques on remarque que le titre en vapeur du fluide frigorigène varie au sens inverse par rapport au flux massique à cause de la présence des phénomènes électriques à l’interface de la paroi. L’erreur entre les résultats théoriques et expérimentales est un peu grande parce le modèle

étudié ne prend pas en considération les phénomènes électrique d'une part et la déformation du micro canal d'autre part.

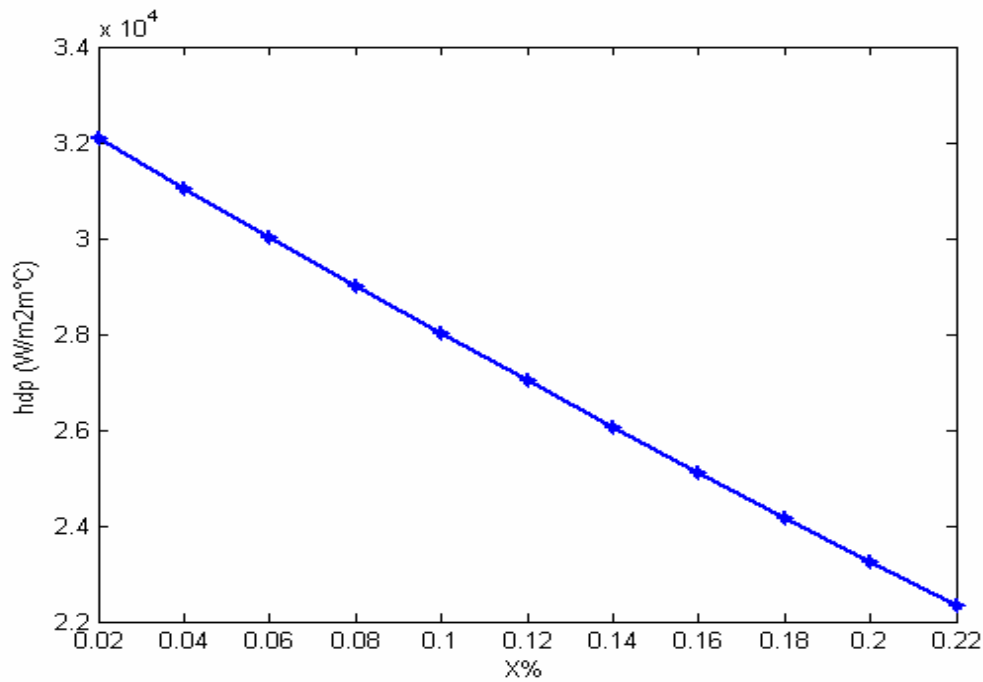


Figure 4.5. a : variation du coefficient de transfert convectif diphasique en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène. (R134a)

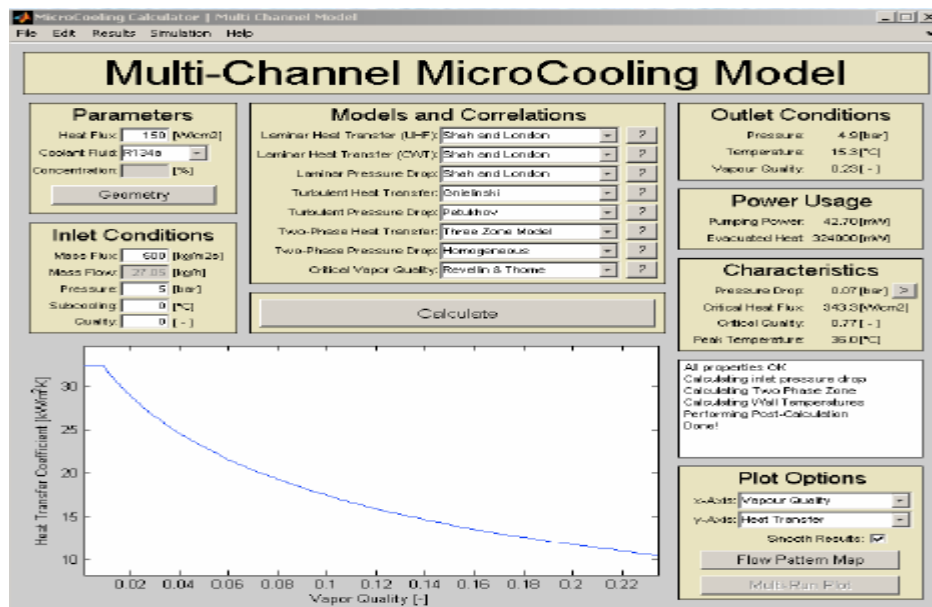
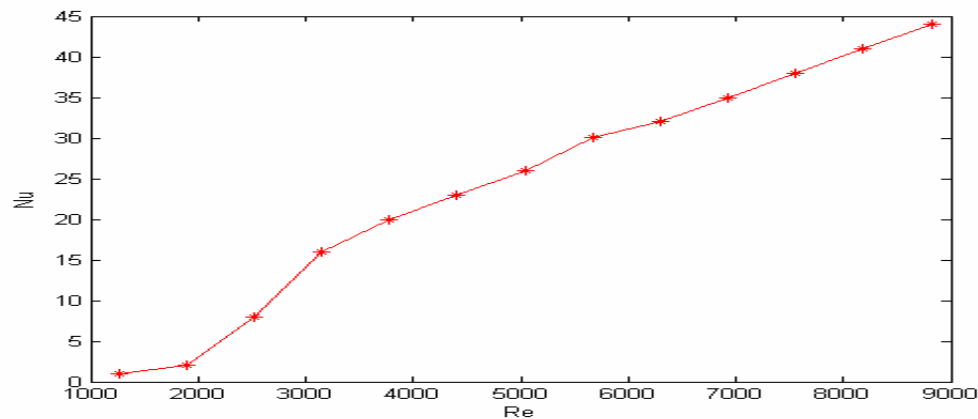
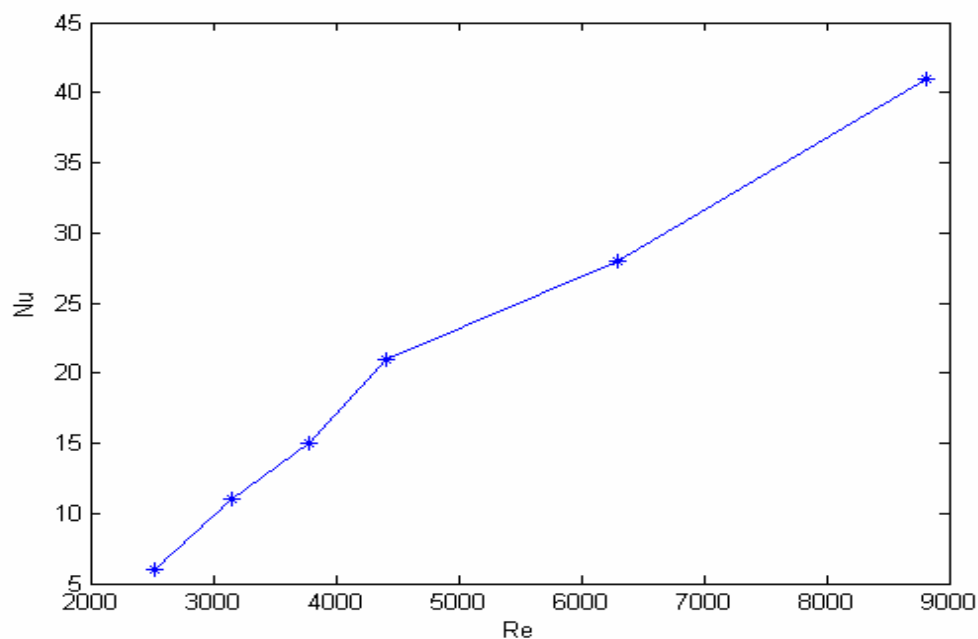


Figure 4.5. b : variation du coefficient de transfert convectif diphasique en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène. (R134a) [24]

la variation du coefficient de transfert convectif diphasique en fonction du titre en vapeur frigorigène. Les deux paramètres sont variés au sens contraire, et l'erreur négligeable parce qu'on a fait un pré validation des résultats expérimentaux.



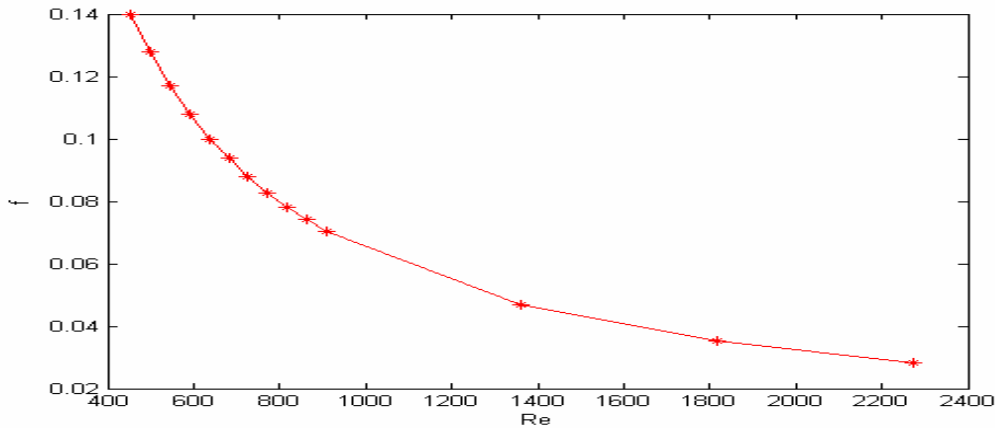
**Figure 4.6. a :** variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (R134a).



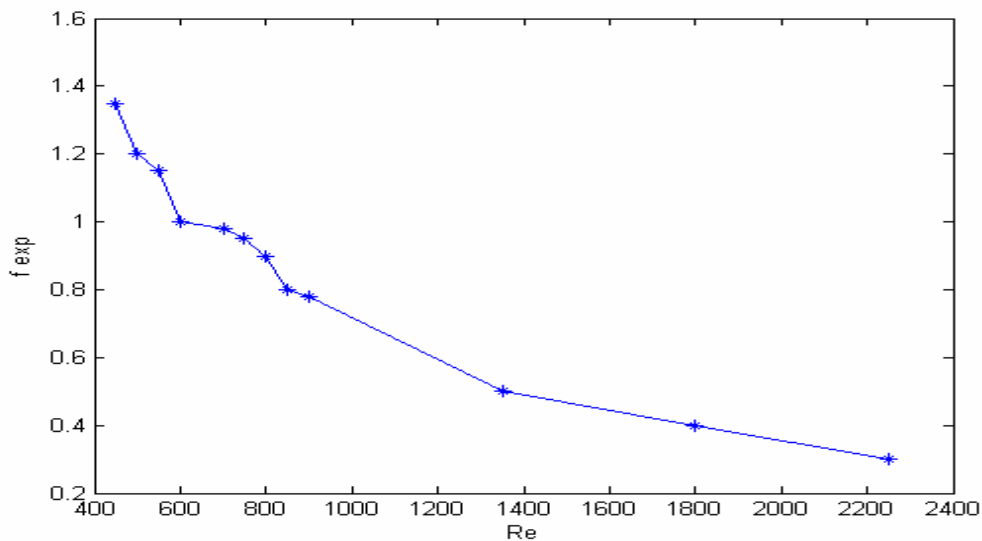
**Figure 4.6. b :** variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (R134a). [23]

le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. L'erreur de calcul varie entre 25% et 6.8% parce que il ya un autre phénomène qu'on ne peut pas l'observer théoriquement : c'est la déformation des micro-canaux. Cette

déformation donne une autre formule pour le calcul du nombre de Nusselt (pour mieux comprendre l'explication il faut voir l'annexe). Les résultats théoriques et expérimentaux sont obtenus à deux modèles différents ce qui donne une erreur supplémentaire.



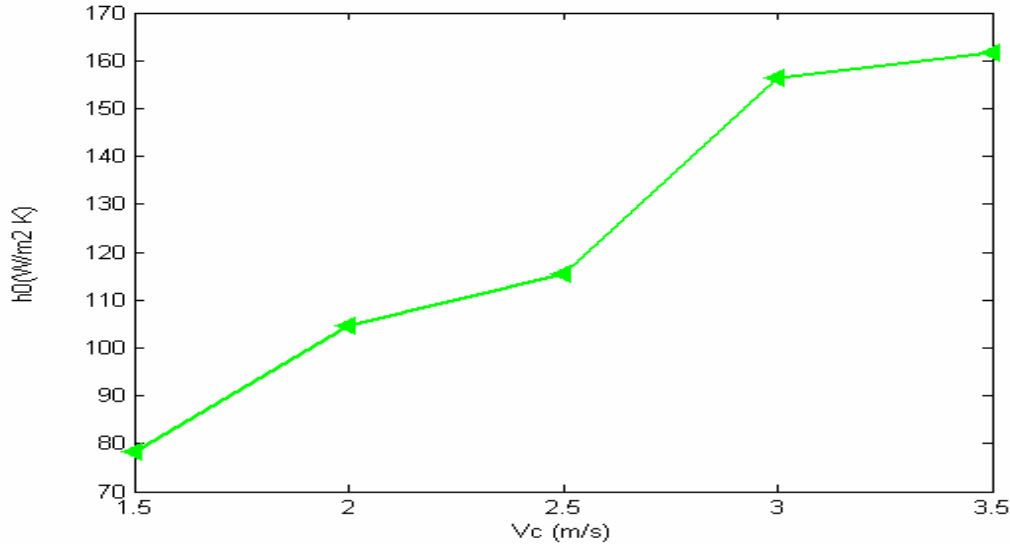
**Figure 4.7. a :** variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds. (R134a)



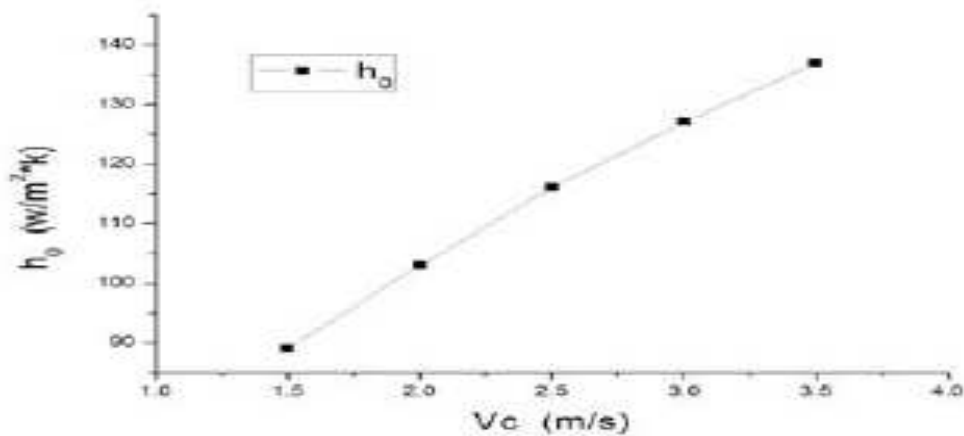
**Figure 4.7. b :** variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds. (R134a). [24]

la variation du coefficient de frottement est variée au sens contraire du nombre de Reynolds. L'erreur de calcul est variée entre 13.11% et 1.59% à cause de la rugosité du micro-canal d'une part et du régime d'écoulement d'autre part.

**Résultats dans le cas où le R22, R410A, FC77, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O sont les fluides frigorigènes, et l'air comme fluide secondaire :**



**Figure 4.8 :** résultat du micro évaporateur pour la variation de la valeur de  $h_0$  de l'air.

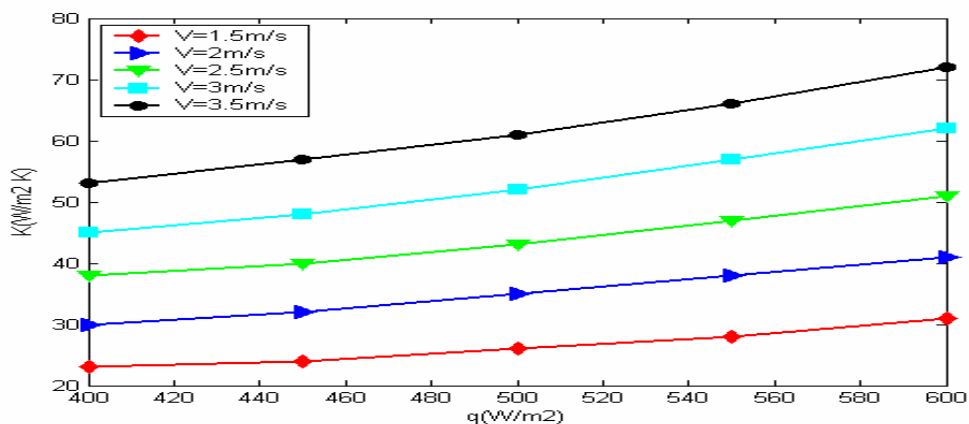


**Figure 4.8:** résultat du micro évaporateur pour la variation de la valeur de  $h_0$  de l'air.

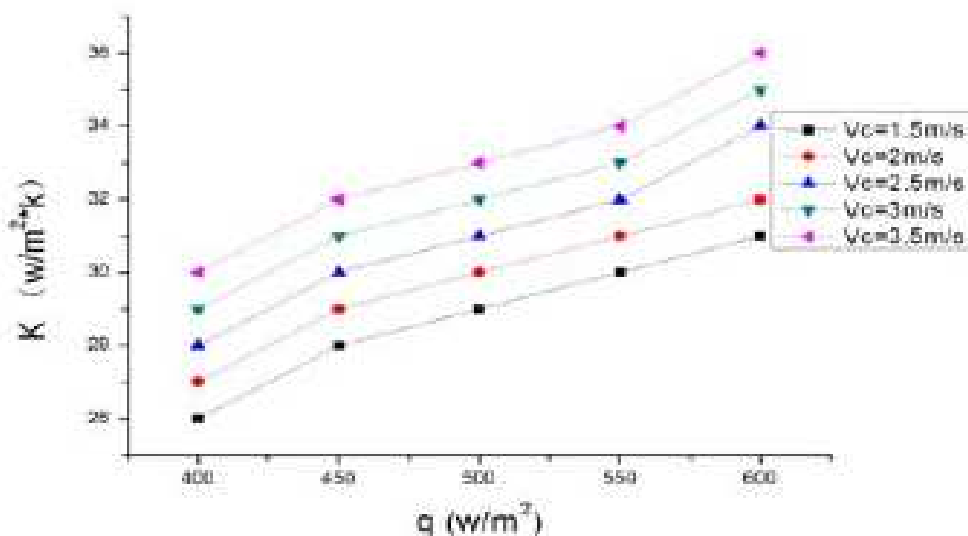
[22]

le coefficient de transfert convectif augmente avec l'augmentation de la vitesse de soufflage. L'erreur de calcul est variée entre 24% pour la plus grande vitesse et 0.05% pour la vitesse la plus faible, ces erreurs sont dues à la déformation des micro-canaux, et aux pertes des charges parce que l'augmentation des vitesses provoque l'augmentation des erreurs. Les résultats théoriques et expérimentaux sont obtenus a

deux modèles différents ce qui donne une erreur supplémentaire, sans oublier les erreurs de calcul et de lecture.

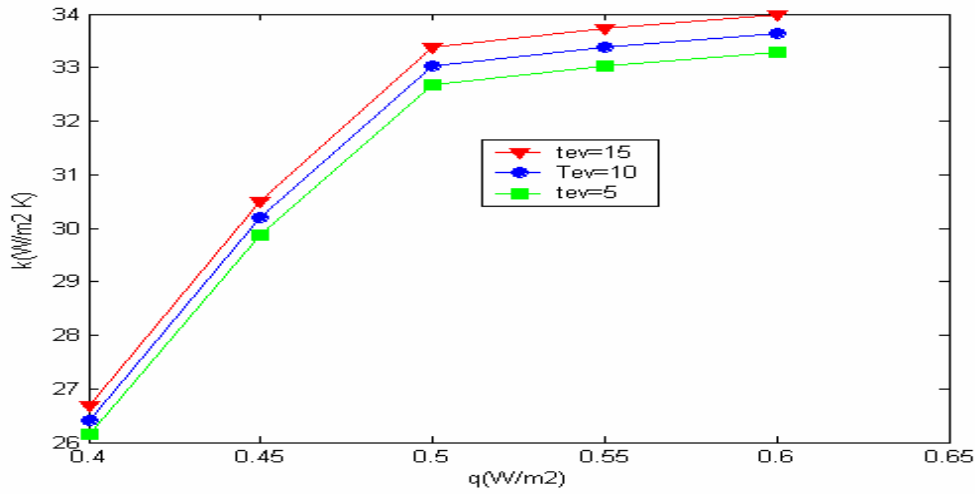


**Figure 4.9 :** calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des vitesses d'air variables.

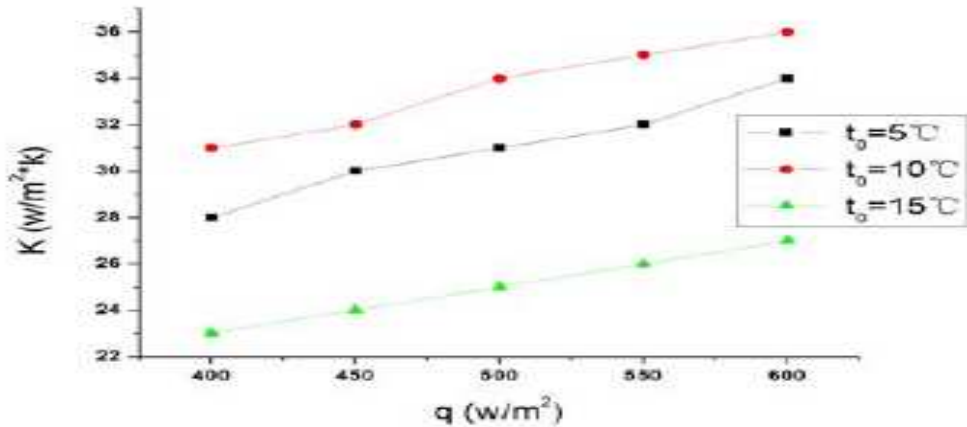


**Figure 4.9 :** calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des vitesses d'air variables. [22]

le coefficient global de transmission de la chaleur (k) augmente avec l'augmentation de la densité de flux (Fluide R22) à des vitesses d'air variables. Les erreurs de calcul sont variées avec la variation de la vitesse (voir le tableau 4. 10 .A). À cause des pertes de charge élevées.



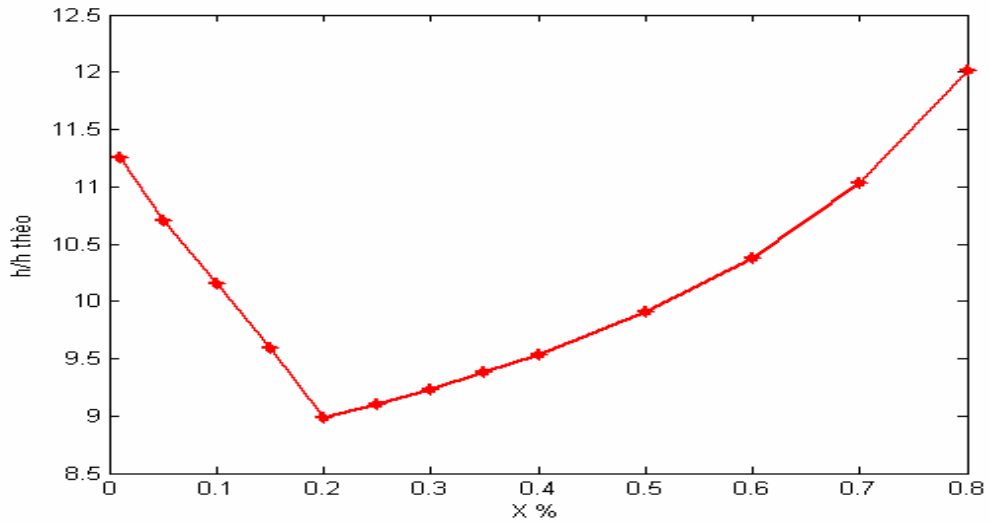
**Figure 4.10 :** calcul du coefficient global de transmission de la chaleur ( $k$ ) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des températures d'évaporation variables.



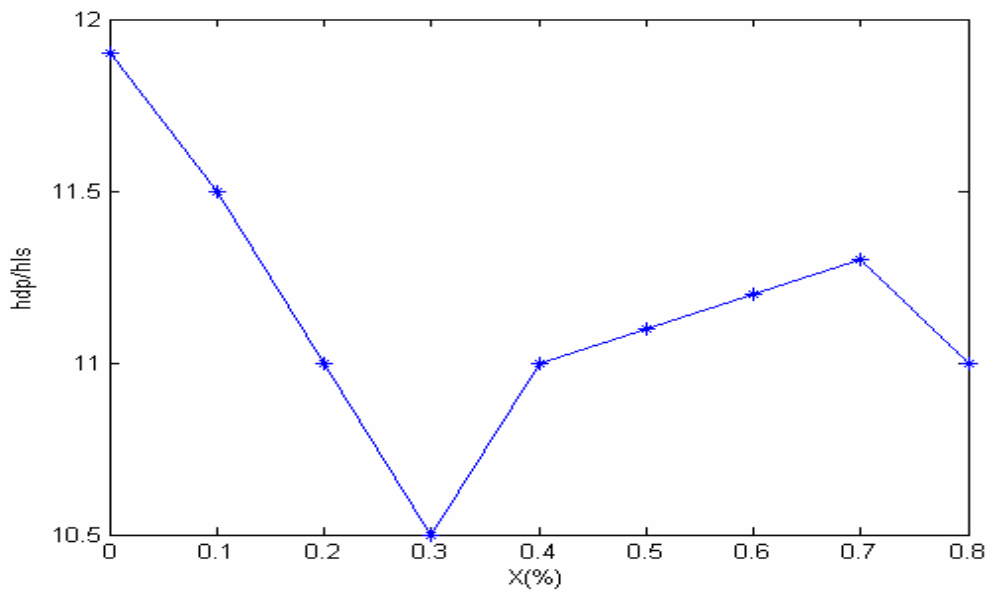
**Figure 4.10 :** calcul du coefficient global de transmission de la chaleur ( $k$ ) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des températures d'évaporation variables. [22]

le coefficient global de transmission de la chaleur ( $k$ ) augmente avec l'augmentation de la densité de flux de chaleur (Fluide R22) à des températures d'évaporation variables. Le problème est toujours posé au niveau du premier point parce que l'erreur est grande devant les erreurs d'autres points à cause de la densité de flux de chaleur faible et les pertes de charge qui sont élevées.



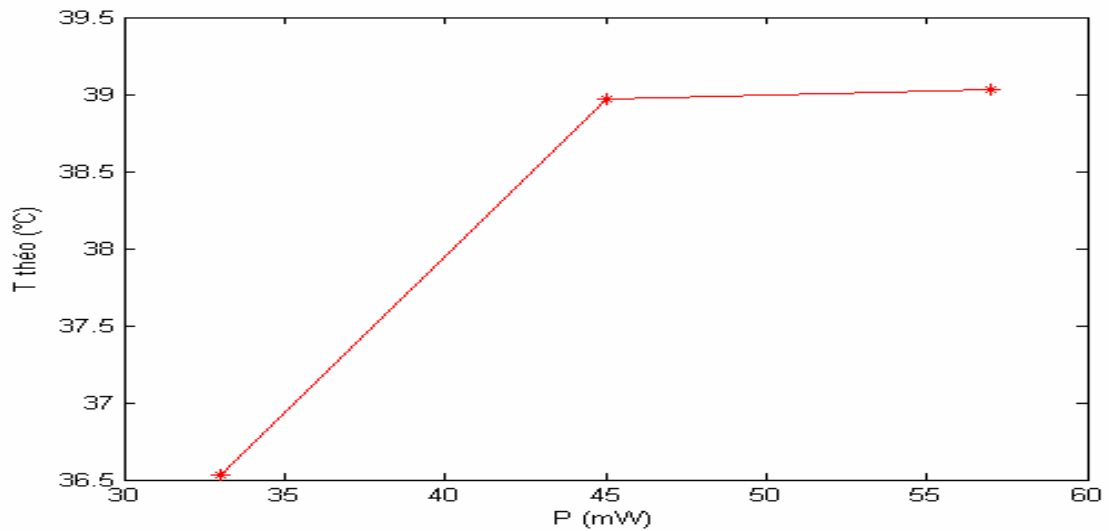


**Figure 4.12 : carte du débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée. Pour Le R22**

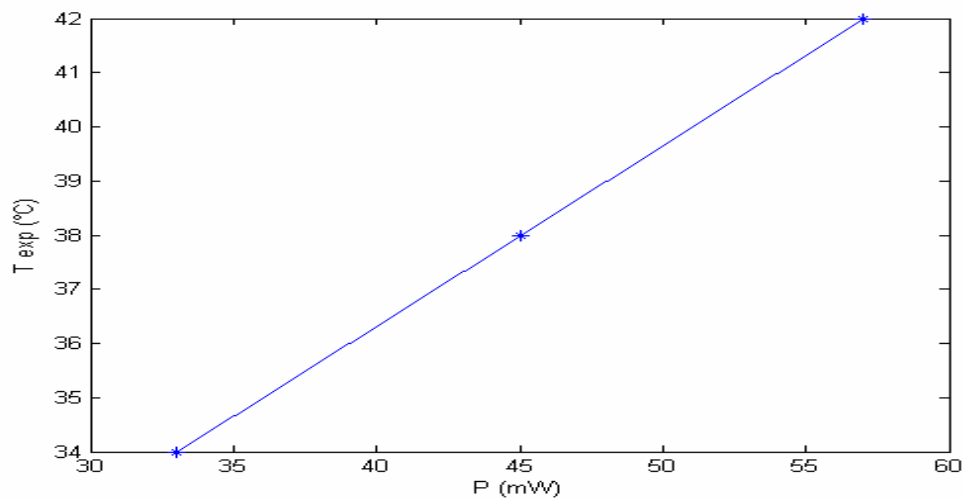


**Figure 4.12 : carte du débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée. Pour Le R22. [24]**

la carte de débit d'ébullition dans la région saturée. On remarque qu'il ya une diminution pour  $0 < x < 0.3$  et une augmentation pour  $0.3 < x < 0.8$  (résultats théoriques), mais pratiquement jusqu'un  $x=0.7$  puis une augmentation. L'erreur de calcul est beaucoup plus claire pour le dernier point à cause pertes de pression qui sont très élevées parce que le fluide est sous forme de vapeur.

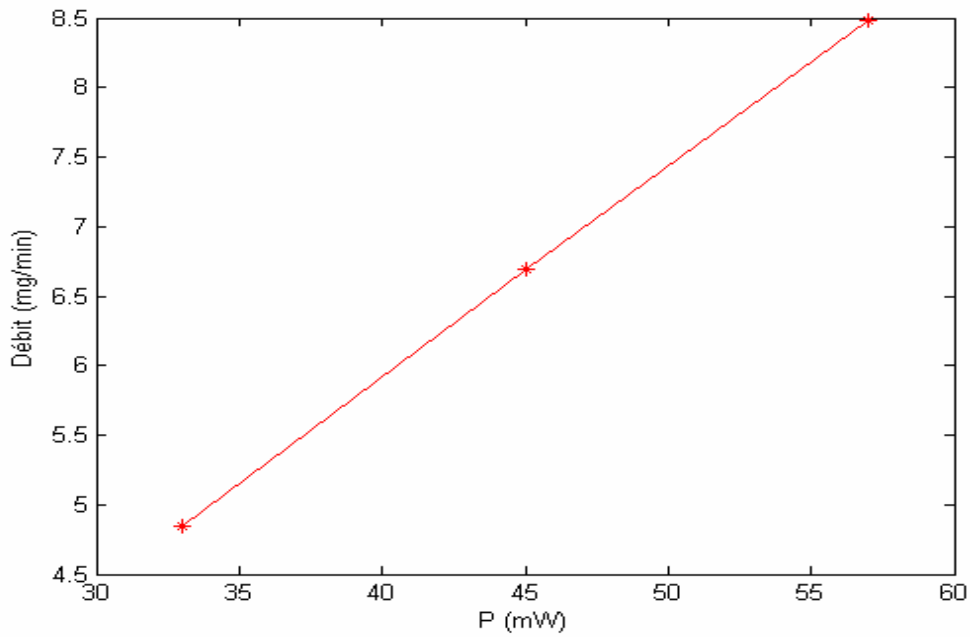
**Fluide frigorigène FC77 :**

**Figure 4.12 :** variation de la température de la paroi en fonction de la puissance d'un micro évaporateur.

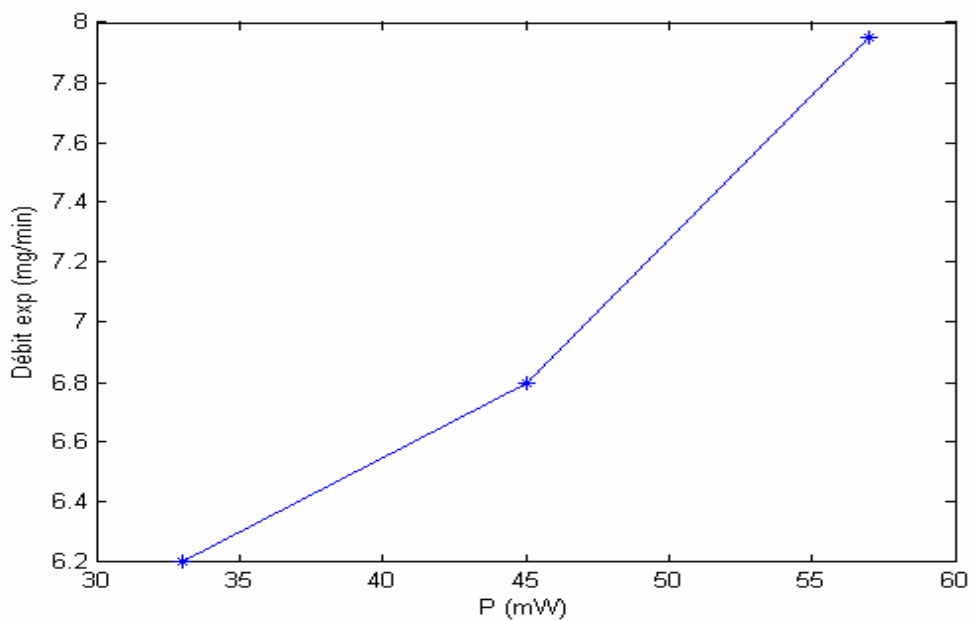


**Figure 4.12 :** variation de la température de la paroi en fonction de la puissance d'un micro évaporateur. [20]

La variation de la température de la paroi en fonction de la puissance d'un micro-évaporateur. D'après les résultats obtenus on peut dire que l'augmentation de la puissance d'un micro-évaporateur provoque l'augmentation de la température de la paroi, et l'erreur de calcul est toujours faible ce qui montre que les résultats obtenus sont bons.



**Figure 4.13 :** variation du débit en fonction de la puissance d'un micro évaporateur.

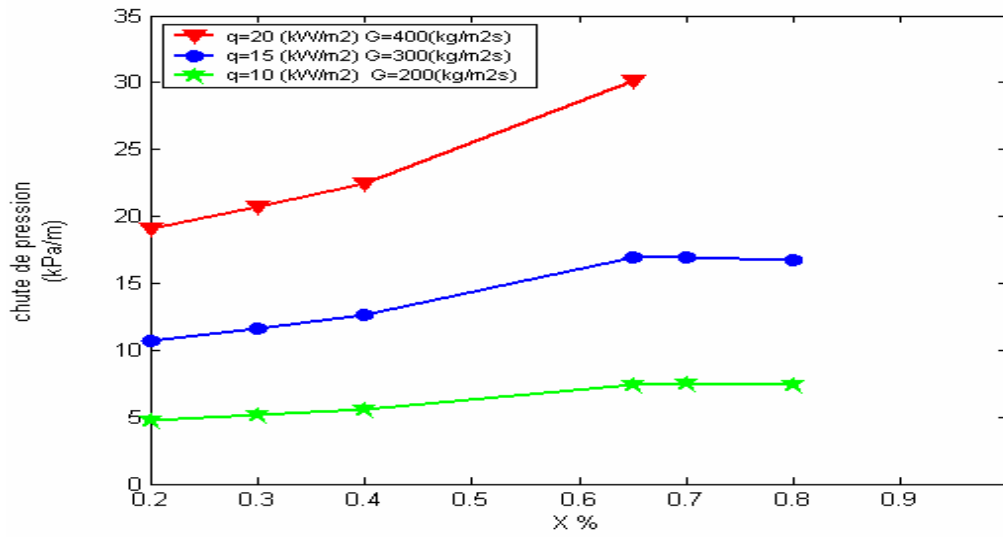


**Figure 4.13 :** variation du débit en fonction de la puissance d'un micro évaporateur.

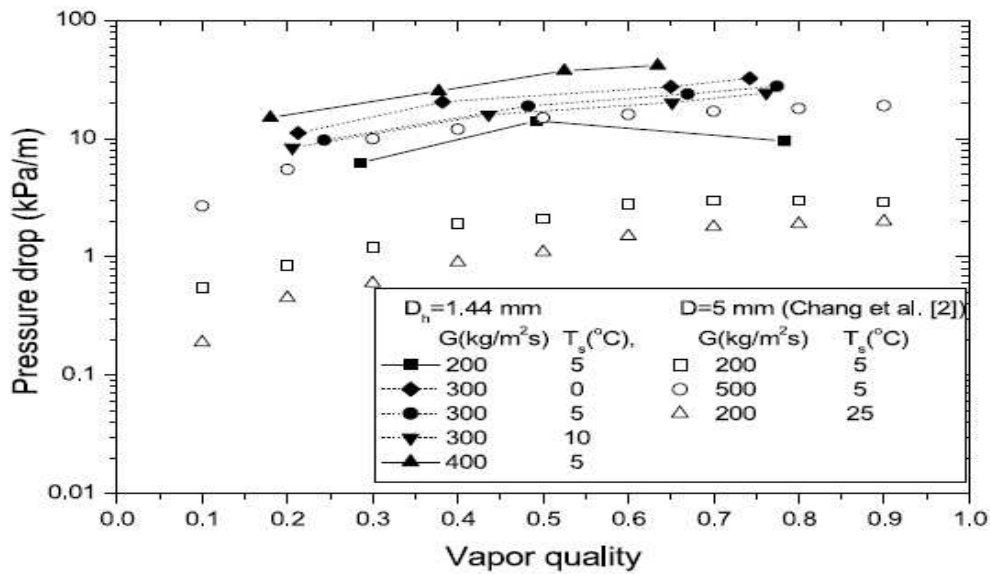
[20]

la variation du débit en fonction de la puissance d'un micro évaporateur. D'après les résultats obtenus on peut dire que l'augmentation de la puissance d'un micro-évaporateur provoque l'augmentation du débit de circulation, et l'erreur de calcul est toujours faible ce qui montre que les résultats obtenus sont bons.

**Fluide frigorigène R410A :**

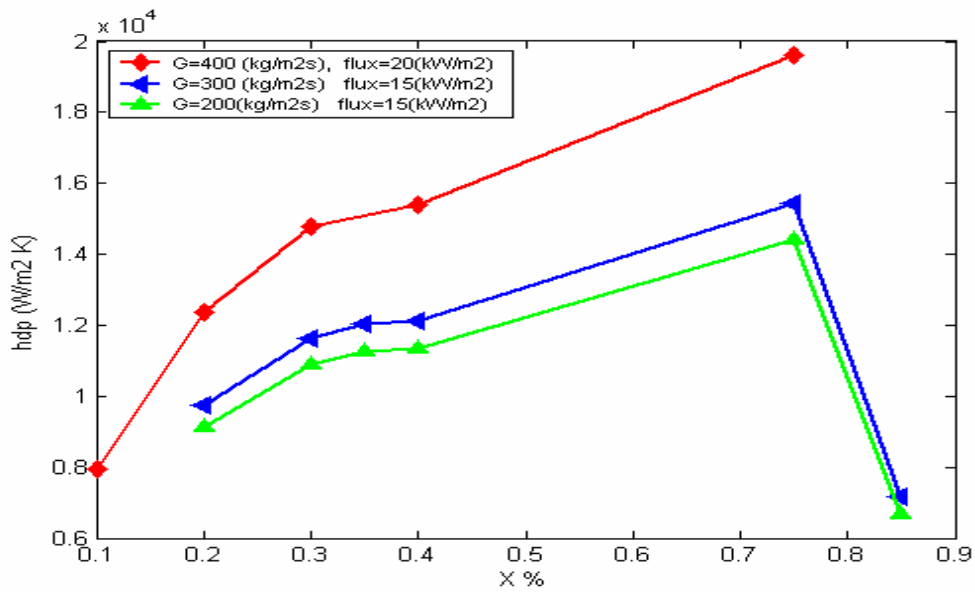


**Figure 4.14 :** chute de pression d’un micro évaporateur en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène R410A.

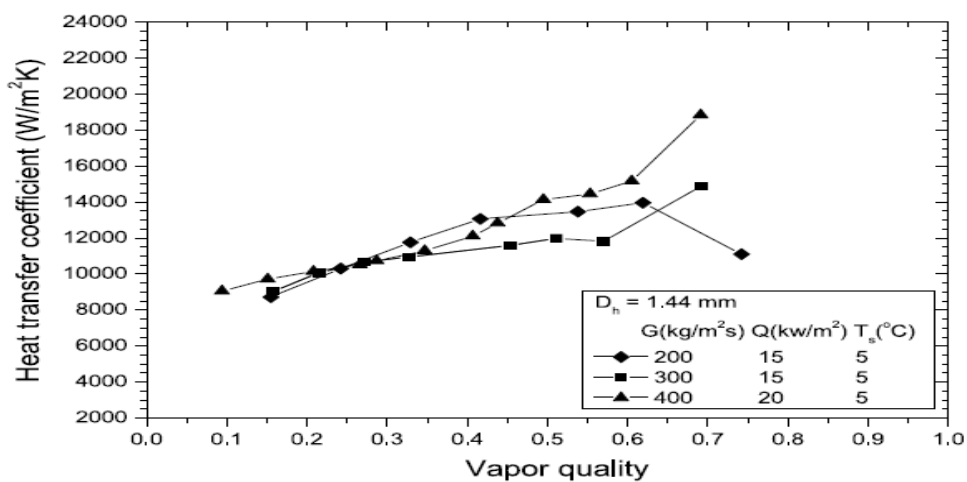


**Figure 4.14 :** chute de pression d’un micro évaporateur en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène R410A. [13].

On remarque que la chute de pression d’un micro évaporateur augmente avec l’augmentation du titre en vapeur du fluide frigorigène (R410A). L’erreur est représentée au tableau 14 (ANNEXE D). Les erreurs sont grandes lorsque  $q=15$  (kW/m<sup>2</sup>),  $G=300$ (kg/m<sup>2</sup>s) parce que la densité est faible et la vitesse est grande.

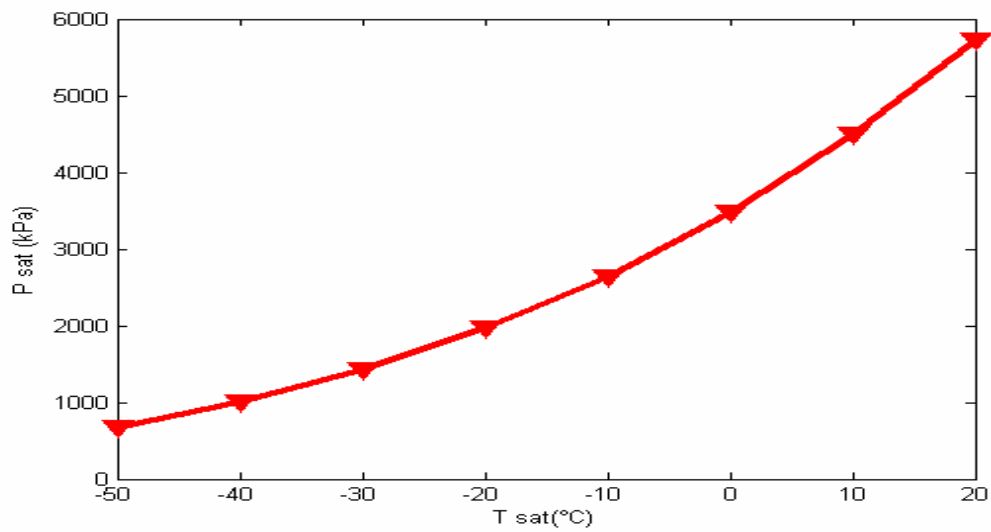


**Figure 4.15 :** variation du coefficient de transfert convectif en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène.

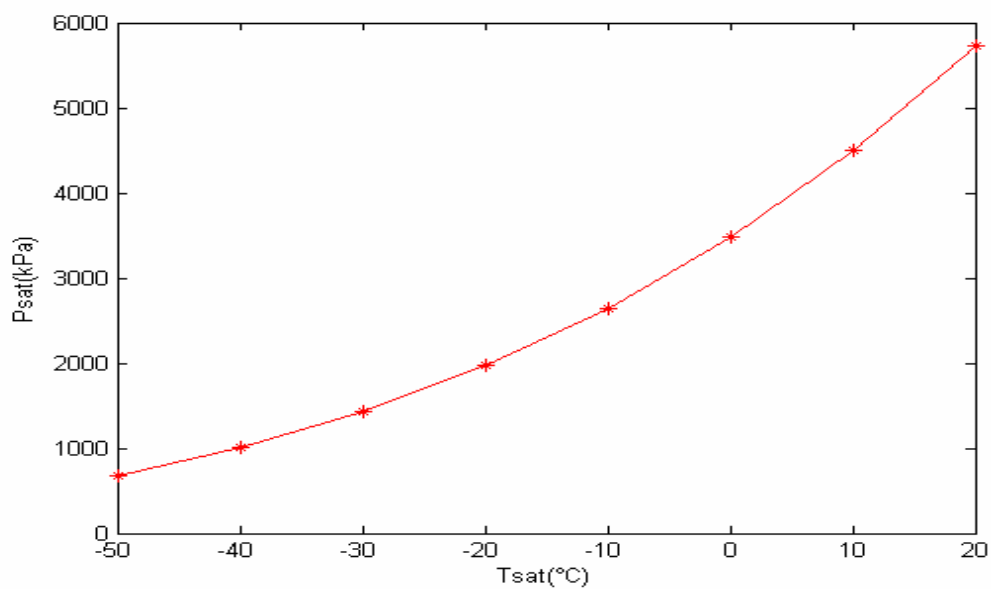


**Figure 4.15 :** variation du coefficient de transfert convectif en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène, **D'après** [13].

le coefficient de transfert convectif varie au sens proportionnel du titre en vapeur du fluide frigorigène. L'erreur de calcul est très petite à cause de l'erreur du programme.

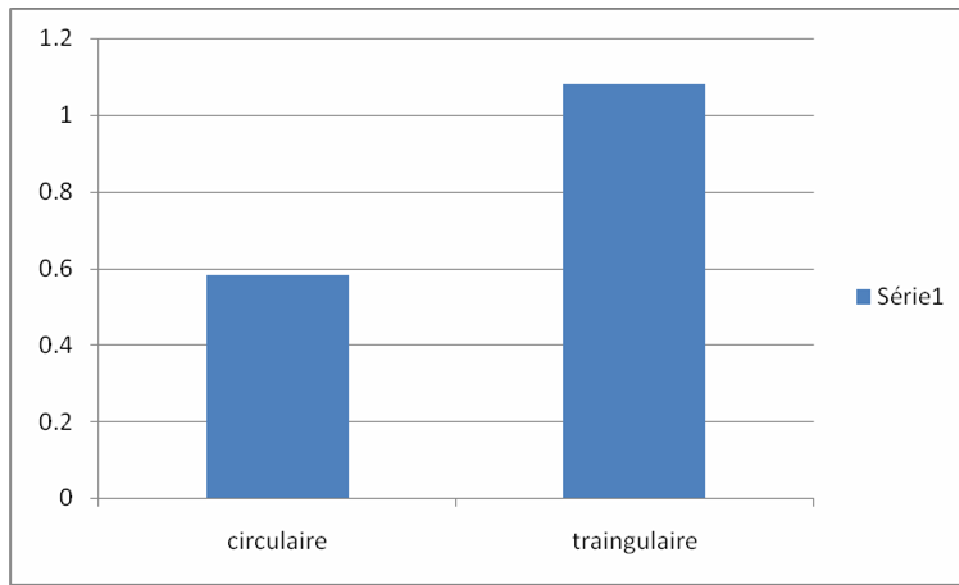
**Fluide frigorigène CO<sub>2</sub>:**

**Figure 4.16 :** pression de saturation en fonction de la température de saturation pour CO<sub>2</sub>.

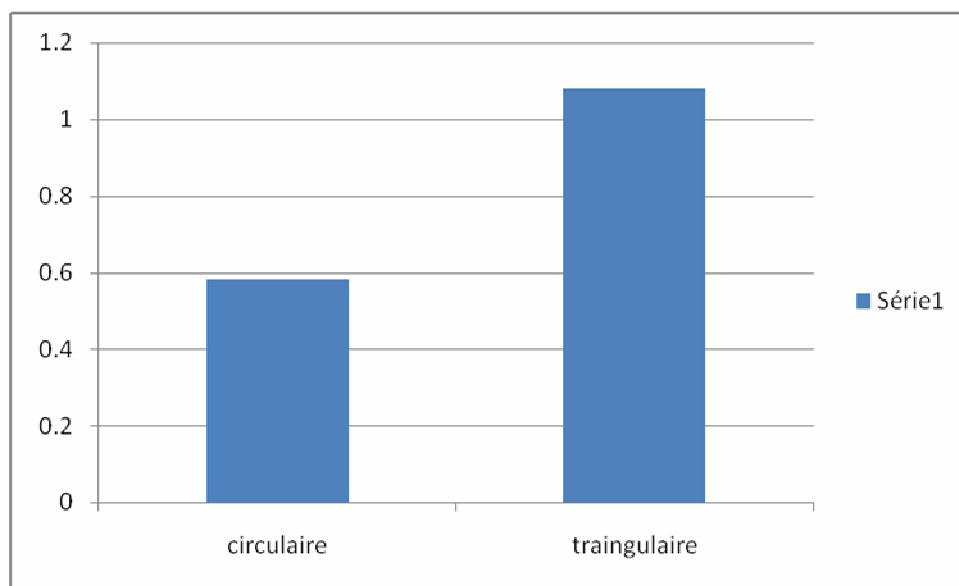


**Figure 4.16 :** pression de saturation en fonction de la température de saturation pour CO<sub>2</sub>. [25]

La pression de saturation varie au sens proportionnel avec la température de saturation pour CO<sub>2</sub>

**H<sub>2</sub>O comme fluide frigorigène :**

**Figure 4. 17 :** comparaison entre deux formes géométriques d'un micro canal



**Figure 4. 17 :** comparaison entre deux formes géométriques d'un micro canal, [20]

D'après les résultats obtenus on peut dire que la forme circulaire donne une longueur faible, par contre la forme triangulaire donne une longueur grande pour la même puissance d'un micro-évaporateur.

## Conclusion Générale

---

- ⊙ Les résultats obtenus montrent qu'il y a une différence entre la théorie et l'expérimentation à cause des erreurs de calcul (expérimentales et théoriques), mais les valeurs obtenues sont acceptables. L'aspect expérimental donne des bons résultats par rapport à l'aspect théorique à cause de plusieurs raisons, comme par exemple la présence des phénomènes physiques différents (déformations des micro-canaux, double couche électrique, la couche de Bayer....) qu'on ne peut pas voir théoriquement.
- ⊙ Le fluide frigorigène R134a est le meilleur fluide à cause de ces valeurs du coefficient de transfert convectif
- ⊙ Les pertes de charge obtenues sont très élevées
- ⊙ La déformation des micro-canaux influés sur les résultats.
- ⊙ Le coefficient de frottement influé d'une manière inversement proportionnel sur le coefficient de frottement



a) Propriétés des fluides frigorigène R134a [17] :

a.1 : Enthalpie de la phase liquide frigorigène (R134a) :

$$H_{liq} = 1,44331210^{-7} \cdot T_s^4 + 1,86962 \cdot 10^{-6} T_s^3 + 1,9844 \cdot 10^{-2} T_s^2 + 1,3623 \cdot T_s + 200,041 \quad (a.1)$$

a.1.1 : Enthalpie de la phase vapeur (R134a):

$$H_{vap} = -1,70029 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^3 + 0,844368 \cdot 10^{-3} \cdot T_s^2 + 0,588189 \cdot T_s + 396,476 \quad (a.2)$$

a.1.2 : Masse volumique de la phase liquide (R134a):

$$\rho_{liq} = -1,12536 \cdot 10^{-9} \cdot T_s^4 - 2,5417 \cdot 10^{-8} T_s^3 - 7 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^2 - 3,18683 \cdot 10^{-3} \cdot T_s + 1,296547 \quad (a.3)$$

a.1.3 : Masse volumique de la phase vapeur (R134a) :

$$\rho_{vap} = 1,0439 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^4 + 3,4835 \cdot 10^{-5} T_s^3 + 5,66156 \cdot 10^{-3} \cdot T_s^2 + 0,526964 \cdot T_s + 14,915 \quad (a.4)$$

La chaleur spécifique, la conductivité thermique, la viscosité thermique dynamique et cinématique, sont calculé à la température moyenne.

Nombre d'ébullition [18] :

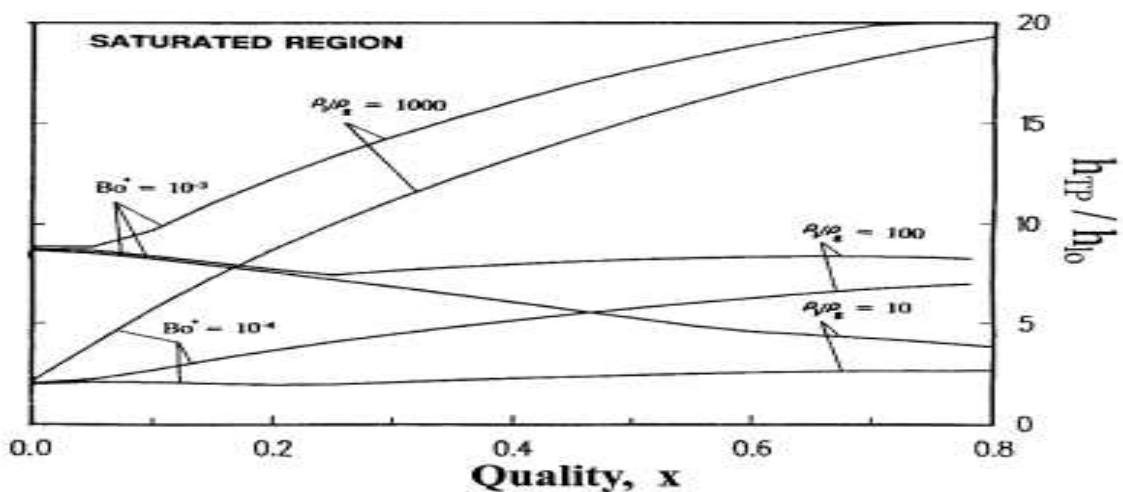


Figure a.1 : variation du nombre d'ébullition à l'état de saturation. [18]

**Nombre de Froude [15] :**

<b>Fluid</b>	<b><math>F_{fl}</math></b>
Water	1.00
R-11	1.30
R-12	1.50
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R-113	1.30
R-114	1.24
R-134a	1.63
R-152a	1.10
R-32/R-132	3.30
R-141b	1.80
R-124	1.00
R-123	0.616
Nitrogen	4.70
Neon	3.50
Kerosene	0.488
All fluids with a stainless steel surface	1.00

**Figure a.2 :** nombre de Froude pour des différents de fluides frigorigènes. [15]**Propriétés thermo physique de fluide FC77 [20]:**

La figure suivante donne les différentes propriétés thermo physiques du fluide électronique.

### 3M™ Fluorinert™ Electronic Liquid FC-77 Electrical Properties

Properties	FC-77
Dielectric Strength	40 kV, 0.1" gap
Dielectric Constant	1.9
Electrical Resistivity (ASTM D-257)	$1.9 \times 10^{15}$ ohm cm

### Heat Transfer Properties

The following formulas can be used to calculate the specific heat, thermal conductivity and density of 3M™ Fluorinert™ Electronic Liquid FC-77 at various temperatures.

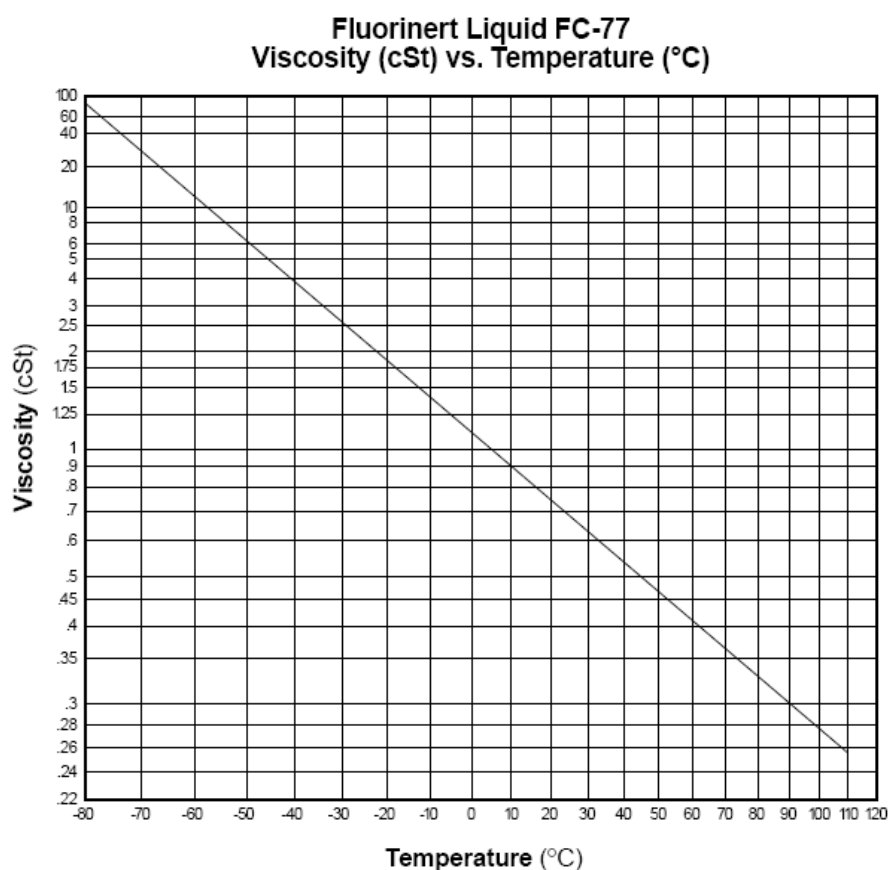
$$\text{Specific Heat (J kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}) = 1014 + 1.554 (T, \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$\text{Thermal Conductivity (W m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}) = 0.065 - 0.00008 (T, \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = 1838 - 2.45 (T, \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$\text{Log}_{10}(\text{Vapor Pressure (pascals)}) = 10.216 - (1928/(T, \text{ K}))$$

The following graph can be used to determine the viscosity of Fluorinert liquid FC-77 over the indicated temperature range.



**Figure a. 3 :** Propriétés thermo physique de fluide FC77.

**B) Propriétés du fluide secondaire air [19]:****B.1) Air sec :**

L'air sec au voisinage du sol est un mélange gazeux incolore et homogène. Il est approximativement composé en fraction molaire ou en volume de :

- 78,08 % de di azote,
- 20,95 % de dioxygène,
- moins de 1 % d'autres gaz dont :
  - les gaz rares principalement de l'argon 0,93%, du néon 0,0018%, du krypton 0,00011%, du xénon 0,00009%
  - le dioxyde de carbone 0,033 %.

Il contient aussi des traces d'hydrogène 0,000072%, mais aussi d'ozone, de radon.

**B.2) : Propriétés thermo physiques :****a) : La densité (kg/m<sup>3</sup>):**

$$\rho = \frac{1.293.273}{273 + \vartheta} \quad (\text{B.1})$$

La température en °C.

**b) : La conductivité thermique (W/m.K):**

$$\lambda = 1.5207 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 4.857 \cdot 10^{-8} T^2 + 1.0184 \cdot 10^{-4} T - 3.9333 \cdot 10^{-4} \quad (\text{B.2})$$

La température en K [Kelvin]

**c) : La viscosité cinématique (m<sup>2</sup>/s) :**

$$\nu = -1.363528 \cdot 10^{-14} \cdot T^3 + 1.00881778 \cdot 10^{-10} T^2 + 3.452139 \cdot 10^{-7} T - 3.400747 \cdot 10^{-10} \quad (\text{B.3})$$

La température en K [Kelvin]

d) : La chaleur spécifique (J/kg.K):

$$C_p = 1.9327 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 7.9999 \cdot 10^{-7} T^3 + 1.1407 \cdot 10^{-3} T^2 - 4.4890 \cdot 10^{-1} T + 1.0575 \cdot 10^3$$

(B.4)

La température en K [Kelvin]

Air à pression atmosphérique							
T	$\rho$	$\mu$	$\nu$	$C_p$	$\lambda$	$\alpha$	Pr
K	kg.m <sup>-3</sup>	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>	-
250	1,413	1,60×10 <sup>-5</sup>	0,949×10 <sup>-5</sup>	1005	0,0223	1,32×10 <sup>-5</sup>	0,722
300	1,177	1,85×10 <sup>-5</sup>	1,57×10 <sup>-5</sup>	1006	0,0262	2,22×10 <sup>-5</sup>	0,708
350	0,998	2,08×10 <sup>-5</sup>	2,08×10 <sup>-5</sup>	1009	0,0300	2,98×10 <sup>-5</sup>	0,697
400	0,883	2,29×10 <sup>-5</sup>	2,59×10 <sup>-5</sup>	1014	0,0337	3,76×10 <sup>-5</sup>	0,689
450	0,783	2,48×10 <sup>-5</sup>	2,89×10 <sup>-5</sup>	1021	0,0371	4,22×10 <sup>-5</sup>	0,683
500	0,705	2,67×10 <sup>-5</sup>	3,69×10 <sup>-5</sup>	1030	0,0404	5,57×10 <sup>-5</sup>	0,680
550	0,642	2,85×10 <sup>-5</sup>	4,43×10 <sup>-5</sup>	1039	0,0436	6,53×10 <sup>-5</sup>	0,680
600	0,588	3,02×10 <sup>-5</sup>	5,13×10 <sup>-5</sup>	1055	0,0466	7,51×10 <sup>-5</sup>	0,680
650	0,543	3,18×10 <sup>-5</sup>	5,85×10 <sup>-5</sup>	1063	0,0495	8,58×10 <sup>-5</sup>	0,682
700	0,503	3,33×10 <sup>-5</sup>	6,63×10 <sup>-5</sup>	1075	0,0523	9,67×10 <sup>-5</sup>	0,684
750	0,471	3,48×10 <sup>-5</sup>	7,39×10 <sup>-5</sup>	1086	0,0551	10,8×10 <sup>-5</sup>	0,686
800	0,441	3,63×10 <sup>-5</sup>	8,23×10 <sup>-5</sup>	1098	0,0578	12,0×10 <sup>-5</sup>	0,689
850	0,415	3,77×10 <sup>-5</sup>	9,07×10 <sup>-5</sup>	1110	0,0603	13,1×10 <sup>-5</sup>	0,692
900	0,392	3,90×10 <sup>-5</sup>	9,93×10 <sup>-5</sup>	1121	0,0628	14,3×10 <sup>-5</sup>	0,696
950	0,372	4,02×10 <sup>-5</sup>	10,8×10 <sup>-5</sup>	1132	0,0653	15,5×10 <sup>-5</sup>	0,699
1000	0,352	4,15×10 <sup>-5</sup>	11,8×10 <sup>-5</sup>	1142	0,0675	16,8×10 <sup>-5</sup>	0,702
1100	0,320	4,40×10 <sup>-5</sup>	13,7×10 <sup>-5</sup>	1161	0,0723	19,5×10 <sup>-5</sup>	0,706

1200	0,295	$4,63 \times 10^{-5}$	$15,7 \times 10^{-5}$	1179	0,0763	$22,0 \times 10^{-5}$	0,714
------	-------	-----------------------	-----------------------	------	--------	-----------------------	-------

**B.3) : Air humide [19]:****B.3.1: Conductivité thermique:  $\lambda$  [W/m. °C]**

$$\lambda_m = \lambda_0 + 0.00476 \times (c_v / 1 - c_v) \quad (\text{B.5})$$

Où  $\lambda_0$  est la conductivité de l'air à la température T, qui peut être approchée par un polynôme de degré trois :

$$\lambda_0 = 0.0243 + (9.7416 \times T - 0.1825 \times T^2 + 0.00227 \times T^3) \times 10^5 \quad (\text{B.6})$$

Où T est exprimé en °C.

**B.3.2 : Viscosité dynamique:  $\mu$  [kg/ms.]**

$$\mu = \frac{\rho \times g \times h}{\frac{P_v}{\mu_v} + \frac{P_a}{\mu_a}} \quad (\text{B.7})$$

$\rho.h$  pris égal à l'unité, g est l'accélération de la pesanteur.

$\mu_v$  et  $\mu_a$  représentent respectivement la viscosité dynamique de la vapeur d'eau et de l'air sec avec :

$$\mu_v = 30.147 \times 10^{-7} \times \sqrt{\frac{T}{273}} \times \left(1 + \frac{673}{T}\right)^{-1} \quad [\text{kg/ms.}]$$

$$\mu_a = 25.393 \times 10^{-7} \times \sqrt{\frac{T}{273}} \times \left(1 + \frac{122}{T}\right)^{-1} \quad [\text{kg/ms.}]$$

P en atm, et T en K.

**B.3.3 : Viscosité cinématique:  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s]**

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{B.8})$$

Où  $\rho$  est la masse volumique du mélange air – vapeur d'eau.

$$\rho = \frac{1}{R \times T} \times [(m_v - m_a) \times P_v + m_a \times P_a] = \frac{32.989}{T} \times \left(1 - \frac{0.378 \times c_v}{0.622 + 0.378 \times c_v}\right) \times P \quad (\text{B.9})$$

Où  $P$  et  $P_v$  sont exprimés en atm, et  $T$  en k.

**B.3.4 : Chaleur spécifique:  $C_p$  [J/kg K]**

L'expression de la chaleur massique du mélange s'écrit :

$$C_p = C_{p_a} + \frac{0.622 \times P_v}{P - 0.378 \times P_v} \times (C_{p_v} - C_{p_a}) \quad (\text{B.10})$$

$$C_{p_v} = 1862.3 \text{ j/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_{p_a} = 1004.4 \text{ j/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

**Programme calcul du micro-évaporateur.**

Real

pev,x,Dex,lon,lar,din,Tefs,he,Teff,Tsff,Tmoyff,Tsfs,c1,Tmoyfs,delTLM,ep,mf,larh2o,  
bita,longh2o,h1,d,K,dh,kes,pui,pui2,n,l,lk,hls,hls1,lm,q2,Gm,hlsdp,l1,l2,vff,h2,c,a,  
b,a1,b1,rovff,Redp,rolff,Rin,Rex,lindacui,Bo,Bo1,Pcri,hls,hsdp,hedp,mudp,Cpdp,rod  
,nidp,lindadp,vfs,Cpfs,lindafs,nifs,mufs,Prfs,Refs,hefs,Prdp,Co,ffrl,Frl,hdp,  
m,Q,S,Lca

Integer tev, delTp, delTmax,delTmin, delTff

write (\*,\*) 'donnez la valeur de tin'

read (\*,\*) tin

write (\*,\*) 'donnez la valeur du x'

read (\*,\*) x

write (\*,\*) 'donnez la valeur din'

read (\*,\*) din

write(\*,\*) 'donnez la valeur ep'

read (\*,\*) ep

write (\*,\*)'donnez la valeur du densite de flu'

read (\*,\*) flu

write (\*,\*)'donnez la valeur du densite de G'

read (\*,\*) G

write (\*,\*) 'donnez la valeur din1'

read (\*,\*) din1

write (\*,\*) 'donnez la valeur FLU410'

read (\*,\*) FLU410

write (\*,\*)'donnez la valeur du densite de G410'

read (\*,\*) G410

write (\*,\*) 'donnez la valeur din77'

read (\*,\*) din77

write (\*,\*) 'donnez la valeur Q77'



```
read (*,*) Q77
write (*,*) 'donnez la valeur Ts'
read (*,*) Ts
write (*,*) 'donnez la valeur du densité de flux 22'
read(*,*) densité de flux22
write (*,*) 'donnez la valeur vfs'
write (*,*) 'donnez la valeur de  $\lambda$  '
read (*,*) vfs
deltp =4
tev=tin-deltp
Teff=Tev
tsff=tev
Tefs=Tin
Tsfs=Tin-2
Tmoyff=abs(Tsff+Teff)/2
WRITE (*,*) 'Tmoyff', Tmoyff
delTf1=abs(Tefs-Tev)
WRITE(*,*) 'delTf1', delTf1
Tmoyfs=(Tefs+Tsfs)/2
WRITE (*,*) 'Tmoyfs', Tmoyfs
delTf2=abs(Tsfs-Tev)
WRITE (*,*) 'delTf2', delTf2
if (delTf1>delTf2) then
delTmax=delTf1
delTmin=delTf2
else
delTmax=delTf2
```

```

delTmin=delTf1
end if
WRITE (*,*)'delTmax',delTmax
WRITE (*,*)'delTmin',delTmin
a=(delTmax-delTmin)
b=(delTmax/delTmin)
c1=log(b)
write(*,*)'c1',c1
delTLM=a/c1
WRITE (*,*)'delTLM',delTLM
rolff=(-1.12536*10**(-9)*Tev**(4)-2.5417*10**(-8)*Tev**(3)+7*10**(-
6)*Tev**(2)-3.28683*10**(-3)*Tev+1.296547)*1000
WRITE(*,*)'rolff',rolff
rovff=(1.0439*(10**(-6))*(Tev**(4)))+(3.4835*(10**(-
5))*(Tev**(3)))+(5.66156*(10**(-3))*(Tev**(2)))+(0.526964*Tev)+(14.915)
WRITE (*,*)'rovff',rovff
rodpp=rolff+x*rovff
WRITE (*,*)'rodpp',rodpp
lon=0.1
lar=0.05
dex=2*(lon*lar)/(lon+lar)
Rin=din/2
Rex=Din+ep
mudp1=(((tev-(-6))*(0.1206-0.2929)/(62-(-6))))
write (*,*)'mudp1',mudp1
mudp=(mudp1+(0.2711))/1000
write (*,*)'mudp',mudp
cpdp1=(((tev-(-6))*(1.684-1.325)/(62-(-6))))

```

```

write (*,*)'cpdp1',cpdp1

cpdp=(cpdp1+(1.352))*1000

write (*,*)'cpdp',cpdp

lindadp1=((tev-(-6))*(0.0652-0.0947)/(62-(-6)))

write (*,*)'lindadp1',lindadp1

lindadp=lindadp1+(0.0920)

Pcri=40.65

nidp=mudp/rod

write(*,*)'nidp',nidp

hls=((1.443312*(10**(-7))*(Tev**(4)))+(1.86962*(10**(-
6))*(Tev**(3)))+(1.9844*(10**(-3))*(Tev**(2)))+(1.3623*(Tev))+200.041)

WRITE (*,*)'hls',hls

hsdp=((-1.70029*(10**(-5))*(Tev**(3)))+(0.844368*(10**(-
3))*(Tev**(2)))+(0.588189*(Tev))+396.476)

WRITE (*,*)'hsdp',hsdp

hedp=(1-x)*(hsdp-hls)+x*hsdp

write (*,*)'hedp',hedp

Pev=2.12766*(10**(-8))*(Tev**4)+8.9522*(10**(-
8))*(Tev**3)+0.00147189*(Tev**2)+0.106194*Tev+2.93554

Write (*,*)'Pev',Pev

sig=9.30

Hlv=215.9

bo=flu/(G*(Hlv))

write (*,*)'Bo',Bo

xa1=((((G**2)*din*1000/(rolff*sig))**(-1.23))

write (*,*)'xa1',xa1

xa2=((G*din/mudp)**1.47)/1000

```

```

write (*,*)'xa2',xa2
xa3=((pcr/pev)**0.45)
write (*,*)'xa3',xa3
xa=0.41*xa1*xa2*xa3
write (*,*)'xa',xa
xc=0.763*(flu*rovff*sig/(mudp*1000*hlv*(G**2)))
write (*,*)'xc',xc
Redp=G*(1-x)*din/nidp
WRITE (*,*)'Redp',Redp
m=G*3.14*(din**2)/4
write (*,*)'m',m
Q=m*(hsdp-hedp)
Write (*,*)'Q',Q
Q=m*(hsdp-hedp)
Write (*,*)'Q',Q
Tm=(Tmoyfs+273)
Write (*,*)'Tm',Tm
cpfs1=(((tm)-(250))*(1.006-1.005)/(300-250)))
WRITE (*,*)'cpfs1',cpfs1
cpfs=cpfs1+(1005)
WRITE (*,*)'cpfs',cpfs
Sfs=lon*lar
Write (*,*)'Sfs',Sfs
rofs1=((tm)-(250))*(1.777-1.413)/(300-250)
write(*,*)'rofs1',rofs1
rofs=rofs1+1.413
write (*,*)'rofs',rofs

```

```
DGfs1=(Q)/(rofs*cpfs*(tefs-tsfs))
WRITE (*,*)'DGfs1',DGfs1
Gfs=DGfs1/Sfs
WRITE (*,*)'Gfs',Gfs
lindafs1=(((tm)-(250))*(0.0262-0.0223)/(300-250))
WRITE (*,*)'lindafs1',lindafs1
lindafs=lindafs1+0.0223
WRITE (*,*)'lindafs',lindafs
nifs1=(((tm)-(250))*(1.57-0.949)/(300-250))
WRITE (*,*)'nifs1',nifs1
nifs=nifs1+0.949
WRITE (*,*)'nifs',nifs
mufs1=(((tm)-(250))*(1.85-1.6)/(300-250))
WRITE (*,*)'mufs1',mufs1
mufs=mufs1+1.6
WRITE (*,*)'mufs',mufs
Prfs=0.708
WRITE (*,*)'Prfs',Prfs
Refs=(Gfs*Dex*rofs)*(10**5)/mufs
WRITE (*,*)'Refs',Refs
hefs=4.36*lindafs/dex
WRITE (*,*)'hefs',hefs
Prdp=(mudp*Cpdp)/lindadp
WRITE (*,*)'Prdp',Prdp
Co=(((rolff)/rovff)**(0.5))*((1-x)**(0.8))
WRITE (*,*)'Co',Co
```

```

ffrl=1.
Frl=1.63
f=(1.58*log(Redp)-3.28)**(-2)
write (*,*)'f',f
if (redp>3000) then
  if (Redp<10000) then
    hlso=(Redp-1000)*Prdp*(f/2)*((lindadp)/din)/(1+12.7*(Prdp**(2/3)-1)*(f/2)**0.5)
  else
    hlso=(Redp)*Prdp*(f/2)*((lindadp)/din)/(1+12.7*(Prdp**(2/3)-1)*(f/2)**0.5)
  end if
else
  if (Redp<1600) then
    hlso=4.36*(lindadp)/din
  else
    hlso=(Redp-3000)*((4.36*(lindadp)/din)-((Redp-1000)*Prdp*(f/2)*((lindadp)/din)/(1+12.7*(Prdp**(2/3)-1)*(f/2)**0.5))/(1600-3000)+(Redp-1000)*Prdp*(f/2)*((lindadp)/din)/(1+12.7*(Prdp**(2/3)-1)*(f/2)**0.5)
  end if
end if
hlso1=hlso/1000
write (*,*)'hlso1',hlso1
hdp1=0.6683*(Co**-0.2)*((1-x)**0.8)
write (*,*)'hdp1',hdp1
hdp2=1058*(Bo**0.7)*((1-x)**0.8)*1.63
write (*,*)'hdp2',hdp2

hdp12=hdp1+hdp2

```

```
write (*,*)'hdp12',hdp12
hdp3=1.136*(Co**-0.9)*((1-x)**0.8)
write (*,*)'hdp3',hdp3
hdp4=667.2*(Bo**0.7)*((1-x)**0.8)*1.63
write (*,*)'hdp4',hdp4
hdp34=hdp3+hdp4
write (*,*)'hdp34',hdp34
if (hdp34>hdp12) then
hdp=(hdp34)*hlso1
else
hdp=(hdp12)*hlso1
end if
write (*,*)'hdp',hdp
hdpc=hdp/hlso1
write (*,*)'hdpc',hdpc
lindacui=350
hfsdp=(0.00599*(Refs**(0.912))*(Prfs**(1/3)))*(lindafs)/Dex
write (*,*)'hfsdp',hfsdp
ks1=1/(hfsdp/1000)
write (*,*)'ks1',ks1
ks2=((ep)/lindacui)*(Log(Rex/Rin))
write (*,*)'ks2',ks2
ks3=(1/(hdp/1000))
write (*,*)'ks3',ks3
kes=ks1+ks2+ks3
WRITE (*,*)'kes',kes
K=1/kes
```

```

WRITE (*,*)'K',K
Tp=((hfsdp*Tmoyfs)+(hdp*Tmoyff)/(hfsdp+hdp)
Write (*,*)'Tp',Tp
Tpar=Tp-(x*2*3.14)
Write (*,*)'Tpar',Tpar
Q1=hfsdp*(Tmoyfs-tp)
Write (*,*)'q1',q1
Q2=hdp*(tp-tmoyff)
Write (*,*)'q2',q2
s=Q/(1000*k*delTLM)
write (*,*)'s',s
L=s/(3.14*din)
Write (*,*)'L',L
Q12=Q*L
WRITE (*,*)'Q12',Q12
Deltpr =((0.5)*(rodpr)*((G)**2)/(2*9.81))
write (*,*)'deltpr',deltpr
Nu=(hlso1*din/mudpr)
Write (*,*)'Nu',Nu
fthy=64/Redp
write (*,*)'fthy',fthy
fexp=0.5*din/L
write (*,*)'fexp',fexp
po=(fexp)/fthy
write (*,*)'po',po
Stop
End

```



---

**Pour les autres fluides frigorigènes on Remarque que la structure du programme reste la même avec la variation des propriétés des thermo physique du fluide frigorigène**

**Résultats obtenus :****Pour le fluide frigorigène R134a :****Pour le fluide frigorigène R134a :**

Le tableau suivant donne les résultats obtenus par le programme de calcul.

$D = 0.000199$ ,  $\text{ép} = 0.000020$ ,  $q = 50$ ,  $G = 200$ ,  $T_{in} = 70$ ,  $x = (0.1, \dots, 0.55)$

X %	$T_p$ (°C)	T fluide f (°C)	$T_p$ exp	T fluide fexp (°C)
0	66	61	63.8	60.1
0.05	65.58	61	63.78	60
0.1	65.37	61	63.7	59.9
0.15	65.05	61	63.5	59.7
0.2	64.74	61	63	59.5
0.25	64.43	61	62.7	59
0.3	64.11	61	62.5	58.8
0.35	63.80	61	62.35	58.4
0.4	63.48	61	62.2	58
0.45	63.17	61	62	57.8
0.5	62.86	61	61.7	57.8
0.55	/	/	/	/

**Tableau 4.2 :** variation de la température de la paroi, et du fluide frigorigène en fonction du titre en vapeur frigorigène. (R134a)

$D = 0.000199$ ,  $G = 300$ ,  $x = 0.25$ ,  $T_{in} = 4^\circ\text{C}$ ,  $\text{ép} = 0.000020$

q (Kw/m <sup>2</sup> )	hdp (W/m <sup>2</sup> m°C)	hdp exp (W/m <sup>2</sup> m°C)	erreur
50	7350.67	7500	0.046
60	8313.57	8000	0.011
70	9229.27	9000	0.00196
80	10106.4	9700	0.0138
90	10951.15	10000	0.0617
100	11768.14	11100	0.0308
110	12560.94	12000	0.0446
120	13332.38	12200	0.0575
130	14084.74	14300	0.0150
140	14819.92	17000	0.1515

**Tableau 4.3 :** variation du coefficient de transfert convectif en fonction de la densité de flux de chaleur. (R134a)

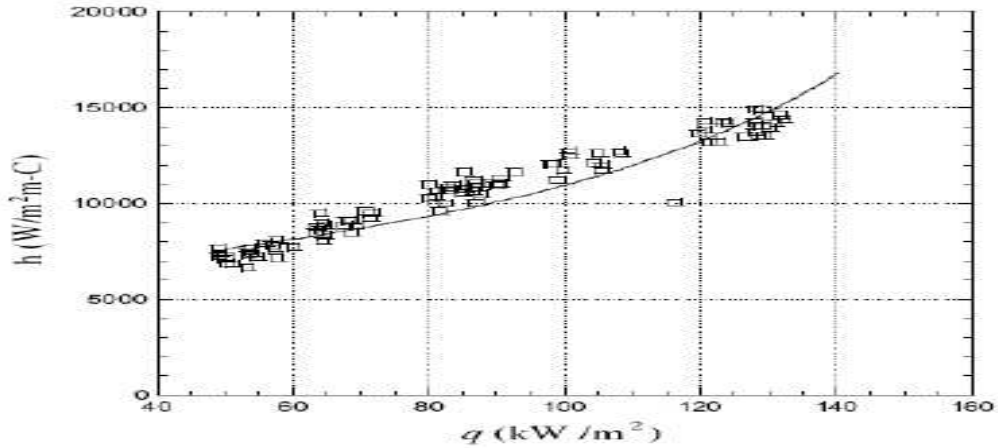


Figure 4.3. : Variation du coefficient de transfert convectif en fonction de la densité de flux de chaleur. (R134a) [23]. D'après G.P Celata

x%	erreur	h <sub>dp</sub> /h <sub>ls</sub> exp	h <sub>dp</sub> / h <sub>ls</sub>	Bo	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>in</sub> (°C)	D (μm)	Ep (μm)
0	0.0498	8	8.42	4.63	300	30	4	199	20
0.05	0.0024	8.1	8.08	/	300	30	4	199	20
0.1	0.00769	7.8	7.74	/	300	30	4	199	20
0.15	0.0133	7.5	7.4	/	300	30	4	199	20
0.2	0.0023	7.9	7.818	5.40*10 <sup>-4</sup>	300	35	4	199	20
0.3	0.0024	8.4	8.32	6.94*10 <sup>-4</sup>	300	45	4	199	20
0.4	0.0293	9.2	8.93	9.26*10 <sup>-4</sup>	300	60	4	199	20
0.5	0.0115	9.5	9.39	1.23*10 <sup>-3</sup>	300	80	4	199	20
0.6	0.01639	10.4	10.37	1.85*10 <sup>-3</sup>	300	120	4	199	20
0.65	0.0048	10.41	10.36	2.35*10 <sup>-3</sup>	300	140	4	199	20
0.7	0.0285	10.5	10.47	/	300	170	4	199	20
0.75	0.0009	10.65	10.64	3.2*10 <sup>-3</sup>	300	215	4	199	20
0.8	0.0357	10.8	11.2	4.63*10 <sup>-3</sup>	300	300	4	199	20

Tableau 4.4 : Carte de débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée d'ébullition.

$D=0.000199$ ,  $ep=0.000020$ ,  $q=50$ ,  $x=0.15$ ,  $T_{in}=4^{\circ}\text{C}$

G(kg/m <sup>2</sup> s)	Xcrit %	Xa%	Xc%
2000	0.5	0.34	$2.26 \cdot 10^{-5}$
1800	0.52	0.38	$2.79 \cdot 10^{-5}$
1600	0.58	0.43	$3.53 \cdot 10^{-5}$
1400	0.60	0.49	$4.61 \cdot 10^{-5}$
1200	0.62	0.57	$6.27 \cdot 10^{-5}$
1000	0.70	0.69	$9.041 \cdot 10^{-5}$
800	0.73	0.86	$1.41 \cdot 10^{-4}$
600	0.8	/	$2.51 \cdot 10^{-4}$
400	1	/	$5.65 \cdot 10^{-4}$
200	/	/	$2.26 \cdot 10^{-3}$

**Tableau 4.5** : variation du titre en fonction de la vitesse massique

$T_{in} = -1^{\circ}\text{C}$ ,  $D=0.000060\text{m}$ ,  $ep= 0.000010$ ,  $q=150$ ,  $G=600$

x	hdp (W/m <sup>2</sup> m <sup>2</sup> °C)	hdp exp (W/m <sup>2</sup> m <sup>2</sup> °C)	erreur
0.02	32072.95	32072.95	0
0.04	31040.20	31040.20	0
0.06	30020.19	30020.19	0
0.08	29013.01	29013.01	0
0.1	28018.79	28018.79	0
0.12	27037.64	27037.64	0
0.14	26069.66	26069.66	0
0.16	25114.98	25114.98	0
0.18	24173.73	24173.73	0
0.2	23246.02	23246.02	0
0.22	22332.00	22332.00	0

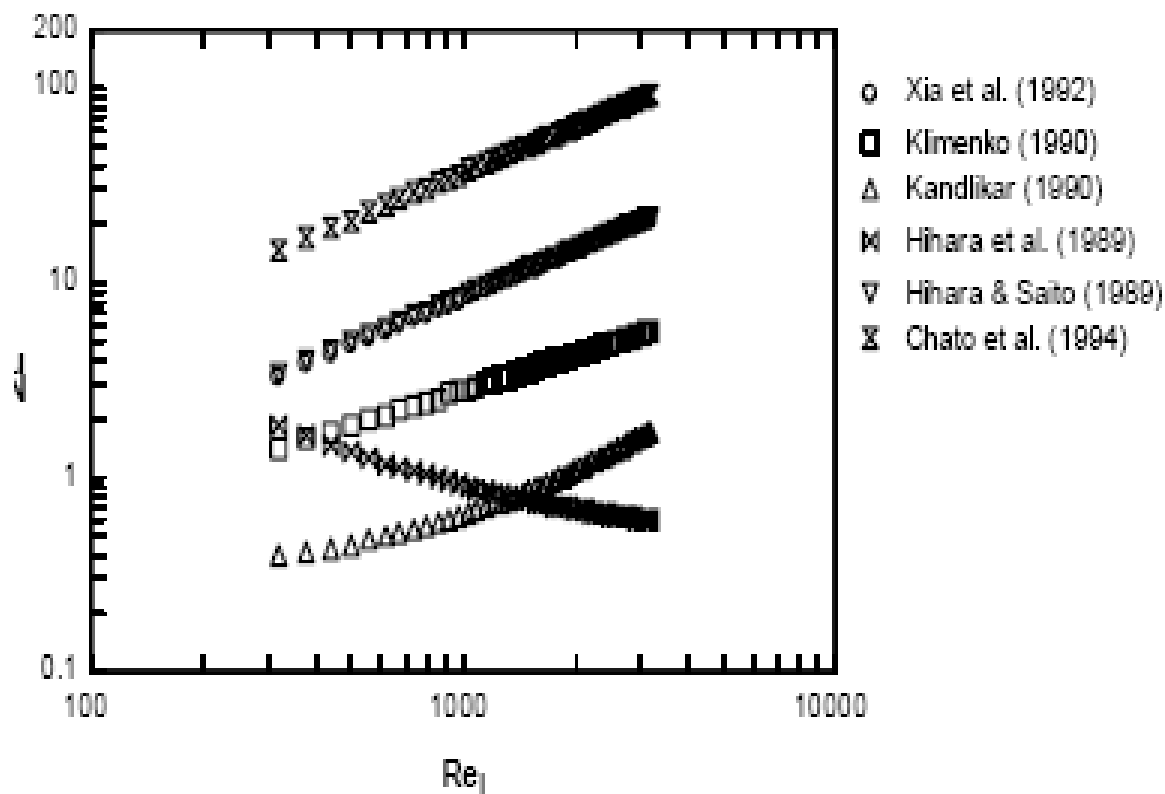
**Tableau 4.6** : variation du coefficient de transfert convectif diphasique en fonction du titre en vapeur frigorigène. (R134a) après le pré validation.

Tin(°C)	ep (μm)	D (μm)	q (W/m <sup>2</sup> )	x	G (kg/m <sup>2</sup> s)	Nu	Re	Nu exp	erreur
4	10	146	10	0.15	2	1	1189.71	/	/
4	10	146	10	0.15	3	2	1783.57	/	/
4	10	146	10	0.15	4	7	2378.43	7.5	0.0625
4	10	146	10	0.15	5	15	2972	15.3	0.04375
4	10	146	10	0.15	6	19	3567.15	19.5	0.025
4	10	146	10	0.15	7	22	4161.01	21	0.086
4	10	146	10	0.15	8	25	5038.87	/	/
4	10	146	10	0.15	9	29	5668.73	/	/
4	10	146	10	0.15	10	31	5945.45	28	0.125
4	10	146	10	0.15	11	34	6928.45	/	/
4	10	146	10	0.15	12	37	7558	/	/
4	10	146	10	0.15	13	40	8188.17	/	/
4	10	146	10	0.15	14	42	8323.03	41	0.068

**Figure 4.7 :** variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (R134a).

Tin (°C)	ep (μm)	D (μm)	q (W/m <sup>2</sup> )	X%	G (kg/m <sup>2</sup> s)	f	Re	f exp	erreur
4	20	199	10	0.1	0.5	1.49	454.24	1.35	0.0939
4	20	199	10	0.1	0.55	1.35	499.66	1.2	0.0156
4	20	199	10	0.1	0.6	1.24	545.09	1.15	0.0170
4	20	199	10	0.1	0.65	1.14	590.51	1	0.08
4	20	199	10	0.1	0.7	1.06	635.93	/	/
4	20	199	10	0.1	0.75	0.99	681.36	0.98	0.0418
4	20	199	10	0.1	0.8	0.93	726.78	0.95	0.0736
4	20	199	10	0.1	0.85	0.87	772.21	/	/
4	20	199	10	0.1	0.9	0.82	817.63	0.9	0.1311
4	20	199	10	0.1	0.95	0.78	863.06	0.8	0.0737
4	20	199	10	0.1	1	0.74	908.48	0.78	0.0974
4	20	199	10	0.1	1.5	0.49	1362.72	0.5	0.062
4	20	199	10	0.1	2	0.37	1816.97	0.4	0.12
4	20	199	10	0.1	2.5	0.298	2271.21	0.3	0.0633

**Tableau 4.8 :** variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds. (R134a)



**Figure 4.8 :** variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds. (R134a). [24]

**Résultats dans le cas où le R22, R410A, FC77, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O est le fluide frigorigène et l'air comme fluide secondaire :**

**a) Pour le fluide secondaire (l'air) :**

D=0.000199, ép=0.000020, G=500

X%	Flux (W/m <sup>2</sup> )	Tin (°C)	h <sub>0</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	Vc (m/s)	h <sub>0</sub> exp (W/m <sup>2</sup> K)	Erreur %
0.15	20	9	78.45	1.5	85	0.0770
0.15	20	9	104.61	2	104	0.0058
0.15	20	9	115.50	2.5	117	0.0128
0.15	20	9	156.31	3	128	0.08617
0.15	20	9	161.71	3.5	138	0.1554

**Figure 4.9 :** Résultat du micro évaporateur pour la variation de la valeur de h<sub>0</sub> de l'air

**b) Pour le fluide frigorigène R22 :**

D=0.000199, Tin=9, ep=0.000020

q(W/m <sup>2</sup> )	X%	K(W/m <sup>2</sup> K) V=1.5m/s	K(W/m <sup>2</sup> K) V=2m/s	K(W/m <sup>2</sup> K) V=2.5m/s	K(W/m <sup>2</sup> K) V=3m/s	K(W/m <sup>2</sup> K) V=3.5m/s
400	0.3	23	30	38	45	53
450	0.28	24	32	40	48	57
500	0.26	26	35	43	52	61
550	0.24	28	38	47	57	66
600	0.22	31	41	51	62	72

**Tableau 4.10 :** Calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des vitesses d'air variables.

K (W/m <sup>2</sup> K) erreur%	K (W/m <sup>2</sup> K) erreur%	K (W/m <sup>2</sup> K) erreur%	K (W/m <sup>2</sup> K) erreur%	K (W/m <sup>2</sup> K) erreur %
0.0057	0.0629	0.1434	0.1220	0.0985
0.0432	0.0688	0.0878	0.0734	0.0444
0.0729	0.00662	0.0614	0.0413	0.00386
0.0377	0.00360	0.0373	0.0473	0.00470
0.1245	0.0314	0.0211	0.0362	0.06111

**Tableau 4.10. A :** les erreurs de calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des vitesses d'air variables.

D=0.000100, ep=0.000020, x=0.28

Densité de Flux q(kW/m <sup>2</sup> )	V (m/s)	k(W/m <sup>2</sup> K) tev=15°C	k(W/m <sup>2</sup> K) tev=10°C	k(W/m <sup>2</sup> K) tev=5°C	Erreur% k(W/m <sup>2</sup> K) tev=15°C	Erreur% k(W/m <sup>2</sup> K) tev=10°C	Erreur% k(W/m <sup>2</sup> K) tev=5°C
0.4	1.5	26.7	26.42	26.15	0.1385	0.1477	0.0660
0.45	2	30.51	30.2	29.88	0.21	0.0562	0.004
0.5	2.5	33.38	33.03	32.69	0.2450	0.0285	0.0669
0.55	3	33.73	33.38	33.03	0.2351	0.0462	0.0463
0.6	3.5	33.98	33.63	33.28	0.2054	0.0658	0.0065

**Tableau 4.11 :** Calcul du coefficient global de transmission de la chaleur (k) en fonction de la densité de flux (Fluide R22) à des températures d'évaporation variables.

X %	G(kg/m <sup>2</sup> s)	q(W/m <sup>2</sup> )	D μm	Ep μm	h/h théo	Tin °C
0.01	600	60	199	20	11.26	4
0.05	600	55	199	20	10.71	4
0.1	600	50	199	20	10.16	4
0.15	600	45	199	20	9.59	4
0.2	600	40	199	20	8.98	4
0.25	600	40	199	20	9.10	4
0.3	600	40	199	20	9.23	4
0.35	600	40	199	20	9.38	4
0.4	600	40	199	20	9.53	4
0.5	600	40	199	20	9.91	4
0.6	600	40	199	20	10.38	4
0.7	600	40	199	20	11.03	4
0.8	600	40	199	20	12.01	4

**Figure 4.12 :** Carte de débit d'ébullition du réfrigérant dans la région saturée. Pour Le R22

**c) Fluide frigorigène utilisé est le FC77 :**

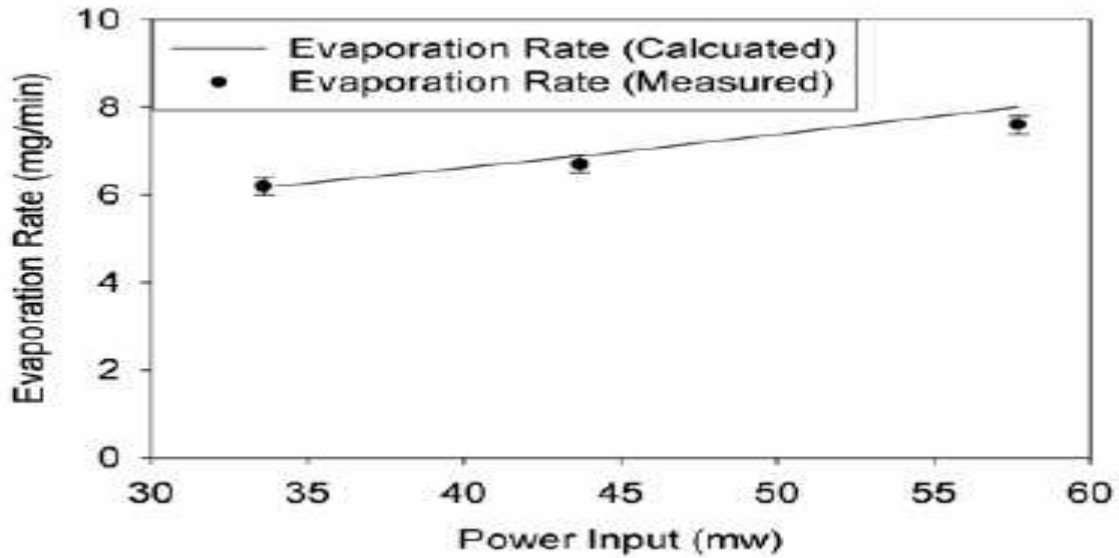
x%	P (mW)	Ts (°C)	T exp (°C)	T théo (°C)	erreur
0.15	33	16	34	36.53	0.06925
0.16	45	16	38	38.97	0.0248
0.16	57	16	42	39.03	0.0707

**Tableau 4.13 :** variation de la température de la paroi en fonction de la puissance d'un micro évaporateur.

x%	Débit exp (mg/min)	Débit (mg/min)	P (mW)	Erreur %
0.15	6.2	4.84	33	0.21
0.16	6.8	6.69	45	0.0161
0.16	7.95	8.48	57	0.0625

**Tableau 4. 14 :** variation du débit en fonction de la puissance d'un micro évaporateur.





**Figure 4.14 :** variation du débit en fonction de la puissance d'un micro évaporateur.  
[25]

**Fluide frigorigène utilisé est le R410A**

$D=0.000199\text{m}$ ,  $ep=0.000020\text{m}$ ,

x	$T_{in}= 9\text{ }^{\circ}\text{C}$					
	$q=20\text{ (kW/m}^2\text{)}$ $G=400\text{(kg/m}^2\text{s)}$	$q=15\text{ (kW/m}^2\text{)}$ $G=300\text{(kg/m}^2\text{s)}$	$q=10\text{ (kW/m}^2\text{)}$ $G=200\text{(kg/m}^2\text{s)}$	$q=20\text{ (kW/m}^2\text{)}$ $G=400\text{(kg/m}^2\text{s)}$	$q=15\text{ (kW/m}^2\text{)}$ $G=300\text{(kg/m}^2\text{s)}$	$q=10\text{(kW/m}^2\text{)}$ $G=200\text{(kg/m}^2\text{s)}$
	chute de pression (kPa/m)	chute de pression (kPa/m)	chute de pression (kPa/m)	Erreur %	Erreur %	Erreur %
0.2	19.08	10.73	4.77	0.0566	0.1146	0.046
0.3	20.74	11.66	5.18	0.03567	/	/
0.4	22.45	12.63	5.61	0.06458	/	/
0.65	30.1	16.93	7.46	0.06677	0.0588	0.32
0.7	/	16.92	7.52	/	0.0854	/
0.8	/	16.77	7.45	/	0.2377	0.06875

**Tableau 4.15 :** chute de pression d'un micro évaporateur en fonction titre en vapeur du fluide frigorigène R410A.

$D=0.000199\text{m}$ ,  $ep=0.000020\text{m}$ ,  $T_{in}=9^{\circ}\text{C}$

X titre en vapeur du f frigorigène	G=400 (kg/m <sup>2</sup> s), flux=20(kW/m <sup>2</sup> )	G=300 (kg/m <sup>2</sup> s) flux=15(kW/m <sup>2</sup> )	G=200(kg/m <sup>2</sup> s) flux=15(kW/m <sup>2</sup> )
x	hdp (W/m <sup>2</sup> K)	hdp (W/m <sup>2</sup> K)	hdp (W/m <sup>2</sup> K)
0.1	7955.47	/	/
0.2	12372.69	9748.46	9138.1
0.3	14765.41	11620.64	10871.53
0.35	/	12031.96	11249.04
0.4	15409.53	12121.12	11326.72
0.75	19611.76	15441.93	14420.23
0.85	/	7153.63	6687.46

**Figure 4.16** : variation du coefficient de transfert convectif en fonction du titre en vapeur du fluide frigorigène.

**d) Fluide frigorigène utilisé est le CO<sub>2</sub> :**

T sat(°C)	P sat (kPa)
-50	682
-40	1004.5
-30	1427.8
-20	1969.9
-10	2648.7
0	3485
10	4502
20	5729

**Tableau 4. 17** : variation de pression de saturation en fonction de la température de saturation.

### Représentation de la déformation d'un micro-canal :

Lorsque le fluide frigorigène circulant à l'intérieure d'un micro canal est à l'état monophasique (liquide dominé, ou vapeur dominé), et avec une convection forcé on remarque qu'il ya une déformation. La figure suivante montre la déformation

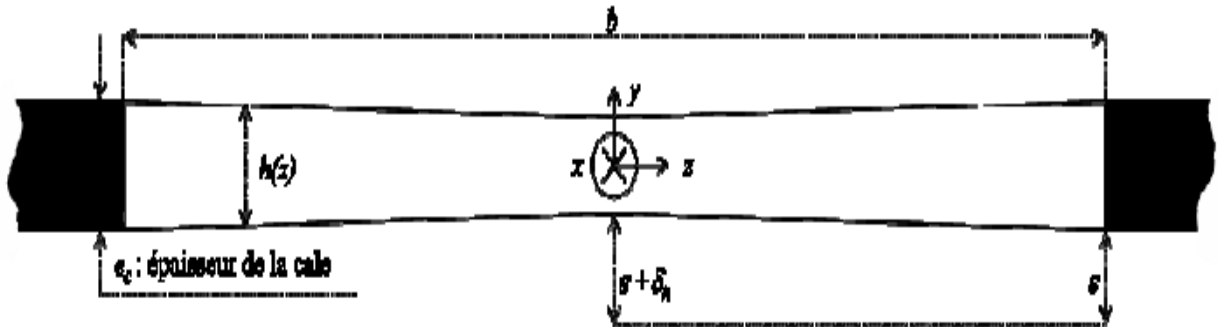


Figure E.1 : représente la déformation d'un micro canal. [ ]

$$h(\bar{x} = z) = e_c - 2\delta_h \left(1 - 2\frac{z}{b}\right) \dots \dots (E - 1)$$

$$\delta_h = 5 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T_{proi} - 20}{10} + 1\right) \dots \dots (E - 2)$$

$$U(z) = \frac{h(z)^2 \Delta P}{12\mu L} \dots \dots (E - 3)$$

$$P_o = \frac{\Delta P 2b e_c^3}{L \mu Q_v} \dots \dots (E - 4)$$

$$Q_v = 2 \int_{z=0}^{z=b/2} h(z) U(z) dz = \frac{2 \Delta P}{12\mu L} e_c^3 \frac{b}{2} \int_{\xi=0}^{\xi=1} \left[ (1 + 2) \frac{\delta_h^3}{e_c^3} (\xi - 1) \right]^3 d\xi \dots \dots (E - 5)$$

$$Q_v = \frac{2 \Delta P}{12\mu L} e_c^3 b \left(1 - 3\frac{\delta_h}{e_c} + 4\frac{\delta_h^2}{e_c^2} - 2\frac{\delta_h^3}{e_c^3}\right) \dots \dots (E - 5)$$

$$P_o = 24 \left(1 + 3\frac{\delta_h}{e_c} + o\left(\frac{\delta_h}{e_c}\right)\right) \dots \dots (E - 6)$$

$$T_{mel}(x, z) = T_{amont} + \frac{2\varphi L}{\rho C_p U(z) h(z)} x \dots \dots (E - 7)$$

$$h^{therm}(x, z) = \frac{\varphi}{T_{paroi}(x, z) - T_{mel}(x, z)} = \frac{Nu_{théo} \lambda}{2h(z)} \dots \dots (E - 8)$$

$$T_{paroi}(x, z) = T_{mel}(x, z) + \varphi \left(\frac{x}{\rho C_p U(z) h(z)} + \frac{h(z)}{Nu_{théo} \lambda}\right) \dots \dots (E - 8)$$

$$\Delta T = T_{aval} - T_{amont} = \frac{2\varphi b L}{\rho C_p Q_v} \text{ et } (h^{\text{therm}}(x))_{mes} = \frac{\varphi}{T_{paroi}(x, z = 0) - (T_{amont} + \Delta T \frac{x}{L})}$$

D' où

$$(h^{\text{therm}}(x))_{mes} = \frac{1}{\frac{2x}{\rho C_p} \left( \frac{1}{U(z=0)h(z=0)} - \frac{b}{Q_v} \right) + \frac{2e_c \left( 1 - 2 \frac{\delta_h}{e_c} \right)}{Nu_{\text{théo}} \lambda}}$$

$$U(z=0)h(z=0) = \frac{Q_v}{b} \frac{\left( 1 - 2 \frac{\delta_h}{e_c} \right)^3}{1 - 3 \frac{\delta_h}{e_c} + 4 \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right)^2 - 2 \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right)^3} \dots E - 10$$

$$(h^{\text{therm}}(x))_{mes} = \left\{ \frac{2xw}{\rho C_p Q_v} \left( \frac{1 - 3 \frac{\delta_h}{e_c} + 4 \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right)^2 - 2 \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right)^3}{\left( 1 - 2 \frac{\delta_h}{e_c} \right)^3} - 1 \right) + \frac{2e_c \left( 1 - 2 \frac{\delta_h}{e_c} \right)}{Nu_{\text{théo}} \lambda} \right\}$$

$$(Nu(x))_{mes} = \frac{Nu_{\text{théo}}}{\frac{x T_{aval} - T_{amont}}{L} \frac{\varphi 2e_c}{Nu_{\text{théo}} \lambda} \left( \frac{1 - 3 \frac{\delta_h}{e_c} + 4 \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right)^2 - 2 \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right)^3}{\left( 1 - 2 \frac{\delta_h}{e_c} \right)^3} - 1 \right) + 1 - 2 \frac{\delta_h}{e_c}}$$

$$(Nu(x))_{mes} = Nu_{\text{théo}} \left[ 1 - \frac{\delta_h}{e_c} \left( 3 \frac{x T_{aval} - T_{amont}}{L} \frac{\varphi 2e_c}{Nu_{\text{théo}} \lambda} - 2 \right) + o \left( \frac{\delta_h}{e_c} \right) \right] \dots E. 13$$

$$h(x) = -\frac{1}{L_c} x^2 + x + e_p$$

$$\Delta p = k \frac{\rho v^2}{2 \cdot g_c}$$

$$\dot{m} = \int_{x=0}^{x=L_c} v(x) \cdot h(x) \cdot dx = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot g_c}{\rho \cdot k}} \int_{x=0}^{x=L_c} \left[ \left( -\frac{1}{L_c} \right] x^2 + x + e_p \right) \cdot dx$$

Après l'intégration on trouve :

$$\dot{m} = \int_{x=0}^{x=L_c} v(x) \cdot h(x) \cdot dx = \frac{1}{6} L_c^2 + e_p \cdot L_c$$

$$\dot{m} C_p (T_s - T_e) = h_{rd} S_{df} (T_p - T_{ff}) = \dot{m} [(H]_S - H_e)$$

$$Cp_{sur} = \frac{\overline{h}(H)S - H_e}{(T_s - T_e)}$$

$$h_{rd} = \frac{Q_{sur}}{S \cdot (T_p - T_{ff})} = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_c(x)}$$

$$\dot{m}Cp_{sur}(T_s - T_e) = h_{rd}S_{df}(T_p - T_{ff})$$

$$h_{rd} = \frac{\dot{m}Cp_{sur}(T_s - T_e)}{S_{df}(T_p - T_{ff})}$$

$$h_{rd} = \frac{Nu_{ca} \cdot \lambda}{L_c(x)}$$

$$Nu_{ca} = \frac{\dot{m} \cdot L_c(x) Cp_{sur}(T_s - T_e)}{\lambda \cdot S_{df}(T_p - T_{ff})}$$

$$S_{df} = L_g L_{ar} + 2 \cdot (L_g + L_{ar}) \cdot e_p$$

Calcul de la température  $T_p$  :

$$T_{stoc} = tg \left( \frac{T_{am}}{T_{stoc}} \right)$$

$$T_p = \frac{T_{stoc} + T_{ff}}{2}$$

### **Résumé :**

L'utilisation de la nano technologie avait beaucoup d'avantage sur tous dans le Domain du froid, pour le refroidissement des composants électroniques, ou pour la climatisation des voitures. La facilité du calcul des différents facteurs intervient après les hypothèses simplificatrices posées, et qui sont liées aux compréhensions des différents phénomènes physiques pour l'étude d'un micro évaporateur. L'expérimentation montre qu'il ya d'autre variables qu'en peut pas le voire théoriquement pour cela les erreurs sont un peut grand dans quelque cas.

### **Mots clé :**

**Micro-évaporateur, micro-condenseur, micro-canaux, nanotechnologie, micro-compresseur, micro-fluidique, raréfaction.**

## ملخص

استعمال التكنولوجيا الدقيقة له مزايا كثيرة خاصة في ميدان تبريد الأجهزة الالكترونية و تكييف السيارات. لتسهيل الحصول على نتائج مقبولة نستعمل فرضيات مبنية على أساس الفهم الجيد لميكانيكا السوائل و التبادلات الحرارية في الأنابيب الشعرية و هذا لاختيار المبخر الملائم للاستعمال. النتائج التجريبية توضح أن هناك متغيرات لا يمكن استنباطها نظريا لهذا فان النتائج تحتوي على أخطاء معتبرة نوعا ما

## مفتاح الكلمات

مبخر دو أنابيب شعرية. مكثف دو أنابيب شعرية. أنابيب شعرية. التكنولوجيا الدقيقة. ضاغط دو الحجم الصغير. ميكانيكا السوائل في الأنابيب الشعرية. حالات نادرة الوجود

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

- [1] : [www.micro-compressor.com.my/](http://www.micro-compressor.com.my/)
- [2]: Groupe de Cemagref, et CEA-GRETh, Installation à charge réduite en frigorigène, publication p 2, 5
- [3]: Pr Jhon .R thom, Micro channel Tow phases cooling 3D-IC's p8, publication 2010
- [4]: Groupe de Cemagref, conception et optimisation d'une installation frigorifique à faible charge en fluide frigorigène. Journal de la science directe.
- [5]: <http://www.presence-pc.com/tests/Les-waterblocks-a-microstructures-108/13/>
- [6]: Pascal hubert et Meysam Rahmat, numerical simulation for the geometric design of micro heat pipes, publication 2006, p 4, 5, 7, 8
- [7]: Pierre LALONDE, étude expérimentale d'écoulements gazeux dans les microsystèmes à fluide, thèse de doctorat P 103, 104, 105, 106, 107, 108, 111, 112, 113, 116, 117, 121
- [8]: D Leducq, H. M. Tejada, O Jabbour, T. Serghini, experimental study and thermal modeling of A R404A small channel air condenser, 2003, p2,3,4,5,6
- [9]: A.V. Gusarov, ET I. Smurov, thermal model of nanosecond pulsed laser ablation: analysis of energy and mass transfer//J. appl. Phys, Vol. 97, 014307, 1January 2005.
- [10]: Renard Bavière, étude hydrodynamique et des transferts de chaleur dans les micro-canaux, thèse de doctorat 2005, P 101, 102, 104, 105
- [11]: Weilin Qu, Issam Mudawar, TRANSFERT PHENOMENA IN TOW PHASE MICRO-CHANNEL HEAT SINKS, journal du science direct, P, 11
- [12]: Monique Lallemand, Micro-échangeur, thèse de doctorat P8, 12, 13, 14, 15
- [13]: Rin Yun, Jae HYEOK Heo, Yongchan Kim, R410A dans les micro-canaux, transfert de chaleur et chute de pression lors de l'évaporation, journal de la science directe, 2005



## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

- [14]: M. P Kaul, A. Kedzierski and David Didion, horizontal flow boiling of alternative refrigerants within a fluid heated micro fin tube, journal de la science direct, 1996
- [15]: Satish G. Kandlikar, flow boiling map for water R22, R134a, journal de la science direct, 1988
- [16]: Julian V. S Peters, Satish G Kandlikar, further evaluation of a flow boiling correlation for micro channels and mini channels, journal de la science direct, p1, 2, 2007
- [17]: D Diaf, et A, Malek, simulation des propriétés du fluide frigorigène R134a, publication en 2007, P 3, 4
- [18]: Satish G. Kandlikar, Marek E. Steinke, predicting heat transfer during flow boiling in Mini channels and micro channels, journal du science direct, 2007, p2
- [19]: Addison-Wesley, les tables publiées par Frank M. White, "Heat and Mass transfer", 1988.
- [20]: electrical propriety of FC77 –catalogue-
- [21]: ASHEREA 2005
- [22]: G P Celata, single and two phases flow Heat Transfer in micro pipes, journal de la science direct, 2008
- [23]: R. R Riehl, P S, J M Ochterbeck, comparison of heat transfer correlations for single and two phase micro channel flows for microelectronics cooling, journal de la science direct, 2008
- [24]: Hooki Lee, micro-channels evaporator for an external combustion micro heat engine, journal de la science direct, 2008
- [25]: J Su, J Li, research on convective heat transfer and mass transfer of evaporator in micro/mini channel, journal de la science direct, 2006