

N° d'ORDRE : 38/2010-M/PH

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIEN »
FACULTE DE PHYSIQUE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MAGISTER

En : PHYSIQUE

Spécialité : ENERGETIQUE ET MECANIQUE DES FLUIDES

Par : BOURABAA ABDENOUR

Sujet

ETUDE DES TRANSFERTS COMBINES DE CHALEUR ET DE MASSE :
APPLICATION AU DIMENSIONNEMENT D'UN EVAPORATEUR

Soutenu le 10/07/2010, devant le jury composé de :

<i>Mr D. KALACHE</i>	<i>Professeur à l'USTHB</i>	<i>Président</i>
<i>Mr M. SAIGHI</i>	<i>Maîtres de Conférences/A à l'USTHB</i>	<i>Directeur de mémoire</i>
<i>Mr A. BENZAOUI</i>	<i>Maître de Conférences/A à l'USTHB</i>	<i>Examineur</i>
<i>Mr M. BOUSSAID</i>	<i>Maître de Conférences/A à l'UMBB</i>	<i>Examineur</i>
<i>Mr S. EL METENANI</i>	<i>Chargé de Recherches/A à l'UDES</i>	<i>Examineur</i>

Dédicaces

J'ai bien plus qu'une pensée à mes chers parents, mes frères et sœurs, ma chère fillancé Ibtissem aussi bien que toute ma grande famille sans oublier mes élèves du CEM Bir Ben Abed qui m'ont soutenu au-delà du supportable et cela malgré mes humeurs, surtout lors de la rédaction de cette thèse.

Je tiens également à saluer l'ensemble de mes amis sans qui la vie serait bien morose.

Abdenour Bourabaa

Remerciements

D'abord, je voudrais exprimer ma gratitude à Monsieur SAIGHI MOHAMED, pour avoir dirigé ce travail et également pour ses encouragements qu'il n'a cessé de me prodiguer. Je suis heureux de pouvoir lui exprimer mes plus sincères remerciements.

Monsieur Saïd El Metenani, Chargé de Recherche au Centre de Recherche à Bousmail (Unité de Développement des Equipements Solaires, UDES), a mis à ma disposition des moyens considérables, et a permis l'aboutissement de ce travail grâce à sa grande connaissance des domaines scientifiques et industriels. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude la plus vive.

J'exprime mes plus sincères remerciements à Monsieur DJAMEL. KALACHE, Professeur à l'USTHB, qui m'a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury, qu'il veuille trouver ici, l'expression de ma sincère reconnaissance.

Je suis très reconnaissant à Monsieur M. BOUSAID, maître de conférences à l'UMBB, qui m'a fait l'honneur de faire partie de ce jury. Qu'il en soit remercié.

Je tiens également à remercier Monsieur AHMED BEN ZAOUÏ, qui a accepté d'être rapporteur de cette thèse.

Je tiens à remercier aussi vivement mes collègues du laboratoire spécialement Harhad wafia pour leur contribution de près ou de loin pour mener ce travail à sa fin.

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS.....	i
SOMMAIRE.....	ii
NOMENCLATURE.....	vi
CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIE.....	1
CHAPITRE 2 : PHENOMENES DE TRANSFERTS ET FLUIDES FRIGORIGENES	9
1. Phénomène de transferts de chaleur et de masse.....	10
1.1. Introduction aux échangeurs de chaleur	10
1.2. Surface d'échange	10
1.3. Transfert de chaleur.....	11
1.4. Transfert combiné de chaleur et de la masse	11
1.5. Chaleur latente et chaleur sensible	12
1.5.1. Echanges de chaleur sensible.....	13
1.5.2. Echanges de chaleur latente	13
2. Fluides frigorigènes	13
2.1. Propriétés thermo-physiques du réfrigérant R-22	14
2.2. Les réfrigérants à faibles GWP	14
2.3. Propriétés nécessaires des réfrigérants	15
2.4. Critères de choix d'un fluide frigorigène	15
3. Système frigorifique.....	16
3.1. Constitutions principales d'un système frigorifique	16
3.2. Principe de fonctionnement	16
3.2.1. Circuit de ventilation	16
3.2.2. Circuit frigorifique	16
Conclusion.....	17
CHAPITRE 3 : AIR HUMIDE ET DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE.....	18
1. Introduction	19
2. Grandeurs relatives à l'air humide	19
2.1. Pression partielle de la vapeur d'eau	19
2.2. Température et humidité	20

2.2.1. Humidité absolue ou teneur en vapeur d'eau (rapport de mélange)	22
2.2.2. Température de rosée	22
2.2.3. Température de bulbe humide	23
2.3. Enthalpie spécifique de l'air humide	23
2.4. Relation entre P_v et w	24
3. Diagramme de l'air humide	24
3.1. But	24
3.2. Représentation graphique de diagramme psychrométrique	24
4. Processus de conditionnement d'air	27
4.1. Refroidissement sensible	28
4.2. Refroidissement avec déshumidification	29
Conclusion	30
CHAPITRE 4 : ANALYSE DIMENSIONNELLE	31
1. Introduction	32
2. Théorème de Vaschy-Buckingham	32
2.1. Application	33
2.2. Détermination des grandeurs physiques	33
2.3. Détermination des groupements π	34
3. Signification physique des groupements π	35
3.1. Nombre de Nusselt	35
3.2. Nombre de Reynolds	36
3.3. Nombre de Peclet, nombre de Prandtl	37
3.4. Détermination de Nombre de Margoulis	37
4. Autres groupements sans dimensions employés dans les phénomènes du transfert	37
4.1. Nombre de Schmidt	38
4.2. Nombre de Sherwood	38
5. Analogies disponibles	38
6. Analogie de Chilton-Colburn	40
Conclusion	41
CHAPITRE 5 : CORRELATIONS	42
1- Introduction	43
2. Choix de corrélations	43

2.1. Corrélations de transfert de chaleur et de perte de pression côté air	43
2.2. Corrélations de transfert de chaleur et de perte de pression côté tube	49
2.2.1. Pertes de pression	50
2.2.1.1. Perte de pression due aux frottements dans les tubes horizontaux	51
2.2.1.2. Perte de pression due aux frottements dans les coudes.....	54
2.2.2. Transfert de chaleur	57
2.2.2.1. Ecoulement diphasique	59
2.2.2.2. Ecoulement dispersé	62
Conclusion.....	63

CHAPITRE 6 : ETUDE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

A TUBES ET AILETTES.....64

1. Introduction	65
2. Refroidissement avec déshumidification de l'air humide	65
2.1. Formulation mathématique	66
2.1.1. Equations de bilans	66
2.1.2. Transfert de chaleur sensible	68
2.1.3. Transfert de la chaleur latente.....	68
2.1.4. Transfert simultané de chaleur et de la masse, et potentiel enthalpique	69
2.1.5. Formulation de l'analogie entre les transferts de chaleur et de masse	70
2.1.6. Efficacité de l'ailette sous les conditions humides	71
2.1.7. Coefficient de transfert de chaleur global	74
2.1.8. Rapport de la chaleur sensible à la chaleur totale	76
2.2. Modes de refroidissement partiellement humide	76
3. Conditions de fonctionnement et paramètres géométriques	78
3.1. Conditions de fonctionnement	78
3.2. Paramètres géométriques	78
Conclusion.....	80

CHAPITRE 7 : RESULTATS ET DISCUSSIONS81

1. Introduction	82
1. Phénomène de transfert sur le côté air	82
1.1. Transfert de chaleur	82

1.1.1. Effet du nombre de rangées de tubes	84
1.1.2. Effet de l'espacement des ailettes	85
1.1.3. Analyse du coefficient de transfert de chaleur sensible côté air	88
1.2. Analogie entre le transfert de chaleur et transfert de masse.....	91
1.3. Coefficient de transfert de chaleur sous la condition humide	93
1.4. Transfert de masse	95
1.5. Efficacité de l'ailette humide	97
2. Transfert de chaleur côté réfrigérant	101
3. Coefficient de transfert de chaleur globale	106
4. Pertes de pression côté air	108
5. Pertes de pression côté réfrigérant	116
5.1. Pertes de pression dans les tubes rectilignes	116
5.2. Pertes de pression dan les coudes de retour	119
CONCLUSION GENERALE	121
Références	122

NOMENCLATURE

A	Aire	m^2
c_p	Chaleur spécifique	$J / kg .K$
D	Diamètre de tube	m
D_{dif}	Diffusivité massique	m^2 / s
dP / dl	Gradient de pression	kPa / m
f	Facteur de frottement	
F_p	Profondeur de l'ailette $F_p = F_s + \delta_F$	m
F_s	Espacement entre ailettes	m
g	Accélération de la pesanteur	m / s^2
G	Vitesse massique	$kg / m^2 s$
h_{hta}	Coefficient de transfert de chaleur sensible sur le côté air	$W / m^2 K$
h_{mta}	Coefficient de transfert de masse	$kg / m^2 s$
h_{wet}	Coefficient de transfert de chaleur humide	$kg / m^2 s$
i	Enthalpie	J / kg
i_{fg}	Chaleur latente de vaporisation	J / kg
j_s	Facteur-j de Colburn-Chilton pour le transfert de chaleur	$j_s = \frac{h_{hta} Pr_a^{2/3}}{G_{a,max} c_{p,a}}$
j_m	Facteur-j de Colburn-Chilton pour le transfert de masse	$j_m = \frac{h_{mta} Sc_a^{2/3}}{G_{a,max}}$
L	Longueur total de tube	m
L_d	Profondeur de l'échangeur $L_d = X_l \times N$	m
L_F	Hauteur de l'échangeur $L_F = X_l \times (N_l + 1 / 2)$	m
\dot{m}	Débit massique	kg / s
N	Nombre de rangée de tubes	
P	Pression	kPa
q	Flux de chaleur	W / m^2
\dot{Q}	Taux de transfert de chaleur	W
r	Rayon	m

R_b	Rayon du coude	m
T	Température	$^{\circ}C$
X_l	Espacement longitudinal des tubes	m
X_t	Espacement transversal des tubes	m
U	Coefficient de transfert de chaleur global, $kg / m^2 s$ (humide), $W / m^2 K$ (sèche)	
w	Rapport d'humidité	$kg / kg \text{ dry air}$

Lettres grecques

α	Rapport de la surface d'échange totale au volume totale sur un côté	
λ	Conductivité thermique	$W / m .K$
μ	Viscosité	$Pa.s$
ϕ	Facteur diphasique	
ρ	Masse volumique	kg / m^3
σ	Tension superficielle	N / m
σ	Rapport de la surface libre à la surface frontale sur un côté	
χ	Qualité de vapeur	

Indices

a	Air
b	Coude
da	Air sec
dew	Point de rosée
dry	Sec
f	Film
F	Ailette
fb	Base de l'ailette
fr	Frontale
g	Gaz
i	Interne, entrée
o	Externe, sortie
l	Liquide
lo	Liquide seul
ma	Air humide
max	Maximum

<i>mean</i>	Moyenne
<i>min</i>	Minimum
<i>r</i>	Réfrigérant
<i>rb</i>	Coude de retour
<i>sat</i>	Saturation
<i>sp</i>	Monophasique
<i>st</i>	Tube rectiligne
<i>tb</i>	Tube
<i>tp</i>	Diphasique
<i>v</i>	Vapeur
<i>vo</i>	Vapeur seule
<i>w</i>	Eau
<i>wet</i>	Humide
()	Etat de fluide

Groupements adimensionnels

Bo	Nombre d'ébullition	$Bo = q / i_{fg} \dot{m}_r$
Fr	Nombre de Froude	$Fr = G^2 / gD \rho^2$
Le	Nombre de Lewis	$Le = Sc / Pr$
Nu	Nombre de Nusselt	$Nu = h_{ht} D / \lambda$
Pr	Nombre de Prandtl	$Pr = \mu c_p / \lambda$
Re_{Do}	Nombre de Reynolds basé sur le diamètre externe du tube	$Re_{Do} = G_a D_o / \mu_a$
Re_l	Nombre de Reynolds de liquide	$Re_l = G_r D_i / \mu_l$
Re_{lo}	Nombre de Reynolds de la phase liquide	$Re_{lo} = Re_l (1 - \chi)$
Re_v	Nombre de Reynolds de la vapeur	$Re_v = G_r D_i / \mu_g$
Re_{vo}	Nombre de Reynolds de la phase vapeur	$Re_{vo} = Re_v \chi$
Sc	Nombre de Schmidt	$Sc = \mu / \rho D_{dif}$
Sh	Nombre de Sherwood	$Sh = h_{mt} D / D_{dif}$
We	Nombre de Weber	$We = G_r^2 D_i / \rho \sigma$
X_{tt}	Paramètre de Lockhart-Martinelli	$X_{tt} = \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Les échangeurs de chaleur sont largement employés dans les systèmes de conditionnement d'air, chauffage et de réfrigération. Comparé aux autres composants du système, la modélisation de ces échangeurs de chaleur est plus délicate à cause de la complexité de l'écoulement diphasique, le processus d'échange thermique entre le courant d'air et le réfrigérant, et la configuration de l'écoulement. Cette étude se consacre aux performances du transfert de chaleur et de masse et les caractéristiques du frottement sur le côté air et le côté tube des échangeurs de chaleur à tubes et ailettes d'un évaporateur.

La configuration améliorée de l'ailette, telle que l'ailette ondulée, persienne, spirale et autres, améliore significativement le transfert de chaleur comparé aux ailettes planes, mais ces dernières restent encore les plus utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur en raison de leur meilleure fiabilité dans les conditions de fonctionnement pour le long terme. Beaucoup d'études étaient consacrées aux caractéristiques du transfert de chaleur et du frottement spécifiques pour l'ailette plane durant les dernières années. Pendant ce temps, les développements en technologie améliorent la connaissance et la disponibilité des données de la performance sur le côté air. Cette revue de la littérature dressera un certain nombre d'études expérimentales et numériques, corrélations empiriques et semi-empiriques qui concernent les performances des échangeurs de chaleur à tube et ailettes planes.

Parmi les différentes analogies entre le transfert de chaleur et le transfert de masse, celle de Chilton-Colburn est utilisée dans la présente étude. Cette analogie n'est qu'une extension de l'analogie de Reynolds entre champs thermiques et dynamiques qui nous permet de relier les flux de chaleur et de quantité de mouvement. L'analogie de Chilton-Colburn expliquée par un terme adimensionnel appelé facteur-j est appliquée pour prédire le phénomène de transfert de chaleur côté air. Ce facteur, qui est basé sur le nombre de Prandtl (nombre de Schmidt pour le transfert de masse), est généralement dérivé de corrélations empiriques ou semi empirique. Ainsi, le choix d'une telle relation dépend d'un grand nombre de facteurs, les plus importants entre eux sont la géométrie et la situation sèche ou humide de la surface externe de l'échangeur. Bien que la surface externe de l'échangeur de chaleur puisse être sèche ou humide, l'utilisation des données de l'échangeur sec dans la conception des échangeurs de chaleur humides peut causer des confusions et interprétations incorrectes des résultats. En fait, les coefficients de transfert de chaleur pour les surfaces humides sont élevés comparés aux conditions sèches. Ceci a été observé par Nagaraja and Murthy (1978) [1] qui ont montré que jusqu'à certaines valeurs de débit massique, le coefficient de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur humide est plus élevé que celui d'un échangeur de chaleur sec, et au

delà de ces débits c'est effet inverse qui se produit. Notons que leur coefficient de transfert de chaleur est présenté sous une forme adimensionnelle en fonction du rapport de la chaleur sensible à la chaleur latente et du nombre de Reynolds. Elmahdy and Biggs, (1979) [2], ont développé une technique empirique pour prédire le facteur-j de Colburn caractérisant le transfert de chaleur sur le côté air basé sur le nombre de Reynolds. Malheureusement, cette corrélation est valide seulement pour un nombre de Reynolds compris entre 200 et 2000.

Suivant les cas, la situation de la surface externe de l'évaporateur peut être sèche ou humide, ainsi, les effets de la géométrie de la surface et des conditions de fonctionnement sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur dépendent fortement des conditions de la surface externe. Ceci nécessite d'avoir des corrélations de transfert de chaleur et de frottement sur le côté air validées pour une géométrie spécifique du serpentin. A ce stade, Mirth and Ramadhyani (1993) [3] ont développé une corrélation pour chaque condition de la surface en utilisant des échangeurs ayant des ailettes ondulées. Les résultats rapportés par ces auteurs étaient en bon accord avec les résultats de Nagaraja and Murthy [1]. Ils ont affirmé que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation de la température du point de rosée de l'air à l'entrée.

Sous la condition de la surface sèche, Gray and Webb (1986) [4] ont développé deux fameuses corrélations, une pour le facteur de frottement et l'autre pour le facteur-j pour le transfert de chaleur sensible. Ces corrélations ont été choisies comme les plus appropriées, mais Wang et al (1996) [5] ont déclaré que la corrélation de facteur-j de Gray and Webb n'est pas assez précise pour des faibles diamètres de tubes. Deux ans plus tard, Wang and Chang (1998) [6] l'ont modifié en utilisant des diamètres du tube inférieurs à 10mm. Pour des échangeurs de chaleur à quatre rangées de tubes, Wang et al [5] ont montré que le facteur-j et le facteur de frottement sont indépendants de l'espacement des ailettes. Ils ont montré également que l'épaisseur de l'ailette n'a aucun effet sur le facteur-j et le facteur de frottement f , mais Abu Madi et al (1998) [7] constatent que le transfert de chaleur est légèrement élevé pour un faible espacement des ailettes. Les résultats rapportés par Gray and Webb [4] indiquent que le facteur-j est indépendant de l'espacement des ailettes, alors que leur corrélation de facteur f contient ce paramètre qui montre que le facteur f augmente pour un espacement faible. Ils expliquèrent que l'épaisseur de l'ailette affecte uniquement la vitesse de l'air qui est introduite dans l'expression du nombre de Reynolds. Ainsi, beaucoup de chercheurs ont montré que le coefficient de transfert de chaleur est élevé pour des vitesses de l'air élevées associées à la convection forcée. Wang and Chi (2000) [8], ont effectué une

étude expérimentale sur dix-huit échangeurs ayant des ailettes simples. Ils ont montré que l'effet de l'espacement des ailettes sur les performances du transfert de chaleur dépend fortement du nombre de rangées de tubes. Pour un nombre de rangée $N = 4$, ils sont arrivés aux mêmes résultats sur l'effet de l'espacement des ailettes obtenus par Wang et al [5]. Cependant, pour $N = 1; 2$, les résultats obtenus montrent que l'effet de l'espacement des ailettes sur le transfert de chaleur dépend du nombre de Reynolds et que cet effet diminue pour $Re_{D_o} > 5000$. Pour $Re_{D_o} < 5000$, ils ont observé que les performances du transfert de chaleur augmentent avec la diminution de l'espacement des ailettes. Cette divergence sur l'effet de l'espacement des ailettes trouvées dans la littérature est due aux modifications géométriques et aux incertitudes expérimentales; cependant, la majorité des recherches indiquent que le facteur f de frottement est élevé pour un petit espacement des ailettes et le facteur- j est relativement indépendant de l'espacement des ailettes. Pour des espacements des ailettes identiques, Wang and Chi [8], ont trouvé que l'effet du nombre de rangées de tubes sur les performances du frottement était significativement faible. Conformément avec les résultats obtenus par Wang et al [5], ils ont expliqué que le facteur- j diminue avec l'augmentation du nombre de rangées pour des faibles nombres de Reynolds, et que l'effet du nombre de rangées de tubes diminue quand le nombre de Reynolds augmente. En se basant sur ces résultats, Wang et al (2000) [9], ont effectué une autre étude expérimentale en utilisant 74 échangeurs de chaleur pour développer des corrélations du facteur- j et du facteur de frottement basées sur une grande gamme de paramètres géométriques sous les conditions sèches. Leurs corrélations dépendent de l'espacement de tubes, de l'espacement des ailettes, du diamètre du tube, du nombre de rangées de tubes et du nombre de Reynolds. Des études expérimentales indiquent que l'effet des espacements de tubes (longitudinal et transversal) sur le coefficient de transfert de chaleur est relativement faible. Souvent, l'effet de l'espacement des tubes est considéré au cours du développement des corrélations des facteurs j et f .

Quand la surface est mouillée, l'accumulation de l'eau sur la surface d'échange peut influencer et changer les caractéristiques du transfert de chaleur entre l'air et la surface. Le processus de la déshumidification implique, ainsi, un transfert simultané de chaleur et de masse. Par conséquent, la présence du condensât rend le phénomène du transfert combiné plus compliqué du fait que le condensât peut occuper entièrement l'espace entre les ailettes et altérer les performances côté air de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes. Des recherches sur les performances du transfert de chaleur sous les conditions humides se concentrent généralement sur la condition de la surface entièrement humide. La surface est supposée être

entièrement humide quand sa température est inférieure à la température du point de rosée de l'air à travers l'échangeur de chaleur entier. Ainsi, la condition partiellement humide intervient quand la condensation a lieu seulement sur une partie de la surface de l'échangeur. Beaucoup de chercheurs évitent cette situation parce qu'elle complique l'interprétation expérimentale. Si cette condition intervient, il est nécessaire de séparer la surface de l'ailette en deux régions sèche et humide pour calculer proprement l'efficacité de l'ailette [10], [11] et [12]. Malheureusement, les observations sur les conditions locales de la surface sont difficiles et ne peuvent être très efficaces parce que la présence du mode de condensation en gouttelettes est parfois difficile à évaluer. Ceci nous explique pourquoi la plus part des études consacrées à la condition partiellement humide sont purement théoriques. Aussi, les études expérimentales relatives restent à nous jours limitées. J.Wang and Hihara (2003) [13], ont proposé une nouvelle méthode, appelée méthode de la température à bulbe sec équivalente, pour calculer le transfert combiné de chaleur et de la masse d'un échangeur de chaleur sous les trois modes de refroidissement. Cette méthode a été vérifiée plus récemment par Huzayying et al (2007) [14] qui ont développé des corrélations en utilisant cette méthode et la méthode d'enthalpie pour étudier les effets de conditions de fonctionnement tels que la température de l'air, l'humidité relative, la vitesse frontale de l'air et la pression de vaporisation sur les performances côté air d'un échangeur de chaleur à ailettes ondulées. À ce stade, Xia and Jacobi (2005) [15] ont élaboré deux méthodes "la différence de la température logarithmique moyenne et la différence d'enthalpie logarithmique moyenne" pour les trois modes de refroidissement. Une nouvelle méthode appelée "finite circular fin method" a été récemment proposée par Pirompugd et al (2007) [16] pour examiner les performances de l'échangeur de chaleur ayant une géométrie plane de l'ailette sous les trois conditions possibles. Cette analyse est effectuée en divisant l'échangeur de chaleur en plusieurs éléments (nombre de rangées de tubes \times nombre de tubes par rangée \times nombre des ailettes). Ces auteurs déclarent que la méthode de la température à bulbe sec ne peut pas évaluer l'efficacité de l'ailette sous le mode partiellement humide parce que le taux de transfert de chaleur dans cette méthode est calculé en utilisant seulement la différence de la température sèche équivalente.

Sous la condition de la surface entièrement humide, McQuiston (1982) [17], montre que l'efficacité de l'ailette diminue avec le transfert de masse pour un air très humide à basse température passant au-dessus d'un évaporateur. Quand la condensation intervient sur les ailettes, il a expliqué que le coefficient de transfert de chaleur et la perte de pression sur le côté air sont plus importants par rapport aux situations sèches. En outre, le film d'eau sur la

surface augmente la résistance locale au transfert de chaleur. McQuiston [17] a expliqué que le facteur- j est plus élevé pour la condensation en gouttelettes comparé à la condensation en film. D'autres études confirment l'augmentation du facteur f sous les conditions humides, mais pas le facteur- j . Wang et al (1997) [18], ont trouvé que les facteurs de Chilton-Colburn et de frottement décroissent sous les conditions humides aux faibles nombres de Reynolds $Re_{dc} < 2000$ et restent identiques ou légèrement plus élevés par rapport aux conditions sèches pour des nombres de Reynolds élevés $Re_{dc} > 2000$. Leurs corrélations présentent des informations précieuses pour la conception des échangeurs de chaleur à tubes et ailettes. Malheureusement, ces corrélations ont été développées sur des résultats de neuf échangeurs de chaleur ayant mêmes espacements des tubes (transversal et longitudinal). Trois ans après, Wang et al (2000) [19], ont proposé deux corrélations, une pour le facteur- j et l'autre pour le facteur f de frottement, basées sur une grande gamme de conditions de fonctionnement et de paramètres géométriques en utilisant 31 échangeurs de chaleur. L'effet de la rugosité de la surface et la transition de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent sous les conditions humides peut expliquer l'amélioration de transfert de chaleur aux grands nombres de Reynolds. De plus, aux faibles nombres de Reynolds le condensât adhère sur la surface en produisant un effet important sur le transfert de chaleur, cet effet diminue dès que la vitesse de l'air augmente. McQuiston [17], a expliqué que le facteur de frottement est influencé par l'eau déposée au dessus de la surface pour toute la gamme des nombres de Reynolds, tandis que, le facteur- j est affecté seulement aux grands nombres de Reynolds. Le film du condensât peut dévaluer le transfert de chaleur en occupant la surface et entravant l'écoulement de l'air, et la rétention décroissante, particulièrement aux faibles vitesses, explique pourquoi le facteur- j et le facteur f sous la condition humide diffèrent de ceux obtenus sous la condition sèche.

Nous utilisons la corrélation de Wang et al (2000) [19], les résultats de la présente étude montrent que l'effet de l'espacement des ailettes sur les caractéristiques du transfert de chaleur dépend fortement du nombre de Reynolds et du nombre de rangées. Pour des échangeurs de chaleur à une ou deux rangées de tubes, les résultats sont complètement différents de ceux obtenus par Wang et al [5], [9] et Wang and Chi [8] sous la condition de la surface sèche. Pour ces deux configurations de l'échangeur, on a trouvé que le facteur- j de transfert de chaleur sensible augmente avec la diminution de l'espacement des ailettes et que cet effet devient plus marqué avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La différence dans les performances du transfert de chaleur devient de plus en plus négligeable quand le nombre

de rangées de tubes passe de 4 à 6. Conformément avec les résultats de Wang et al [18], les résultats montrent que l'influence de l'espacement des ailettes est presque négligeable. Les résultats sur le facteur de frottement, calculés en utilisant la corrélation de Wang et al [18], montrent que le facteur de frottement augmente avec la diminution de l'espacement des ailettes et que l'effet de l'espacement des ailettes diminue avec le nombre de Reynolds. Ceci est complètement différent en utilisant la corrélation de Wang et al [19]. On a constaté une diminution très légère du facteur de frottement avec l'augmentation de l'espacement des ailettes pour un espacement des ailettes inférieur à 2.23mm. Au-delà de cette valeur, une augmentation dans le facteur de frottement avec l'augmentation de l'espacement des ailettes peut être observée particulièrement aux grands nombres de Reynolds. Ceci peut être attribué au phénomène d'assèchement.

L'effet de l'humidité relative sur les caractéristiques du transfert de chaleur et du frottement n'a pas été inclus dans les corrélations de Wang et al [18]. Ce qui explique que la surface est supposée entièrement humide. Sous cette condition, Wang et al [18] ont montré que l'effet de l'humidité relative sur le facteur f est négligeable. Ainsi, l'effet de l'humidité relative a été inclus implicitement lors de développement de la corrélation de Wang et al [19]. De plus, Wang et al [18] ont montré que Hong and Webb (1996) [20] utilisent une méthode erronée pour évaluer l'efficacité de l'ailette où ils ont observé que le facteur- j dépend fortement de l'humidité relative. Wang et al, (2002) [21], sont arrivés à des résultats identiques qui indiquent que l'effet de la variation de l'humidité relative sur le facteur- j est négligeable, et que ce phénomène devient relativement remarquable aux grandes vitesses frontales où ils ont remarqué des coefficients de transfert de chaleur légèrement élevés. Par contre, ils ont trouvé que l'humidité relative affecte le facteur f sous les mêmes conditions, et cet effet devient plus important si l'espacement des ailettes est plus réduit. Ils suggèrent que le facteur f est sensible à l'humidité relative parce que l'écoulement de l'air devient étroit en présence du film d'eau à une humidité élevée. Wang et al [21], expliquèrent que la présence de film du condensât a un effet analogue à l'effet de la rugosité de la surface sur les performances du transfert de chaleur dans la région turbulente. La divergence sur l'effet de l'humidité relative trouvée dans la littérature peut être attribuée aux méthodes de calculs de l'efficacité de l'ailette humide.

On vient de rappeler que le processus de la déshumidification implique un transfert simultané de chaleur et de masse le long de la surface de l'ailette. Ainsi, une fois que le transfert de chaleur est évalué, l'équation de la diffusion de masse peut être déduite à partir de

l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse connue sous le nom de l'analogie de Lewis pour obtenir les données sur le transfert de masse. Les résultats de la présente étude montrent une diminution dans les effets des paramètres géométriques sur les caractéristiques de transfert de masse avec l'augmentation du nombre de rangée.

La préoccupation des problèmes climatiques et écologiques prend de nos jours une grande importance, notamment en ce qui concerne la couche ozone et la pollution atmosphérique. Le besoin de nouvelles sources d'énergie moins polluant devient aujourd'hui nécessaire. Dans le domaine de réfrigération, ils existent plusieurs études destinées à améliorer l'efficacité thermodynamique des composants principaux des équipements de froid. Le but fondamental de ces dernières études est d'analyser le comportement des dispositifs fonctionnant avec des fluides frigorigènes moins agressifs envers la couche atmosphérique.

Ils existent un grand nombre de modèles mathématiques et de simulations numériques destinés à la conception des échangeurs de chaleur. Cependant, l'utilisation de ces modèles est restreinte parce qu'ils sont destinés aux systèmes très spécifiques, ou parce que la modélisation du phénomène hydraulique et thermique est simplifiée. Domanski (1989) [22] a présenté un modèle de calcul pour un échangeur de chaleur air-réfrigérant. Cette méthode, appelée tube-by-tube, suppose une distribution de l'air uniforme sur la surface frontale de l'évaporateur. Le calcul de base de ce modèle repose sur l'évaluation des performances de chaque tube individuel. De plus, la distribution du réfrigérant dans les tubes de l'évaporateur ne dépend pas seulement des spécifications des circuits. En effet, la distribution de l'air affecte le transfert de chaleur qui affecte à son tour la qualité et la perte de pression à l'intérieur du tube en changeant la distribution du réfrigérant. Le modèle peut être utilisé pour une distribution de l'air non uniforme, mais chaque tube lui-même est supposé avoir une distribution d'air uniforme sur sa longueur. Ainsi, la méthode tube-by-tube peut simuler la distribution du réfrigérant en utilisant des circuits complexes. Une simulation numérique appelée EVAP-COND basée sur l'approche tube-by-tube est présentée par le même auteur (2003) [23]. Bensafi et al [24], [25], Vardhan and Dhar [26], Judge and Radermacher [27], Ding [28], Oliet et al [29], ont développé différents programmes de calcul spécifiquement pour les évaporateurs a tubes et ailettes planes. Quelques études présentent des calculs détaillés pour le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide en discrétisant l'échangeur entier en éléments à 3D et en utilisant les propriétés locales de l'air et du réfrigérant lors de la résolution des équations associées. D'autres présentent des études comparatives d'un nombre de corrélations pour le transfert de chaleur et la perte de pression dans le réfrigérant [30], [31]

et [32]. CoilDesigner est un modèle de conception appliqué aux échangeurs air-réfrigérant sous différentes conditions. Ce modèle, proposé par Jiang et al (2006) [33], permet de réduire l'approche segment-by-segment à l'approche tube-by-tube, c'est-à-dire, le tube est considéré comme un seul segment.

Concernant les fluides frigorigènes utilisés, le remplacement progressif des *CFC* et *HCFC* a déjà été prévu dans le cadre du Protocole de Montréal mais l'élimination complète de ces réfrigérants prendra malheureusement encore du temps. Les HFC, non visés par le Protocole de Montréal, possèdent néanmoins un potentiel de réchauffement planétaire GWP important. Leur utilisation doit donc être subordonnée à un confinement maximal afin d'éviter le relâchement dans l'atmosphère, mais aussi à une efficacité énergétique optimale. N'oublions pas qu'environ 80% de l'impact des installations frigorifiques sur le réchauffement planétaire est dû à leur consommation d'énergie et seulement 20% aux émissions de frigorigènes à effet de serre. Cela, favorise de nouvelles recherches pour limiter l'impact environnemental des équipements employés dans les systèmes de réfrigération et de conditionnement d'air.

En raison du changement de phase, l'écoulement du réfrigérant à l'intérieur des tubes de l'évaporateur est généralement plus complexe. Par conséquence, des études expérimentales ont été effectuées pour évaluer le transfert de chaleur et la perte de pression en écoulement diphasique dans les tubes afin de développer des corrélations empiriques ou semi-empiriques. En raison de ces efforts, plusieurs corrélations attribuées à l'écoulement en ébullition en convection forcée sont maintenant disponibles, mais beaucoup de ces corrélations étaient développées sur une base de l'écoulement diphasique eau-vapeur ou eau-air. Ainsi, l'application générale de ces corrélations avec un fluide arbitraire demeure incertaine parce que l'écoulement diphasique en ébullition dépend fortement des propriétés du fluide. Un nombre considérable de corrélations sont trouvées dans les références [34] [35] [36] et [37]. On outre, la présente étude montre que la prédiction des coefficients de transfert d'échange et les pertes de pression, à l'intérieur des tubes, nécessite une compréhension approfondie sur les régimes d'écoulement intervenant lorsque le réfrigérant subit un changement d'état.

CHAPITRE 2

PHENOMENE DE TRANSFERT ET

FLUIDES FRIGORIGENES

1. Transferts de chaleur et de masse :

1.1. Introduction aux échangeurs de chaleur :

Le principe général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. Le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud. Le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique. Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection.

D'après ce qui précède, on voit bien qu'il y a différentes manières de traiter le problème. Une étude fine doit prendre en compte tous les paramètres et résoudre les problèmes de mécanique des fluides qui peuvent être très compliqués. Une telle approche est possible par des méthodes numériques à travers un logiciel approprié. Dans la présente étude, Nous développerons une procédure numérique afin d'analyser l'échangeur de chaleur fonctionnant en tant qu'un évaporateur à tubes et plaques ailettes planes.

1.2. Surface d'échange :

La surface d'échange est la surface de l'échangeur qui est en contact direct avec les fluides et au travers de cette surface la chaleur est transférée par conduction. Cette partie de la surface qui est au contact direct avec les fluides chaud et froid est désignée sous le nom de surface primaire. Pour améliorer la surface d'échange, on prolonge la surface primaire en utilisant des ailettes (surface secondaire). Ainsi, la chaleur est transférée par conduction à travers l'ailette et par convection de l'ailette au milieu environnant, ou vice versa, à savoir si l'ailette est refroidie ou chauffée. En conséquence, l'adjonction des ailettes à la surface primaire réduit la résistance thermique sur ce côté et augmente ainsi le transfert de chaleur pour une même différence de température. Les ailettes peuvent former des passages d'écoulement pour les différents fluides mais ne séparent pas les deux fluides de l'échangeur de chaleur.

1.3. Transfert de chaleur :

La transmission de la chaleur entre l'air et le fluide de fonctionnement à travers les parois de tubes et les ailettes est empêchée principalement par trois résistances thermiques ; la première est la résistance thermique côté air, la seconde est la résistance thermique due à la conduction de la chaleur à travers l'ailette et le tube, et la troisième résistance est due au transfert de chaleur entre la surface interne du tube et le réfrigérant. Dans certaines applications une résistance thermique additionnelle due à l'encrassement peut être introduite. Le transfert de chaleur entre l'air et le réfrigérant est influencé par la différence de la température entre l'air et le réfrigérant, la conception et l'arrangement de la surface de l'évaporateur, la vitesse et la nature de l'écoulement de l'air, et la vitesse et la nature de l'écoulement du réfrigérant.

Pour le refroidissement sensible, la force motrice du transfert de chaleur est la différence de température logarithmique moyenne. La vitesse de l'air généralement considérée est la vitesse frontale. Quand la température de la surface externe est inférieure à celle du point de rosée de l'air, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense sur les éléments de la surface. En même temps, l'air est refroidi en raison du transfert de chaleur sensible. La force motrice du transfert de chaleur du courant d'air au fluide de fonctionnement est composée de deux contributions ; la différence d'enthalpie entre l'air et la surface et la différence de la température entre la surface et le réfrigérant.

1.4. Transfert combiné de chaleur et de masse :

L'interaction entre la surface externe de l'échangeur de chaleur et l'air ambiant est un facteur important dans le processus de refroidissement de l'air, notamment, lorsque la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air se produit. Le problème rencontré dans l'analyse et dans la conception des évaporateurs est très compliqué à cause de la difficulté de déterminer les coefficients de transfert de chaleur, de la masse et de frottement.

Pour un écoulement turbulent dans une conduite, une fameuse équation pour le transfert de chaleur a été proposée par Colburn. Selon cette corrélation le nombre de Nusselt est en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

Une corrélation analogue pour le transfert de masse s'écrit comme suit :

$$Sh = 0.023 Re^{0.8} Sc^{1/3}$$

Ainsi, l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse peut être écrit grâce à

la formule suivante :

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{1/3}$$

Adoptant les définitions du nombre de Nusselt et du nombre de Sherwood, c.-à-d. $Nu = h_{hta} L / \lambda$ et $Sh = h_{mta} L / D_{dif}$ (L représente certaines caractéristiques de la longueur), on

peut arriver à la formule suivante :

$$Le^{2/3} = \frac{h_{hta}}{h_{mta} \rho c_{p,a}}$$

Où, Le est le nombre de Lewis qui décrit le transfert simultané de la chaleur et de la masse. Les propriétés de l'air humide conduisent à un nombre de Lewis environ de 0,85, proche de l'unité. A l'aide des corrélations explicitant le coefficient de transfert de chaleur, on peut facilement calculer le coefficient de transfert de masse. Ainsi l'approche est très utilisée en raison des nombreuses corrélations visant le transfert de chaleur trouvées dans la littérature et en raison du manque de corrélations de transfert de masse pour la déshumidification de l'air humide. Plus récemment Wang [38] effectue une étude pour exprimer expérimentalement l'application de l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse dans les conditions de la déshumidification. Cette analogie repose sur le fait que la conduction et la diffusion sont gouvernées par des lois de comportement physiques identiques. Hong and Webb [39], ont indiqué que le rapport $h_{ht,a} / h_{mt,a} c_{p,ma}$ est compris entre 0,7 et 1,1. Wang [38], a indiqué que ce rapport qui est insensible à la variation de l'espacement des ailettes aux faibles nombres de Reynolds varie généralement de 0,6 à 1,1. Cependant, ce rapport diminue légèrement quand l'espacement des ailettes augmente pour des nombres de Reynolds élevés. En outre, quand le processus de la déshumidification intervient, le gradient de température est directement responsable pour établir un gradient de concentration, ce qui montre que le transfert de chaleur et le transfert de masse ne sont pas indépendants. En outre, un débit d'air élevé augmente les forces de cisaillement de la vapeur pour essuyer le condensât.

Durant le processus de la déshumidification, ces deux champs ne sont pas vraiment indépendants. Les résultats trouvés dans la littérature montrent que cette analogie est fiable pour un écoulement d'air complètement développé et excède la vitesse 2.5 m/s à n'importe quelle différence de la température air-eau. L'analogie est bien précise pour les faibles débits d'air à condition que le gradient de la température air-eau excède $15^{\circ}C$ [17].

1.5. Chaleur latente et chaleur sensible:

Les échanges de chaleur entre le liquide et l'air se produisent sous forme de chaleur sensible ou de chaleur latente. Dans le premier cas, le transfert porte sur l'énergie d'agitation

thermique, alors que dans le second cette énergie a été convertie en énergie latente par un changement de phase, le transfert de chaleur étant de ce fait associé à un transfert de masse.

1.5.1. Echanges de chaleur sensible:

L'échange d'énergie d'agitation thermique par convection constitue le principal processus de transfert de chaleur sensible entre le liquide et l'air. L'échange de chaleur par convection naturelle, soit thermodiffusion, et par convection forcée, sous l'effet de l'action mécanique de brassage de l'air. La densité de flux de chaleur sensible peut s'écrire comme suit :

$$q_{sens} = h_{ht} (T_a - T_s)$$

1.5.2. Echange de chaleur latente :

La vaporisation du liquide implique une consommation d'énergie de $2.4 \times 10^6 J / kg$. La chaleur sensible convertie lors de ce processus en chaleur latente est transférée par le flux de masse de vapeur d'eau. Le flux de chaleur latente est dû à un gradient de concentration (ou de pression de vapeur) et s'écrit :

$$q_{lat} = h_{mt} (w_a - w_s) \times i_{fg}$$

2. Fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques : chambres froides, réfrigérateurs industriels ou domestiques, congélateurs, machines à glaces, vitrines réfrigérées, etc. Le réfrigérant absorbe la chaleur et la transmet à une température et une pression élevée, généralement avec un changement d'état. Les transformations thermodynamiques (généralement l'évaporation et la condensation) qu'il subit dans les circuits permettent la production de froid.

Chaque réfrigérant peut être présenté par un caractère alphanumérique R_{XYZ} : un numéro qui suit le symbole R . ASHRAE identifia un grand nombre de réfrigérants par nombre [40]. Pour les hydro-carbones et halo-carbones, la combinaison des nombres XYZ agit comme suit : (1) Z , le premier nombre à droite est le nombre d'atomes de fluor ; (2) Y , est le nombre d'atomes de l'hydrogène plus 1 ; (3) le nombre à l'extrême gauche, X , est le nombre d'atomes de carbone moins 1. Pour les réfrigérants contenant le brome Br , la lettre B est ajoutée après le nombre d'identification suivie d'un nombre d'atomes présents. Ces réfrigérants ne sont plus fabriqués dans les pays développés depuis l'application du protocole de Montréal sur les substances qui appauvrissent la couche ozone. Le nombre d'atomes de chlore Cl est trouvé en soustrayant la somme d'atomes de fluor, brome, et d'hydrogène du nombre totale

d'atomes qui peut être connecté aux atomes de carbone : 4 pour les dérivées de méthane CH_4 , 6 pour les dérivées d'éthane C_2H_6 , etc.

Les fluides frigorigènes sont très généralement à l'état gazeux à température et pression ambiantes; ils peuvent avoir un effet sur l'atmosphère et très peu sur les sols et les eaux. Certains réfrigérants présentent un danger pour la santé humaine (ammoniac, R123, méthanol CH_3OH). D'autres présentent le risque d'incendie (propane, butane, cyclopropane), ce sont des hydrocarbures utilisés en tant que réfrigérants qui sont des produits stables à température ambiante, il s'agit de gaz plus lourds que l'air (qui peuvent s'accumuler dans des locaux mal ventilés). Ils provoquent une asphyxie par anoxie : l'air ne contient plus assez d'oxygène pour être respirable en toute sécurité, et le contact cutané avec le gaz liquéfié peut entraîner des gelures sévères. Cependant, de nombreux produits ne sont pas dangereux pour la santé humaine, mais le sont pour l'environnement (ils peuvent même être interdits d'utilisation).

2.1. Propriétés thermo-physiques du réfrigérant R-22 :

Les propriétés physiques et thermodynamiques du R22 sont présentées sous formes des tables dans les références [41] et [42]. On vient de noter ici que dans la référence [42], l'auteur a utilisé des équations dérivées de différentes sources pour calculer toutes les propriétés thermodynamiques, sauf la tension superficielle, de différents réfrigérants. Dans cette étude, on détermine la conductivité thermique et la viscosité du réfrigérant R22 en utilisant les équations empiriques développées par Kandlikar [43].

2.2. Les réfrigérants à faibles GWP (Global Warming Potential) :

Les chlorofluorocarbones (CFC), généralement utilisés, présentent un grand risque, parce que leur accumulation dans la couche supérieure de l'atmosphère crée un 'trou' dans la couche ozone qui protège notre globe de rayonnement ultraviolet solaire. En 1987, plus de 35 pays, comportant les Etats-Unis, ont signé le protocole du Montréal sur les substances qui appauvrissent la couche ozone. Le protocole de Montréal a déclaré l'arrêt de la production des CFC en 1989, ainsi que, des réductions dans la production de quelques réfrigérants, R11, R12, R113, R114 et R115, ont été prévues dans les années 90. Quelques halo-carbones, également largement employés, sont maintenant classés autant que des chlorofluorocarbones (CFC), hydrochlorofluorocarbones (HCFC) ou hydrofluorocarbones (HFC). Les CFC, contenant plus de chlore que les HCFC, sont les plus dangereux, très stables et ont une durée de vie importante dans l'atmosphère.

L'inclusion des HFC dans le panier des gaz à effet de serre entraîne une conséquence immédiate : le potentiel de réchauffement global GWP devient un critère de sélection pour les fluides frigorigènes. Les HFC, développés à partir de 1989 comme fluides frigorigènes pour remplacer les CFC et les HCFC présentent généralement des GWP élevés sauf pour certains d'entre eux qui sont alors modérément inflammables. L'intégration du GWP dans les critères de sélection des fluides frigorigènes implique un réexamen de l'ensemble des molécules disponibles. D'un point de vue strictement scientifique des molécules HCFC qui ont à la fois un très faible ODP (Ozone layer depletion potential) et un très faible GWP peuvent constituer des molécules à réétudier même si le Protocole de Montréal les a interdites de production.

2.3. Propriétés nécessaires des réfrigérants :

Le réfrigérant ne devrait pas causer l'appauvrissement de l'ozone. Une considération supplémentaire pour un bon choix du réfrigérant est la sécurité. Cette dernière comporte la toxicité et l'inflammabilité. ASHRAE classifia la toxicité des réfrigérants comme classe A et classe B. Les réfrigérants de la classe A sont de faible toxicité. Les réfrigérants de la classe B sont d'une toxicité plus élevée. ASHRAE classifia aussi l'inflammabilité des réfrigérants comme classe 1, aucune propagation de flamme; Classe 2, inflammabilité faible; et classe 3, comporte des réfrigérants fortement inflammables [44] et [45].

La classification des réfrigérants selon la sécurité est basée sur la combinaison de la toxicité et de l'inflammabilité: A1, A2, A3, B1, B2, et B3. Le R134a et le R22 sont du groupe A1, faible toxicité et non inflammable ; le R123 (utilisé à grande échelle aux Etats-Unis dans les groupes refroidisseurs d'eau centrifuges où il a remplacé le R11) est un fluide modérément toxique et non inflammable, ce qui amène à un confinement strict de ce fluide dans les équipements frigorifiques. Le R717 (ammoniac) est d'une toxicité élevée et faible inflammabilité.

2.4. Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Parmi les différents acteurs économiques impliqués dans le choix des réfrigérants, l'acteur économique clé est le fabricant de dispositif frigorifique et de conditionnement d'air. Il prend à son compte la responsabilité technique de la conception de l'équipement mais aussi la responsabilité juridique en cas d'accident, lorsque cet accident indique que le choix de réfrigérant est impliqué. Les critères de choix d'un fluide frigorigène sont multiples mais ils n'ont pas tous le même poids quant à la décision finale d'utilisation. Les principaux sont les suivants:

- Les propriétés thermodynamiques.

- Les critères de sécurité (toxicité et inflammabilité).
- Les critères environnementaux (ODP, GWP).

Ces critères provenant d'expert, de laboratoires ou d'organisation environnementalistes qui n'ont aucune responsabilité directe sur les conséquences de la conception, de l'exploitation, de la maintenance, ni de la mise au rebut des équipements. Les processus d'évaluation des risques et de fixation des limites d'utilisation des réfrigérants toxiques ou inflammables doivent être connus. Les règles d'élaboration des groupes de normalisation doivent être décrites pour comprendre la nature des conclusions provenant de la mise à jour des normes de sécurité. L'acceptation des nouveaux réfrigérants intervient au sein d'un seul comité de normalisation au niveau mondial, celui d'ASHRAE 34.

3. Système frigorifique :

3.1. Constitutions principales d'un système frigorifique :

Ils sont constitués par un compresseur, ventilateur, condenseur, évaporateur, et un capillaire. Tous ces composants sont connectés pour former un circuit hermétique. À l'intérieur du circuit circule un fluide frigorigène qui a la caractéristique physique de changer d'état, chaque fois qu'il est soumis à des variations de pression et de température.

3.2. Principe de fonctionnement :

3.2.1. Circuit de ventilation :

L'air ambiant est aspiré par le ventilateur, qui circule à travers les conduits froids de l'évaporateur, quand l'air se refroidit, la vapeur qu'il contient se condense et passe de l'état vapeur à l'état liquide. De cette manière il se transforme en gouttelettes d'eau qui sont situées dans le réservoir d'eau de l'appareil. L'air froid et sec circule à travers les tubes chauds du condenseur où il se réchauffe et revient vers le milieu ambiant. L'air sec absorbe l'humidité des murs et des objets présents dans le local.

3.2.2. Circuit frigorifique :

Pour bien comprendre pourquoi les tubes de l'évaporateur sont froids et ceux de condenseur sont chauds, il est nécessaire de connaître le fonctionnement du circuit frigorifique. Le système frigorifique fonctionne grâce à un réfrigérant situé dans un circuit hermétique.

Parmi les trois cycles de base de la réfrigération (compression à vapeur, absorption, et thermoélectrique), le cycle typiquement utilisé dans les systèmes de conditionnement d'air est le cycle à compression de vapeur. Le circuit de réfrigération de base est montré sur la figure au-dessous.

La vapeur de frigorigène comprimée à haute pression (état 1) est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur vers le milieu environnant. La pression du réfrigérant à l'état liquide (état 2) est réduite dans le détendeur. A basse pression et basse température (état 3), le réfrigérant se vaporise dans l'évaporateur, ce qui permet d'extraire la chaleur de l'air à refroidir. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur (état 4), la vapeur de frigorigène à basse pression est comprimée et porter à haute pression par le compresseur.

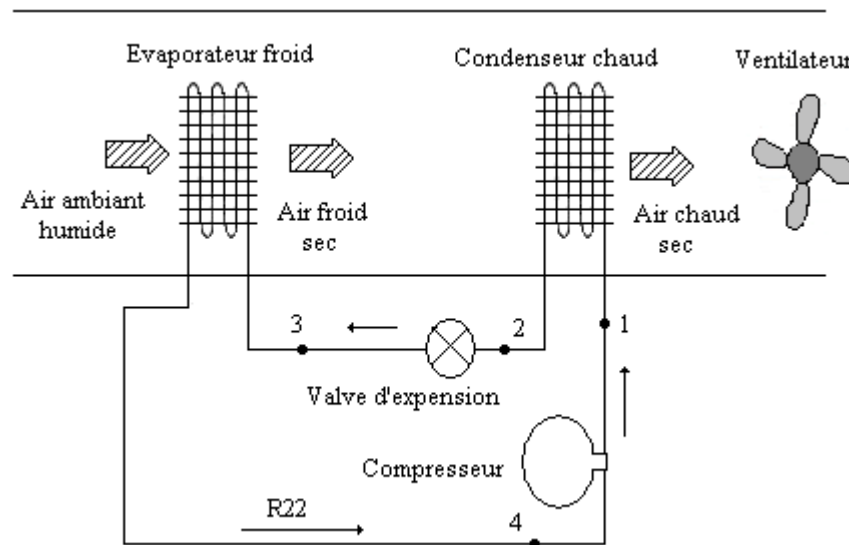


Schéma représentatif d'un système frigorifique à compression de vapeur

Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté de façon succincte les notions fondamentales sur le phénomène de transfert de chaleur et le transfert de masse ainsi que le transfert simultanée de chaleur et de la masse et quelques applications associées avec ces types de transfert. Pour plus de précision, le lecteur peut se référer aux ouvrages expliquant la relation entre le transfert de chaleur et la thermodynamique, les modes de transfert de chaleur, la fonction et les différentes configurations des échangeurs de chaleur.

A présent, les systèmes industriels de réfrigération et de conditionnement d'air reposent encore sur les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC) en raison de leurs caractéristiques thermodynamique et chimique. Ces deux types de réfrigérants sont actuellement classés parmi les substances qui appauvrissent la couche ozone selon le protocole de Montréal. Ainsi le réfrigérant R22 utilisé dans cette étude sera interdit d'utilisation à partir de 2020. Dans ce chapitre on a présenté brièvement les différentes étapes rencontrées par le réfrigérant dans un système de réfrigération usuel.

CHAPITRE 3

AIR HUMIDE ET DIAGRAMME

PSYCHROMETRIQUE

1. Introduction :

L'air atmosphérique renferme toujours une proportion plus ou moins grande de vapeur d'eau ; l'air parfaitement sec constituant une variété idéale par rapport à l'air humide.

Les caractéristiques de l'air humide vont être étudiées en les considérant comme un mélange qui, en cours de ses évolutions, se comporte très sensiblement comme un gaz parfait.

Chaque constituant air et vapeur est caractérisé par sa pression partielle P_a et P_v dans le mélange à la pression totale P .

$$P = P_a + P_v \quad (3.1)$$

L'étude des propriétés de l'air humide présente une grande importance du fait du rôle que joue l'humidité dans l'air :

- dans les applications industrielles (séchage, conditionnement...)
- dans la notion de confort thermique
- dans les phénomènes atmosphériques (pluie, neige, brouillard...)

2. Grandeurs relatives à l'air humide :

2.1. Pression partielle de la vapeur d'eau P_v :

Les variétés de l'air humide se situent entre deux variétés extrêmes qui sont l'air sec et l'air saturé. Dans cette dernière, l'air renferme la quantité maximale de vapeur d'eau qui lui est possible de renfermer dans les conditions de température et de pression où il se trouve.

Dans un air humide, quelconque, la vapeur d'eau en mélange avec l'air sec se trouve à l'état surchauffé; dans l'air saturé de vapeur d'eau, elle est à l'état de vapeur saturante. La masse m_v de vapeur d'eau contenue dans un volume v à la température T est maximale et la pression partielle P_v sa valeur maximale

Il est important de noter que la courbe représentée sur la figure (3.1) est la pression maximale qui peut être obtenue par la vapeur d'eau à une température spécifique. Ceci est désigné également sous le nom de la pression de saturation de la vapeur d'eau. Différentes équations pour calculer la pression partielle ont été proposées et ont été utilisées à grand échelle [46], [47].

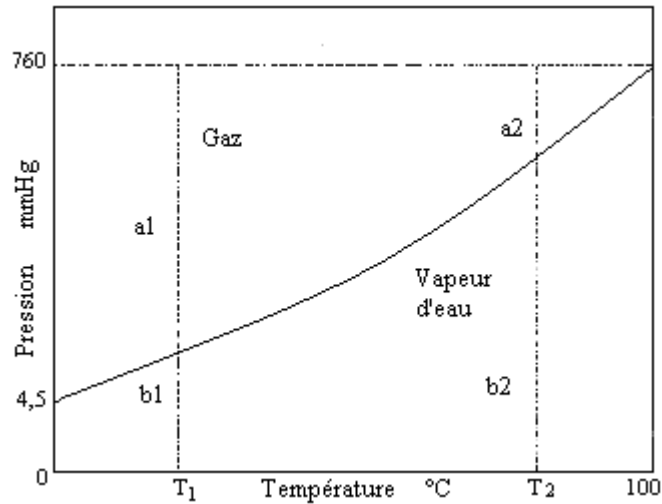


Figure 3.1- Pression de la vapeur d'eau en fonction de la température

2.2. Température et humidité

L'humidité est caractérisée par le nombre de particules d'eau contenues dans l'atmosphère, plus ces particules sont nombreuses plus l'humidité est importante, cette dernière, qui est la plupart du temps calculée, s'appelle humidité relative. Cette définition n'est pas accessible à la plupart des appareils de mesure et il a fallu faire appel à d'autres grandeurs telles que la température humide, l'humidité absolue, le point de rosée [48], [49], et [50]. L'humidité relative de l'air peut être liée au diagramme $P - V$ de sa composante d'eau dans la figure (3.2). Le diagramme montre deux isothermes dont $T_1 = T_2 > T_3$. Considérant l'isotherme supérieure, l'humidité relative de l'état 1 est le rapport de la pression de vapeur d'eau à l'état 1 à celle de l'état de saturation de la vapeur à une température identique (état 2). La figure montre que la pression maximale possible de la vapeur d'eau à une température donnée correspond à la pression de saturation de l'eau à cette température. Ainsi, l'augmentation de la vapeur d'eau dans l'air à une température ambiante donnée est indiquée par une humidité relative élevée, rapport d'humidité élevé, pression partielle de la vapeur d'eau élevée, et par des états de la vapeur au voisinage de la ligne de la vapeur saturée pour l'eau. Ainsi, le terme air saturé implique que la vapeur d'eau dans l'air est une vapeur saturée.

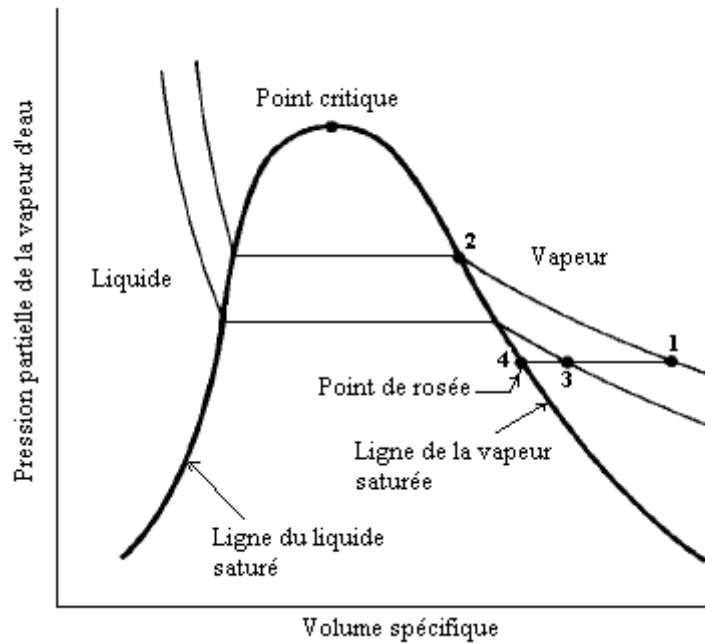


Figure 3.2- Etat thermodynamique de la vapeur d'eau dans l'air humide

Quand une masse d'air humide se refroidit lentement, la masse de la vapeur d'eau dans l'air reste constante jusqu'à que l'air devienne saturé. Ainsi le rapport d'humidité et la pression partielle de la vapeur d'eau sont aussi fixés. Ce processus est illustré par la ligne de la pression constante de 1 à 3 à 4 sur la figure (3.2). On note que, une fois l'état 4 est atteint, le refroidissement ne pourra se produire sans condensation de la vapeur d'eau. Cette condition, à laquelle l'eau liquide apparaît d'abord, est connue comme étant le point de rosée. La température à laquelle la vapeur d'eau commence à se condenser s'appelle donc la température du point de rosée. Il est évident de la figure (3.2), que comme la température à l'état 1 diminue, s'approchant de la température du point de rosée, l'humidité relative augmente jusqu'à atteinte 100% à l'état 4. Ainsi, la température du point de rosée à n'importe état de l'air humide peut être obtenue en utilisant les tables de la vapeur saturée si la pression partielle de la vapeur d'eau est connue.

L'humidité relative ou degré hygrométrique est donné par le rapport entre la masse de la vapeur et la masse de la vapeur à l'état saturé, soit, compte tenu de la relation des gaz parfaits:

$$RH = \frac{P_v}{P_{sat}} \times 100 \quad (3.2)$$

Si la pression de la vapeur d'eau égale à la pression de saturation, l'humidité relative est de 100% pour cette température donnée. Notons que la même pression de vapeur d'eau pour des températures données aura, comme conséquence, différents pourcentages d'humidité relative.

L'humidité se présente donc dans l'air sous forme de vapeur si la pression partielle de la vapeur d'eau P_v est inférieure ou égale à la pression de vapeur saturante de l'eau à T_{sat} soit $P_{sat}(T_{sat})$, et ceci d'autant plus vite que P_v est éloignée de $P_{sat}(T_{sat})$. On peut également utiliser la formule de Dupré pour calculer $P_{sat}(T_{sat})$:

$$P_{sat}(T_{sat}) = \exp \left[46,784 - \frac{6435}{T_{sat} + 273,15} - 3,868 \ln T_{sat} + 273,15 \right] \quad (3.3)$$

2.2.1. Humidité absolue ou teneur en vapeur d'eau (rapport de mélange)

On définit une autre grandeur caractéristique sans dimension de l'air humide : c'est l'humidité absolue w . Pour définir la quantité de la vapeur d'eau présente dans une parcelle, on utilise soit la pression partielle, soit le rapport de mélange $w = \frac{m_v}{m_{da}}$, qui est le rapport entre la masse de la vapeur et la masse de l'air sec. Comme on a toujours :

$$w = \frac{M_v}{M_{da}} \frac{p_v}{p_{da}} = \frac{M_v}{M_{da}} \frac{P_v}{P - P_v} \quad (3.4)$$

Le rapport de mélange est supposé constant s'il n'y a pas un changement de phase. Avec m_v et m_{da} sont respectivement les masses de la vapeur d'eau et de l'air sec contenues dans un même volume v d'air humide, M_v et M_{da} sont les masses molaires de la vapeur d'eau et de l'air sec. Ce rapport est difficile à mesurer car il faut utiliser un système de dessiccation pour séparer l'air sec de la vapeur. En pratique, on ne mesure donc jamais directement l'humidité absolue. Les appareils de mesure donnent en général l'humidité relative ou le point de rosée.

2.2.2. Température de rosée

Si l'on refroidit l'air à pression constante, son humidité relative va augmenter jusqu'à atteindre la valeur 100% (point de l'intersection avec la courbe de saturation). Il se produit un équilibre vapeur-liquide et les premières gouttes d'eau apparaissent. La température correspondant à ce point est appelée la température de rosée T_{dew} de l'air, appelée aussi point de rosée, celle-ci est la température à laquelle il faut refroidir l'air humide pour atteindre la saturation et donc obtenir un début de condensation. Lorsque la température de rosée est atteinte, la pression de vapeur saturante de la vapeur d'eau est égale à P_v , elle est définie par :

$$P_v = P_{sat}(T_{dew}) \quad (3.5)$$

2.2.3. Température de bulbe humide T_{wet} :

La figure (3.3) représente un appareil mesurant les températures de bulbe humide et de bulbe sec, le psychromètre.

Quand l'air non saturé passe sur un thermomètre à bulbe humide, l'eau s'évapore de la surface mouillée et la chaleur latente est absorbée par l'eau évaporée provoquant une baisse de la température de la surface humide associée à la diminution de l'humidité du thermomètre. Dès que la température de la surface humide diminue en dessous de celle de l'atmosphère environnante, un gradient de température s'établit et la chaleur se transmet de la phase gazeuse à la surface humide. La température de la surface humide va décroître jusqu'à ce qu'elle atteigne la température pour laquelle la quantité de chaleur transmise à l'eau à la quantité de chaleur enlevée par vaporisation. Cette température est connue comme étant la température de bulbe humide T_{wet} . Comme l'humidité s'évapore du bulbe humide, l'air qui entoure le bulbe devient plus humide. Par conséquent, pour mesurer la température à bulbe humide de l'air dans un espace donné, l'air doit passer continûment autour du bulbe. Le but du ventilateur (figure 3.3) est d'entraîner l'air vers le bulbe humide.

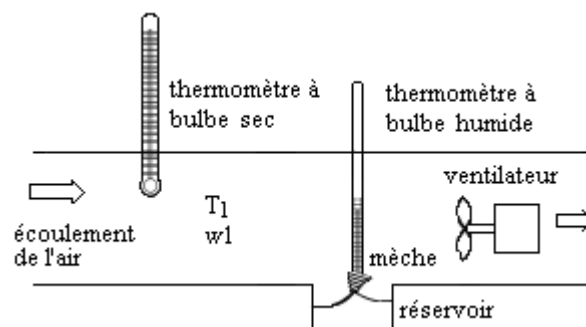


Figure 3.3- Psychromètre pour la mesure des températures de bulbe humide et sec

2.3. Enthalpie spécifique de l'air humide :

L'enthalpie d'un mélange de gaz parfaits est la somme d'enthalpies de chaque composant :

$$i_a = i_{da} + w \times i_v \quad (3.6)$$

Le mélange de l'air sec et de la vapeur d'eau est usuellement référencé à la masse d'air sec. C'est parce que la quantité de la vapeur d'eau peut varier durant quelques processus mais la quantité de l'air sec reste typiquement constante. Chaque terme dans l'équation (3.6) a des unités d'énergie par unité de masse d'air sec. Avec l'hypothèse de comportement du gaz parfait, l'enthalpie est une fonction uniquement de la température. Si le Fahrenheit ou Celsius est choisi comme étant l'origine arbitraire où l'enthalpie de l'air sec est zéro, et si les chaleurs

spécifiques de l'air sec et de la vapeur sont supposées être constantes, on peut arriver aux équations suivantes:

$$\begin{cases} i_{da} = c_{p,da} T_a \\ i_v = i_{sv} + c_{p,v} T_a \end{cases} \quad (3.7)$$

Avec i_{da} est l'enthalpie rapportée à 1kg d'air sec, i_v est l'enthalpie rapporté à w kg de la vapeur d'eau, i_{sv} est l'enthalpie de la vapeur saturée à la température $0^\circ C$, soit en pratique égale à $2501,3 \text{ kJ} / \text{kg}$.

En utilisant les équations (3.6, 3.7), on trouvera :

$$i_a = \left[c_{p,da} T_a + w \cdot 2501,3 + c_{p,v} T_a \right] \text{ kJ} / \text{kg} \quad (3.8)$$

2.4. Relation entre P_v et w :

Considérons $1+w$ kg d'air humide d'humidité absolue w (w kg de vapeur d'eau dans 1kg d'air sec), de température T_a et de pression partielle de vapeur d'eau P_v , la pression totale étant P et le volume occupé v . La loi des gaz parfaits permet d'écrire :

$$w = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}, \text{ ou en inversant : } P_v = \frac{w \times P}{0,622 + w} \quad (3.9)$$

Dans cette relation, le plus difficile est d'obtenir la pression P_v . Pour ce faire, on commence par chercher dans les tables et les abaques la valeur de la pression de saturation P_{sat} pour une température donnée du gaz. La mesure de l'humidité relative permet d'obtenir le rapport $\frac{P_v}{P_{sat}}$, en déduisant aisément la valeur de P_v , et partant de là, la valeur de l'humidité absolue.

3. Diagramme de l'air humide

3.1. But :

Le but est de construire un diagramme qui permet, par une simple lecture et sans recourir au calcul, de déterminer la valeur de toutes les grandeurs caractérisant l'air humide.

3.2. Représentation graphique du diagramme psychrométrique :

Pour faciliter les calculs de l'ingénieur, une représentation graphique des propriétés de l'air humide a été développée et connue sous le nom d'un diagramme psychrométrique. Richard Mollier (1923) [51] a publié une représentation graphique qui facilite de manière significative la solution de beaucoup de problèmes en considérant des mélanges d'air et de vapeur d'eau. Cependant, les diagrammes psychrométriques standards ne peuvent être utilisés directement

quand les pressions barométriques sont considérablement différentes de ceux donnés sur les diagrammes. He-Sheng Ren [52], a construit un diagramme psychrométrique généralisé pour différentes pressions basé sur les formules proposées par ASHRAE.

Le diagramme psychrométrique est valide quand des changements d'état interviennent à une pression totale constante. Ses applications ne sont pas limitées aux mélanges d'air et de vapeur d'eau, mais peuvent être appliquées à d'autres mélanges de gaz et vapeur. Dans notre étude, seuls les mélanges d'air et de vapeur d'eau sont considérés. Dans la plupart des applications, les pressions partielles sont considérées faibles, ce qui nous permet de considérer les deux substances comme des gaz parfaits. En plus, pour des températures suffisamment faibles, les chaleurs spécifiques sont considérées constantes. Les diagrammes actuels sont un peu différents mais retiennent encore la coordonnée de l'enthalpie. Ces diagrammes contiennent toutes les variables nécessaires pour permettre les calculs des systèmes de conditionnement d'air, ventilation et chauffage. Comme le diagramme est d'une conception complexe, cette section décrit comment apparait chaque courbe de variables.

On se rapporte à la figure (3.4). La température à bulbe sec est déterminée le long de l'axe horizontal. Les lignes de la température sèche sont droites mais pas exactement parallèles, elles sont légèrement inclinées vers la gauche. Les lignes d'humidité absolue sont horizontales et parallèles avec échelle uniforme. La courbe de saturation s'incline vers le haut de gauche à droite. Les températures du point de rosée sont aussi horizontales. Le bulbe sec, le bulbe humide, et la température du point de rosée coïncident sur la courbe de saturation. Les lignes de l'humidité relative avec des formes similaires à la courbe de saturation apparaissent à des intervalles réguliers.

L'enthalpie est tracée obliquement à gauche du diagramme. Les lignes d'enthalpies sont inclinées vers le bas de gauche à droite. Bien que les lignes de la température à bulbe humide paraissent coïncider avec les lignes de l'enthalpie, elles divergent progressivement (c.-à-d. elles ne sont pas parallèles). L'espacement des lignes du bulbe humide n'est pas uniforme. Finalement, on note que les lignes du volume spécifiques semblent aussi incliner du dessus gauche au dessous droit, analogue aux lignes d'enthalpie et de la température à bulbe humide, elles ne sont pas parallèles. Les échelles de l'enthalpie, volume spécifique, et le rapport d'humidité sont tous basés sur l'unité de masse de l'air sec. La méthode pour obtenir les différentes propriétés de l'air humide sur le diagramme psychrométrique actuelles est décrite dans beaucoup d'ouvrages [47], [53].

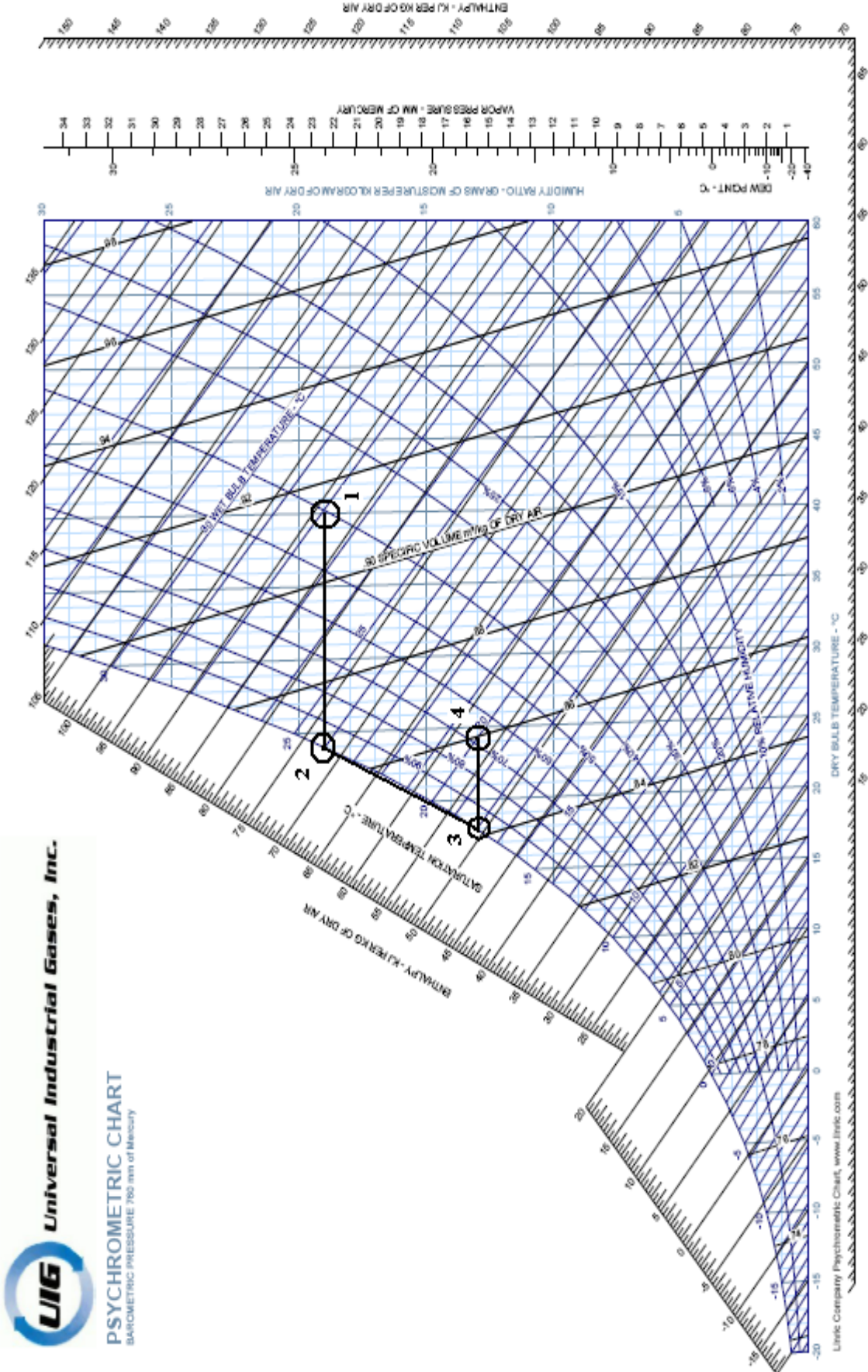


Figure 3.4- Diagramme psychrométrique standard du processus de déshumidification

4. Processus de conditionnement d'air :

La conservation de la masse et de l'énergie est utilisée dans l'étude de processus de conditionnement d'air. L'analyse de ce processus est très importante pour maintenir une température et une humidité adéquates pour le confort humain. Les processus de base sont les suivants :

- 1) les processus du chauffage et du refroidissement
- 2) refroidissement avec déshumidification
- 3) chauffage avec humidification
- 4) brassage adiabatique de deux courants d'air
- 5) refroidissement évaporatif

Les différents processus cités précédemment sont montrés sur la figure (3.5).

Reprenant la figure (3.4) qui montre un processus de la déshumidification standard. Ce processus est comme suit : l'air de l'extérieur à l'état (1) est refroidi à pression constante. A l'état (2) $RH = 100\%$, la vapeur contenue dans l'air commence à se condensée, l'air humide est ensuite refroidi jusqu'à l'état (3). Finalement, l'air humide est réchauffé jusqu'à l'état (4) où il aura les propriétés désirées. L'utilisation du diagramme psychrométrique de la figure (3.4) permet la détermination des propriétés de l'air sec aux points principaux.

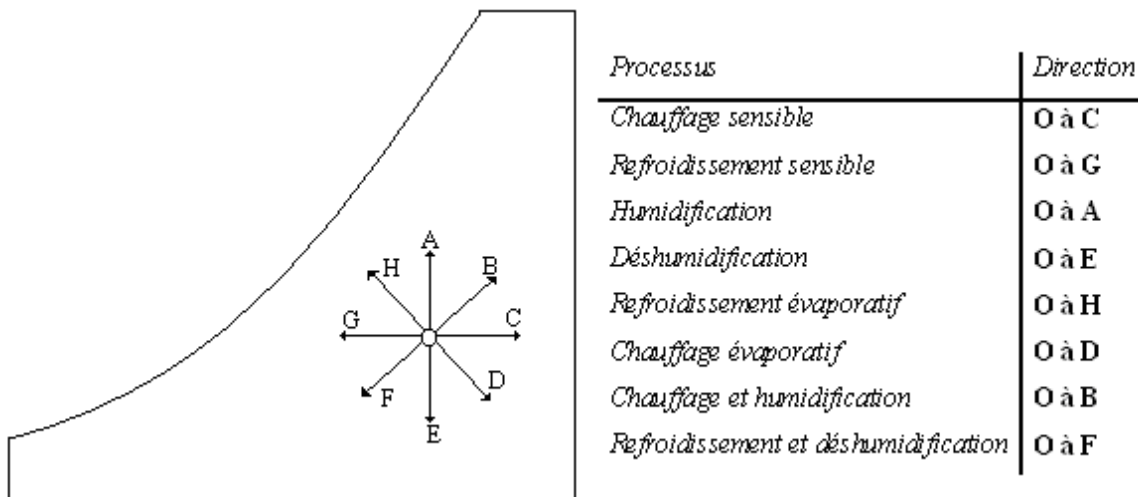


Figure 3.5- *Processus de base de conditionnement d'air*

4.1. Refroidissement sensible $w = \text{constante}$:

Dans le cas d'un processus de refroidissement sensible, l'air peut être refroidi sans qu'il y ait condensation de la vapeur. La figure (3.6-a) montre schématiquement le processus de refroidissement sensible. Un diagramme psychrométrique simple est montré sur la figure (3.6-b). Les équations de la conservation de masse et de l'énergie sont :

Conservation de la masse :

$$\dot{m}_{da1} = \dot{m}_{da2} = \dot{m}_{da} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} = \dot{m}_w \quad (3.11)$$

$$w_1 = w_2 = \text{cte} \quad (3.12)$$

Conservation de l'énergie :

$$\dot{m}_{da} i_1 + Q = \dot{m}_{da} i_2 \quad (3.13)$$

$$Q = \dot{m}_a (i_2 - i_1) \quad (3.14)$$

$$i_1 = i_{a1} + w \times i_{v1} \quad (3.15)$$

$$i_2 = i_{a2} + w \times i_{v2} \quad (3.16)$$

Remplaçant les équations (3.15 et 3.16) dans l'équation (3.14) en supposant la loi du gaz parfait et une approximation acceptable et adéquate de w , pour les applications de refroidissement d'air, l'équation (3.14) peut être écrite sous la forme plus commode suivante:

$$Q_{sens} = \dot{m}_{da} c_{p,a} (T_{a,1} - T_{a,2}) \quad (3.17)$$

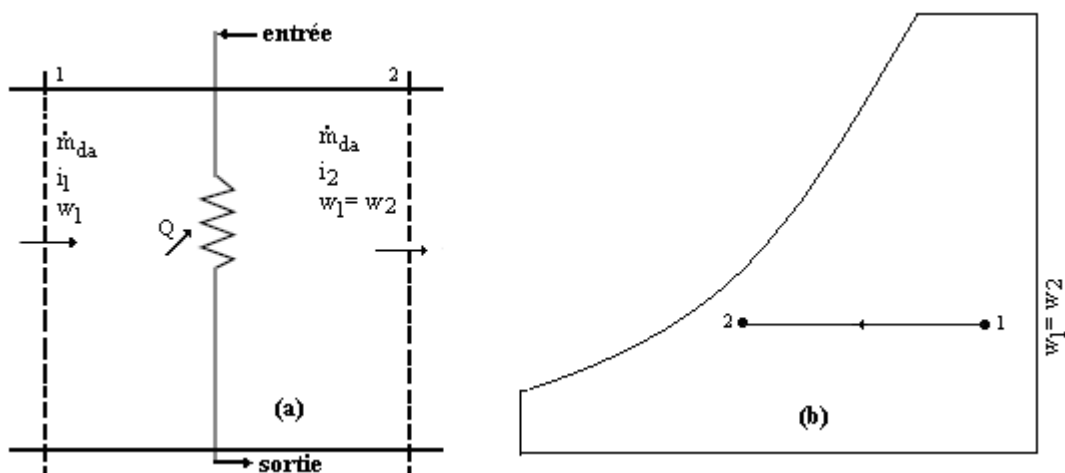


Figure 3.6- (a) Refroidissement sensible, (b) Diagramme psychrométrique associé

4.2. Refroidissement avec déshumidification :

Dans beaucoup de processus de refroidissement, la température du point de rosée de l'air humide entrant dans l'évaporateur est supérieure à celle de la surface de l'évaporateur. Une quantité de la vapeur d'eau se condensera sous forme d'eau liquide, cette quantité est souvent appelée condensât. Par conséquent, l'humidité spécifique de l'air humide à la sortie de l'évaporateur diminuera.

Une représentation schématique du processus de refroidissement avec déshumidification est montrée sur la figure (3.7-a). Un système de conditionnement d'air est montré sur un diagramme psychrométrique dans la figure (3.7-b). Les équations de conservation de masse et de l'énergie pour le refroidissement avec déshumidification sont les suivantes :

Conservation de la masse :

$$\dot{m}_{da1} = \dot{m}_{da2} = \dot{m}_{da} \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} + \dot{m}_w \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da} (w_1 - w_2) ; \quad w_1 > w_2 \quad (3.20)$$

Conservation de l'énergie :

$$\dot{m}_{da} i_1 = \dot{m}_{da} i_2 + Q + \dot{m}_w i_w \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_{da} i_1 = \dot{m}_{da} i_2 + Q + \dot{m}_{da} (w_1 - w_2) i_w \quad (3.22)$$

$$Q = \dot{m}_{da} (i_1 - i_2) - \dot{m}_{da} (w_1 - w_2) i_w \quad (3.23)$$

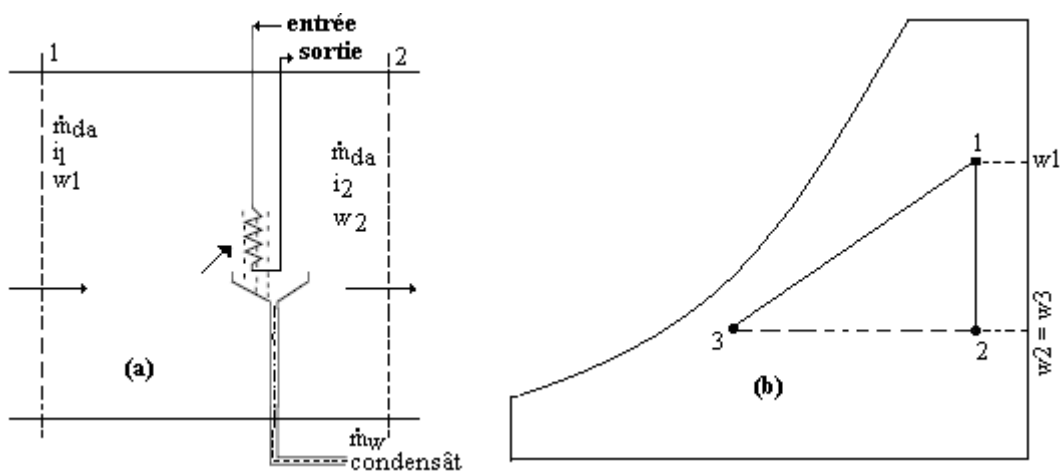


Figure 3.7- (a) processus de refroidissement avec déshumidification. (b) Diagramme psychrométrique associé

Conclusion :

L'air humide peut être traité comme un mélange de deux gaz parfait, vapeur d'eau et air sec. L'objectif principal de ce chapitre est de présenter les définitions de base des propriétés thermodynamiques de l'air humide. Si le mélange est refroidi à une température où la vapeur contenue dans ce mélange commence à se condenser, cette température est la température de saturation correspondant au point de rosée et la pression partielle de la vapeur est la pression de saturation à cette température.

On a présenté également une explication détaillée des diagrammes psychrométriques. Ces diagrammes illustrent graphiquement les relations entre les propriétés de l'air humide. À première vue, même un simple diagramme psychrométrique semble très complexe. Cependant, la séparation des différentes lignes et échelles simplifie la compréhension de leurs localisations, significations et usages. Dans ces diagrammes, l'air sec est utilisé comme référence.

CHAPITRE 4

ANALYSE DIMENSIONNELLE

1. Introduction :

D'une façon générale, décrire un phénomène physique revient à établir une ou plusieurs relations liant ces grandeurs physiques, celles-ci peuvent être nombreuses. L'analyse dimensionnelle nécessite des calculs mathématiques simples, son champ d'application est vaste. La principale restriction de cette méthode revient au fait que les résultats obtenus sont incomplets et inutiles sans les données expérimentales. Dans notre cas, elle contribue peu à la compréhension du processus de transfert mais facilite l'interprétation et étend le domaine d'application des données expérimentales en les rassemblant suivant des groupements adimensionnels.

Dans la pratique, les coefficients de transfert de chaleur par convection sont généralement calculés à partir des équations empiriques obtenues en établissant une corrélation entre les résultats expérimentaux au moyen de l'analyse dimensionnelle. Pour appliquer l'analyse dimensionnelle il est indispensable de connaître au préalable les variables qui influencent le phénomène, et le succès ou l'échec de la méthode dépend du choix approprié de ces variables. La première étape consiste à choisir un système de grandeurs fondamentales. Celles-ci seront la longueur L , le temps t , la température T et la masse m . Toutes les autres grandeurs peuvent être définies en fonction de ces grandeurs fondamentales.

La méthode d'analyse dimensionnelle, qui repose sur le principe de l'homogénéité dimensionnelle des termes d'une équation, est connue sous le nom Théorème de Vaschy-Buckingham ou théorème des groupements π

2. Théorème de Vaschy-Buckingham (1914) [54], [55], [56], et [57] :

La forme générale de n'importe quelle équation physique complète $f(G_1, G_2, \dots, G_p) = 0$ s'écrit $F[\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{p-q}] = 0$. Etablir une loi physique consiste à rechercher la relation mathématique entre une telle grandeur G_1 et les autres variables physiques indépendantes G_2, G_3, \dots, G_n intervenant dans le phénomène. Si cette relation existe, elle s'exprime sous la forme $G_1 = f(G_2, G_3, \dots, G_n)$ ou encore $f(G_1, G_2, \dots, G_n) = 0$. La fonction f doit être homogène à chacune des dimensions fondamentales citées précédemment. Le problème peut être simplifié de la manière suivante :

- On écrit l'équation en fonction des dimensions fondamentales pour chaque variable G_i .

On dispose alors de n équations qui ont nécessité p dimensions fondamentales pour caractériser toutes les grandeurs physiques

- On prélève p de ces équations que l'on considère comme équations de base. Le choix des équations prélevées est arbitraire, il faut que chaque dimension fondamentale apparaisse au moins une fois sur l'ensemble des p équations
- Les $n - p$ équations restantes se présentent sous forme de $n - p$ rapports sans dimensions, ces rapports appelés groupement π (grandeurs réduites). On obtient alors une équation réduite : $g \pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-p} = 0$

Un groupement π est le rapport d'une équation de grandeurs physiques n'appartenant pas à l'ensemble des équations de base, chacune d'elles étant portées à une certaine puissance :

$$\pi = \frac{G_i}{G_1^{a_i} G_2^{b_i} \dots [G_p]^{e_i}} \quad (4.1)$$

Pour chaque dimension fondamentale m, L, t, T figurant au dénominateur, on fait la somme des exposants que l'on identifie avec l'exposant de la même dimension figurant dans l'équation dimension de la grandeur physique du numérateur. On obtient, ainsi, un système linéaire de p équations dont la résolution permet de déterminer les exposants des équations de base du dénominateur. Il suffit donc d'écrire le rapport π en fonction des grandeurs physiques attachées aux équations dimensions de départ.

2.1. Application

Utilisons l'analyse dimensionnelle pour l'étude de l'échange de chaleur entre un fluide en circulation forcée dans une canalisation cylindrique pour lequel on se propose de déterminer le coefficient de convection h au transfert de chaleur fluide-paroi qui correspond à une convection forcée :

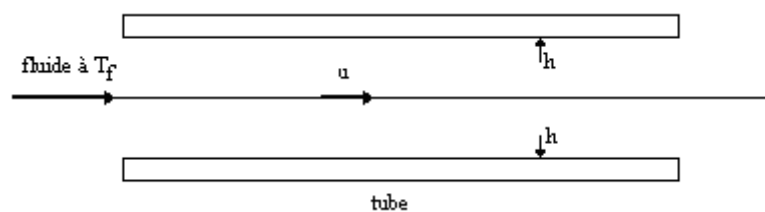


Figure 4.1- Circulation forcée dans une canalisation cylindrique

2.2. Détermination des grandeurs physiques :

Il faut déterminer tous les paramètres dont dépend la densité de flux de chaleur ϕ , soit $\phi = f(\lambda, c_p, \rho, \mu, u, D, \Delta T)$, avec cinq dimensions fondamentales m, L, t, T, Q . Cette relation entre huit grandeurs physiques sera réduite à une relation entre $8 - 5 = 3$ rapports sans dimensions. Les grandeurs physiques considérées sont citées dans le tableau ci-après

Grandeurs	Symboles	Unité S.I	Equations aux dimensions
Diamètre du tube	D	m	L
Vitesse moyenne du fluide	u	m / s	$[L \times t^{-1}]$
Masse volumique du fluide	ρ	kg / m^3	$[m \times L^{-3}]$
Viscosité dynamique du fluide	μ	<i>Poiseuille</i> kg / ms	$[m \times L^{-1} \times t^{-1}]$
Conductivité thermique du fluide	λ	$W / m^{\circ}C$	$[m \times L \times t^{-3} \times T^{-1}]$
Chaleur spécifique à pression du fluide constante	c_p	$J / kg^{\circ}C$	$[L^2 \times t^{-2} \times T^{-1}]$
Ecart des températures	$\Delta T = T_{wall} - T_{\infty}$	$^{\circ}C$	T

2.3. Détermination des groupements π :

Il faut maintenant choisir cinq équations de base de façon à ce que les cinq dimensions fondamentales figurent au moins une fois dans l'ensemble des équations. Prenons par exemple λ, ρ, u, D, T , il reste ϕ, c_p, μ .

On écrit alors les trois rapports sans dimensions correspondant à ces variables sous la forme :

$$\pi_1 = \frac{\phi}{T^{a1} \lambda^{b1} \rho^{c1} D^{d1} u^{e1}}; \pi_2 = \frac{c_p}{T^{a2} \lambda^{b2} \rho^{c2} D^{d2} u^{e2}}; \pi_3 = \frac{\mu}{T^{a3} \lambda^{b3} \rho^{c3} D^{d3} u^{e3}}$$

Pour chaque rapport π , on remplace les grandeurs physiques par leurs équations, ce qui donne :

$$\pi_1 = \frac{Q t^{-1} L^{-2}}{T^{a1} Q t^{-1} L^{-1} T^{-1} \lambda^{b1} m L^{-3} \rho^{c1} L^{d1} L t^{-1} u^{e1}}$$

Pour chaque dimension fondamentale, on identifie les exposants de puissances entre numérateur et dénominateur relatifs à une même dimension ce qui conduit au système :

$$\begin{cases} 1 = b_1 \\ -1 = -b_1 - e_1 \\ -2 = -b_1 - 3c_1 + d_1 + e_1 \\ 0 = a_1 - b_1 \\ 0 = -c_1 \end{cases}$$

Le rapport π_1 s'écrit alors : $\pi_1 = \frac{\phi D}{T \lambda}$ Or, on sait que ϕ est liée à h par la relation $\phi = h \times T$.

Ce qui peut encore écrire

$$\pi_1 = \frac{h D}{\lambda} \quad (4.2)$$

On peut obtenir de la même manière les deux autres rapports π_2 , dont le numérateur est $Q m^{-1} T^{-1}$, et π_3 , dont le numérateur est $m L^{-1} t^{-1}$, ce qui permet d'écrire :

$$\pi_2 = \frac{\rho u D c_p}{\lambda} \quad (4.3)$$

$$\pi_3 = \frac{\mu}{\rho D u} \quad (4.4)$$

Le théorème de groupement, expliqué précédemment, nous permet d'affirmer que la relation : $f(\lambda, c_p, \rho, \mu, u, D, \Delta T, \phi) = 0$. Les huit variables peuvent s'exprimer à l'aide de trois nombres sans dimension π_1, π_2 et π_3 sous la forme :

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0, \text{ ou encore : } \pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$$

3. Signification physique de ces trois groupements

3.1. Nombre de Nusselt :

* $\pi_1 = \frac{h D}{\lambda}$: Ce rapport sans dimension qui est d'autant plus élevé que la convection est prépondérante sur la conduction est appelé Nombre de Nusselt, il peut aussi s'écrire sous forme $Nu = \frac{D / \lambda}{1 / h}$. C'est donc le rapport de la résistance thermique de conduction à la résistance thermique de convection. Il caractérise le type de transfert de chaleur.

Lorsque la vitesse du fluide et la turbulence sont faibles, le transport d'énergie n'est que faiblement aidé par les courants de mélange à une échelle macroscopique. Par contre, si la vitesse est grande et si le mélange entre le fluide chaud et le fluide froid contribue notablement au transfert d'énergie, le mécanisme de conduction devient moins important. En

conséquence, pour transporter par convection à travers un fluide une quantité de chaleur donnée, il est nécessaire que le gradient de température soit plus grand dans la région à faible vitesse que dans celle où la vitesse est élevée.

Au voisinage immédiat de la paroi la chaleur se propage par conduction pure, les molécules du fluide étant stationnaires par rapport à la frontière de la couche limite. On compte naturellement sur un grand gradient de la température dans cette couche. A mesure que l'on s'éloigne de la paroi, le mouvement du fluide favorise le transport d'énergie et le gradient de température diminue de moins en moins vite pour atteindre finalement celui du courant principal. En pratique, le nombre de Nusselt est une mesure commode du coefficient d'échange de chaleur par convection car, une fois sa valeur connue, on peut calculer le coefficient d'échange de chaleur par convection.

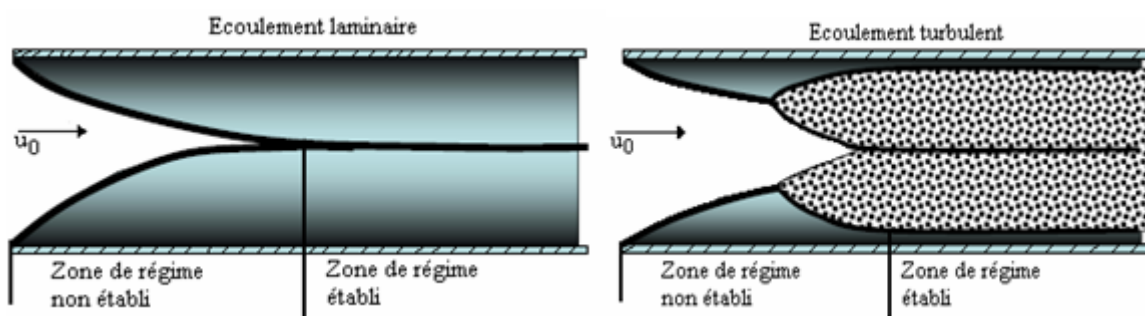
3.2. Nombre de Reynolds :

* $\pi_3 = \frac{\mu}{\rho D u}$: C'est l'inverse de nombre de Reynolds qui caractérise le régime

d'écoulement du fluide dans la canalisation, d'où $\pi_3 = \frac{1}{Re}$. Le groupement $\left(\frac{\rho u D}{\mu}\right)$ est le nombre de Reynolds qui caractérise le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité qui s'exercent par unité de volume de fluide.

. Si $Re < 2400$: on est en régime laminaire.

. Pour des vitesses élevées $Re \gg 2400$, le régime turbulent apparaît.



Considérons l'écoulement le long d'un plan, à partir d'un certain endroit (zone de transition) s'amorce un noyau à l'intérieur duquel les trajectoires du gaz sont tourbillonnantes (noyau turbulent). Il existe toujours une sous couche limite laminaire. Dans le cas d'un écoulement dans une tuyauterie, les phénomènes sont sensiblement les mêmes. Néanmoins, à partir d'une certaine distance, le noyau turbulent occupe la totalité de la tuyauterie sauf la zone de sous couche laminaire.

3.3. Nombre de Peclet, nombre de Prandtl :

$$* \pi_2 = \frac{\rho u D c_p}{\lambda} : \text{C'est le Nombre de Peclet. On peut aussi l'écrire } Pe = Re \frac{c_p \mu}{\lambda} \text{ et par}$$

ce nombre, on trouve l'influence du régime d'écoulement du fluide sur le transfert de chaleur,

et faire apparaître un nouveau nombre sans dimension, appelé *Nombre de Prandtl* $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$.

Le nombre de Prandtl, est le rapport de la viscosité cinématique qui affecte le champ des vitesses à la diffusivité thermique qui affecte le champ des températures. Ce nombre est calculable pour un fluide donné indépendamment des conditions expérimentales (il ne dépend que de la température), et caractérise l'influence de la nature du fluide sur le transfert de chaleur par convection.

De ce qui précède, ce nombre est entièrement caractéristique du fluide considéré. Dans le cas des gaz, Pr est sensiblement constant avec la pression et la température et ne varie qu'avec les changements thermiques de c_p et T . Dans le cas des liquides, le nombre de Prandtl est variable.

3.4. Détermination de Nombre de Margoulis :

Si, comme grandeurs de base, on choisit T, c_p, ρ, D et u , il faut alors écrire les rapports sans dimensions pour h, μ et λ . Par un traitement analogue on peut établir :

$$\pi_1 = \frac{h}{\rho u c_p}; \pi_2 = Re; \pi_3 = Pr$$

Il apparaît alors un nouveau nombre sans dimension appelé *Nombre de Margoulis* et noté Ma (ou Stanton St). Il sert également à caractériser le transfert de chaleur par convection, comme le nombre de Nusselt.

En fait, on peut passer de l'un à l'autre :

$$St = Ma = \frac{h}{\rho u c_p} = \frac{hD}{\lambda} \frac{\lambda}{\rho u c_p D} = Nu \frac{\lambda}{\frac{\rho u D}{\mu} c_p \mu}$$

$$\text{Où : } St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (4.5)$$

4. Autres groupements sans dimensions employés dans les phénomènes du transfert:

Ci-dessous on trouve une autre liste de nombres adimensionnels utilisés dans les applications de transfert thermique avec une courte explication de leur signification physique.

4.1. Nombre de Schmidt:

Le nombre de Schmidt est le rapport de l'effet de la viscosité à l'effet de la diffusivité massique. Ce rapport dépend uniquement de propriétés du fluide. Le nombre de Schmidt est typiquement inférieur à un pour les gaz, et il est supérieur à l'unité pour les autres cas. Le nombre de Schmidt en transfert de masse est analogue au nombre de Prandtl en transfert de chaleur.

$$S_c = \frac{\mu}{\rho D_{dif}} \quad (4.6)$$

Une interprétation importante du nombre de Schmidt qui met en évidence l'importance relative des épaisseurs des couches limites de la vitesse et de la concentration: un nombre de Schmidt $S_c = 1$ donne des couches limites identiques; un nombre de Schmidt $S_c > 1$ donne une couche limite de la vitesse plus mince, par conséquent le transfert de quantité de mouvement est plus rapide que le transfert de masse.

4.2. Nombre de Sherwood:

Le transfert de masse est calculé, souvent, en utilisant le nombre de Sherwood, qui est analogue au nombre de Nusselt en transfert de chaleur. Les quantités dimensionnelles sont la longueur géométrique et le coefficient de la diffusivité des espèces fluides, par conséquent, le nombre de Sherwood est une fonction des propriétés du fluide et de la géométrie.

Le nombre de Sherwood peut être utilisé pour déterminer le transfert de masse à l'aide des corrélations avec le nombre de Reynolds et le nombre de Schmidt.

$$Sh = \frac{h_m L}{D_{dif}} \quad (4.7)$$

Les corrélations pour le nombre de Sherwood en fonction du nombre de Reynolds et le nombre de Schmidt sont disponibles pour quelques cas, mais elles sont moins utilisées dans le cas du transfert de chaleur en raison de la difficulté de mesurer expérimentalement le transfert de masse. Ainsi, l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse est souvent évoquée pour estimer le nombre de Sherwood en utilisant la corrélation de nombre de Nusselt.

5. Analogies disponibles :

Reynolds [58], [59], [60] a exposé le comportement analogue du transfert de chaleur et du transfert de quantité de mouvement. Pour des propriétés fluides constantes, l'équation du mouvement doit être résolue avant l'équation d'énergie. Ainsi, si les propriétés ne sont pas constantes, les deux équations doivent être couplées, et leur résolution doit être effectuée simultanément. L'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de quantité de

mouvement est invoquée en supposant que les diffusions de la chaleur et de quantité de mouvement surviennent par le même mécanisme alors qu'une relation relativement simple existe entre les coefficients de diffusion.

$$St = \frac{h_{ht}}{\rho G c_p} = \frac{f}{2} \quad (4.8)$$

Cette simple relation peut expliquer les équations de la couche limite pour un écoulement laminaire forcé sur une surface solide dans les conditions de Pr égal à l'unité et sans frottement. L'analogie de Reynolds peut être aussi appliquée au transfert de masse et dans le cas où le nombre de Schmidt est égal à l'unité, on a :

$$\frac{h_{mt}}{G} = \frac{f}{2} \quad (4.9)$$

L'analogie de Reynolds est valide pour des géométries simples et pour des fluides à faible nombre de Prandtl. On vient de le dire, l'analogie de Reynolds est limitée à cause des conditions strictes sous lesquelles elle est valide. En outre, cette analogie a conduit les chercheurs à développer d'autres analogies qui sont généralement plus souvent appliquées.

Prandtl a développé une analogie pour les transferts de chaleur et de quantité de mouvement et, pour les transferts de masse et de quantité de mouvement en considérant un noyau turbulent et une sous couche laminaire dans les équations de la couche limite. Dans cette analogie, l'effet des nombres de Pr et de Sc différents de l'unité est pris en compte.

$$St = \frac{h_{ht}}{\rho c_p G} = \frac{f/2}{1 + 5\sqrt{f/2} Pr^{-1}} \quad (4.10)$$

$$\frac{h_{mt}}{G} = \frac{f/2}{1 + 5\sqrt{f/2} Sc^{-1}}$$

Von Karman a prolongé le travail de Prandtl et il a pris en considération l'effet de la couche de transition entre la sous-couche laminaire et le noyau turbulent. Ceci a conduit à un terme de correction supplémentaire en fonction de Pr et Sc . L'application des analogies de Prandtl et Von Karman est limitée aux cas où les contraintes de cisaillement sont négligeables. Les deux analogies précédentes sont réduites à l'analogie de Reynolds pour Pr et Sc égaux à un. Les analogies de Prandtl et Von Karman adaptent l'analogie de Reynolds en considérant les équations de transfert dans la couche limite. Chilton and Colburn, ont fait des modifications à l'analogie de Reynolds en utilisant des données expérimentales. Ils suggèrent une simple modification pour les situations où Pr et Sc diffèrent de l'unité. Ils ont

défini un facteur j_{ht} pour le transfert de chaleur et un autre facteur j_{mt} pour le transfert de masse.

$$\begin{aligned} j_{ht} &= St Pr^{2/3} = \frac{f}{2} \\ j_{mt} &= \frac{h_{mt}}{G} Sc^{2/3} = \frac{f}{2} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Colburn et Chilton and Colburn, ont montré expérimentalement que la résistance de la sous-couche laminaire peut être exprimée en modifiant l'analogie de Reynolds et en combinant les équations (4.11)

$$\frac{h_{mt}}{G} Sc^{2/3} = j_{mt} = \frac{h_{ht}}{c_p G} Pr^{2/3} = j_{ht} = \frac{f}{2} \quad (4.12)$$

En présence de forces de cisaillement ni j_{ht} ni j_{mt} ne sont égaux à $f/2$, cependant il a été montré que l'équation précédente reste valide. Il est clair maintenant que l'analogie de Chilton-Colburn peut aussi se réduire à l'analogie de Reynolds pour Pr et Sc égaux à un. Contrairement aux analogies de Prandtl et Karman, la relation entre les coefficients de transfert de chaleur et transfert de masse ne contient pas le coefficient de frottement. L'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de quantité de mouvement ainsi que l'analogie entre le transfert de masse et le transfert de quantité de mouvement sont basées sur l'hypothèse que les profils de vitesse, de température et de concentration sont similaires. Ceci est le cas pour un écoulement avec convection forcée sur une surface solide sans forces de cisaillement.

6. Analogie de Chilton-Colburn:

Quand le fluide se meut sur une surface liquide ou solide, le mouvement tourbillonnaire qui cause le transfert de masse provoque aussi le transfert de chaleur et le frottement de fluide en raison de transfert d'énergie et de transfert de quantité de mouvement respectivement. Ceci renferme une similarité entre les mécanismes de transfert de chaleur, de masse et de quantité de mouvement dans l'analogie de Reynolds qui affirme que les rapports suivants sont égaux:

$$\frac{h_{mt}}{G} = \frac{h_{ht}}{c_p G} = \frac{f}{2} \quad (4.13)$$

L'équation précédente convient quand le nombre de Schmidt et le nombre de Prandtl sont proches de l'unité à l'intérieur des tubes lisses et droits ou le long d'une plaque plane où la perte de pression est entièrement due aux frottements contre les surfaces. Si non, on s'accorde aux cas qui impliquent la formation de cisaillement. Aussi, la relation précédente ne tient pas

compte de la résistance de transfert de masse au voisinage de la couche liquide ou solide dans laquelle le transfert de masse se produit principalement par le mouvement des molécules.

Conclusion :

Dans la pratique, les méthodes analytiques, pour solutionner les problèmes de transfert de chaleur et de transfert de masse, ne sont pas toujours satisfaisantes. Dans ce chapitre, nous avons donné des notions d'analyse dimensionnelle que nous devons maîtriser. Ainsi, la notion de dimension est très générale, et ne suppose aucun choix particulier de système d'unités. Les relations entre un certain nombre de grandeurs adimensionnelles nous permet de faire certaines analogie entre différents transferts.

Quelques différentes formes d'analogie entre les transferts de chaleur et de masse sont succinctement présentées. Les analogies entre les transferts de chaleur, de masse et de quantité de mouvement constituent des méthodes nécessaires pour corréler les données expérimentales sur une base de tendances connues liées aux facteurs de frottement et coefficients de transfert de chaleur. Depuis l'analogie de Reynolds entre le transfert de chaleur et le transfert de quantité de mouvement et ces extensions, l'analogie de Colburn, aux conditions plus générales, a été appliquée avec succès dans la prédiction des autres phénomènes comportant une diffusion laminaire ou turbulente d'une grandeur, par exemple une masse de composant qui est libéré ou absorbé près d'une surface.

CHAPITRE 5

CORRELATIONS

1. Introduction :

Dans l'étude bibliographique, on a identifié un certain nombre de corrélations de transfert de chaleur et de perte de pression principalement pour des échangeurs tubulaires à ailettes planes. Ainsi, les meilleures corrélations doivent être choisies à partir d'une étude critique de la littérature. Ce-ci dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et des caractéristiques de la surface de l'échangeur durant le fonctionnement. Parmi les corrélations identifiées de même catégorie, la plus adéquate entre elles est choisie. Les corrélations développées avec descriptions paramétriques complètes sont préférées.

2. Choix de corrélations :

2.1. Corrélations de transfert de chaleur et de perte de pression côté air :

Les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes planes ont été étudiés depuis quelques décennies et de nombreuses corrélations sont maintenant disponibles dans la littérature. Une corrélation fréquemment utilisée pour les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes planes sous les conditions sèches a été développée par Gray and Webb (1986) [4]. Dans cette corrélation, ils ont supposé que le coefficient de transfert de chaleur ne change pas pour $N \geq 4$. Contrairement à Gray and Webb, la corrélation de Wang et al (1996) [5] a été choisie pour être la meilleure pour des faibles diamètres de tubes. Pour des diamètres des tubes inférieurs à 10.0 mm, Wang and Chang (1998) [6], ont modifié la corrélation de facteur-j de Gray and Webb pour $N = 4$. Malheureusement, ces corrélations ne peuvent pas être utilisées avec une exactitude complète, car chaque variable dépend des autres. Les corrélations développées par Abu Madi et al (1998) [7] sont fréquemment choisies car elles sont supposées plus générales. La gamme de paramètres pour les corrélations d'Abu-Madi et al (1998) est plus petite par rapport à celles de Wang et leurs collaborateurs. Pour des considérations pratiques, les corrélations de facteur-j et facteur f proposées par Wang et al (2000) [13] prennent en compte la résistance du contact au cours de son développement.

Concernant maintenant la situation de la surface humide, les corrélations de McQuiston (1982) [17] peut résoudre le problème, mais ces corrélations sont valides uniquement pour un nombre de rangées supérieur ou égale à quatre. Cependant, pour un nombre de rangées inférieur, il faut recourir aux corrélations développées par Wang et al [18], [19] qui nous apportent des informations précieuses sur la conception des échangeurs sous cette conditions. Les corrélations de Pirompugd et al (2007) [16] sont développées sur une nouvelle méthode appelée « finite circular fin method, FCFM ». Dans cette méthode l'échangeur de chaleur est

divisé en plusieurs segments et l'analyse peut être faite sous les trois modes de refroidissement. Notons que dans la présente étude, seule la corrélation qui traite le mode entièrement humide est concernée. De plus, ces corrélations résolvent, séparément, le problème du transfert de masse. Nous présentons dans le tableau ci-dessous des corrélations usuellement utilisées dans la littérature.

Auteurs et condition de la surface	Corrélations	Gamme de paramètres
<p>Gray and Webb (1986) [4] Condition Sèche</p>	<p>Corrélation du facteur-j</p> $j_4 = 0.14 \text{Re}^{-0.328} \left(\frac{X_l}{X_i}\right)^{-0.502} \left(\frac{F_s}{D_o}\right)^{0.0312}$ $\frac{j_N}{j_4} = 0.991 \left[2.24 \text{Re}^{-0.092} N / 4^{-0.031} \right]^{0.607 4-N}$ <p>Perte de pression, modèle de superposition :</p> $f = f_F \frac{A_F}{A_a} + f_T \left(1 - \frac{A_F}{A_a}\right) \left(1 - \frac{\delta_F}{P_F}\right)$	<p>Gamme de validité</p> <p>Pour l'équation j_4 :</p> $500 < \text{Re} < 24700$ <p>Pour l'équation $\frac{j_N}{j_4}$:</p> $2400 < \text{Re} < 24700$ $1.97 < \frac{X_l}{D_o} < 2.55$ $1.70 < \frac{X_l}{D_o} < 2.58$ $0.08 < \frac{F_s}{D_o} < 0.64$ $1 < N < 8$
<p>Wang et al (1996) [5] Condition Sèche</p>	<p>Corrélation du facteur-j</p> $j = 0.394 \text{Re}_{D_c}^{-0.392} \left(\frac{\delta_F}{D_c}\right)^{-0.0449} N^{-0.0897} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.212}$ <p>Corrélation du facteur f</p> $f = 1.039 \text{Re}_{D_c}^{-0.418} \left(\frac{\delta_F}{D_c}\right)^{-0.104} N^{-0.0935} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.197}$ <p>Avec:</p> $F_p = F_s + \delta_F$ $D_c = D_o + 2\delta_F$	<p>$\text{Re}_{D_c} = 300 - 7500$</p> <p>$F_p = 1.74 - 3.21 m m$</p> <p>$N = 2; 4; 6$ (décalée)</p> <p>$X_l = 25.4 m m$</p> <p>$X_i = 22.0 m m$</p> <p>$\delta_F = 0.13; 0.2 m m$</p>

<p>Abu-Madi et al (1998) [7] Condition sèche</p>	$j_4 = \text{Re}^{-0.44} R_4^{-3.07} R_{5,1}^{0.37} R_7^{-6.14} R_9^{-2.13}$ $j_4 / j_N = 0.87 + 0.0000143 \text{Re}^{0.55} N^{-0.67} R_3^{-3.13} R_{5,1}^{4.95}$ $f = \text{Re}^{-0.25} R_4^{-1.43} R_{5,1}^{1.37} R_8^{1.65} R_9^{-3.05}$ $R_3 = \frac{D_o}{D_i} \left(1 - \frac{\delta_F}{F_p} \right) + 2 \frac{X_t X_l}{\pi D_i F_p} - \frac{D_o^2}{2 D_i F_p} + \frac{2 \delta_F X_t}{\pi D_i F_p N}$ $R_4 = \frac{F_p X_t}{X_t - D_o F_p - \delta_F}$ $R_5 = \frac{\pi N D_o \left(-\delta_F / F_p \right)}{X_t} + \frac{N}{F_p} \left(2 X_l - \frac{\pi D_o^2}{2 X_t} + \frac{2 \delta_F}{N} \right)$ $R_{5,1} = \frac{R_5}{N}; R_6 = \frac{4 X_l N}{R_5}$ $R_7 = \left(1 + \frac{2 \pi D_o \left(F_p - \delta_F \right)}{4 X_t X_l - \pi D_o^2 + \frac{4 X_t \delta_F}{N}} \right)^{-1}$ $R_8 = \frac{F_p}{D_o}; R_9 = \frac{X_l}{D_o}$	<p>Paramètres</p> <p>$\text{Re}_{Dh} = 200 - 6000$ $D_o = 9.956 \text{ mm}$ $\delta_F = 0.12 - 0.13 \text{ mm}$ $F_p = 1.64 - 2.65 \text{ mm}$ $N = 1 - 4$ $X_t = 19.0 - 25.4 \text{ mm}$ $X_l = 16.0 - 22.0 \text{ mm}$</p> <p>Limites</p> <p>$R_3 = 7.26 - 19.3$ $R_4 = 1.77 - 2.25$ $R_{5,1} = 11.0 - 21.8$ $R_7 = 0.86 - 0.95$ $R_8 = 0.16 - 0.27$ $R_9 = 1.60 - 2.21$</p>
<p>Wang and Chang (1998) [6] condition sèche/humide</p>	<p>Corrélation du facteur-j</p> $j_4 = 0.357 \text{Re}_{Dc}^{-0.328} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{-0.502} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{0.0312} \left(\frac{X_t}{D_c} \right)^{-1.28}$ $\frac{j_N}{j_4} = 0.991 \left[2.24 \text{Re}_{Dc}^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607 4^{-N}}$ <p>Ils suggèrent que la corrélation du facteur de frottement développée par Gray and Webb reste applicable même aux faibles diamètres de tubes.</p>	<p>modification de la corrélation de Gray and Webb (1986)</p> <p>Paramètres</p> <p>$D_o = 7.0; 9.52 \text{ mm}$ $\delta_F = 0.26 \text{ mm}$ $F_p = 1.22; 1.40; 1.71$ $N = 2$ $X_t = 20.4; 21.0 \text{ mm}$ $X_l = 12.7; 16.7 \text{ mm}$ $V_{air} = 0.3 - 8 \text{ dry}$ $V_{air} = 0.3 - 4 \text{ wet}$</p>

<p>Wang et al (2000) [9] Condition sèche</p>	<p>Pour $N = 1$</p> $j = 0.108 \text{Re}_{D_c}^{-0.29} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{p_1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-1.084} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{-0.786} \times \left(\frac{F_p}{X_t}\right)^{p_2}$ $p_1 = 1.9 - 0.23 \log_e \text{Re}_{D_c}$ $p_2 = -0.236 + 0.126 \log_e \text{Re}_{D_c}$ <p>Pour $N \geq 2$</p> $j = 0.086 \text{Re}_{D_c}^{p_3} N^{p_4} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{p_5} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{p_6} \left(\frac{F_p}{X_t}\right)^{-0.93}$ $p_3 = -0.361 - \frac{0.042N}{\log_e \text{Re}_{D_c}} + 0.158 \log_e \left[N \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.41} \right]$ $p_4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{X_l}{D_h}\right)^{1.42}}{\log_e \text{Re}_{D_c}}$ $p_5 = -0.083 + \frac{0.058N}{\log_e \text{Re}_{D_c}}$ $p_6 = -5.735 + 1.21 \log_e \left(\frac{\text{Re}_{D_c}}{N}\right)$ <p>Corrélation du facteur de frottement</p> $f = 0.0267 \text{Re}_{D_c}^{F_1} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{F_2} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F_3}$ $F_1 = -0.764 + 0.739 \frac{X_t}{X_l} + 0.177 \frac{F_p}{D_c} - \frac{0.00758}{N}$ $F_2 = -15.689 + \frac{64.021}{\log_e \text{Re}_{D_c}}$ $F_3 = 1.696 - \frac{15.695}{\log_e D_c}$	<p>Paramètres</p> $D_o = 6.35 - 12.7 \text{ mm}$ $F_p = 1.19 - 3.21 \text{ mm}$ $X_t = 17.7 - 31.75 \text{ mm}$ $X_l = 12.4 - 27.5 \text{ mm}$ $N = 1 - 6$ $\delta_f = 0.13 \text{ mm}$ $D_h = \frac{4A_c L}{A_o}$
--	--	--

<p>McQuiston (1982) [17] Condition humide</p>	<p>Facteur-j pour la chaleur sensible</p> $j_s = 0.0014 + 0.2618 \operatorname{Re}_{D_o}^{-0.4} \left(\frac{A_a}{A_{tb}} \right)^{-0.15} f_s F_s$ $f_s F_s = 0.84 + 4.0 \times 10^{-5} \operatorname{Re}_{F_s}^{1.25}$ <p>Facteur-j pour la chaleur totale</p> $j_t = 0.0014 + 0.2618 \operatorname{Re}_{D_o}^{-0.4} \left(\frac{A_a}{A_{tb}} \right)^{-0.15} f_t F_s$ $f_t F_s = 0.95 + 4.0 \times 10^{-5} \operatorname{Re}_{F_s}^{1.25} \left(\frac{F_s}{F_s - \delta_F} \right)^2$ $\frac{A_a}{A_{tb}} = \frac{4 X_l X_t \sigma_a}{\pi D_h D_o}$ $\operatorname{Re}_{D_o} = \frac{G_c D_o}{\mu_a}; \operatorname{Re}_{F_s} = \frac{G_c F_s}{\mu_a}$ $\alpha_a = \frac{\text{surface d'échange totale}}{\text{volume total}} = \frac{A_a}{V}$ $\sigma_a = \frac{\text{surface d'écoulement libre}}{\text{surface frontale}} = \frac{A_c}{A_{fr}}$ $\beta = \frac{\text{surface d'ailette}}{\text{surface totale}} = \frac{A_F}{A_a}$	<p>Paramètre</p> <p>$N = 4$ rangées</p> <p>$D_o = 9.96 \text{ mm}$</p> <p>$F_p = 0.315 \text{ fins / mm}$</p> <p>$D_h = 3.74 \text{ mm}$</p> <p>$\delta_F = 0.152 \text{ mm}$</p> <p>$X_t = 25.4 \text{ mm}$</p> <p>$X_l = 22.0 \text{ mm}$</p> <p>$\sigma_a = 0.56$</p> <p>$\alpha_a = 600 \text{ m}^2 / \text{m}^3$</p> <p>$\beta = 0.92$</p>
<p>Wang et al (1997) [18] Condition humide</p>	<p>Corrélations du facteur-j et facteur f</p> $j_{N=4} = 0.29773 \operatorname{Re}_{D_c}^{-0.364} \varepsilon^{-0.168}$ $j_N = 0.4 \operatorname{Re}_{D_c}^{-0.468+0.04076N} \varepsilon^{0.159} N^{-1.261}$ $f = 28.209 \operatorname{Re}_{D_c}^{-0.5653} N^{-0.1026} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{-1.3405} \varepsilon^{-1.3343}$ <p>Avec : $\varepsilon = \frac{A_a}{A_{tb}}$</p>	<p>$\operatorname{Re}_{D_o} = 400 - 5000$</p> <p>$D_o = 9.97 \text{ mm}$</p> <p>$\delta_F = 0.13 \text{ mm}$</p> <p>$F_p = 1.82 - 3.20 \text{ mm}$</p> <p>$N = 2 - 6$ (décalé)</p> <p>$X_t = 25.4 \text{ mm}$</p> <p>$X_l = 22.0 \text{ mm}$</p> <p>$T_{da,i} = 27^\circ \text{C}$</p> <p>$RH = 50 - 90\%$</p>

<p>Wang et al (2000) [19] Condition Humide</p>	<p>Corrélation du facteur-j et facteur f</p> $j = 19.36 \operatorname{Re}_{D_c}^{j_1} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{1.352} \left(\frac{X_l}{X_t} \right)^{0.6795} N^{-1.291}$ $j_1 = 0.3745 - 1.554 \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0.24} \left(\frac{X_l}{X_t} \right)^{0.12} N^{-0.19}$ $f = 16.55 \operatorname{Re}_{D_c}^{f_1} 10 \times \operatorname{Re}_{film}^{f_2} \left(\frac{A_a}{A_{tb}} \right)^{f_3}$ $\times \left(\frac{X_l}{X_t} \right)^{f_4} \left(\frac{F_p}{D_h} \right)^{-0.5827} \left[\exp \left(\frac{D_h}{D_c} \right) \right]^{-1.117}$ $f_1 = -0.7339 + 7.187 \left(\frac{F_p}{X_l} \right)^{2.5} \ln 9 \times \operatorname{Re}_{film}$ $f_2 = -0.5417 \times \ln \left(\frac{A_a}{A_{tb}} \right) \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0.9}$ $f_3 = 0.02722 \times \ln 6 \times \operatorname{Re}_{film} \left(\frac{X_l}{X_t} \right)^{3.2} \ln \operatorname{Re}_{D_c}$ $f_4 = 0.2973 \times \ln \left(\frac{A_a}{A_{tb}} \right) \ln \left(\frac{D_h}{D_c} \right)$ <p>Corrélation de nombre de Luis</p> $Le = \frac{h_{ht,a}}{h_{mt,a} c_{p,ma}} = 0.372 \operatorname{Re}_{D_c}^{0.1147}$ $\times (0.6 + 0.6246 \operatorname{Re}_{film}^{-0.08899 \exp F_s / D_c})$ $\times \left(\frac{F_p}{X_l} \right)^{0.08833} N^{-0.285}$	<p>31 échangeurs de chaleur</p> <p>Paramètres</p> $D_c = D_o + 2\delta_F$ $D_c = 7.53 - 10.34 \text{ m m}$ $N = 1 - 6$ $F_p = 1.19 - 3.2 \text{ m m}$ $X_l = 12.4; 19.05;$ 22.0 m m $X_t = 21.0; 25.4 \text{ m m}$ $\delta_F = 0.115; 0.12;$ 0.13 m m $\delta_w = 0.27; 0.31;$ 0.35 m m <p>Nombre de Reynolds basé sur le film de condensât</p> $\operatorname{Re}_{film} = \frac{2\Gamma}{\mu}$ <p>dont Γ est le débit massique par unité de la largeur du tube $kg / s . m$</p> $300 < \operatorname{Re}_{D_c} < 5000$
--	---	---

<p>Pirompugd et al (2007) [16] Condition humide</p>	<p>Pour $N = 1$</p> $j_{s1} = 0.5284 \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{0.5440} \varepsilon^{0.7519}$ $\times \text{Re}_{D_c}^{\left(0.1001 \frac{F_s}{D_c} - 0.06529 \frac{X_l}{D_c} - 0.06752 \frac{X_t}{D_c} - 0.3734 \right)}$ $j_{m1} = 0.2143 \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{1.3964} \varepsilon^{1.2298}$ $\times \text{Re}_{D_c}^{\left(-0.224 \frac{F_s}{D_c} - 0.1111 \frac{X_l}{D_c} - 0.06472 \frac{X_t}{D_c} - 0.08751 \right)}$ $Le_1 = 2.2822 \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{-0.8094} \varepsilon^{-0.4754}$ $\times \text{Re}_{D_c}^{\left(0.2953 \frac{F_s}{D_c} + 0.04795 \frac{X_l}{D_c} - 0.001037 \frac{X_t}{D_c} - 0.2842 \right)}$ <p>Pour $N > 1$</p> $j_s = j_{s1} \times N^{0.2310} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{-0.04426N - 0.08561}$ $\times \varepsilon^{-0.1407N - 0.08005}$ $\times \text{Re}_{D_c}^{\left(0.0294N - 0.1308 \frac{F_s}{D_c} + 0.03457 \frac{X_l}{D_c} + 0.04793 \frac{X_t}{D_c} - 0.1560 \right)}$ $j_m = j_{m1} \times N^{-0.01884} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{-0.06725N - 1.4424}$ $\times \varepsilon^{-0.1664N - 0.7121}$ $\times \text{Re}_{D_c}^{\left(0.04524N + 0.3173 \frac{F_s}{D_c} + 0.0905 \frac{X_l}{D_c} + 0.08353 \frac{X_t}{D_c} - 0.5101 \right)}$ $Le = Le_1 \times N^{0.2393} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{\left(0.239N + 1.2426 \right)}$ $\times \varepsilon^{\left(0.3211N + 0.5501 \right)}$ $\times \text{Re}_{D_c}^{\left(-0.01833N - 0.4047 \frac{F_s}{D_c} - 0.05055 \frac{X_l}{D_c} - 0.03018 \frac{X_t}{D_c} + 0.3260 \right)}$	<p>36 échangeurs de chaleur</p> <p>Paramètres :</p> <p>$F_p = 1.19 - 3.20 \text{ mm}$</p> <p>$D_c = 7.53 - 10.23 \text{ mm}$</p> <p>$\delta_F = 0.115; 0.12;$ 0.13 mm</p> <p>$D_c = D_o + 2\delta_F$</p> <p>$X_t = 17.7; 21.0;$ 25.4 mm</p> <p>$X_l = 13.6; 19.1;$ 22.0 mm</p> <p>$N = 1 - 6$</p> <p>Conditions :</p> <p>$RH = 50 - 90\%$</p> <p>$\text{Re}_{D_c} = 300 - 5500$</p>
--	---	---

2.2. Corrélations de transfert de chaleur et de perte de pression côté tube :

Dans les processus internes de l'évaporation convective et de la condensation, la vapeur et le liquide sont simultanément en mouvement. Physiquement, l'écoulement diphasique est une résultante généralement plus complexe qu'un écoulement monophasique. En plus de l'inertie commune, les forces de viscosité et de la pression présente dans l'écoulement monophasique, les écoulements diphasiques sont également affectés par les forces de tension superficielle, la caractéristique de mouillage du liquide sur la paroi du tube et l'échange de la vitesse entre les phases. Ainsi, une compréhension fondamentale sur le transfert de chaleur lors de l'ébullition

et la condensation des réfrigérants à l'intérieur des tubes est importante. En particulier, il est nécessaire de valider des corrélations pour la perte de pression et le transfert de chaleur en écoulement diphasique.

2.2.1. Pertes de pression :

La littérature met à la disposition des chercheurs un grand nombre de corrélations pour évaluer la perte de pression en écoulement diphasique dans les tubes horizontaux, mais la plus part d'entre elles ont été développées sur une base des couples eau-vapeur ou eau-air. Ainsi, l'application générale de ces corrélations pour un fluide arbitraire demeure incertaine parce que les phénomènes de l'écoulement en ébullition dépendent fortement des propriétés du fluide. Le calcul de la perte de pression totale d'un écoulement diphasique en ébullition est basé sur deux composantes principales : la perte de pression due aux frottements et la perte de pression due à l'accélération. La première composante constitue généralement la principale contribution de la perte de pression totale, tandis que, sa prédiction exacte n'est pas facile. Ainsi, la perte de pression due à la variation de quantité de mouvement résulte de l'accélération au cours du processus d'évaporation et sa contribution à la perte de pression totale est généralement négligée par rapport à la composante frictionnelle. Une description détaillée des équations appliquées à l'écoulement diphasique dans les tubes horizontaux peut être trouvée dans les références [61~69]. Dans le cas général, l'équation de la perte de pression pour un écoulement diphasique dans un tube horizontal avec section constante peut s'exprimer par:

$$\left(\frac{dP}{dl}\right)_{tot} = \left(\frac{dP}{dl}\right)_{frict} + \left(\frac{dP}{dl}\right)_{acc} = \left(\frac{dP}{dl}\right)_{frict} + G_r^2 \frac{d}{dl} \left[\frac{\chi^2}{\rho_v \alpha} + \frac{1-\chi^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] \quad (5.1)$$

Le deuxième terme de l'équation (5.1), qui décrit la perte de pression due à la variation de quantité de mouvement, affecte une variation dans l'énergie cinétique de l'écoulement. L'intégration de cette équation conduit à la formule suivante :

$$\Delta P_{mom} = G_r^2 \left\{ \left[\frac{1-\chi^2}{\rho_l (1-\alpha)} + \frac{\chi^2}{\rho_v \alpha} \right]_{sortie} - \left[\frac{1-\chi^2}{\rho_l (1-\alpha)} + \frac{\chi^2}{\rho_v \alpha} \right]_{entrée} \right\} \quad (5.2)$$

Une fameuse expression du taux de vide α , basée sur le modèle de Rouhani and Axelsson, est celle utilisée par Ould Didi et al (2002) [66]. Ainsi, pour des tubes horizontaux :

$$\alpha = \frac{\chi}{\rho_v} \left[1 + 0,12 (1-\chi) \left(\frac{\chi}{\rho_v} + \frac{1-\chi}{\rho_l} \right) + \frac{1,18 (1-\chi) [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G_r^2 \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (5.3)$$

2.2.1.1. Perte de pression due aux frottements dans les tubes horizontaux:

La perte de pression par frottement est souvent évaluée par la détermination préalable du facteur diphasique ϕ_{lo}^2 . Pour cela, de nombreuses méthodes sont disponibles et parmi celles-ci la corrélation de Chisholm. Certaines expriment directement le facteur diphasique, d'autres font intervenir les expressions des facteurs diphasiques en phases vapeur et liquide. La technique de Friedel propose également une expression du facteur diphasique. Cette corrélation explique l'effet de la tension superficielle qui est inclus dans le nombre de Weber, et l'effet de la gravité qui est inclus dans le nombre de Froude.

2.2.1.1.1. Corrélation de Chisholm

C'est une méthode empirique validée pour une grande gamme de conditions de fonctionnement. La perte de pression due aux frottements en écoulement diphasique s'écrit :

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{frict} = \left(\frac{dP}{dl} \right)_{lo} \phi_{lo}^2 \quad (5.4)$$

Les gradients de pression pour les deux phases en monophasiques sont respectivement :

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{lo} = f_l \frac{2G_r^2}{D_i \rho_l} \quad (5.5)$$

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{vo} = f_v \frac{2G_r^2}{D_i \rho_v} \quad (5.6)$$

Pour l'écoulement turbulent, les facteurs de frottement peuvent être obtenus à l'aide de l'équation de Blasius en fonction du nombre de Reynolds. En utilisant les viscosités dynamiques de chaque phase, cette équation s'écrit :

$$f = \frac{0,079}{\text{Re}^{0.25}} \quad (5.7)$$

Avec
$$\text{Re} = \frac{G_r D_i}{\mu} \quad (5.8)$$

Ainsi, pour un écoulement laminaire $\text{Re} < 2000$

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (5.9)$$

Le paramètre Y est obtenu en faisant le rapport entre les deux gradients de pression :

$$Y^2 = \frac{dP / dl_{vo}}{dP / dl_{lo}} \quad (5.10)$$

Chisholm a déterminé le facteur diphasique par l'expression suivante :

$$\phi_{lo}^2 = 1 + Y^2 - 1 \left[B \chi^{2-n/2} - 1 - \chi^{2-n/2} + \chi^{2-n} \right] \quad (5.11)$$

Où, $n = 0.25$ est l'exposant du facteur de frottement pour l'expression de Blasius. Ainsi le paramètre B de Chisholm est déterminé suivant la procédure décrite au-dessous :

Si $0 < Y < 9,5$, B est calculé selon la vitesse massique :

$$\left\{ \begin{array}{l} B = \frac{55}{G_r^{0.5}} \quad \text{pour } G_r \geq 1900 \text{ kg / m}^2\text{s} \\ B = \frac{2400}{G_r} \quad \text{pour } 500 < G_r < 1900 \text{ kg / m}^2\text{s} \\ B = 4.8 \quad \text{pour } G_r \leq 500 \text{ kg / m}^2\text{s} \end{array} \right. \quad (5.12)$$

Si $9,5 < Y < 28$, le paramètre B est calculé par :

$$\left\{ \begin{array}{l} B = \frac{520}{Y G_r^{0.5}} \quad \text{pour } G_r \leq 600 \text{ kg / m}^2\text{s} \\ B = \frac{21}{Y} \quad \text{pour } G_r > 600 \text{ kg / m}^2\text{s} \end{array} \right. \quad (5.13)$$

Si $Y > 28$, B est calculé par :

$$B = \frac{1500}{Y^2 G_r^{0.5}} \quad (5.14)$$

Une fois que la valeur du paramètre B est déterminée, le facteur diphasique peut être calculé, et ainsi, la perte de pression due aux frottements peut être facilement obtenue.

2.2.1.1.2. Corrélation de Friedel

Cette méthode est pour les qualités de vapeur $0 \leq \chi < 1$, elle s'exprime par l'expression suivante :

$$\Delta P_{frict} = \Delta P_l \phi_{lo}^2 \quad (5.15)$$

En utilisant la viscosité dynamique du liquide μ_l , le facteur diphasique peut s'exprimer par :

$$\phi_{lo}^2 = E + \frac{3,24 L H}{Fr_h^{0.0045} We^{0.035}} \quad (5.16)$$

Où, Fr_h , E , F et H sont donnés par les expressions suivantes :

$$Fr_h = \frac{G_r^2}{g D_i \rho_h^2} \quad (5.17)$$

$$E = 1 - \chi^2 + \chi^2 \frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l} \quad (5.18)$$

$$F = \chi^{0.78} (1 - \chi)^{0.224} \quad (5.19)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (5.20)$$

Le nombre de Weber We_l pour le liquide est défini par l'expression suivante :

$$We_l = \frac{G_r^2 D_i}{\rho_h \sigma} \quad (5.21)$$

Dans l'expression du nombre de Weber, on utilise la densité homogène ρ_h :

$$\rho_h = \left(\frac{\chi}{\rho_v} + \frac{1 - \chi}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (5.22)$$

2.2.1.1.3. Corrélation de Gronnerud

Cette méthode a été développée spécifiquement pour les réfrigérants, et elle s'écrit comme suit :

$$\Delta P_{frict} = \phi_{gd} \times \Delta P_l \quad (5.23)$$

$$\phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dP}{dl} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.25}} - 1 \right] \quad (5.24)$$

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{Fr} = f_{Fr} \left[\chi + 4 \chi^{1.8} - \chi^{10} f_{Fr}^{0.5} \right] \quad (5.25)$$

Si le nombre de Froude de la phase liquide Fr_l est supérieur ou égal à 1, le facteur de frottement f_{Fr} est égal à l'unité. Ainsi, si $f_{Fr} < 1$, alors :

$$f_{Fr} = Fr_l^{0.3} + 0.0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_l} \right)^2 \quad (5.26)$$

On exprime le nombre de Froude et ΔP_l , pour la phase liquide, par les relations suivantes :

$$Fr_l = \frac{G_r^2}{g D_i \rho_l^2} \quad (5.27)$$

$$\Delta P_l = 4 f_l G_r^2 \left(\frac{L}{D_i} \right) \frac{1 - \chi^2}{2 \rho_l} \quad (5.28)$$

2.2.1.1.4. Corrélation de Muller-Steinhagen and Heck

Cette corrélation du gradient de pression due aux frottements s'écrit comme suit:

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{frict} = M \left(1 - \chi^{1/3} + \frac{dP}{dl} \right)_{vo} \chi^3 \quad (5.29)$$

Le paramètre M est donné par l'expression suivante $M = \left(\frac{dP}{dl} \right)_{lo} + 2 \left[\left(\frac{dP}{dl} \right)_{vo} - \left(\frac{dP}{dl} \right)_{lo} \right] \chi$

2.2.1.1.5. Corrélation de Lockhart-Martinelli

Cette méthode exprime la perte de pression due aux frottements pour chaque phase individuellement.

$$\begin{cases} \Delta P_{frict} = \phi_{lt}^2 \Delta P_l \\ \Delta P_{frict} = \phi_{vt}^2 \Delta P_v \end{cases} \quad (5.30)$$

D'où, l'équation (5.28) utilisée pour calculer ΔP_l et ΔP_v est obtenue à l'aide de l'équation :

$$\Delta P_v = 4f_v \cdot G_r^2 \left(\frac{L}{D_i} \right) \frac{\chi^2}{2\rho_v} \quad (5.31)$$

Les facteurs diphasiques correspondants sont :

$$\begin{cases} \phi_{lt}^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \text{ pour } Re > 4000 \\ \phi_{vt}^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2 \text{ pour } Re < 4000 \end{cases} \quad (5.32)$$

Le paramètre de Martinelli, si les deux phases sont en régime turbulent, est donné par :

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (5.33)$$

La valeur de C dépend du régime d'écoulement du liquide et de la vapeur. Si les deux fluides sont en écoulement turbulent, C prend la valeur 20.

2.2.1.2. Perte de pression due aux frottements dans les coudes:

Les coudes sont des tubes incurvés installés pour relier les tubes droits de l'échangeur de chaleur. Contrairement au transfert de chaleur, les pertes de pression dans les coudes de retours doivent être pris en considération. Les pertes de pression dans les coudes sont affectées par la séparation des phases due à la force centrifuge qui accumule le liquide vers la portion concave, tandis que, la vapeur s'écoule à travers la portion convexe. Ceci augmente le mouvement relatif entre les deux phases et, ainsi, la perte de pression.

En cas d'écoulement monophasique, il est bien connu que l'écoulement secondaire est généré lorsque le fluide s'écoule à travers le coude. Ainsi, les caractéristiques de l'écoulement sont plus compliquées du fait que la force centrifuge conduit le fluide le plus rapide dans la partie concave, alors que, le fluide dans la partie convexe est ralenti. On vient d'expliquer que

la magnitude de l'écoulement secondaire diminue avec l'augmentation du rayon de coude et avec la diminution de la vitesse. Pour un écoulement diphasique, les phénomènes deviennent plus complexes à cause de la densité inégale, la vitesse et les propriétés de chaque phase.

A la sortie du coude, une perte de pression importante est également causée par le processus de brassage des deux fluides. On doit noter ici que, la perte de pression dans les coudes est significativement élevée en diphasique comparée à l'écoulement monophasique. Un grand nombre d'études sont actuellement disponible dans la littérature afin de quantifier les pertes de pression dans les coudes de retours [68~73].

2.2.1.2.1. Corrélation de Geary

Cette corrélation de la perte de pression diphasique dans les coudes de retour est proposée spécifiquement pour le réfrigérant R-22 et elle est validée pour la gamme de qualité de 0,2 à 0,8. En utilisant l'équation de la perte de pression monophasique pour un écoulement supposé entièrement en phase vapeur :

$$\Delta P = f \frac{L_b G_r^2 \chi^2}{D_i 2\rho_v} \quad (5.34)$$

Ici, L_b est la longueur du coude, égale à πR_b , R_b étant le rayon de la courbure. Le facteur de frottement f , apparaissant dans l'équation (5.34), est donné par l'expression suivante :

$$f = \frac{8.03 \times 10^{-4} \text{Re}_v^{0.5}}{\exp\left(0.215 \frac{2R_b}{D_i}\right) \chi^{1.25}} \quad (5.35)$$

2.2.1.2.2. Corrélation de Chisholm :

Cette corrélation propose un facteur diphasique ϕ pour calculer la perte de pression dans les coudes de retour basée sur la perte de pression calculée pour un écoulement monophasique entièrement liquide dans le coude ΔP_{sp} .

$$\Delta P = \phi_{ch} \Delta P_{sp} \quad (5.36)$$

Le facteur diphasique est donné par :

$$\phi_{ch} = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right) \chi [b - 1 - \chi + \chi] \quad (5.37)$$

L'expression de b , dans l'équation précédente, est donnée par :

$$b = 1 + \frac{2.2}{K_{sp} \left(2 + \frac{R_b}{D_i}\right)} \quad (5.38)$$

Le coefficient de perte de pression locale, noté K_{sp} , est obtenu pour un écoulement monophasique en supposant que l'écoulement est entièrement liquide. L'expression suivante est utilisée pour estimer le paramètre K_{sp} dans les coudes à 180° :

$$K_{sp} = f_l \frac{L_b}{D_i} + 0.294 \left(\frac{R_b}{D_i} \right)^{0.5} \quad (5.39)$$

L'équation précédente comporte deux termes. Le premier terme explique la perte de pression comme si le coude était un tube rectiligne, alors que, le deuxième terme apporte un terme de correction pour la courbure du coude.

La perte de pression en monophasique d'un écoulement supposé entièrement liquide s'écrit :

$$\Delta P_{sp} = K_{sp} \frac{G_r^2}{2\rho_l} \quad (5.40)$$

2.2.1.2.3. Corrélation de Chen et al (2004) :

Cette corrélation pour le facteur de frottement inclut des nouveaux paramètres tels que le nombre de Weber de la phase liquide et le rapport de la courbure, aussi que la qualité de la vapeur. Le nombre de Reynolds de la phase vapeur a été remplacé par un autre nombre de Reynolds en combinant les deux phases, liquide et vapeur $Re_m = Re_{lo} + Re_{vo}$.

$$f = \frac{10^{-2} Re_m^{0.35}}{We_v^{0.12} \exp\left(0.194 \frac{2R}{D_i}\right) \chi^{1.26}} \quad (5.41)$$

Avec, $Re_{lo} = \frac{G_r (1-\chi) D_i}{\mu_l}$ est le nombre de Reynolds pour un écoulement entièrement en liquide et, $Re_{vo} = \frac{G_r \chi D_i}{\mu_v}$ est le nombre de Reynolds de la phase vapeur.

2.2.1.2.4. Corrélation de Domanski and Hermes (2008) :

Basé sur les données de Geary et de Chen et al (2004), ils ont développé une nouvelle corrélation pour calculer le gradient de pression en diphasique. Cette corrélation permet de prédire le gradient de pression dans les tubes rectilignes en utilisant la corrélation de Muller-Steinhagen and Heck et en appliquant le facteur diphasique expliquant la courbure du coude.

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{rb} = \Lambda \left(\frac{dP}{dl} \right)_{st} \quad (5.42)$$

Le facteur Λ comporte cinq constantes empiriques et tient compte de l'influence de la vitesse de la vapeur et la distribution de la masse dans chaque phase. Ce facteur est exprimé par :

$$\Lambda = 6.5 \times 10^{-3} \left(\frac{G_r \chi D_i}{\mu_v} \right)^{0.54} \left(\frac{1}{\chi} - 1 \right)^{0.21} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.34} \left(\frac{2R_b}{D_i} \right)^{-0.67} \quad (5.43)$$

Les pertes de pressions rapportées aux phases liquide et vapeur sont exprimées par les équations (5.5) et (5.6).

2.2.1.2.5. Corrélacion de Miguel Padilla et al (2009)

Cette nouvelle corrélation est développée sur la base de trois fluides (R12, R134a et R410A). Le gradient de pression, calculé par cette méthode, est la somme de deux contributions. Le gradient de pression frictionnel dans les tubes rectilignes obtenu en utilisant la corrélation de Muller-Steinhagen and Heck, et le gradient de pression singulier (équation proposée). De plus, cette corrélation comporte seulement deux constantes empiriques.

$$\left(-\frac{dP}{dl} \right)_{rb} = \left(-\frac{dP}{dl} \right)_{st} + \left(\frac{dP}{dl} \right)_{sing} \quad (5.44)$$

Où, $\left(-\frac{dP}{dl} \right)_{st}$ est le gradient de pression frictionnel qui serait atteint dans les tubes rectilignes en utilisant la corrélation de Muller-Steinhagen and Heck. Le deuxième terme de l'équation précédente est calculé comme suit :

$$\left(\frac{dP}{dl} \right)_{sing} = a \left[\frac{\rho_v J_v^2}{R_b} \right] \times \left[\frac{J_l^2}{R_b} \right]^b \quad (5.45)$$

Les deux constantes expérimentales sont $a = 0.047s^{2/3} / m^{1/3}$ et $b = 1/3$. Les vitesses superficielles des deux phases sont respectivement :

$$\begin{cases} J_v = \frac{G_r \chi}{\rho_v} \\ J_l = \frac{G_r (1 - \chi)}{\rho_l} \end{cases} \quad (5.46)$$

2.2.2. Transfert de chaleur :

Un grand nombre de corrélations sont proposées actuellement pour évaluer le transfert de chaleur des fluides (spécialement des réfrigérants) lors de changement de phase à l'intérieur des tubes horizontaux [74], [75]. Ces corrélations peuvent être classées en deux catégories. Dans la première, les chercheurs se basent sur l'expérience pour présenter leurs résultats avec une base de données limitée. Ces corrélations ne peuvent être utilisées que dans les mêmes conditions de fonctionnement et avec les mêmes fluides. Dans la seconde catégorie, les corrélations sont développées en utilisant une base de données effectuée à partir de différentes sources avec une grande gamme de conditions de fonctionnement et avec différents fluides.

Ces corrélations montrent une gamme d'application importante [74~78]. De plus, les mécanismes physiques du processus d'ébullition sont extrêmement complexes et ne peuvent être explicités avec précision. Dans la littérature, ils existent plusieurs études, numérique et expérimentale, qui traitent l'ébullition convective avec des fluides purs et des mélanges [79~84]. Ainsi, les coefficients de transfert de chaleur pour le R-22 sont largement étudiés avec des tubes de différentes surfaces (lisse, micro ailettes) et de différents diamètres [85~94].

La prédiction des coefficients de transfert de chaleur dans les tubes de l'évaporateur est nécessaire pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur globale et la surface d'échange correspondante. Dans beaucoup de cas, les corrélations ne peuvent pas prédire correctement le rapport de transfert de chaleur à chacun des paramètres cruciaux comme la pression d'évaporation et les propriétés des fluides. Dans un écoulement en ébullition, une simple corrélation ne peut pas complètement expliquer la relation complexe entre les variables affectant la contribution de l'ébullition convective au coefficient de transfert de chaleur.

Puisque une quantité du liquide est évaporée dans un écoulement en ébullition, le volume du réfrigérant augmente énormément et provoquant une accélération du fluide. Les investigations sur l'écoulement en ébullition montrent que le processus peut être divisé en différents régimes d'écoulements [37], [61], [74], [95]. Les mécanismes de transfert de chaleur sont différents d'un régime à l'autre. Deux mécanismes principaux de transfert de chaleur peuvent être spécifiés: l'ébullition nucléée et l'ébullition convective. Dans l'ébullition convective, la nucléation est supprimée et l'évaporation prend place à l'interface liquide-vapeur. Pour calculer le transfert de chaleur en chaque point le long des tubes de l'évaporateur il sera nécessaire de connaître le début et la fin d'un tel régime d'écoulement. Généralement, quand le titre en vapeur est inférieur à 5-8% le mécanisme de transfert de chaleur se traduit par l'ébullition nucléée.

Aux titres en vapeur élevés, l'accélération du mélange liquide-vapeur entraîne un régime d'écoulement annulaire, la vapeur occupant le cœur du tube voyage à une vitesse élevée, et le liquide couvre la paroi. Ainsi, la chaleur se propage par convection à travers le film liquide et l'évaporation aura lieu à l'interface liquide-vapeur. On doit noter ici que dans les cartes d'écoulement, chaque régime est usuellement représenté en fonctions du flux massique et de la qualité. Ainsi, aux faibles flux de chaleur, l'écoulement annulaire ne peut jamais être atteint. Finalement, à une qualité de vapeur entre 70 et 100%, l'assèchement du film liquide intervient et seules des gouttelettes liquides, dispersées dans la vapeur, restent pour être

évaporées. Ici, la chaleur est transférée partiellement par convection à travers la vapeur surchauffée aux gouttelettes liquides, et par le contact de ces dernières avec les parois.

D'après ce qui précède, les différents mécanismes de transfert de chaleur sont importants dans les différents régimes d'écoulement. Ainsi, pour un calcul pertinent des coefficients de transfert de chaleur le long des tubes de l'évaporateur, il est nécessaire d'avoir une corrélation exacte et plus précise pour prédire le coefficient de transfert d'échange dans chaque régime. Dans le cas le plus général, le coefficient de transfert de chaleur local est considéré pour être la somme des contributions des deux mécanismes : ébullition nucléée et l'évaporation convective. Quand l'ébullition nucléée domine le transfert de chaleur, ce dernier dépend fortement du flux de chaleur, tandis que, le flux massique et la fraction vapeur ont un faible effet. Par contre, dans le régime d'évaporation convective, le coefficient de transfert de chaleur est presque indépendant du flux de chaleur, mais augmente avec l'augmentation du flux massique et de la fraction vapeur.

2.2.2.1. Ecoulement diphasique :

La littérature met à la disposition des chercheurs un grand nombre de relations permettant de déterminer le coefficient de transfert de chaleur local lors de l'évaporation en convection forcée de fluides purs et de mélanges. N'oublions pas que l'ébullition en convection forcée est le terme général qui regroupe deux formes prépondérantes : l'ébullition qui survient lorsque des bulles se forment à la paroi chauffée, et l'évaporation qui est un phénomène d'interface entre le liquide chauffé et la phase vapeur.

Les corrélations trouvées dans la littérature peuvent être classées selon les trois types suivants :

- (a) le rapport entre le coefficient de transfert de chaleur en écoulement diphasique en ébullition à celui en écoulement monophasique du liquide $\left(\frac{h_{ip}}{h_{lo}} \right)$ est exprimé en fonction de quelques paramètres adimensionnels comme le nombre d'ébullition et le paramètre de Martinelli.
- (b) la région où la convection forcée domine le transfert et la région où l'ébullition nucléée domine le transfert sont exprimées individuellement et;
- (c) le coefficient de transfert de chaleur est exprimé comme résultant des équations de la convection forcée et de l'ébullition nucléée.

La forme de base des corrélations traitant l'ébullition en convection forcée s'écrit comme suit:

$$h_{ip} = F h_{lo} + S h_{npb} \quad (5.47)$$

Gungor and Winterton et Jung and Radermacher ont utilisé le facteur d'intensification F et le facteur de suppression S du modèle de superposition pour développer leurs propres corrélations en utilisant différents réfrigérants. Pour calculer h_{npb} représentant la contribution de l'ébullition nucléée qui peut être supprimée par le facteur de suppression, les premiers ont utilisé la corrélation de Cooper (5.48), les seconds ont employé la corrélation de Stephan and Abdelsalam (5.49).

$$h_{npb} = h_{cooper} = C .55 . P^{* 0.12 - 0.2 \log Rp} \times -\log p^{* -0.55} \times M^{-0.5} \times q^{* 0.67} \quad (5.48)$$

$$h_{npb} = h_{SA} = 405 \lambda_l \left[\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{2\sigma} \right]^{0.5} \left(\frac{q'' La}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (5.49)$$

Dans le travail original du Cooper la valeur de la constante C est égale à 1,7 pour des tubes horizontaux. Cependant, les chercheurs ont obtenu des meilleurs résultats avec une valeur égale à l'unité. De plus, le coefficient de transfert de chaleur est presque indépendant de la rugosité de la surface R_p , ainsi, une valeur égale à 1 est suggérée pour des surfaces lisses.

Dans les deux équations précédentes, p^* est la pression réduite définie par $p^* = P_{sat} / p_{crit}$,

M la masse moléculaire, σ la tension superficielle et $La = \left(\frac{2\sigma}{g (\rho_l - \rho_v)} \right)^{0.5}$ est la constante de

Laplace. Le coefficient de transfert de chaleur pour un écoulement supposé entièrement liquide est calculé en utilisant la corrélation de Dittus-Boelter :

$$h_{lo} = 0,023 Re_{lo}^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_i} \quad (5.50)$$

Le facteur d'intensification et le facteur de suppression sont les suivants :

$$\text{Gungor and Winterton:} \quad \begin{cases} F = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1,37 \ 1 / X_{tt}^{0.86} \\ S = \frac{1}{1 + 1,15 \times 10^{-6} F^2 Re_{lo}^{1.17}} \end{cases} \quad (5.51)$$

$$\text{Jung and Radermacher:} \quad \begin{cases} F = 2,37 \left(0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right) \\ S = 4048 X_{tt}^{1.22} Bo^{0.13} \quad \text{pour } X_{tt} < 1 \\ S = 2 - 0,1 X_{tt}^{-0.28} Bo^{-0.33} \quad \text{pour } 1 \leq X_{tt} \leq 5 \end{cases} \quad (5.52)$$

Dans la corrélation de Gungor and Winterton, et pour des tubes horizontaux, les auteurs indiquent que lorsque le nombre de Froude est inférieur à 0,05, le facteur d'intensification et

le facteur de suppression doivent être corrigés en les multipliant par F_2 et

$$S_2 \text{ respectivement : } \begin{cases} F_2 = Fr^{0.1-2Fr} \\ S_2 = Fr^{0.5} \end{cases}$$

Le nombre d'ébullition Bo s'écrit sous la forme suivante :

$$Bo = \frac{q''}{G_r \cdot i_{fg}} \quad (5.53)$$

Kandlikar [35] et [36] a développé une fameuse corrélation pour un écoulement en diphasique dont la paroi interne du tube est mouillée. Ce modèle est basé sur la somme de deux contributions de l'ébullition nucléée et l'ébullition convective. La forme générale de ce modèle est la suivante :

$$\frac{h_{ip}}{h_l} = \text{maximum de } \begin{cases} h_{ip} / h_l_{NUCL} \\ h_{ip} / h_l_{CONV} \end{cases} \quad (5.54)$$

$$\begin{cases} \left(\frac{h_{ip}}{h_l} \right)_{NUCL} = \left[0,6683 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.1} \chi^{0.16} (1-\chi)^{0.64} f_2 Fr_{lo} \right] + \left[1058,0 Bo^{0.7} F_n (1-\chi)^{0.8} \right] \\ \text{terme de l'ébullition convective} \quad \text{terme de l'ébullition nucléée} \\ \left(\frac{h_{ip}}{h_l} \right)_{CONV} = \left[1,1360 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.45} \chi^{0.72} (1-\chi)^{0.08} f_2 Fr_{lo} \right] + \left[667,2 Bo^{0.7} F_n \chi^{0.8} \right] \\ \text{terme de l'ébullition convective} \quad \text{terme de l'ébullition nucléée} \end{cases} \quad (5.55)$$

Notons que dans les deux équations précédente (5.55), le terme $f_2 Fr_{lo}$ est exprimé par :

$$f_2 Fr_{lo} = \begin{cases} 25 Fr_{lo}^{0.3} & \text{pour } Fr_{lo} < 0,04 \text{ Dans des tubes horizontaux} \\ 1 & \text{pour } Fr_{lo} \geq 0,04 \text{ Dans des tubes horizontaux et verticaux} \end{cases} \quad (5.56)$$

Le coefficient de transfert de chaleur pour un écoulement monophasique, et en supposant que le réfrigérant est complètement liquide, est obtenue en utilisant la corrélation de Dittus-Boelter mais sans tenir compte du terme $1-\chi$ dans la définition du nombre de Reynolds de la phase liquide. Le paramètre F_n dépend du type du matériau et de la nature du fluide. Ainsi pour le réfrigérant R-22 circulant dans des tubes en cuivres la valeur $F_n = 2.2$ était choisie par Kandlikar. D'après ce qui précède, le paramètre le plus important est le nombre de Froude Fr_{lo} , qui caractérise la force d'inertie relative aux forces gravitationnelles qui conduisent la séparation des phases liquide et vapeur. Quand $Fr_{lo} < 0.04$, la partie supérieure

du tube devient relativement sèche et le rapport h_{tp} / h_l commence à diminuer de même que le nombre de Froude diminue.

La corrélation de Liu and Winterton est fondée sur le modèle asymptotique. Ils ont employé la même corrélation de Dittus-Boelter utilisée également par Kandlikar pour évaluer le coefficient de transfert en monophasique et, la corrélation de Cooper pour calculer le coefficient de transfert de chaleur en ébullition nucléée en vase.

$$h_{tp} = \left[F h_l^2 + S h_{cooper}^2 \right]^{0.5} \quad (5.57)$$

$$\begin{cases} F = \left[1 + \chi \text{Pr}_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} \\ S = 1 + 0.0055 F^{0.1} \text{Re}_l^{0.16}{}^{-1} \end{cases} \quad (5.58)$$

Shah a utilisé le modèle d'intensification pour décrire le coefficient de transfert de chaleur en ébullition dans les tubes. Il a supposé que le facteur F est fonction du nombre d'ébullition

Bo (équation 5.53), et du nombre de convection $Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{1-\chi}{\chi} \right)^{0.8}$. L'équation finale est la suivante :

$$h_{tp} = h_l (1-\chi)^{0.8} + 3.8 \chi^{0.76} \frac{1-\chi^{0.04}}{P^{*0.38}} \quad (5.59)$$

Dans cette équation, la corrélation du Dittus-Boelter sera utilisée pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur en simple phase liquide, en utilisant la définition du nombre de

Reynolds du liquide $\text{Re}_l = \frac{\text{Re}_{lo}}{1-\chi}$.

2.2.2.2. Écoulement dispersé :

Puisque le réfrigérant s'évapore à température constante, sa fraction massique de la vapeur augmente avec l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur. Cependant, à la fin de processus d'évaporation, le réfrigérant atteint une région où le film liquide sur les parois des tubes disparaît. Ce phénomène est appelé assèchement et provoque une diminution dans le coefficient de transfert de chaleur. Beaucoup de corrélations trouvées dans la littérature pour l'évaporation convective dans les tubes horizontaux traitent la région de l'écoulement diphasique qui précède la région où le phénomène d'assèchement intervient. Par conséquent, il est très logique de définir la qualité de vapeur lorsque l'assèchement intervient, du fait que,

cette valeur correspond au point où le coefficient de transfert de chaleur en écoulement diphasique atteint sa valeur maximale.

Le coefficient de transfert de chaleur dans la région d'assèchement $h_{r,m}$ dépend alors de la qualité de transition. Selon Zurcher et al [96], la qualité relative de la vapeur est définie par :

$$\chi_r = \frac{1 - \chi}{1 - \chi_{tr}} \quad (5.60)$$

On note que, χ_{tr} réfère à la valeur de la qualité correspondant à la zone de transition. Dans cette région, le coefficient de transfert de chaleur est donné par l'expression (5.61), dont $h_{tp,tr}$ est le coefficient de transfert d'échange obtenu en appliquant l'équation (5.47) pour une valeur de qualité de transition χ_{tr} , et h_{vo} est obtenue en utilisant l'équation (5.50) pour un écoulement de la vapeur saturée.

$$h_{tp,r} = h_{tp,tr} + \chi_r^2 h_{vo} - h_{tp,tr} \quad (5.61)$$

Conclusion :

Dans beaucoup de cas il est très pratique d'avoir des équations simples pour estimer les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de pression. On a présenté une collection de corrélations les plus recommandées pour évaluer les performances du transfert de chaleur et les caractéristiques du frottement à l'extérieur et à l'intérieur d'un échangeur de chaleur ayant des tubes circulaires lisses et ailettes planes.

Pour le côté air de l'échangeur de chaleur, le choix d'une corrélation dépend fortement, d'une part, de la géométrie et la disposition des tubes et des ailettes, d'autre part de la situation de la surface d'échange (sèche ou humide). Le plus souvent, les performances des échangeurs de chaleur à tubes circulaires et ailettes planes considèrent le diamètre du tube, le nombre de rangées de tubes, le type et l'espacement des ailettes, la vitesse de l'air et l'humidité relative comme les paramètres les plus influents.

Pour le côté réfrigérant, les équations traitant le transfert de chaleur et les pertes de pression doivent être choisies soigneusement. Parce que, l'écoulement à l'intérieur des tubes est affecté par un grand nombre de facteurs. Les plus important d'entre eux : La nature du fluide et les régimes d'écoulement, la disposition des tubes (horizontal, vertical et incliné) et le caractère de la surface interne (lisse ou micro ailette).

CHAPITRE 6

ETUDE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR A TUBES ET AILETTES

1. Introduction :

L'objectif principal de cette étude est d'analyser un échangeur de chaleur à tubes et ailettes planes lors du processus de déshumidification de l'air. Au cours de l'écoulement à travers cet échangeur, la température de l'air diminue graduellement tandis que la température du réfrigérant reste approximativement constante tant qu'il est en état de changement de phase. Les conditions de l'air et du réfrigérant, à savoir la température et l'humidité à l'entrée et à la sortie, sont supposées connues. L'échangeur de chaleur en question est montré sur la figure (6.1a), la figure (6.1b) montre un évaporateur typique.

Quand la température de la surface externe de l'évaporateur est inférieure à celle du point de rosée de l'air, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense sur l'élément de la surface. En même temps, l'air sera refroidi à cause du transfert de chaleur sensible à cette surface froide. La force motrice de la chaleur totale transférée entre l'air et le réfrigérant est composée de deux contributions principales ; la différence d'enthalpie entre l'air et l'interface air-surface, et la différence de température entre la surface et le réfrigérant.

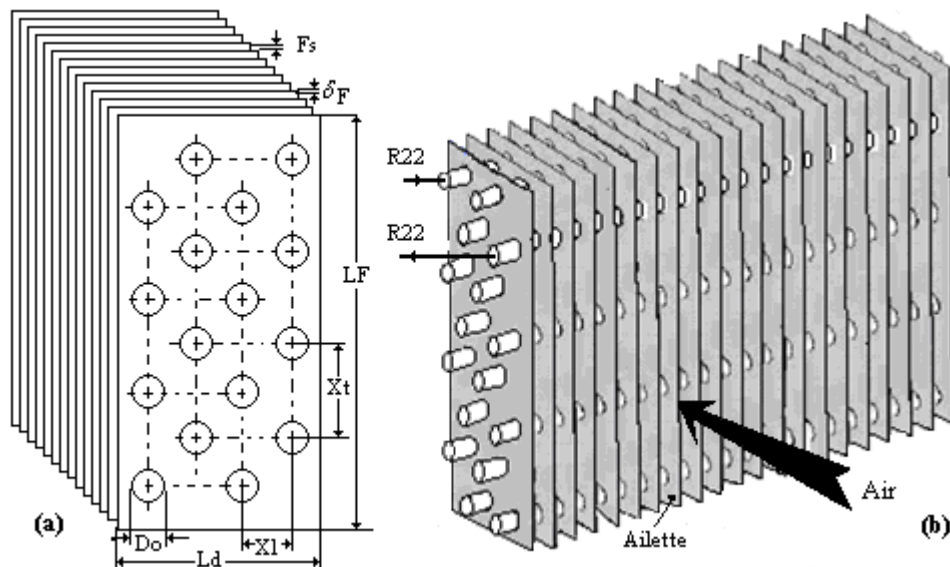


Figure 6.1- a : Schéma représentatif de l'évaporateur analysé ; b : Géométrie d'un évaporateur typique

2. Refroidissement avec déshumidification de l'air humide :

Dans beaucoup de processus de refroidissement, l'air peut être considéré comme un mélange de vapeur d'eau et d'air sec. Le mélange (vapeur et air sec) rentre dans l'évaporateur à la température du bulbe sec T_a , les deux composants de l'air humide perdent la chaleur sensible lors de leur contact avec les premiers éléments de l'évaporateur, tandis que la condensation de la vapeur se produit sur ces éléments quand la température du point de rosée de l'air humide est supérieure à celle de la surface externe sur laquelle s'écoule l'air. À cause

de cette condition, l'humidité spécifique de l'air humide à la sortie de l'évaporateur diminuera. Une représentation schématique du processus de refroidissement avec déshumidification est montrée sur la figure (6.2) et un diagramme psychrométrique caractérisant cette situation est montré sur la figure (6.3).

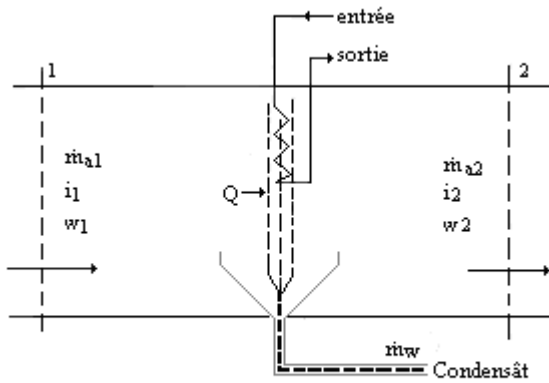


Figure 6.2- Schéma représentatif du processus de refroidissement avec déshumidification

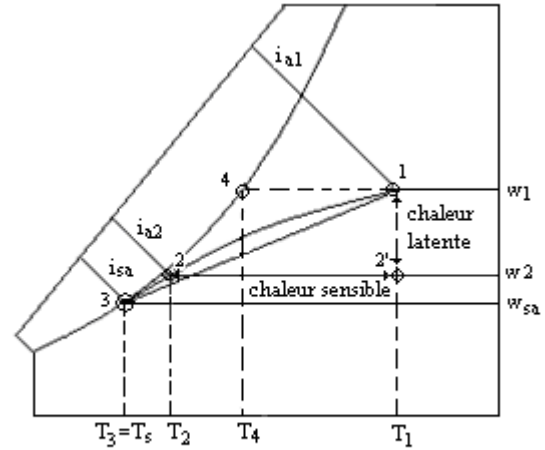


Figure 6.3- Diagramme psychrométrique de refroidissement avec déshumidification

2.1. Formulation mathématique :

Nous allons présenter dans cette section une formulation mathématique de base appliquée au cas du transfert combiné de chaleur et de la masse de l'air humide à une surface élémentaire de l'échangeur de chaleur. L'étude sera prolongée afin de considérer les surfaces améliorées en déterminant le coefficient de transfert de chaleur global correspond à ces surfaces ailettes.

2.1.1. Equations de bilans :

Les équations de conservation de la masse et de l'énergie pour un transfert combiné de chaleur et de la masse sont appliquées au volume élémentaire de la figure (6.4) qui représente la surface du tube ou de l'ailette. Les conditions aux limites à l'interface du film liquide indiquent que $\delta \dot{m}_{w,f(g)} = \delta \dot{m}_{w,f(l)} = \delta \dot{m}_{wf}$.

Conservation de la masse :

$$\text{Air sec} \quad \dot{m}_{da,o} - \dot{m}_{da,i} = 0 \quad (6.1)$$

$$\text{Vapeur d'eau} \quad \dot{m}_{da,o} w_{ao} - \dot{m}_{da,i} w_{ai} + \delta \dot{m}_{wf} = 0, \quad w_{a,i} > w_{a,o} \quad (6.2)$$

$$\text{Film du condensât} \quad \dot{m}_{wo} - \dot{m}_{wi} - \delta \dot{m}_{wf} = 0 \quad (6.3)$$

$$\text{Réfrigérant} \quad \dot{m}_{r,o} - \dot{m}_{r,i} = 0 \quad (6.4)$$

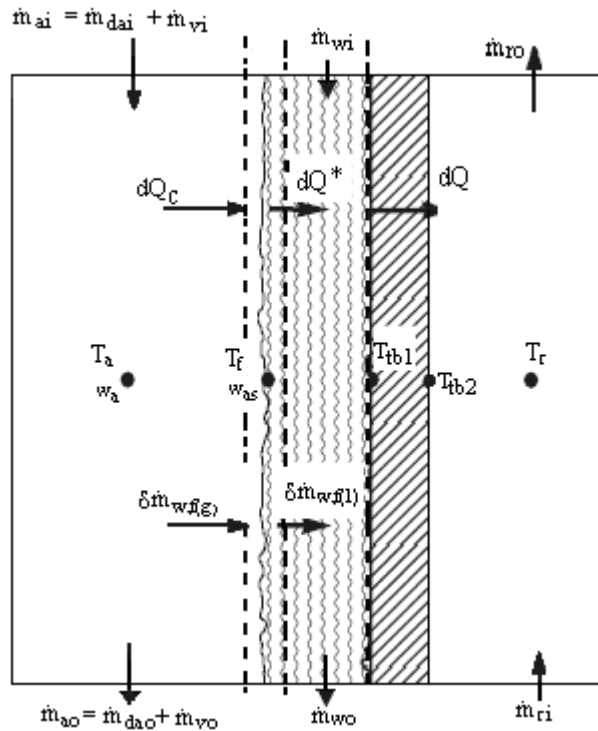


Figure 6.4- Représentation schématique d'une surface élémentaire sous l'analyse (dans le processus de refroidissement et de la déshumidification de l'air humide)

Conservation de l'énergie :

On applique d'abord l'équation de l'énergie à un volume de contrôle contenant le courant d'air avant l'interface air-film du condensât :

$$\dot{m}_{da,o} i_{ao} - \dot{m}_{da,i} i_{ai} + \delta \dot{m}_{wf} i_{wf,g} + \delta Q_c = 0 \quad (6.5)$$

Le terme $i_{w,f(g)}$ est l'enthalpie de la vapeur d'eau saturée à la température du point de rosée de l'air entrant, le point 4 sur la figure (6.3).

L'équation de l'énergie est appliquée maintenant à un volume de contrôle qui contient l'air et l'interface air-film du condensât :

$$\dot{m}_{da,o} i_{ao} - \dot{m}_{da,i} i_{ai} + \delta \dot{m}_{wf} i_{wf,l} + \delta Q^* = 0 \quad (6.6)$$

Où, $i_{w,f(l)}$ est l'enthalpie de l'eau liquide saturée à la température T_4 sur le diagramme de la figure (6.3).

De même pour le film du condensât :

$$\dot{m}_{wo} i_{wo,l} - \dot{m}_{wi} i_{wi,l} - \delta \dot{m}_{wf} i_{wf,l} + \delta Q - \delta Q^* = 0 \quad (6.7)$$

Finalement, la chaleur transférée du courant d'air à la surface à travers le film d'eau s'écrit :

$$\dot{m}_{da,o} i_{ao} - \dot{m}_{da,i} i_{ai} + \dot{m}_{wo} i_{wo,l} - \dot{m}_{wi} i_{wi,l} + \delta Q = 0 \quad (6.8)$$

Le bilan d'énergie sur le côté réfrigérant s'écrit :

$$\dot{m}_{ro} i_{ro} - \dot{m}_{ri} i_{ri} - \delta Q = 0 \quad (6.9)$$

Puisque la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur est faible on peut supposer que $i_{wf,l} \approx i_{wo,l} \approx i_{wi,l}$ et en considérant les équations de conservation de la masse, les équations (6.8) et (6.9), décrivant le bilan d'énergie sur les deux côtés (air et réfrigérant) peuvent être réarrangées sous les expressions suivantes :

$$\delta Q = \dot{m}_{da} i_{ai} - i_{ao} - \dot{m}_{da} w_{ai} - w_{ao} i_{wf,l} \quad (6.10)$$

$$\delta Q = \dot{m}_r i_{ro} - i_{ri} \quad (6.11)$$

2.1.2. Transfert de chaleur sensible :

La chaleur sensible transférée entre l'air humide et la surface du film liquide est donnée par :

$$\delta Q_c = h_{ht,a} T_a - T_f dA_a \quad (6.12)$$

En négligeant la résistance thermique du film d'eau, la température à l'interface air-film d'eau T_f est égale à la température de la surface mouillée de l'évaporateur T_s . Les coefficients de transfert de chaleur $h_{ht,a}$ sous la condition de surface humide et sous la condition de surface sèche ne sont pas identiques. Cette divergence est due à deux facteurs; l'interaction entre le film d'eau et le courant d'air, et l'effet de la vitesse de la condensation de la vapeur d'eau, appelée vitesse d'aspiration, dans la direction normale à la surface.

2.1.3. Transfert de la chaleur latente :

La composante de la chaleur latente augmente en raison de la vapeur d'eau transportée de l'air humide et sa condensation sur la surface froide. Le film d'eau est recouvert d'une couche d'air saturé à la même température que la paroi T_s . L'équation qui caractérise le transfert de masse de la vapeur d'eau dû à sa diffusion dans le courant d'air à la surface s'écrit :

$$\delta \dot{m}_{wf} = h_{mt,a} w_a - w_{a,f,s} dA_a \quad (6.13)$$

Où, $w_{a,f,s}$ est le rapport d'humidité de l'air saturé à la température de surface T_s . Le transfert de chaleur latente dû à la condensation de la vapeur est donné par le produit du débit massique \dot{m}_{wf} donné par l'équation (6.13) et la différence entre l'enthalpie de la vapeur d'eau saturée dans l'air humide $i_{w,f,g}$ et l'enthalpie de l'eau condensée $i_{w,f,l}$:

$$\delta Q_{lat} = h_{m,t,a} dA (w_a - w_{a,f,s}) \times i_{fg} \quad (6.14)$$

Où, $i_{fg} = i_{w,f,g} - i_{w,f,l}$ est évaluée à la même température que $i_{w,f,g}$ et $i_{w,f,l}$. On introduit un nombre sans dimension appelé nombre de Lewis qui est défini par :

$$Le^{2/3} = \frac{h_{ht,a}}{h_{m,t,a} c_{p,ma}} \quad (6.15)$$

Ce nombre de Lewis représente le rapport des caractéristiques de transfert de chaleur sensible aux performances du transfert de masse, ainsi, une relation entre le coefficient de transfert de chaleur $h_{ht,a}$ et le coefficient de transfert de masse $h_{m,t,a}$ peut être établie.

2.1.4. Transfert simultané de chaleur et de masse, et potentiel enthalpique:

Le transfert de chaleur total est la combinaison des équations (6.12) et (6.14) :

$$\delta Q = h_{ht,a} dA (T_a - T_f) + h_{m,t,a} dA (w_a - w_{a,f,s}) i_{fg} \quad (6.16)$$

Puisque la variation d'enthalpie de l'air ne dépend pas uniquement de la température mais également des variations d'humidité, le bilan d'énergie sur le côté air ne peut pas être formulé seulement selon la différence de température. Un terme de différence d'humidité apparaît également dans l'équation de transfert de chaleur (équation 6.16). Plusieurs modèles présentés dans la littérature utilisent différentes simplifications pour résoudre cette équation [3], [25] et [29]. L'enthalpie du courant d'air loin de l'interface air-film du condensât s'écrit :

$$i_a = c_{p,da} T_a + w_a i_{sv} + c_{p,y} T_a = c_{p,da} + w_a c_{p,y} T_a + i_{sv} w_a \quad (6.17)$$

Si l'on exprime la chaleur spécifique de l'air humide par $c_{p,ma} = c_{p,da} + w_a c_{p,y}$ on aboutit à :

$$i_a = c_{p,ma} T_a + i_{sv} w_a \quad (6.18)$$

Le terme i_{sv} représente l'enthalpie de la vapeur saturée à la température $0^\circ C$, soit en pratique égale à $2501,3 kJ / kg$. Supposant que l'air en contact avec le film du condensât est saturé à la température T_f et on fait introduire l'expression (6.15), l'équation représentant le transfert de chaleur total devient :

$$\delta Q = \frac{h_{ht,a} dA_a}{c_{p,ma}} \left[i_a - i_{a,f,s} + \frac{w_a - w_{a,f,s}}{Le^{2/3}} (i_{fg} - 2501,3) \right] \quad (6.19)$$

On constate que le deuxième terme de l'équation (6.19) est négligeable comparé au premier terme ; ainsi, la chaleur transférée se simplifie et s'écrit :

$$\delta Q = \frac{h_{ht,a} dA_a}{c_{p,ma}} i_a - i_{a,f s} \quad (6.20)$$

Le refroidissement et la déshumidification de l'air humide par une surface froide impliquent donc un transfert simultané de chaleur et de la masse. Pour ceci, on définit la direction du changement d'état de l'air $\frac{di_a}{dw_a}$, ce qui permet de tracer rapidement la ligne

joignant deux états $\frac{i_{ai} - i_{ao}}{w_{ai} - w_{ao}}$ dans le diagramme psychrométrique. Ceci est fait en divisant

l'équation (6.8) par l'équation (6.13), et avec quelques réarrangements en utilisant les équations de conservation de la masse sur le côté air et l'équation de transfert de chaleur. Une relation entre les variations locales d'enthalpie avec la température/humidité peut être facilement obtenue :

$$\frac{i_{a,i} - i_{a,o}}{w_{a,i} - w_{a,o}} - i_{w f l} = \frac{h_{ht,a} dA_a}{c_{p,ma}} \left[i_a - i_{a,f s} + w_a - w_{a,f s} \frac{i_{fg} - 2501,3 Le^{2/3}}{Le^{2/3}} \right] / h_{mt,a} w_a - w_{a,f s}$$

$$\frac{i_a - i_{a,f s}}{w_{a,i} - w_{a,o}} - i_{w f l} = Le^{2/3} \frac{i_a - i_{a,f s}}{w_a - w_{a,f s}} + i_{fg} - 2501,3 Le^{2/3}$$

En introduisant l'expression $i_{fg} = i_{w f g} - i_{w f l}$, la relation entre les variations locales de l'enthalpie avec l'humidité peut être exprimée par la formule suivante:

$$\frac{i_a - i_{a,f s}}{w_{a,i} - w_{a,o}} = Le^{2/3} \frac{i_a - i_{a,f s}}{w_a - w_{a,f s}} + i_{w f g} - 2501,3 Le^{2/3} \quad (6.21)$$

2.1.5. Formulation de l'analogie entre les transferts de chaleur et de masse :

Si les informations sur le transfert de masse ne sont pas disponibles, il est convenit d'employer l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse, en raison des lois de comportement identiques qui gouvernent la diffusion de la chaleur et la diffusion massique :

$$\frac{h_{ht,a}}{h_{mt,a} c_{p,ma} \rho_{AM}} \approx 1 \quad (6.22)$$

Où, ρ_{AM} représente la densité moyenne logarithmique, et s'écrit sous l'expression suivante:

$$\rho_{AM} = \frac{P_{tot}}{P_{AL}} \times \frac{\rho_{AL} - \rho_{AO}}{\ln \left(\frac{\rho_{AL}}{\rho_{AO}} \right)} \quad (6.23)$$

Ici, P_{AL} et ρ_{AL} sont respectivement la pression partielle et la densité moyenne de l'air évaluées à l'interface du film du condensât et l'air, ρ_{AO} est la densité moyenne de l'air évaluée à la température du courant d'air loin de l'interface et P_{tot} la pression totale. Le terme ρ_{AM} est presque égal à l'unité pour les mélanges dilués comme la vapeur d'eau dans l'air à la pression atmosphérique. Dans cette condition, l'équation (6.22) peut être simplifiée et devient

$$\frac{h_{ht,a}}{h_{mt,a} c_{p,ma}} \approx 1 \quad (6.24)$$

La validité de l'équation (6.24) repose fortement sur le taux de transfert de masse. Dans beaucoup d'études trouvées dans la littérature, le rapport $h_{ht,a} / h_{mt,a} c_{p,ma}$ prend des valeurs entre 0,7 et 1,1. De plus, ces valeurs peuvent être supérieures à 1,3 et même jusqu'au 2,1 dans le cas des taux de condensation relativement élevés où la présence d'une couche épaisse de condensât peut altérer les couches limites adjacentes (visqueuse et thermique). Ainsi, l'inclusion de $\rho_{a,m}$ dans l'équation (6.24) est plus que nécessaire. À ce stade, Wang and Chang (1998) [6], ont trouvé que les valeurs de $h_{ht,a} / h_{mt,a} c_{p,ma}$ sont généralement comprises entre 0,75 et 1,0. Les données expérimentales de Hong and Webb [20] indiquent que ce rapport est compris entre 0,7 et 1,1, alors que C.C. Wang (2008) [38] a trouvé que ce rapport est généralement compris entre 0,6 et 1,1.

2.1.6. Efficacité de l'ailette sous les conditions humides :

La formulation précédente pour une partie différentielle de l'échangeur de chaleur est maintenant prolongée afin de prendre en considération les surfaces des ailettes. L'hypothèse de l'ailette mince est appliquée, c'est-à-dire que la température est supposée varier seulement dans la direction de l'ailette. L'adjonction des ailettes aux tubes augmente significativement la surface d'échange sur le côté air mais d'autre part diminue la différence de température moyenne entre la surface et le courant d'air. Le paramètre, appelé efficacité de l'ailette η_F , est utilisé pour évaluer le rendement de l'ailette. L'application d'un bilan d'énergie sur un volume élémentaire d'une ailette longitudinale avec section constante montrée sur la figure (6.5a) conduit à l'équation différentielle suivante :

$$\frac{d^2 T_F}{dx^2} = \frac{p}{\lambda_F A_c} \left[h_{hta} T_F - T_a + h_{mta} i_{fg} w_{a,f(s)} - w_a \right]$$

Ici, p est la circonférence de l'ailette et A_c est une section de l'ailette. Introduisons maintenant la définition du nombre de Lewis, l'équation précédente peut s'écrire comme :

$$\frac{d^2 T_F}{dx^2} = \frac{h_{hta} P}{\lambda_F A_c} \left[T_F - T_a + \frac{i_{fg} w_{a,f(s)} - w_a}{Le^{2/3} c_{p,ma}} \right]$$

En approchant la courbe de saturation sur le diagramme psychrométrique par une ligne rectiligne entre les deux températures T_{a1} et T_s , l'équation suivante peut être obtenue :

$$\frac{d^2 T_F}{dx^2} = \frac{h_{hta} P}{\lambda_F A_c} \left[1 + \frac{i_{fg} w_a - w_{a,f(s)}}{Le^{2/3} c_{p,ma} T_a - T_F} \right] T_F - T_a$$

L'équation différentielle décrivant la distribution de température le long d'une ailette avec section uniforme devient :

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0$$

$$m^2 = \frac{h_{hta} P}{\lambda_F A_c} \left[1 + \frac{i_{fg} C}{Le^{2/3} c_{p,ma}} \right]$$

$$C = \frac{w_a - w_{a,f(s)}}{T_a - T_F}$$

$$\theta = T_F - T_a$$

Ici

Ainsi, l'efficacité de l'ailette rectangulaire sous les conditions humides est basée sur le potentiel enthalpique et s'écrit sous la formule générale suivante :

$$\eta_{F,wet} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{ideal}} = \frac{h_F (i_a - \overline{i_F}) A_F}{h_F (i_a - i_{Fb}) A_F} = \frac{i_a - \overline{i_F}}{i_a - i_{Fb}} = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (6.25)$$

Où, $\overline{i_F}$ est l'enthalpie de l'air évaluée à la température moyenne de l'ailette T_F et, i_{Fb} est l'enthalpie de l'air évaluée à la température de la base de l'ailette T_{Fb} .

En pratique, les échangeurs de chaleur à tube et ailette ont des ailettes planes continues. Considérons une disposition décalée des tubes avec des ailettes planes continues montrée sur la figure (6.5b), une ailette hexagonale imaginaire peut être définie. Pour calculer l'efficacité de l'ailette on adopte la méthode de la surface circulaire équivalente. Cependant, la formulation originale développée précédemment est pour une configuration rectiligne de l'ailette. Pour une ailette circulaire, l'efficacité de l'ailette humide est donnée par, où I_n et K_n sont respectivement les fonctions modifiées de Bessel de premier et de second type :

$$\eta_{F, wet} = \frac{2r_o}{m r_{o, \acute{e}q}^2 - r_o^2} \left[\frac{K_1 m r_o I_1 m r_{o, \acute{e}q} - K_1 m r_{o, \acute{e}q} I_1 m r_o}{K_1 m r_{o, \acute{e}q} I_0 m r_i + K_0 m r_o I_1 m r_{o, \acute{e}q}} \right] \quad (6.26)$$

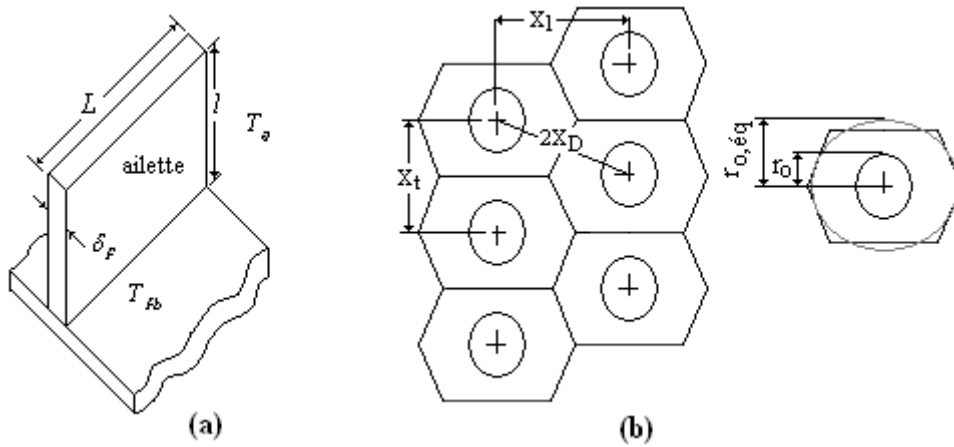


Figure 6.5- a- Ailette rectangulaire avec section constante ; b- Méthode de l'ailette circulaire équivalente

Une approche approximative mais plus exacte pour prédire l'efficacité de l'ailette circulaire a été développée par Schmidt.

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{F, wet} = \frac{\tanh m r_o \phi}{m r_o \phi} \\ \phi = \left(\frac{r_{o, \acute{e}q}}{r_o} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_{o, \acute{e}q}}{r_o} \right) \right] \end{array} \right. \quad (6.27)$$

L'efficacité de l'ailette peut être, donc, traitée d'une manière similaire que l'ailette circulaire, en considérant des rayons d'ailettes circulaires équivalents. Pour calculer ces rayons, Schmidt a développé une corrélation afin de trouver une ailette circulaire équivalente ayant la même efficacité que l'ailette hexagonale.

$$\frac{r_{o, \acute{e}q}}{r_o} = 1,27 \frac{X_T}{r_o} \sqrt{\frac{X_D}{X_T} - 0,3} \quad (6.28)$$

Avec : $2X_D = \sqrt{X_L^2 + \frac{X_T^2}{4}} = \sqrt{4X_L^2 + X_T^2}$, $2X_L = X_L$ et $2X_T = X_T$.

Ainsi, la base à laquelle l'ailette est attachée transmet également de la chaleur et, un autre paramètre similaire à l'efficacité de l'ailette, appelé efficacité de la surface totale η_s , est défini :

$$\eta_s = \frac{\eta_{F, wet} A_F + A_T}{A_a} \quad (6.29)$$

2.1.7. Coefficient de transfert de chaleur global :

Le concept de résistances thermiques est employé dans cette étude, l'équation différentielle de transfert de chaleur air-ailette (équation 6.16) et l'équation correspondante de transfert de chaleur air-tube, nous permet d'obtenir une équation différentielle de transfert de chaleur de l'air aux éléments solides.

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta Q = \frac{h_{ht,a}}{c_{p,ma}} \left(1 + \frac{w_a^{-w_{a,fs}} \times i_{fg}}{Le \times c_{p,ma} T_a - T_f} \right) \left(1 - \frac{A_F}{A_a} 1 - \eta_{F,wet} \right) i_a - i_{a,fs} dA_a \\ \delta Q = h_{wet} \left(1 - \frac{A_F}{A_a} 1 - \eta_{F,wet} \right) i_a - i_{a,fs} dA_a \\ h_{wet} = \frac{h_{ht,a}}{c_{p,ma}} 1 + \alpha \\ \alpha = \frac{i_{fg} \times w_a^{-w_{a,fs}}}{Le \times c_{p,ma} T_a - T_f} \\ \eta_s = 1 - \frac{A_F}{A_a} 1 - \eta_{F,wet} \end{array} \right. \quad (6.30)$$

Le transfert de chaleur entre l'air et la paroi solide peut être représenté par une équation de conduction. Il est supposé que la différence de température entre l'air et la paroi est due principalement au film liquide stagnant qui adhère à la paroi pour lequel le profil de la température est linéaire. Ainsi, le transfert de chaleur à travers le film du condensât peut être exprimé par :

$$\delta Q = h_w \Delta T_w dA_a = h_w (T_f - T_{tb1}) dA_a \quad (6.31)$$

$h_w = \frac{\lambda_w}{\delta_w}$, est le coefficient de transfert de chaleur pour le film du condensât,

λ_w , conductivité thermique de l'eau,

δ_w , l'épaisseur de film du condensât,

ΔT_w , la différence de température à travers le film du condensât.

En négligeant le transfert axial, le transfert de chaleur par conduction à travers le tube s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta Q = \frac{1}{\frac{D_i \ln D_o / D_i}{2\lambda_t}} T_{tb1} - T_{tb2} dA_i = \frac{T_{tb1} - T_{tb2}}{R_t} dA_i \\ R_t = \frac{D_i \ln D_o / D_i}{2\lambda_t} \end{array} \right. \quad (6.32)$$

En considérant que la surface interne du tube est lisse et en négligeant l'effet de la résistance thermique due à l'encrassement, l'équation de transfert de chaleur entre la paroi interne du tube et le réfrigérant circulant dans le tube s'écrit :

$$\delta Q = h_{ht,r} T_{tb2} - T_r dA_r \quad (6.33)$$

Finalement, l'expression finale de l'équation de transfert de chaleur entre l'air et le réfrigérant dans les conditions de la surface humide est obtenue par :

$$\left(\delta Q = \left[\frac{1}{h_{wet} c_{p,ma} \left(1 - \frac{A_F}{A_a} \right) (1 - \eta_{F,wet})} + \frac{1}{h_w} + \frac{D_i \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\lambda_t} \frac{dA_a}{dA_i} + \frac{1}{h_{ht,r}} \frac{dA_a}{dA_r} \right]^{-1} T_a - T_r dA_a \right. \\ \left. \delta Q = U_{a,wet} T_a - T_r dA_a \right. \quad (6.34) \\ \left. U_{a,wet} = \left[\frac{1}{h_{wet} c_{p,ma} \left(1 - \frac{A_F}{A_a} \right) (1 - \eta_{F,wet})} + \frac{1}{h_w} + \frac{D_i \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\lambda_t} \frac{dA_a}{dA_i} + \frac{1}{h_{ht,r}} \frac{dA_a}{dA_r} \right]^{-1} \right)$$

Ainsi, l'équation (6.34) explique l'effet de la condensation de l'humidité sur le transfert thermique :

- 1°/ le premier terme indique que la résistance au transfert de chaleur sur le côté air diminue et ceci est due à l'effet de la condensation. Réciproquement, le coefficient de transfert sur ce côté augmente, parce que, selon les corrélations utilisées, il dépend fortement de la géométrie de la surface externe ainsi que du nombre de Reynolds de l'écoulement de l'air.
- 2°/ la présence du film du condensât offre une résistance thermique additionnelle illustrée par le deuxième terme.
- 3°/ l'efficacité de l'ailette diminue avec l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur, d'après l'équation du facteur de performance de l'ailette (équation 6.26).

La résolution de l'équation (6.34) nécessite alors l'évaluation de l'épaisseur du film de condensât. Une approche analytique pour évaluer l'épaisseur moyenne du film de condensât sur une ailette a été présentée par Domanski (1989) [22]. Puisque, dans les applications réelles, le film de condensât n'est pas uniforme sur la surface de l'ailette, il est très difficile de prédire les variations locales de l'épaisseur du condensât le long de la surface plane, ainsi cette complexité devient plus importante pour des ailettes ayant des géométries améliorées.

En négligeant les deux résistances thermiques par conduction, à travers le tube et à travers le film du condensât, et en introduisant la définition de l'efficacité de l'échangeur de

chaleur η_s , le coefficient de transfert de chaleur global pour un échangeur de chaleur à tubes et ailettes planes sous les conditions humides peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{1}{U_{a,wet}} = \frac{1}{h_{wet} \eta_s} + \frac{1}{h_{ht,r}} \frac{dA_a}{dA_r} \quad (6.35)$$

La détermination du coefficient de transfert de chaleur global nécessite alors le calcul des coefficients de transfert de chaleur locaux sur les deux cotés (air et réfrigérant). Ces coefficients doivent être calculés en utilisant des corrélations empiriques et semi empiriques.

2.1.8. Rapport de la chaleur sensible à la chaleur totale :

Le rapport de la chaleur sensible à la chaleur totale sur le côté air varie pratiquement d'environ 0,6 à 1,0, c'est-à-dire, que la chaleur sensible est de 60 à 100% de la chaleur totale. Ce rapport noté SHR (Sensible Heat Ratio) est calculé à l'aide de la relation suivante :

$$SHR = \frac{Q_{sens}}{Q_{tot}} = \frac{c_{p,ma} (T_{a1} - T_{a2})}{i_{a1} - i_{a2}} \quad (6.36)$$

Le rapport SHR est utilisé pour définir le type de procédure de calcul nécessaire :

- Si $SHR < 0.95$: les équations qui décrivent le transfert combiné de masse et de l'énergie développées précédemment seront utilisées.
- Si $SHR \geq 0.95$: on utilise les équations conventionnelles du transfert de chaleur sensible à la surface sèche. Dans cette situation, les équations développées dans les sections précédentes peuvent être facilement appliquées, tout simplement en introduisant quelques critères :

$$\left| \begin{array}{l} h_{wet} \rightarrow h_{ht,a} \Rightarrow \alpha = 0 \\ \eta_{F,wet} \rightarrow \eta_{F,dry} \\ \eta_{F,dry} = \frac{T_a - T_{F,m}}{T_a - T_b} \end{array} \right. \quad (6.37)$$

2.2. Modes de refroidissement partiellement humide :

Dans les paragraphes précédents, l'évaporateur sous la condition de déshumidification est analysé en supposant que toute la surface de l'évaporateur est couverte par un film d'eau d'épaisseur uniforme. En fait, sous différentes conditions de fonctionnement, l'air humide a trois modes de refroidissement au-dessus de la surface de l'ailette de l'échangeur de chaleur, c'est à dire, le mode de refroidissement entièrement sec, partiellement humide et entièrement humide. Parmi ces trois modes de refroidissement, le mode partiellement humide est le plus

complexe. Il existe un grand nombre d'études consacrées aux échangeurs de chaleur sous la condition partiellement humide [13], [14], [15], [16]. On doit noter ici que presque toutes les recherches trouvées dans la littérature se concentrent essentiellement sur les caractéristiques de transfert de chaleur, tandis que les investigations sur les caractéristiques de transfert de masse sous la condition partiellement humide restent à nous jours limitées. Mirth and Ramadhyani [3] et Vardhan and Dhar [26] ont présenté leurs modèles en utilisant la même méthode développée par ASHRAE [10] et [11] et par ARI Standards [12]. Pour calculer le transfert de chaleur et les pertes de pression sur le côté externe de la surface, il est nécessaire de séparer cette surface en deux régions sèche et humide et calculer l'efficacité de l'ailette. Cette tâche est extrêmement difficile parce que les effets de plusieurs variables affectant les profils de température sur cette surface sont inconnus, notamment l'effet de température des tubes voisins sur le profil de température de l'ailette.

La première étape est de trouver la condition limite de la surface sèche/humide, c'est-à-dire la température moyenne de l'ailette $T_{F,m}$. Si les ailettes sont circulaires comme montré sur la figure (6.6), un profil linéaire de température est supposé le long de la surface du tube entre l'entrée et la sortie ainsi que le long de la surface de l'ailette (dans la direction radiale à partir du tube).

$$T_{F,m} = \frac{1}{A_F} \int T dT \quad (6.38)$$

Appliquant le profil linéaire de température sur l'ailette et en intégrant l'équation (6.38), on obtient l'équation suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{F,m} = T_o + T_{tip} - T_o \frac{\left(\frac{D_{tip}^3}{3} - \frac{D_{tip}^2 \times D_o}{2} + \frac{D_o^3}{6} \right)}{4A_F D_{tip} - D_o} \\ D_{tip}^2 = 4 \cdot \frac{X_t \times X_l}{\pi} \end{array} \right. \quad (6.39)$$

De plus, la température moyenne de l'ailette peut être reliée à l'efficacité de l'ailette si cette dernière est connue en utilisant la définition de base de l'efficacité de l'ailette.

$$T_{F,m} = T_a - \eta_{F,dry} T_a - T_o \quad (6.40)$$

Où, D_{tip} est le diamètre de l'ailette circulaire, T_{tip} est la température de l'ailette en D_{tip} et T_o est la température du tube en D_o . Ainsi, la température T_{tip} et le diamètre de l'ailette sur laquelle la condensation intervient D_{cond} peuvent être déterminés en supposant que le rapport d'humidité de l'air saturé varie linéairement avec la température. Le rapport d'humidité de

l'air saturé correspondant à la température moyenne de la surface de l'ailette à une température inférieure à celle du point de rosée peut être calculé en utilisant la formule suivante, en notant que w_o est le rapport d'humidité en D_o :

$$w_{a.f.s} = w_o + w_{cond} - w_o \frac{\frac{D_c^3 - D_c^2 \times D_o + D_o^3}{3} - \frac{D_c^2 \times D_o}{2}}{4A_{F,c} D_c - D_o} \quad (6.41)$$

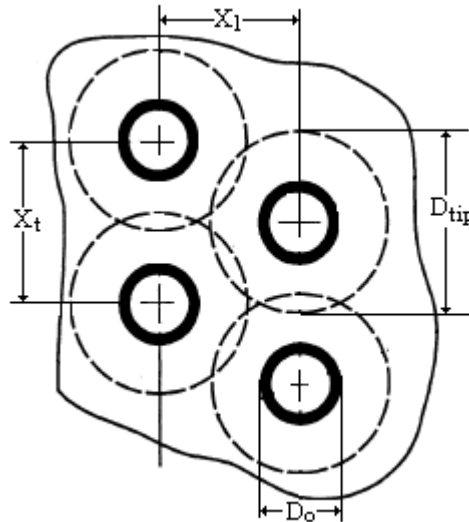


Figure 6.6- Méthode approximative pour traiter une ailette rectangulaire en termes d'ailette circulaire

3. Conditions de fonctionnement et paramètres géométriques :

3.1. Conditions de fonctionnement :

Vitesse de l'air (humide)	m/s	0.5-5
Température du bulbe sec à l'entrée	°C	35
Température du bulbe humide à l'entrée	°C	31.75
Température du bulbe sec à la sortie	°C	22
Température du bulbe humide à la sortie	°C	20.8
Température du point de rosée à la sortie	°C	20.3
Humidité relative à l'entrée	%	80
Humidité relative à la sortie	%	90
Température de saturation du réfrigérant R22	°C	-2
Débit du réfrigérant	kg/s	0.14-0.55

3.2. Paramètres Géométriques :

<i>Samples</i>	<i>References</i>	F_p <i>mm</i>	δ_F <i>mm</i>	D_o <i>mm</i>	X_t <i>mm</i>	X_l <i>mm</i>	<i>N</i>
1	Wang et al 2000 [23]	2.23	0.115	10.07	25.4	19.05	1
2	Wang et al 2000 [23]	1.23	0.115	10.07	25.4	19.05	1
3	Pirompugd et al 2007 [20]	1.75	0.120	10.10	25.4	22.0	1
4	Pirompugd et al 2007 [20]	2.50	0.120	10.10	25.4	19.1	1
5	Wang and Chi 2000 [12]	1.0-6.0	-	9.52	25.4	22.0	1
6	Wang and Chi 2000 [12]	1.21-2.06	-	8.28	25.4	19.05	1
7	Wang and Chi 2000 [12]	1.21-2.06	-	10.00	25.4	19.05	1
8	Wang et al [23]	2.23	0.115	10.07	25.4	19.05	2
9	Wang et al [6] [20] [61]	3.20	0.13	9.97	25.4	22.0	2
10	Wang et al [6] [20] [61]	1.82	0.13	9.97	25.4	22.0	2
11	Wang et al [6] [20] [61]	2.24	0.13	9.97	25.4	22.0	2
12	Wang et al [12] [61]	1.23	0.115	10.00	25.4	19.05	2
13	Wang et al [12] [20] [61]	1.23	0.115	8.28	25.4	19.05	2
14	Wang et al 2000 [13]	1.50	0.120	10.00	25.4	22.0	2
15	Wang et al 2000 [13]	1.50	0.120	10.00	20.4	17.7	2
16	Wang et al [6] [20]	2.23	0.13	9.97	25.4	22.0	4
17	Wang et al 1996 [6]	3.17	0.20	9.97	25.4	22.0	4
18	Wang et al [12] [23] [61]	1.55	0.115	10.00	25.4	19.05	4
19	Wang et al [12] [23]	1.60	0.115	8.28	25.4	19.05	4
20	Wang et al 2000 [13]	1.50	0.20	10.00	20.4	17.7	4
21	Wang et al [6] [20]	3.00	0.13	9.97	25.4	22.0	4
22	Wang et al [6] [22][20][61]	1.85	0.13	9.97	25.4	22.0	6
23	Wang et al [6] [20] [61]	2.21	0.13	9.97	25.4	22.0	6
24	Wang et al [6] [20] [61]	3.16	0.13	9.97	25.4	22.0	6
25	McQuiston 1982 [21]	3.17	0.152	9.96	25.4	22.0	-
26	Kays and London [12]	3.175	0.33	10.21	25.4	22.0	-
27	Kays and London [12]	3.28	0.41	17.17	38.1	44.45	-

Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté une formulation mathématique basée sur la méthode traditionnelle de l'enthalpie pour évaluer les performances des échangeurs de chaleur ayant des tubes circulaires sur lesquels sont fixées des ailettes planes. Au cours du développement des équations de transfert de chaleur et de transfert de masse, quelques simplifications nécessaires ont été supposées. Bien que cette étude se concentre essentiellement sur le mode de refroidissement entièrement humide, ces équations restent valides en cas de situations sèches, tout simplement en faisant introduire quelques critères. Dans le cas de la condition de surface partiellement humide, on a présenté une méthode pour calculer la température moyenne de l'ailette qui nous permet de trouver la condition limite de la surface sèche/humide. Dès que cette condition est trouvée, chaque partie de l'échangeur de chaleur sera analysée séparément en utilisant les équations correspondantes à chaque situation.

CHAPITRE 7

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Introduction

L'objectif de la présente étude est d'étudier la conception et l'optimisation des conditions de fonctionnement et des paramètres géométriques d'un évaporateur fonctionnant avec le réfrigérant R22. Les échangeurs de chaleur concernés par cette étude sont des échangeurs à tubes et ailettes avec une géométrie d'ailette plane fonctionnant dans les conditions de déshumidification. L'étude implique une analyse dans le cas d'une surface entièrement ou partiellement humide. Par conséquent, la température de la surface de l'ailette est supposée toujours inférieure à celle du point de rosée de l'air. Le deuxième objectif concerne l'analyse des différentes méthodes d'évaluation de la perte de pression ainsi que le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène R22 et la paroi des tubes lisses et horizontaux dans lesquels circule le R22 dans un état diphasique.

1. Phénomène de transfert sur le côté air :

1.1. Transfert de chaleur :

Les transferts de chaleur sensible des échangeurs à tubes et ailettes planes sont représentés en terme de paramètre adimensionnel appelé facteur- j de Colburn-Chilton. Le transfert de chaleur, entre l'air humide et l'ailette, s'accompagne de la condensation de la vapeur d'eau sur la surface de l'ailette. Par conséquent, un film mince d'eau est présent sur cette surface d'où le nom de l'ailette humide. Sur les ailettes humides, l'énergie échangée entre l'ailette et l'air est due aux transferts combinés de chaleur et de la masse et dépend de la différence de température aussi bien que de la différence de la concentration entre la couche d'eau et celle correspondant à l'air humide environnant. La tâche la plus importante lorsqu'on examine un échangeur tubulaire à ailettes est d'évaluer l'efficacité de l'ailette, et cette tâche devient de plus en plus difficile lorsque l'évaporateur est entièrement humide.

La figure (7.1) compare les corrélations de Pirompugd et al [16], McQuiston [17] et de Wang et al [18], [19] pour un nombre de rangées de tubes égal à quatre. Ces corrélations nous informent que le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La divergence entre la corrélation de McQuiston et celles de Wang et al, est due principalement aux méthodes utilisées pour évaluer l'efficacité de l'ailette humide. Dans le travail de McQuiston, le transfert de masse est calculé à partir de la différence du rapport d'humidité entre l'air environnant et la base de l'ailette. En réalité, les enthalpies de l'air saturé à la température moyenne de l'ailette et à la température de la base de l'ailette sont différentes, les corrélations de Wang et al reposent sur cette hypothèse.

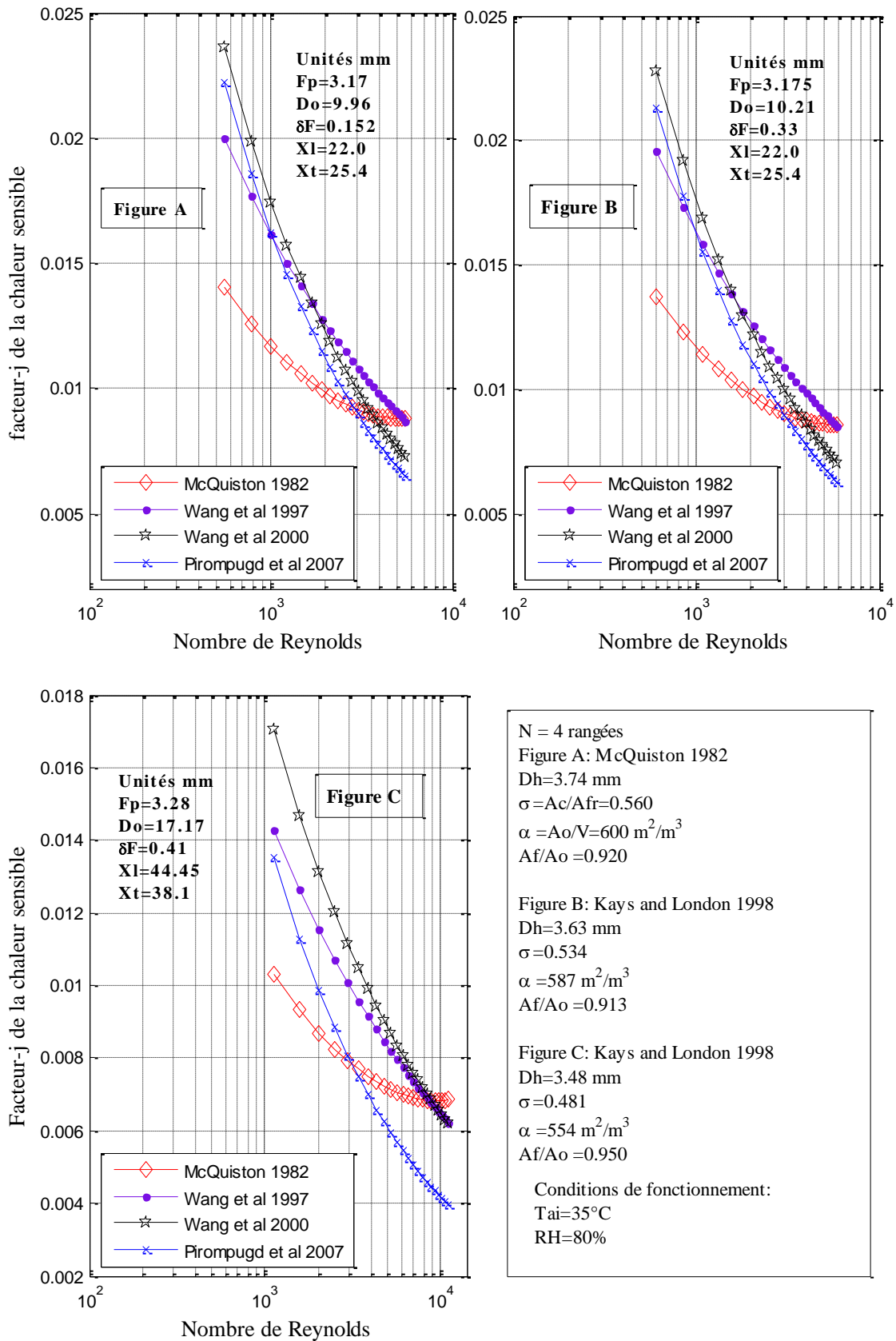


Figure 7.1- Comparaison entre différentes corrélations pour le facteur-j de la chaleur sensible

De plus, McQuiston a utilisé des nombres de Reynolds plus élevés dans la région turbulente à l'intérieur du tube afin que le coefficient de transfert de chaleur sur ce côté, qui pourrait être estimé en utilisant la corrélation de Dittus-Boelter, soit plus élevé comparé au coefficient d'échange côté air. Ces résultats sont erronés pour un faible nombre de Reynolds.

Wang et al [19] ont déclaré que la corrélation de Wang et al [18] n'est pas généralisée parce qu'elle est basée sur des résultats d'une seule configuration de l'ailette. En outre, Chen et al (1999) [97] ont montré que cette corrélation s'accorde bien pour un nombre de rangées égal à quatre, si non elle présente quelques erreurs. Bien que la corrélation de Wang et al (2000) n'est qu'une extension de la corrélation de Wang et al (1997), donc elle est plus généralisée parce qu'elle est basée sur une grande gamme de données. On doit noter ici que l'effet de l'humidité relative n'a pas été inclut dans cette corrélation. Ceci implique que la surface est supposée être entièrement humide.

La corrélation de Pirompugd et al (2007) [16] est développée sur la base d'une nouvelle méthode appelée « *finit circular fin method FCFM* ». En générale, la divergence entre les différentes corrélations est attribuée principalement à la résistance de contact tube-ailette, aux méthodes utilisées et incertitudes expérimentables.

1.1.1. Effet du nombre de rangées de tubes :

Nous montrons sur la figure (7.2) l'effet du nombre de rangées de tubes sur le facteur-j pour une température à bulbe sec égale à 35°C et une humidité relative à l'entrée égale à 80% en utilisant les corrélations de Pirompugd et al [16] et de Wang et al [19]. Selon la figure (7.2a), les facteurs-j diminuent avec l'augmentation du nombre de rangées de tubes pour des faibles nombres de Reynolds ($Re < 2000$). Cependant, une augmentation très légère du facteur-j avec le nombre de rangées peut être observée quand le nombre de Reynolds dépasse 2000. Pour des nombres de Reynolds élevées, la figure montre que l'effet du nombre de rangées sur le transfert de chaleur sensible est négligeable quand le nombre de rangées de tubes est supérieur à quatre. Ces résultats sont similaires à ceux obtenues par Wang et al [5] et par Wang and Chi [8] sous les conditions sèches. Ceci peut être dû à la turbulence de l'écoulement en aval provenant des tubes qui cause un bon brassage au voisinage de l'ailette. Avec la diminution du nombre de Reynolds, la turbulence en aval diminue et des vortex derrière le tube se forment. En conséquence, le nombre de rangées de tubes affecte significativement les caractéristiques du transfert de chaleur pour $Re < 2000$.

La figure (7.2b) montre également que les facteurs-j augmentent très légèrement avec l'augmentation du nombre de rangées pour des nombres de Reynolds élevés ($Re > 2000$), et que l'effet du nombre de rangées devient négligeable quand le nombre de rangées dépasse quatre. Mais, contrairement aux courbes de la figure (7.2a), l'effet du nombre de rangées de tubes est presque négligeable quand le nombre de Reynolds est réduit. Ceci est attribué à la présence du film du condensât qui assure un bon brassage de l'écoulement de l'air. En fait, le facteur j de la chaleur sensible varie peu quand le nombre de rangées de tubes augmente. Avec l'augmentation du nombre de rangées de tubes, le film du condensât enlevé d'une rangée se fixe sur la rangée suivante.

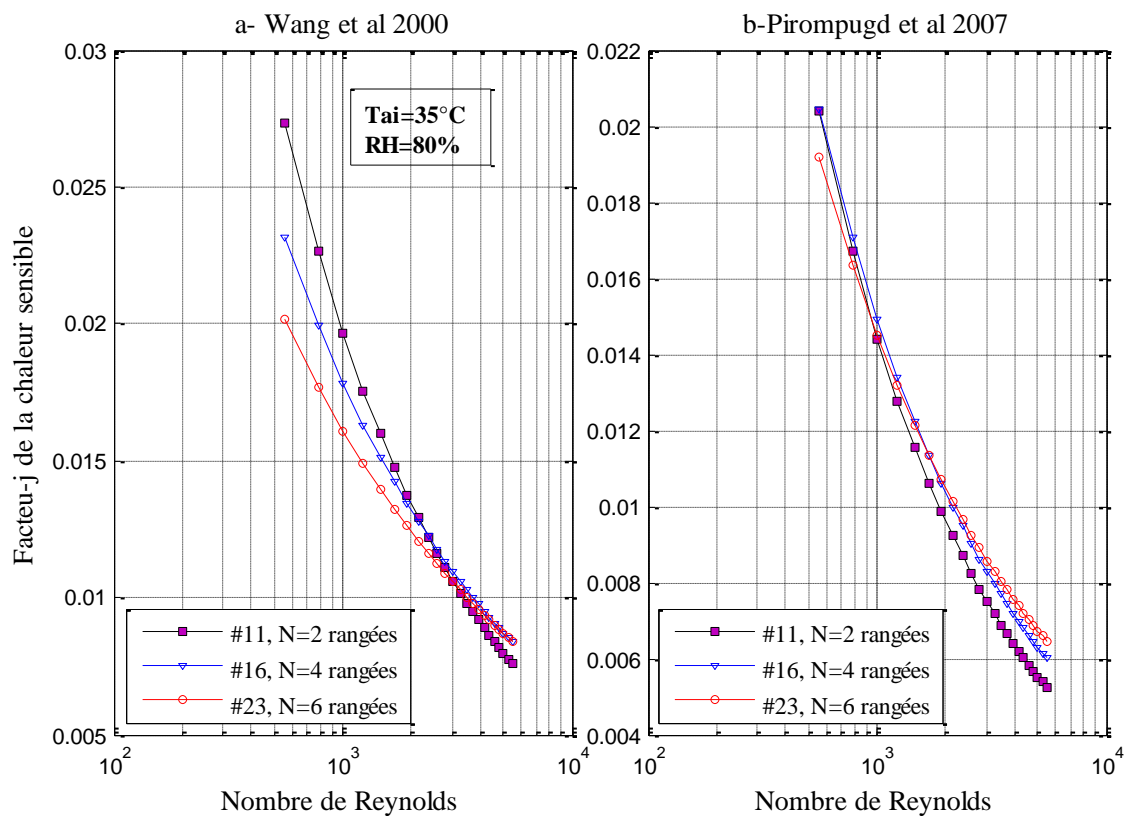


Figure 7.2- Effet du nombre de rangées de tubes sur les performances du transfert sensible

1.1.2. Effet de l'espacement des ailettes :

Les figures (7.3a-b) montrent l'effet de l'espacement des ailettes sur le transfert de chaleur sensible pour des échangeurs de chaleur ayant 1 et 2 rangées de tubes. Pour ces deux configurations, les facteurs-j sont quasiment indépendants de l'espacement des ailettes quand le nombre de Reynolds est suffisamment faible ($Re < 1000$), ainsi, quand le nombre de

Reynolds augmente, on constate une diminution des facteurs-j avec l'augmentation de l'espacement des ailettes.

Ces résultats sont différents de ceux obtenus par Wang et al [5] et par Wang and Chi [8] sous la condition sèche. Ces auteurs ont constaté que l'effet de l'espacement des ailettes est quasiment négligeable pour des nombres de Reynolds supérieurs à 5000. Cependant, ils ont découvert que le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de l'espacement des ailettes pour $Re_{D_o} < 5000$. Ils ont expliqué que le développement de la couche turbulente où le vortex se forme en aval de la rangée peut être très important pour les nombres de Reynolds élevés ($Re > 5000$). En conséquence, la formation du vortex derrière le tube peut être supprimée et toute la région de l'écoulement peut être maintenue uniforme et laminaire à condition que l'espacement entre ailettes soit assez faible.

Une augmentation dans l'espacement des ailettes conduit à une augmentation dans la région de la turbulence derrière le tube. Ainsi, pour un espacement des ailettes important ($F_p > 2.23mm$), ils ont constaté des facteurs-j faibles pour une configuration à deux rangées. De plus, les expériences de visualisations trouvées dans la littérature indiquent que les petits espacements des ailettes sont responsables de la réduction du vortex. Cependant, pour une surface d'ailette entièrement humide, on constate que les facteurs-j diminuent avec l'augmentation de l'espacement des ailettes. La figure montre que l'effet de l'espacement des ailettes diminue quand le nombre de Reynolds est réduit. Ceci peut être attribuée à la présence de film du condensât qui assure un bon brassage de l'air même pour des espacements des ailettes élevés. Aux nombres de Reynolds élevés, l'influence de l'espacement des ailettes sur le transfert de chaleur devient très nette indiquant que la condition partiellement sèche survient et, ainsi, le phénomène est plus prononcé sous cette condition. En outre, l'effet du brassage est amplifié quand le nombre de Reynolds augmente.

Les performances du transfert de chaleur deviennent de plus en plus négligeables quand le nombre de rangées de tubes augmente passant de quatre à six. Conformément avec les résultats de Wang et al [18], les figures montrent que l'influence de l'espacement des ailettes est presque négligeable. La présence d'un plus grand nombre de rangées de tubes améliore significativement le phénomène du brassage de l'air.

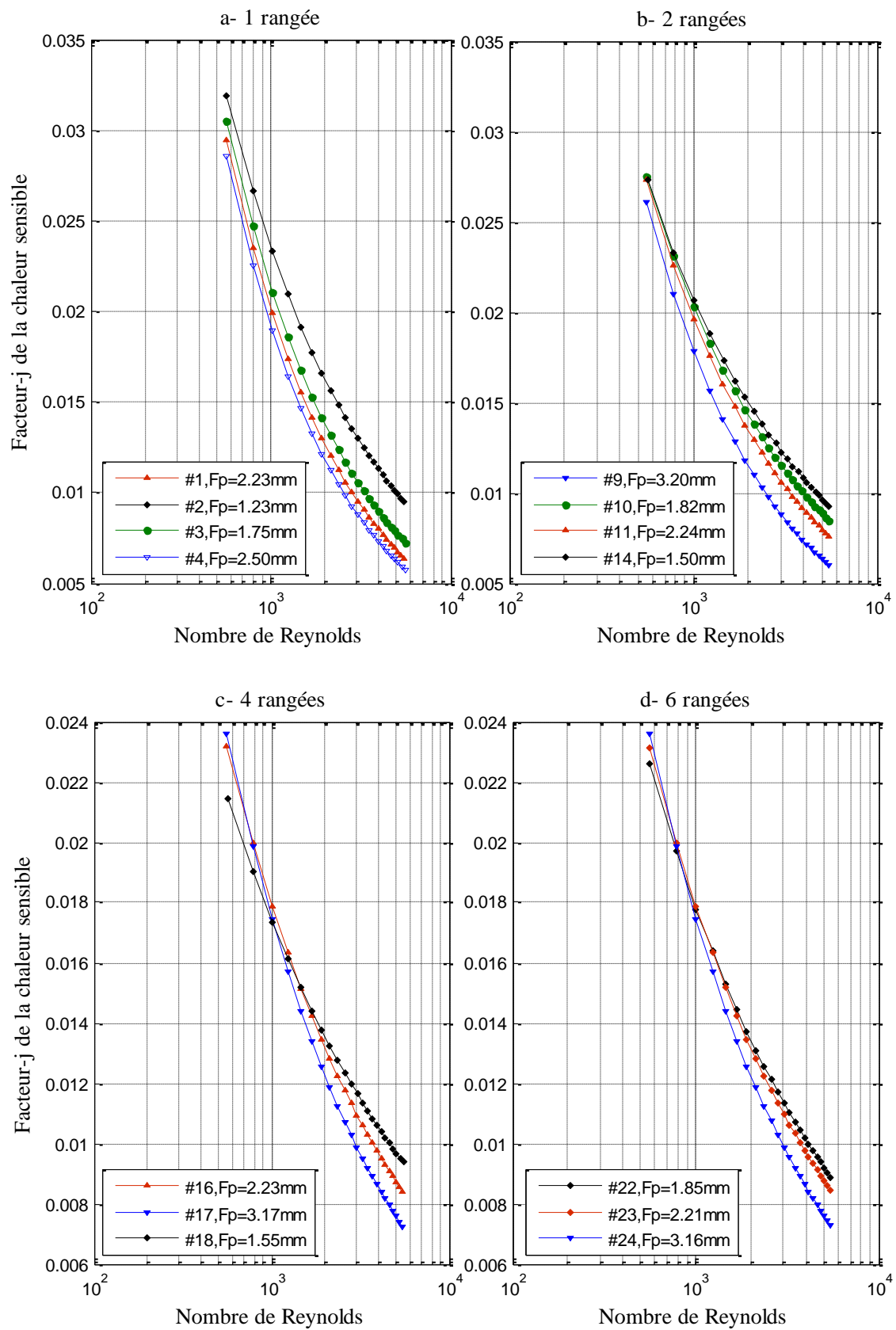


Figure 7.3- Effets de l'espace des ailettes sur le facteur-j (Wang et al 2000)

Pour des nombres de Reynolds supérieurs à 2000, le condensât extrait d'une rangée sous l'effet de l'écoulement vient se fixer sur la rangée subséquente. Par contre, une diminution légère dans le transfert de chaleur quand l'espacement des ailettes est faible peut être observée aux faibles nombres de Reynolds. En effet, quand l'espacement des ailettes est assez faible, l'apparition du condensât change le modèle d'écoulement de l'air en occupant l'espace entre les ailettes et en produisant un bon brassage de l'air. Ainsi, ce phénomène ne peut être observé quand l'espacement des ailettes augmente. Apparemment une grande quantité du condensât peut se déplacer le long de la surface de l'ailette sous l'effet de la gravité.

1.1.3. Analyse du coefficient de transfert de chaleur sensible côté air :

La figure (7.4) montre que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la vitesse frontale de l'air. Avec l'augmentation de la vitesse l'extraction de condensât devient plus facile. Pour des vitesses inférieures à 2 m/s environ, les coefficients de transfert de chaleur diminuent légèrement avec l'augmentation du nombre de rangées de tubes. Aux faibles vitesses frontales et sous la condition de déshumidification, la présence de la rangée de tubes réduit significativement la région tourbillonnaire derrière les tubes et ceci conduit à une diminution dans les coefficients d'échange avec l'augmentation du nombre de rangées. Une autre explication peut être attribuée à ce phénomène est la suivante : avec la diminution du nombre de rangées, le film d'eau et son drainage sur les surfaces de l'ailette et du tube sous l'effet de la gravité représente une résistance à l'écoulement de l'air, en produisant un écoulement localement turbulent qui augmente le coefficient de transfert de chaleur.

Avec l'augmentation de la vitesse frontale, la figure montre que les coefficients de transfert de chaleur augmentent avec le nombre de rangées de tubes. Le nombre de rangées n'a pas un effet important sur le coefficient de transfert de chaleur pour un nombre supérieur à quatre. La présence de la rangée de tubes changera certainement le chemin de l'écoulement de l'air et provoque des vortex qui se mélangent à l'écoulement principal. En outre, l'écoulement principal agira sur l'écoulement turbulent entraîné par le film du condensât en produisant un bon brassage de l'écoulement.

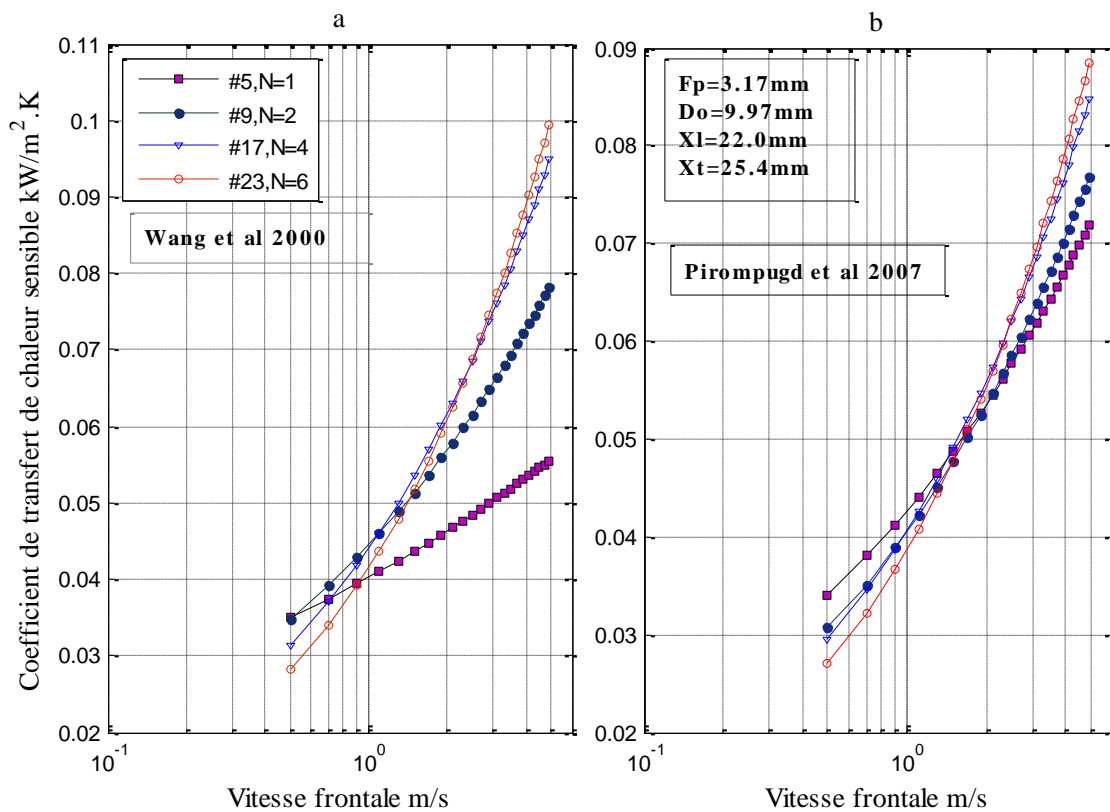


Figure 7. 4- Coefficient de transfert de chaleur en fonction de la vitesse de l'air ($T_{ai}=35^{\circ}C$, $RH=80\%$)

La figure (7.5) montre une diminution du coefficient de transfert de chaleur avec l'augmentation de l'espacement des ailettes. Pour $N \geq 4$, l'influence de l'espacement des ailettes sur les coefficients de transfert de chaleur diminue considérablement. Une explication possible est que la présence du condensât sur les deux côtés de l'ailette agit non seulement comme une rugosité mais aussi comme générateur de vortex. Le phénomène est particulièrement marqué quand la taille de la gouttelette est comparable à l'espacement de l'ailette. De plus, quand les ailettes sont proches les uns les autres, le condensât qui adhère des deux côtés de l'ailette peut détourner la direction de l'écoulement de l'air. Par conséquent, quand le nombre de rangées de tubes est inférieur à quatre, les figures montrent une augmentation importante des coefficients de transfert de chaleur avec la diminution de l'espacement des ailettes due à la présence de l'écoulement turbulent quand la distance entre ailettes est réduite.

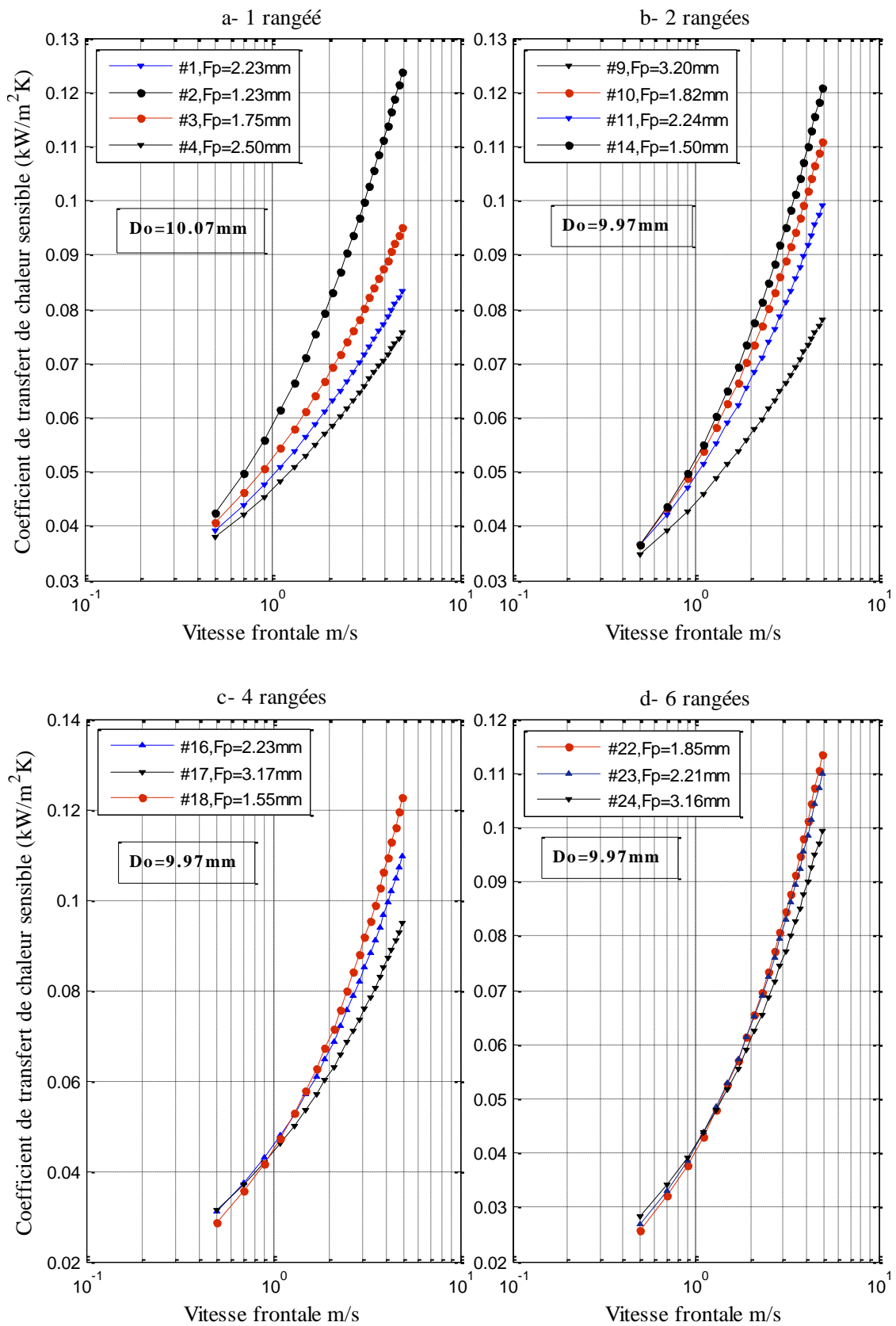


Figure 7.5- Effet de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur sensible

1.2. Analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse :

La conventionnelle hypothèse qui indique que le rapport de transfert de chaleur sensible au transfert de masse ($h_{hta} / h_{mta} c_{p,a} = 1$) n'est pas tout à fait correct. Cependant, l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse est valide seulement quand les champs de température et de la concentration sont indépendants l'un de l'autre. Au cours du processus de la déshumidification, le gradient de température est directement responsable de l'établissement d'un gradient de concentration. Ainsi, ces champs ne sont pas vraiment indépendants. Ceci est typiquement applicable en conditions d'écoulement turbulent dont l'épaisseur de la couche limite de concentration ne dépend pas de l'épaisseur de la couche limite thermique. En conséquence, l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de la masse n'est probablement pas vérifiée.

En utilisant la corrélation de Wang et al (2000) [19], la figure (7.6) montre que le rapport ($h_{hta} / h_{mta} c_{p,a}$) est compris entre 0.6 et 0.9. L'effet de l'humidité relative sur le rapport ($h_{hta} / h_{mta} c_{p,a}$) augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et ceci est associé avec le phénomène de rétention du condensât. L'effet de l'espacement des ailettes sur ce rapport est effectif seulement quand le nombre de Reynolds est suffisamment élevé. Ce phénomène peut être expliqué par le fait qu'un débit d'air élevé augmente le cisaillement de la vapeur en contact avec le condensât.

Par contre, l'effet de l'espacement des ailettes sur ce rapport est négligeable aux faibles nombres de Reynolds quand le phénomène de rétention du condensât devient plus marqué. Cela est probablement dû au fait que pour des Reynolds élevés, l'élimination du condensât devient très facile et, par conséquent, la vapeur contenue dans l'espace se condense sur cette surface froide. Ce qui améliore significativement le transfert de masse.

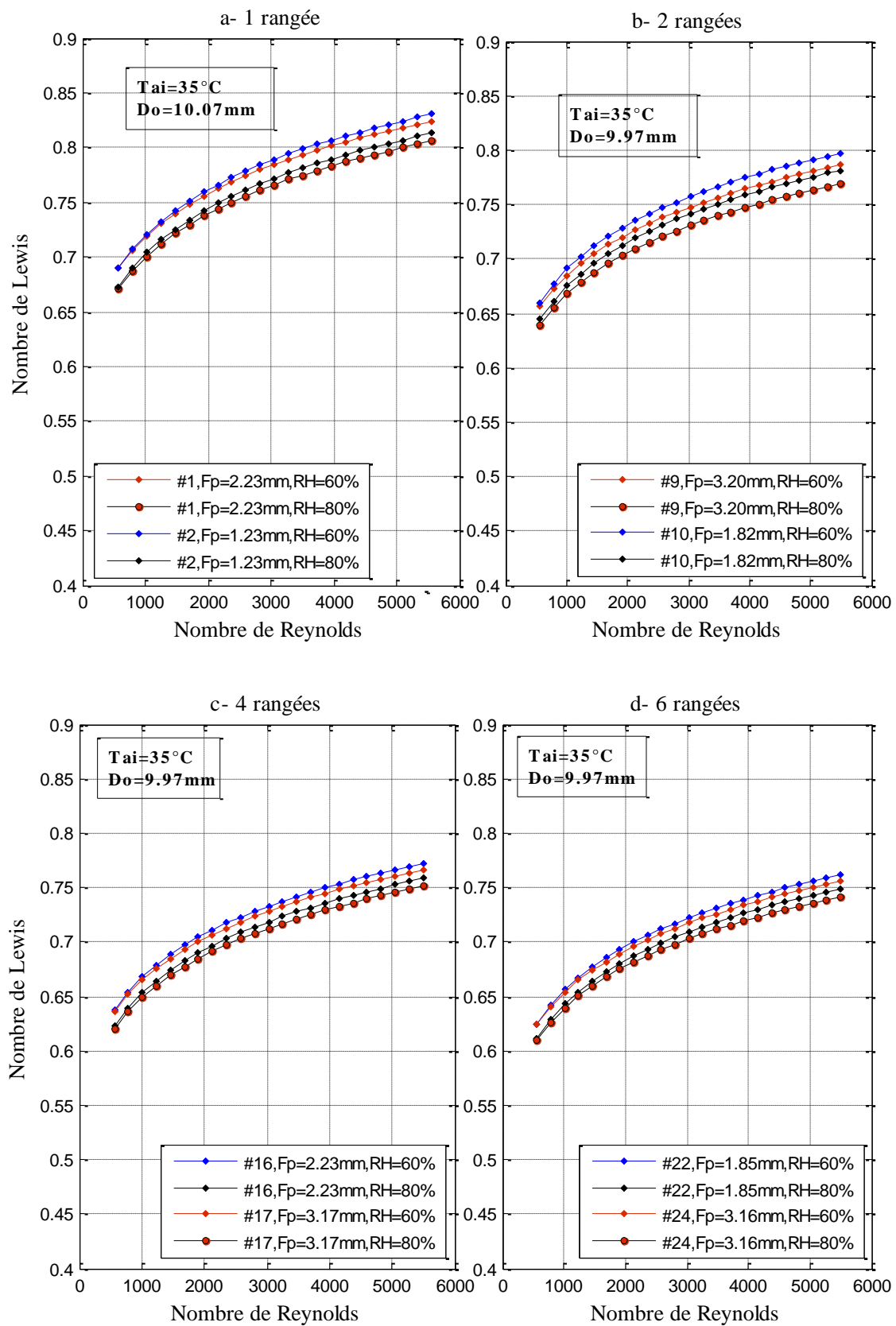


Figure 7.6- Nombre de Lewis en fonction de Re

1.3. Coefficient de transfert de chaleur sous la condition humide :

La figure (7.7) montre l'influence de l'humidité relative à l'entrée de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes. Le coefficient de transfert de chaleur sous la condition humide est calculé en utilisant la corrélation de Wang et al (2000) [19], le coefficient de transfert d'échange sous la condition sèche est calculé en utilisant la corrélation de Wang et al (1996) [5]. On constate que les coefficients de transfert de chaleur pour $RH = 80\%$ sont supérieurs à ceux pour $RH = 60\%$. Le phénomène devient plus marqué avec l'augmentation de la vitesse frontale. Ces différences peuvent être attribués à la présence de film du condensât. La présence du condensât est analogue à la rugosité de la surface.

Il est bien connu que pour un écoulement dans une conduite, l'effet de la rugosité sur le transfert de chaleur est plus important en régime turbulent. Par conséquent, quand la vitesse frontale augmente, des coefficients de transfert de chaleur légèrement élevés sont observés pour $RH = 80\%$. L'effet de l'humidité relative sur le coefficient de transfert de chaleur dépend légèrement de l'espacement des ailettes. Ainsi, pour un espacement des ailettes faible, le coefficient de transfert de chaleur augmente légèrement, ceci peut être attribué à la géométrie compacte de l'échangeur de chaleur.

On peut affirmer que l'accumulation des gouttelettes sur la surface devient plus importante avec l'augmentation de l'humidité relative et que la portion humide sur l'ailette augmente avec l'augmentation de l'humidité relative. De plus, une humidité élevée indique un transfert de masse élevé et une énergie latente importante. Ainsi, une humidité relative élevée peut augmenter le transfert de chaleur latente et diminuer la température de l'ailette. D'ailleurs, les figures (7.7) montre que le rapport entre le coefficient de transfert de chaleur sous la condition humide et celui sous la condition sèche diminue avec l'augmentation de la vitesse indiquant la transition de la condition humide à la condition sèche en passant par la situation partiellement humide. Pour des faibles vitesses frontales, toute la surface de l'échangeur de chaleur est humide quelque soit la valeur de l'espacement entre ailettes.

Pour des configurations à une et deux rangées de tubes, la figure (7.7) montre que la condition partiellement ou entièrement sèche peut se produire avec l'augmentation de la vitesse. Ceci implique qu'une vitesse élevée peut extraire une grande masse du condensât sur l'ailette pour une même valeur d'humidité relative.

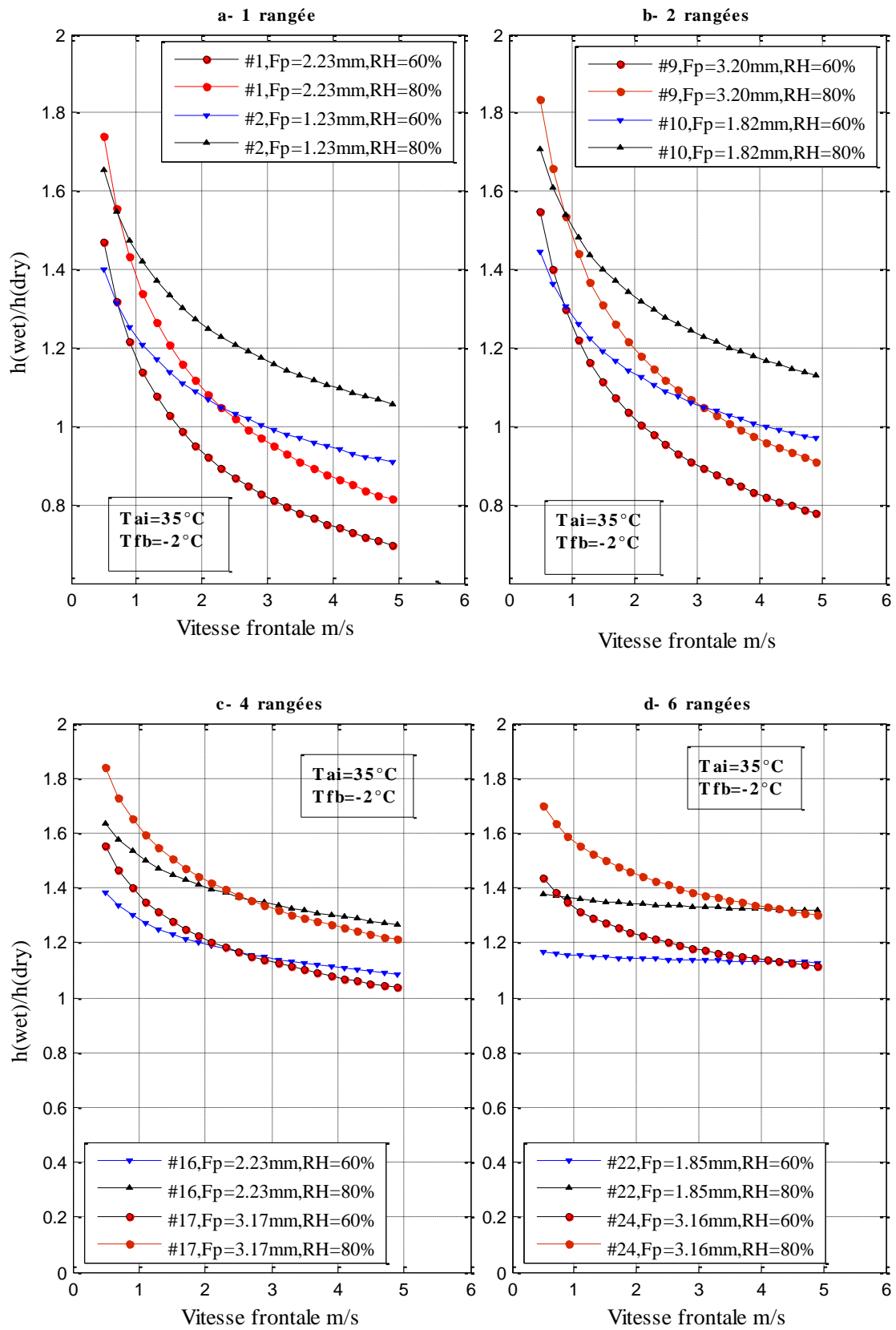


Figure 7.7- Effet de l'humidité relative sur les performances de transfert de chaleur

De plus, le front d'humidité sur l'ailette augmente avec l'augmentation de l'humidité relative. Avec l'augmentation du nombre de rangées à quatre et six, toute l'ailette est dans la condition humide sur toute la gamme de la vitesse frontale. Une vitesse élevée traduit dans une grande quantité du condensât se mouvant le long de la surface de l'ailette pour une même valeur de l'humidité relative. Cependant, le condensât enlevé de la rangée précédente vient se fixé sur la rangée suivante même avec un grand espacement des ailettes. Ceci implique que le phénomène de transfert de masse peut être aussi important que celui du transfert de chaleur sensible sous ces conditions. Le coefficient de transfert de chaleur sous la condition humide augmente avec l'augmentation de l'humidité relative pour une même vitesse frontale.

1.4. Transfert de masse :

Contrairement au transfert de chaleur, il y a un manque de corrélations traitant le transfert de masse. C'est parce que dans la plupart des études, le coefficient de transfert de masse est calculé à l'aide de l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de la masse. Dans la présente étude, le coefficient de transfert de masse est calculé en utilisant cette analogie en introduisant le nombre de Lewis explicité précédemment. La figure (7.8) montre que le coefficient de transfert de masse augmente avec la vitesse frontale. Ceci est justifié par le phénomène d'assèchement du condensât. Le phénomène d'assèchement du condensât dans l'échangeur de chaleur à tube et ailettes est très complexe du fait que le condensât n'agit pas seulement sur les ailettes mais aussi sur les tubes. Aux faibles nombres de Reynolds, le condensât adhère entre les ailettes et ceci conduit à une influence faible du nombre de rangées. Cependant, l'augmentation de la vitesse augmente aussi le cisaillement de la vapeur et, par conséquence, l'élimination du condensât devient plus facile. La diminution des effets géométriques sur les performances du transfert de masse avec l'augmentation du nombre de rangée est expliquée dans l'étude de visualisation de l'écoulement développée par Wang et al (2002) [98].

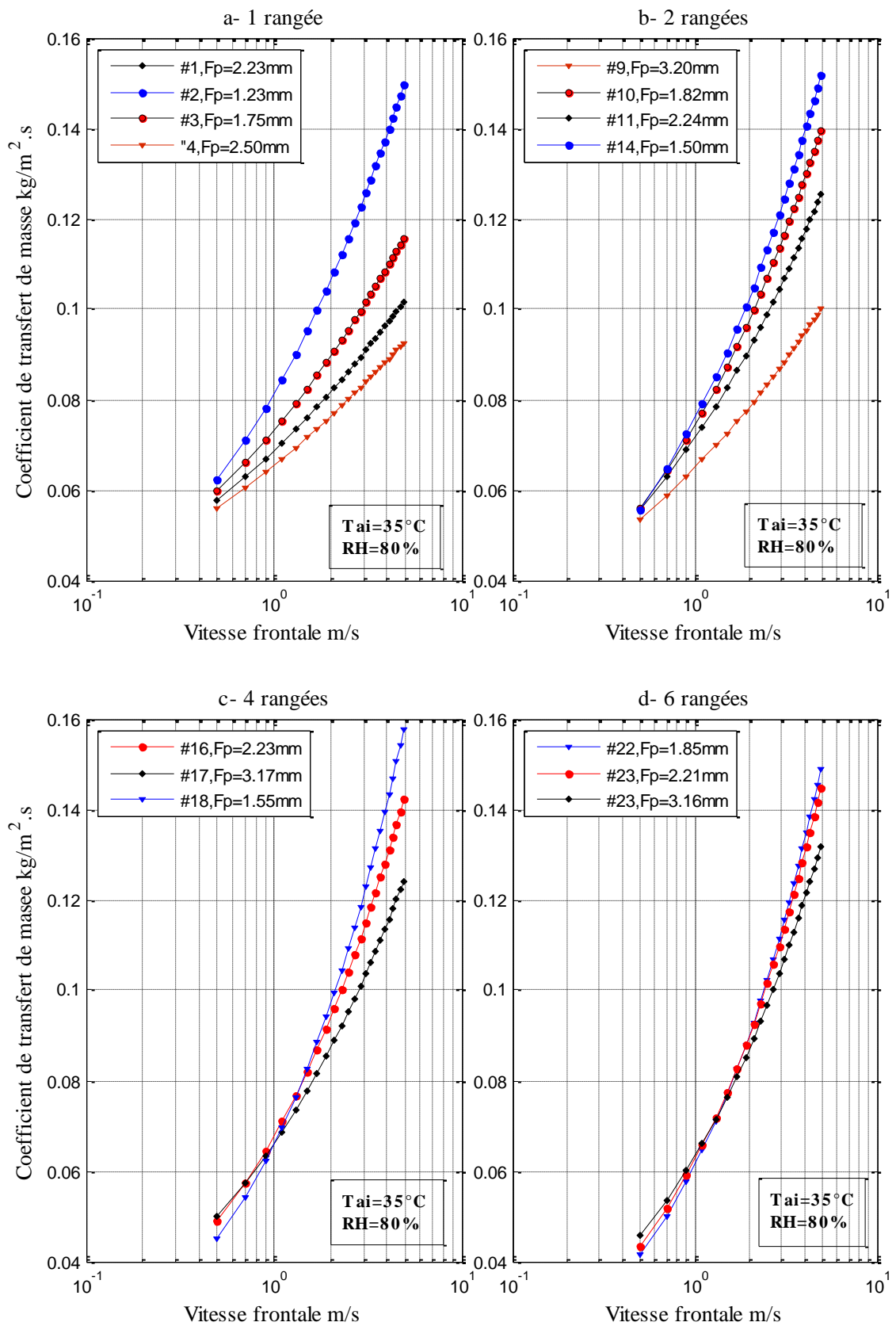


Figure 7.8- Effet de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de masse

1.5. Efficacité de l'ailette humide :

Avant de commencer cette discussion, on fait appel à la définition de base de l'efficacité de l'ailette qui est le rapport entre la chaleur réellement échangée au transfert de chaleur maximal possible si toute la surface de l'ailette est à la température de la base. L'efficacité de l'ailette est fortement influencée par le transfert combiné de chaleur et de masse associé à la déshumidification de l'air. La condensation de l'air humide sur les surfaces des ailettes diminue l'efficacité de l'ailette. Ainsi, les performances de l'ailette sous les conditions humides peuvent être très différentes à celles sous les conditions sèches. Mirth and Ramadhyani [3] ont montré que la déductibilité du nombre de Nusselt dépend fortement de la façon dont l'efficacité de l'ailette est calculée. McQuiston [17] a étudié l'efficacité de l'ailette sous la condition sèche et il a démontré que la solution reste encore applicable pour les situations humides si le coefficient de transfert de chaleur de l'ailette sèche est remplacé par celui de la condition humide. Dans ARI Standard 410-2001 [12], l'efficacité de l'ailette humide est considérée constante et inférieure à celle de la situation sèche de 12%, indépendamment de l'humidité de l'air. McQuiston a introduit un paramètre C pour tenir compte l'effet du transfert de masse en utilisant les propriétés de l'air humide et les conditions à la base de l'ailette. Ainsi, la méthode analytique de McQuiston attribuée à l'efficacité de l'ailette humide repose essentiellement sur des formules modifiées de l'ailette sèche.

On sait que si la surface de l'ailette est entièrement sèche, l'efficacité de l'ailette reste constante. La condensation de l'air humide sur l'ailette augmente avec l'humidité relative et ceci réduit l'efficacité de l'ailette. L'effet de l'humidité relative sur l'efficacité de l'ailette est quasiment négligeable à condition que l'ailette soit complètement humide. Pour la condition de l'ailette partiellement humide (humidité entre 26 % et 38%), le taux de transfert de chaleur effectif et le taux de transfert de chaleur maximal possible augmentent avec l'humidité relative, mais le transfert de chaleur maximal augmente plus rapidement que le transfert de chaleur réel. C'est parce que dans le calcul du transfert de chaleur maximal, toute l'ailette est supposée être à la condition de sa base, par conséquent, toute l'ailette est traitée sous la condition entièrement humide, tandis que dans le calcul du taux de transfert de chaleur réel, seule une partie de l'ailette est considérée humide. Ainsi, l'humidité relative influence plus le transfert de chaleur maximal que le transfert de chaleur réel. En situations entièrement humides, le rapport du transfert de chaleur réel au transfert de chaleur maximal reste approximativement constant, ce qui signifie que les variations de l'efficacité de l'ailette avec l'humidité relative sont pratiquement nulles.

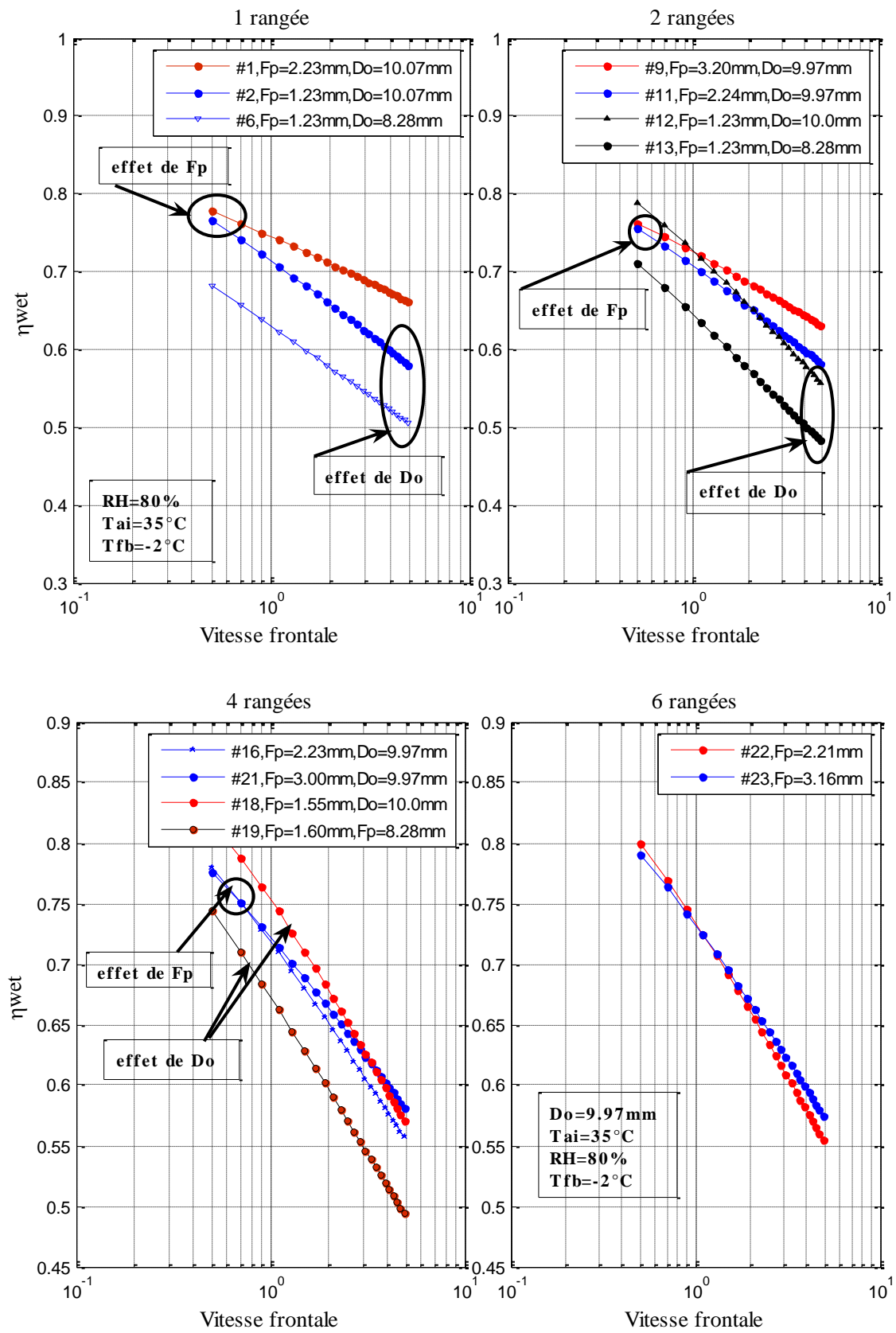


Figure 7.9. Effet du diamètre du tube et de l'espacement des ailettes sur l'efficacité de l'ailette

Pour une humidité relative égale à 80%, la figure (7.9) montre que l'efficacité de l'ailette diminue avec l'augmentation de la vitesse frontale de l'air. C'est en raison du coefficient de transfert de chaleur élevé rencontré aux grands nombres de Reynolds. Notons que le transfert de masse et le transfert de chaleur réel augmente avec la vitesse de l'air.

Selon cette même figure, l'efficacité de l'ailette η_{wet} augmente légèrement avec le diamètre du tube. Ceci peut être attribué à l'augmentation des gradients de température dans l'ailette qui sont responsable de l'augmentation de l'efficacité de l'ailette. Pour des faibles vitesses, la figure montre que l'effet de l'espacement des ailettes sur l'efficacité de l'ailette est très faible. Pour les deux configurations de l'échangeur de chaleur, $N = 1$ et $N = 2$, l'influence de l'espacement des ailettes devient plus prononcée quand la vitesse de l'air augmente. Avec l'augmentation du nombre de rangées de tubes à $N = 4$ et $N = 6$, la figure montre que les effets des paramètres géométriques n'ont aucune influence sur l'efficacité de l'ailette. Ceci peut être attribué au processus de transfert combiné de chaleur et de la masse expliqué précédemment.

L'effet de l'humidité relative sur l'efficacité de l'ailette est illustré sur la figure (7.10). Avec l'augmentation de l'humidité relative, la condensation de la vapeur sur la surface de l'ailette s'améliore significativement. Ceci libère la chaleur latente de condensation en augmentant la température de la surface et, ceci conduit à une diminution légère de l'efficacité de l'ailette. Kundu (2007) [99] a expliqué les variations de l'efficacité de l'ailette sous les trois modes de refroidissement. Il a montré que l'efficacité de l'ailette sous la condition entièrement humide dépend légèrement sur l'humidité relative. Dans la présente étude, l'efficacité de l'ailette est calculée en utilisant la méthode de McQuiston. Ainsi, la figure montre que l'efficacité de l'ailette diminue presque linéairement avec l'augmentation de l'humidité relative.

La figure (7.11) montre que l'efficacité de l'ailette diminue graduellement et avec un taux constant avec l'augmentation de la température de la base de l'ailette. Bien que la variation de température sur la surface de l'ailette diminue avec l'augmentation de la température de la base de l'ailette, l'efficacité de l'ailette diminue grâce à la chaleur latente de condensation élevée.

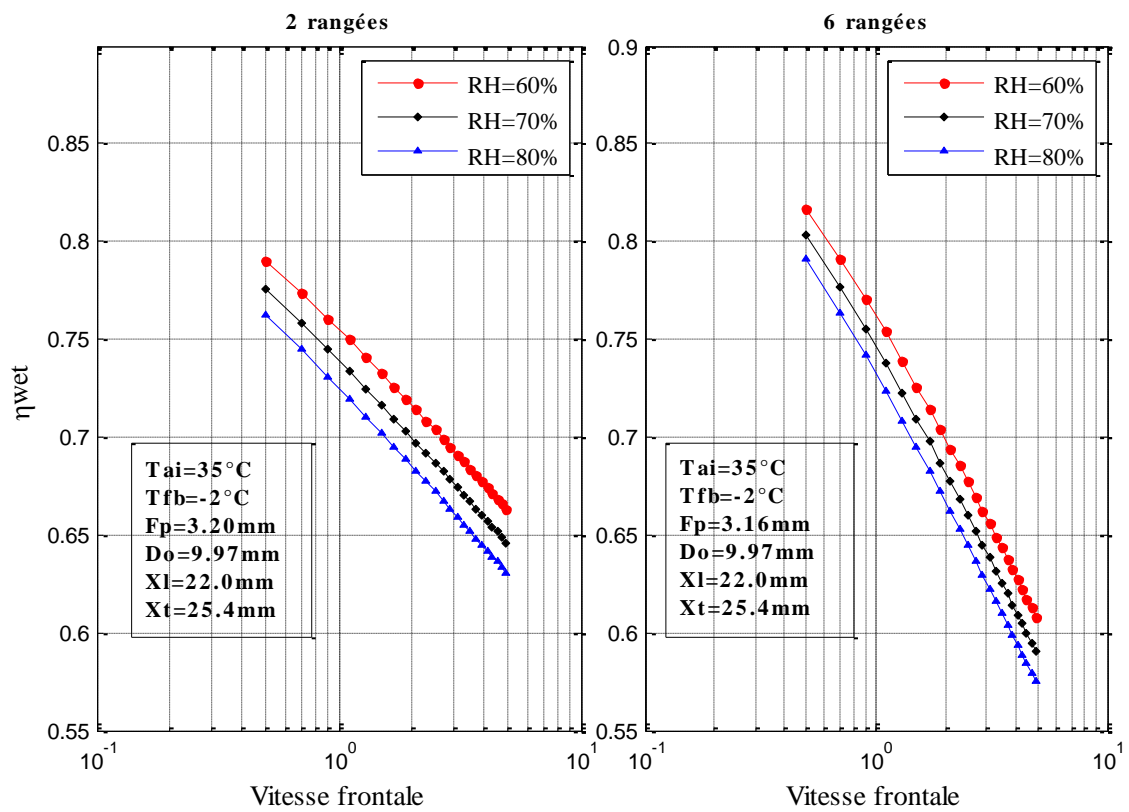


Figure 7.10- Effet de l'humidité relative sur les performances de l'ailette

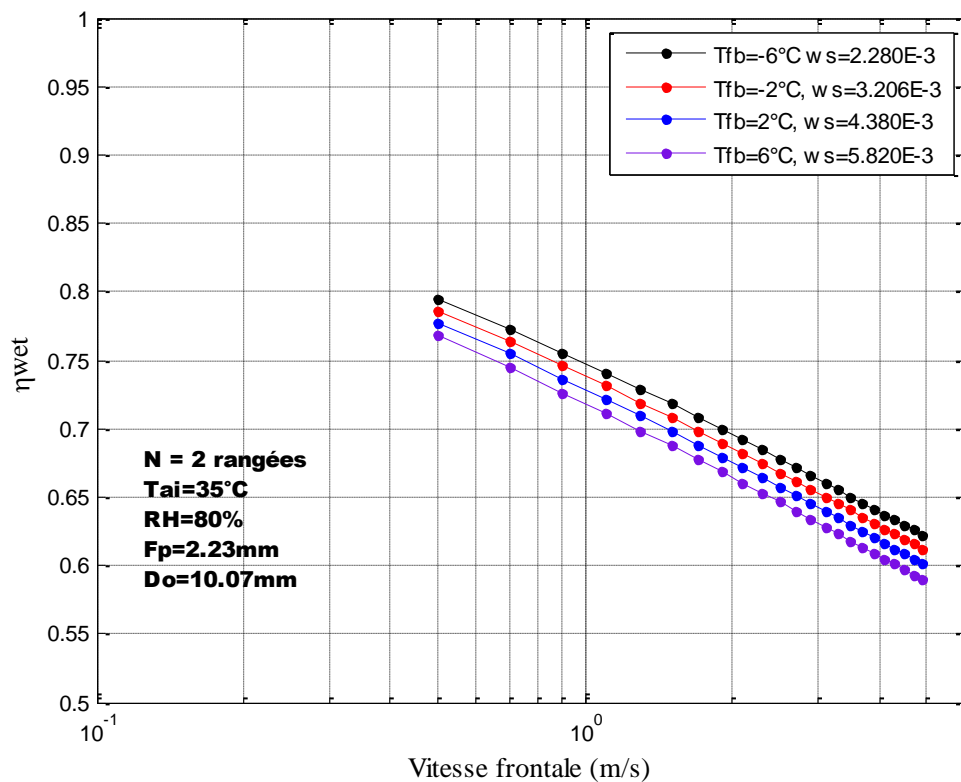


Figure 7.11- Efficacité de l'ailette pour différentes valeurs de température de la base

2-Transfert de chaleur côté réfrigérant :

On a déjà expliqué que l'ébullition en convection forcée est un mécanisme complexe regroupant un ensemble de phénomènes distincts. Il est donc important de bien comprendre les différents termes qui interviennent dans l'équation générale expliquant ce phénomène. Ainsi, l'ébullition en convection forcée est le terme général qui regroupe deux formes prépondérantes : l'ébullition et l'évaporation. L'ébullition survient lorsque des bulles se forment à la paroi chauffée, l'évaporation est un phénomène d'interface entre le liquide chauffé et la phase vapeur.

La figure (7.12) montre une comparaison des coefficients de transfert de chaleur avec différentes corrélations proposées par : Jung and Radermacher, Gungor and Winterton, Liu and Winterton, Shah et Kandlikar. On sait que l'écoulement externe affecte fortement les caractéristiques de l'écoulement interne. Ainsi, cette figure est pour un échangeur de chaleur à quatre rangées de tubes en utilisant les données de McQuiston [17]. Dans ces conditions, la gamme de flux de chaleur est entre 8.82 et 26.57 kW/m². La divergence entre ces corrélations peut être attribuée aux modèles utilisés par ces chercheurs. On note ici que le terme modèle, en évaporation en écoulement forcé, décrit plutôt le concept utilisé par les chercheurs pour combiner les contributions de l'ébullition nucléée et de l'ébullition convective. Les corrélations de Gungor and winterton et de Liu and Winterton sont basées sur le modèle asymptotique avec exposant $n = 1$ et $n = 2$ respectivement. La corrélation de Jung and Radermacher est basée sur le modèle de superposition, alors que Shah a utilisé le modèle d'intensification. Le coefficient d'échange calculé par la méthode de Kandlikar s'obtient en prenant le coefficient d'échange maximal entre les deux mécanismes de transfert. Cette méthodologie s'apparente au modèle asymptotique avec exposant n infini.

Les variations du coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R22 en fonction de la qualité sont montrées sur la figure (7.13). D'abord, le coefficient de transfert de chaleur diminue jusqu'à une valeur de qualité égale à 0.25 environ, selon le flux de chaleur et la vitesse massique, puis augmente avec l'augmentation de la qualité de vapeur jusqu'à une valeur maximale. Aux qualités élevées, le film liquide qui adhère à la portion supérieure du tube disparaît et l'écoulement devient annulaire avec assèchement partiel. Rappelons que la qualité de l'écoulement (titre) est égale au rapport entre le débit massique vapeur et le débit massique total et qu'est toujours compris entre 0 et 1.

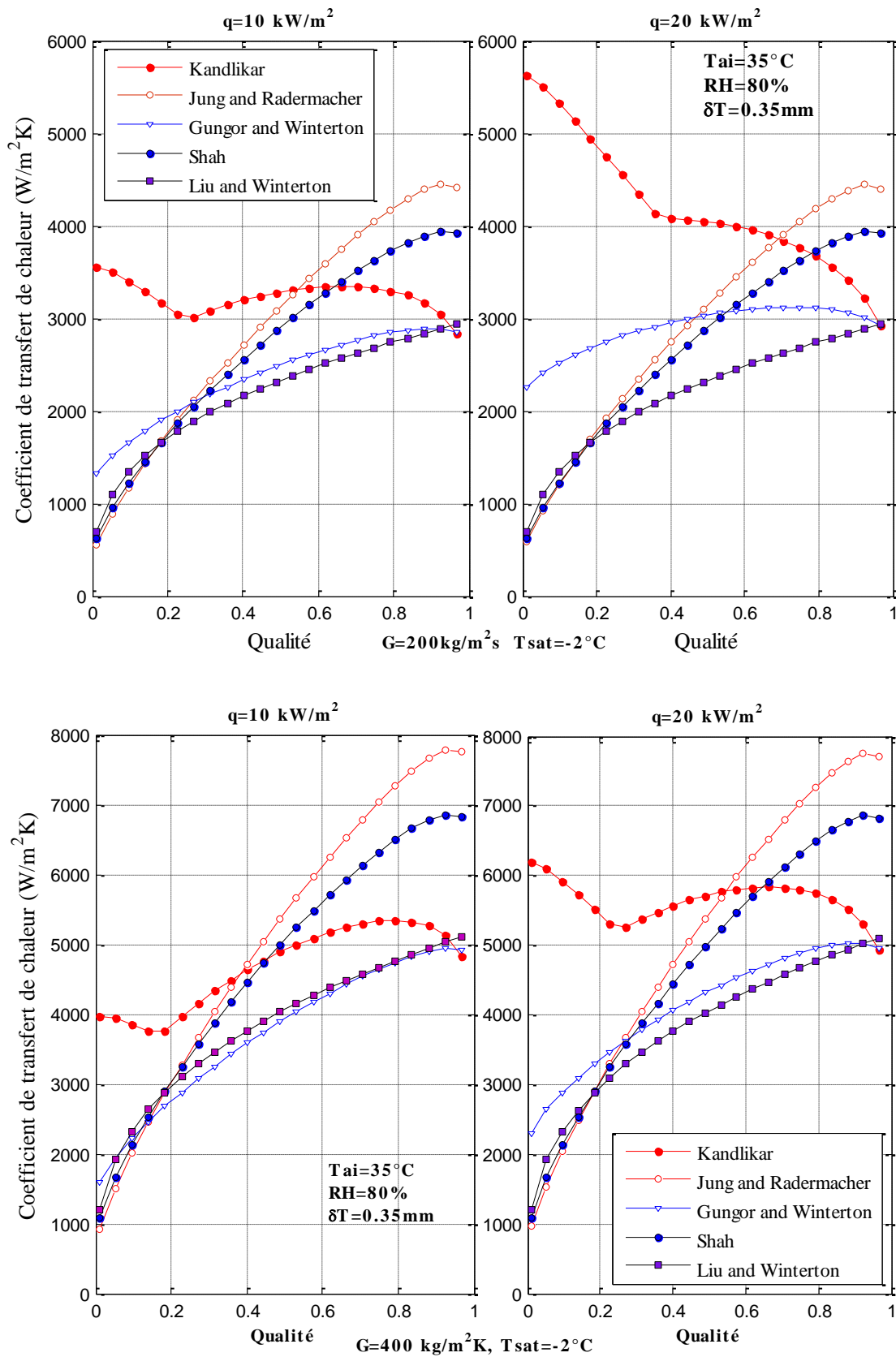


Figure 7.12- Comparaison des coefficients de transfert de chaleur avec différentes sources

Aux faibles qualités, le taux de vide est relativement faible et l'effet de l'ébullition convective est moins important comparé au mécanisme de l'ébullition nucléée. En effet, du fait que le phénomène de vaporisation ait lieu, le taux de vide augmente, ainsi la densité du mélange liquide-vapeur diminue. Par conséquent, l'écoulement accélère le transport convectif provenant de la paroi chauffée.

En régime annulaire, le transfert de chaleur est dominé par le processus d'évaporation à l'interface entre le liquide (situé sur la paroi) et la vapeur (cœur du tube). Au cours du processus d'évaporation, l'épaisseur du film liquide qui adhère à la paroi diminue progressivement ainsi que sa résistance thermique, et ceci améliore le transfert de chaleur effectif, ceci continue jusqu'à ce que le film liquide disparaisse, laissant la paroi du tube partiellement ou entièrement sèche. L'assèchement de la paroi, correspondant généralement à la région de l'écoulement à brouillard, explique la diminution du coefficient de transfert de chaleur à cause de la faible conductivité de la vapeur.

Cette figure illustre également l'influence de la pression de saturation sur le coefficient de transfert de chaleur. Pour une vitesse massique donnée, les coefficients de transfert de chaleur augmentent très légèrement avec la température de saturation, ceci correspond aux faibles qualités où la contribution de l'ébullition nucléée est toujours importante. En outre, l'augmentation de la pression causerait une augmentation de la densité de vapeur et une diminution du rapport ρ_l / ρ_g . Afin d'expliquer ce phénomène, il est nécessaire de considérer, pour un flux de chaleur donné, le rayon moyen de bulle qui dépend fortement des propriétés thermo-physiques du réfrigérant. Les bulles qui ont un diamètre plus faible se compriment spontanément, et les bulles qui ont des rayons plus grands se développeront. Ainsi, un faible rayon de bulle implique un grand nombre de sites de nucléation sur la surface chaude pour la formation de bulles et, par conséquent, une contribution de l'ébullition nucléée plus forte est observée.

L'effet de la pression sur la contribution de l'ébullition convective est principalement causé par les variations des propriétés du fluide. La densité de la vapeur augmente avec la pression contrairement à la tension superficielle. Ainsi, une densité élevée du mélange liquide-vapeur conduit à une faible vitesse quelque soit la vitesse massique du réfrigérant. La conductivité du réfrigérant liquide et sa viscosité diminuent, mais la chaleur spécifique du liquide augmente. Ceci conduit à un effet de la pression sur la contribution de l'ébullition convective. D'une façon générale, la pression de saturation a un effet opposé sur les deux

contributions du transfert de chaleur. En effet, avec l'augmentation de la pression, on observe une augmentation légère de la contribution de l'ébullition nucléée et une diminution de la contribution de l'ébullition convective.

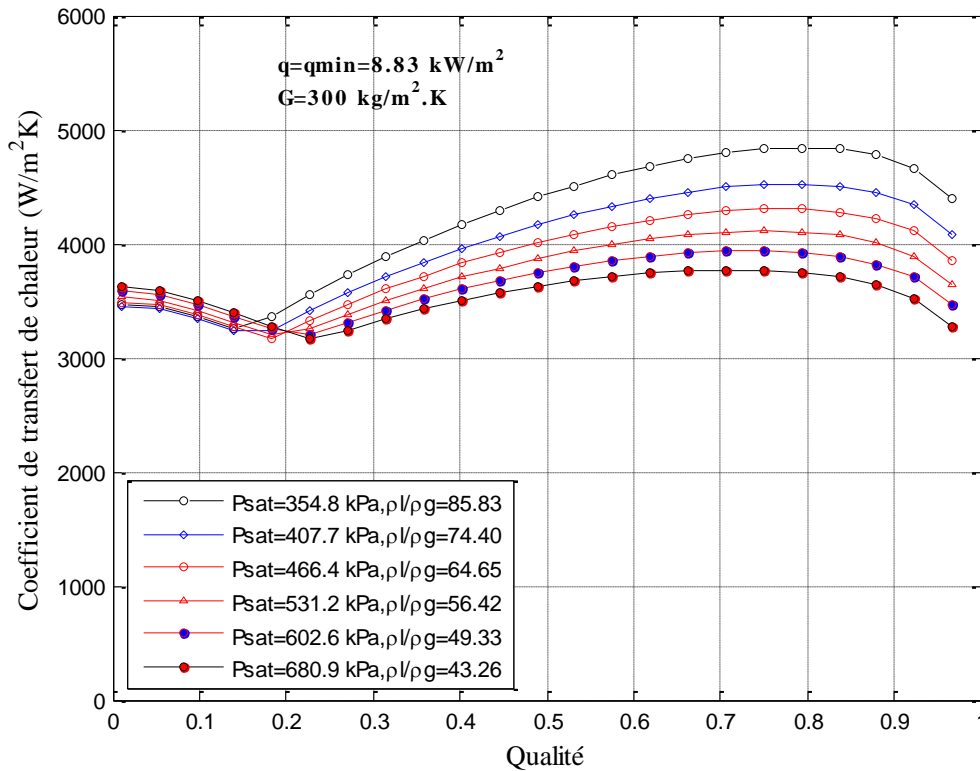


Figure 7.13- Coefficient de transfert de chaleur local en fonction du titre en vapeur à vitesse massique constante et différentes pressions de saturations.

En utilisant la corrélation de Kandlikar [35], la figure (7.14) est présentée pour illustrer l'influence du flux de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur en ébullition. Pour une vitesse massique, $G = 110 \text{ kg/m}^2\text{s}$, les études de visualisation de l'écoulement rapportées par Wang et al (1998) [82] et par Kattan et al (1993) [95] montrent que les configurations de l'écoulement sont respectivement l'écoulement intermittent et l'écoulement stratifié. Les coefficients de transfert de chaleur n'augmentent pas avec la qualité. Ceci indique que la vague liquide n'a pas atteint la partie supérieure de la paroi. Cette vague n'augmente pas le coefficient de transfert de chaleur comparé au régime d'écoulement annulaire. Ainsi, le mécanisme de transfert dominant pour un écoulement intermittent partiellement humide peut être l'ébullition nucléée. Pour une vitesse massique plus élevée, $G = 422 \text{ kg/m}^2\text{s}$, les résultats sont complètement différents. L'amplitude de la vague peut atteindre le haut du tube. Le liquide qui atteint cette paroi augmente la contribution de l'évaporation convective.

Pour des flux de chaleur élevés on distingue deux régions. Dans la première région, aux basses qualités, le transfert de chaleur est surtout influencé par le mécanisme de l'ébullition nucléée, qui est caractérisée par la formation des bulles sur la surface chaude de la paroi. Dans cette région, les coefficients de transfert de chaleur diminuent avec décroissement de l'effet de l'ébullition nucléée. La contribution convective au transfert de chaleur prédomine aux faibles flux de chaleur. La deuxième région intervient quand la convection du liquide devient le mécanisme principal, et ceci correspond à la région de l'évaporation convective. Ce phénomène est caractérisé par l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec la qualité. Cette augmentation se poursuit jusqu'à ce que le film liquide disparaisse.

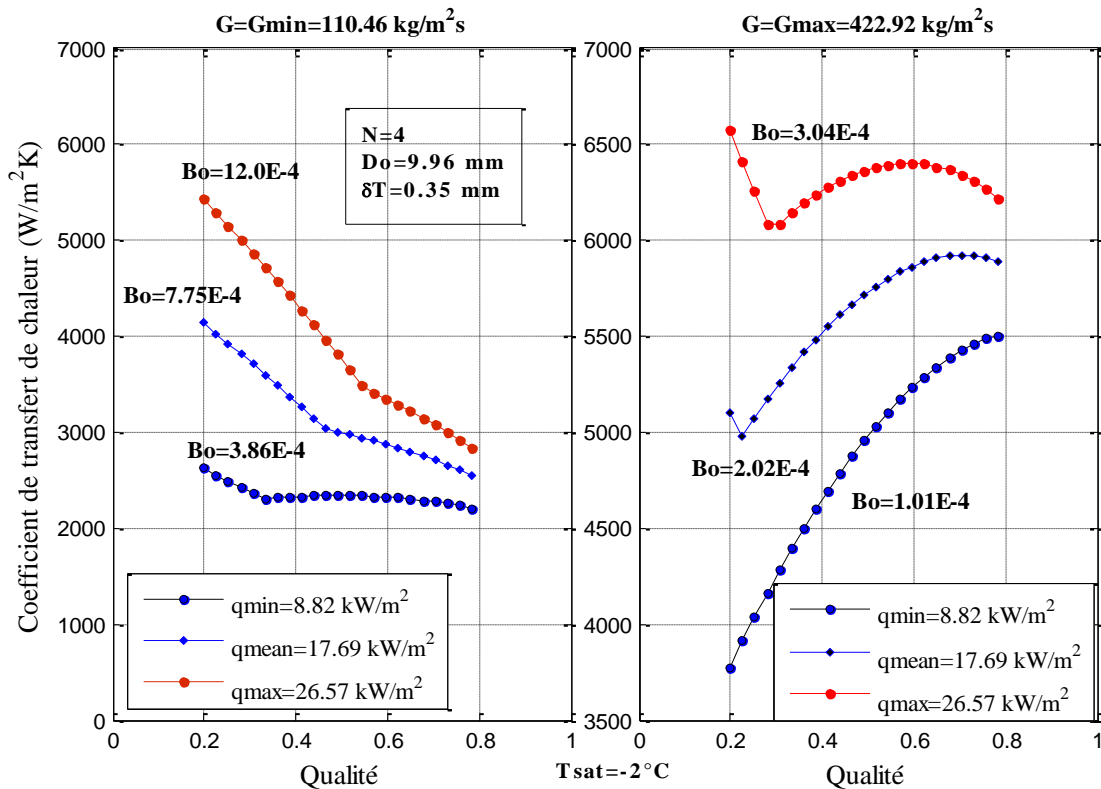


Figure 7.14- Effet du flux de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur

Afin d'illustrer l'influence du flux massique sur le transfert de chaleur, la figure (7.15) montre clairement que les coefficients de transfert de chaleur augmentent avec la vitesse massique. En effet l'augmentation du flux massique du réfrigérant améliore l'ébullition convective. Dans la région de faible qualité, correspondant aux régimes d'écoulement à bulles, à bouchon et à poche où le mécanisme de l'ébullition nucléée domine le transfert de chaleur, l'influence de la vitesse massique est faible. Ainsi, la vitesse massique a un effet négligeable sur l'ébullition nucléée. En effet, une augmentation de la vitesse massique augmente les forces de

cisaillement à l'interface. Les bulles sur la surface chaude sont enlevées de la paroi sous l'influence de la force de cisaillement et n'atteignent pas des grands diamètres comme dans le mécanisme de l'ébullition en vase. Cet effet conduit à une réduction légère de la composante de l'ébullition nucléée quand la force de cisaillement augmente.

En générale, le flux de chaleur à un effet faible sur la contribution convective, tandis qu'il affecte fortement l'ébullition nucléée. Cependant, quand le flux de chaleur augmente, la fréquence de départ des bulles augmente rapidement, ainsi des cavités additionnelles de petites tailles pourraient être activées sur la paroi chaude. Ceci conduit à une augmentation dans la contribution de l'ébullition nucléée.

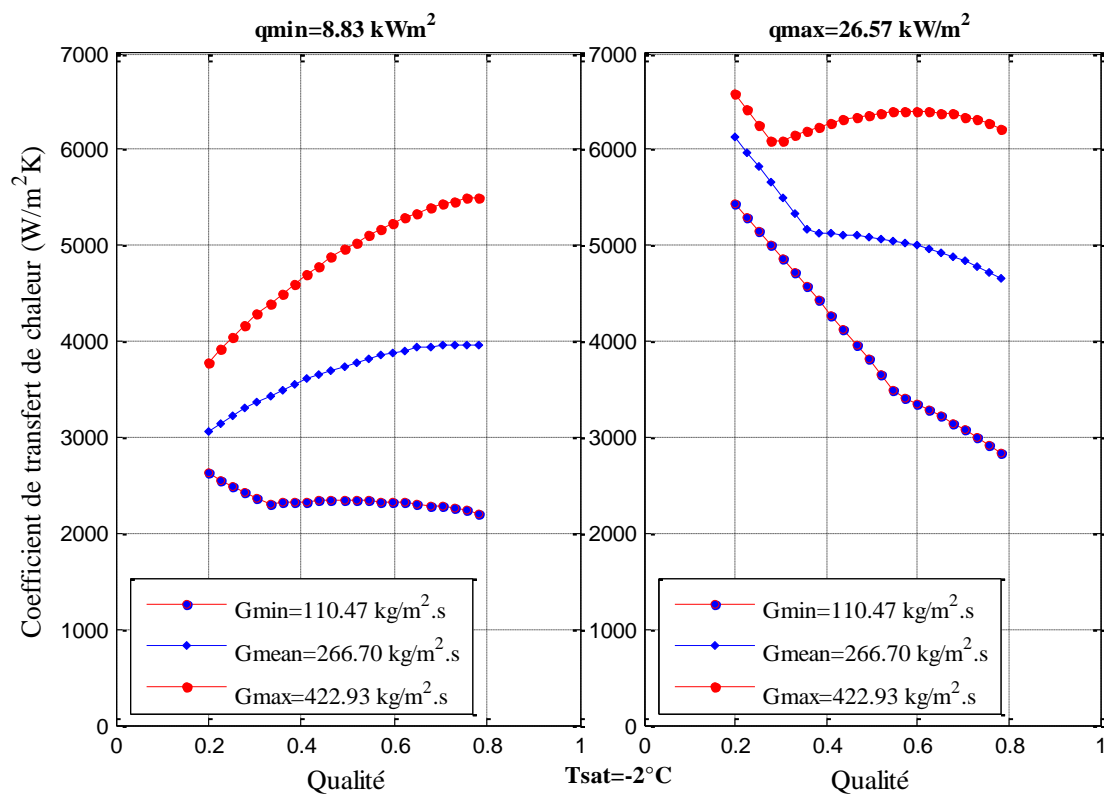


Figure 7.15- Effet du flux massique sur le coefficient de transfert de chaleur

3. Coefficient de transfert de chaleur globale :

La figure (7.16) montre les variations du coefficient de transfert de chaleur global avec le nombre de Reynolds en utilisant la corrélation de Wang et al [19] sur le côté air et la corrélation de Kandlikar [35] sur le côté réfrigérant. La figure montre que le coefficient de transfert de chaleur globale augmente avec le nombre de Reynolds. Avec l'augmentation de la vitesse l'élimination du condensât qui devient plus facile et, ceci, conduit à une augmentation du transfert combiné de chaleur et de masse.

La figure montre aussi que l'effet du nombre de rangées de tubes sur le coefficient de transfert de chaleur dépend du nombre de Reynolds. On constate que ces coefficients diminuent avec l'augmentation du nombre de rangées aux faibles vitesses. Aux faibles vitesses, le condensât adhère facilement entre les ailettes en occupant l'espace entre les ailettes et en changeant le modèle de l'écoulement de l'air. Cet effet devient plus marqué avec l'augmentation du nombre de rangées. Aux grandes vitesses, le coefficient de transfert de chaleur global augmente avec le nombre de rangées, c'est à cause, peut être, de l'échangeur de chaleur qui devient plus compact. La diminution graduelle de l'effet du nombre de rangées peut être attribuée à l'écoulement de l'air. La présence de la rangée changera la direction de l'écoulement en produisant un bon brassage de l'air.

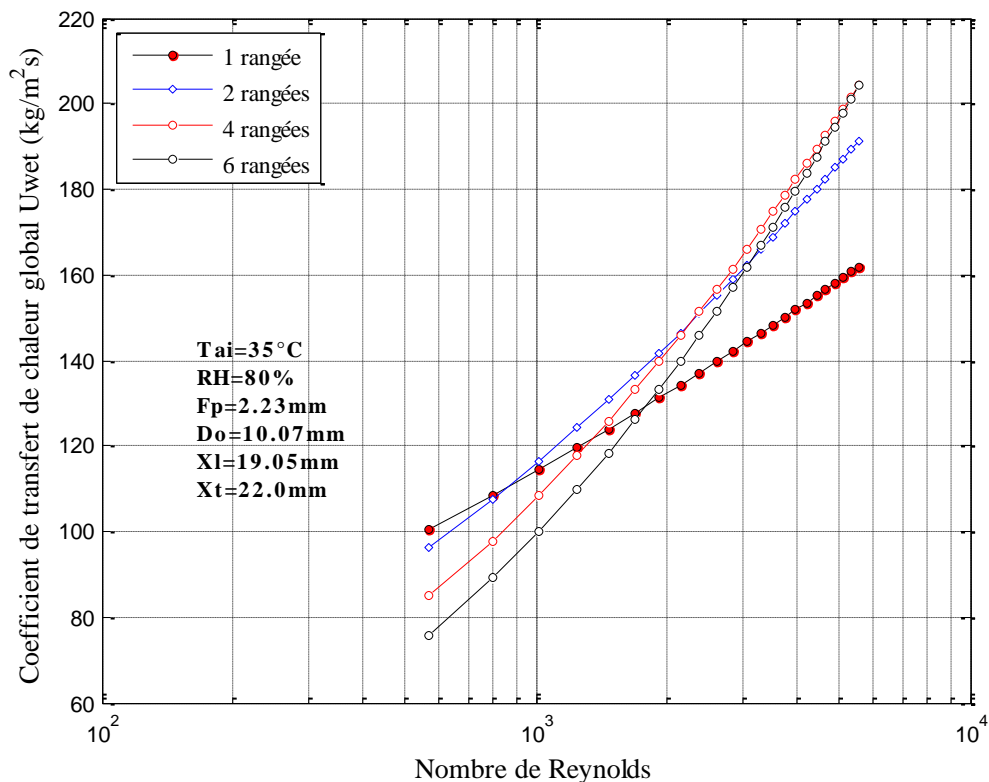


Figure 7.16- Coefficient de transfert de chaleur global sous la condition humide

4. Pertes de pression côté air :

Les pertes de pression jouent rôle important dans la conception des échangeurs de chaleur. Dans la plupart des cas on rencontre un écoulement externe (l'air à travers les tubes et les ailettes) et écoulement interne (réfrigérant dans le tube). Généralement la perte de pression est affecté par un certain nombre de facteurs, principalement le type de l'écoulement (laminaire ou turbulent) et la géométrie de l'échangeur.

Dans le cas général, le fluide (air) subit une perte d'entrée lorsqu'il rencontre l'échangeur de chaleur en raison de la réduction soudaine de la surface de l'écoulement, puis l'échangeur lui-même contribue à une perte due aux frottements, et finalement quand le fluide quitte l'échangeur, il subit une perte de pression due à une expansion soudaine de la surface. De plus, si la densité varie entre l'entrée et la sortie, due au processus du chauffage ou du refroidissement, l'écoulement obtient une accélération ou une décélération.

La contribution de la perte de pression à l'entrée de l'échangeur de chaleur peut être obtenue en considérant l'équation de Bernoulli : $\Delta P_i = (1 - \sigma_a^2 + K_i) \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho_i}$

D'où, $\sigma_a = \frac{A_c}{A_{fr}}$ et $\rho = \frac{1+w}{V}$ est la masse volumique avec V ($m^3 / kg \text{ air sec}$) obtenu

directement du diagramme psychrométrique. Dans l'échangeur de chaleur la perte de pression

est donnée par: $\Delta P_c = \frac{4f L_d}{D_h} \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho_m}$, où L_d est la largeur de l'échangeur

La perte de pression due à la variation de quantité de mouvement conduit à l'expression

suivante $\Delta P_a = G_c^2 \left(\frac{1}{\rho_e} - \frac{1}{\rho_i} \right)$. Finalement, l'écoulement quitte l'échangeur de chaleur où il

rencontre une expansion soudaine, l'application de l'équation de Bernoulli et l'équation de

conservation de la masse conduit à : $\Delta P_e = - (1 - \sigma_a^2 - K_e) \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho_e}$

La perte de pression totale à travers l'échangeur de chaleur est obtenue en reprend la somme de ces quatre contributions : $\Delta P_{tot} = \Delta P_i + \Delta P_c + \Delta P_a + \Delta P_e$

Kays and London (1998) [100] indiquèrent que dans un échangeur de chaleur à faisceaux de tubes et ailettes, chaque rangée représente une contraction et une expansion. Ainsi, le comportement de la contraction, et de l'expansion, est inclus dans la contribution du facteur de frottement, et les fonctions de contraction (K_i) et de l'expansion (K_e) sont nulles.

Il est clair selon la figure (7.17) que la contribution principale à la perte de pression totale est celle qui est due aux frottements. Ainsi, le calcul de la perte de pression totale repose essentiellement sur le calcul du facteur de frottement représenté dans cette contribution. Le choix d'une corrélation dépend de plusieurs facteurs, principalement la situation de la surface, sèche ou humide, la configuration de l'ailette et la disposition des rangées de tubes.

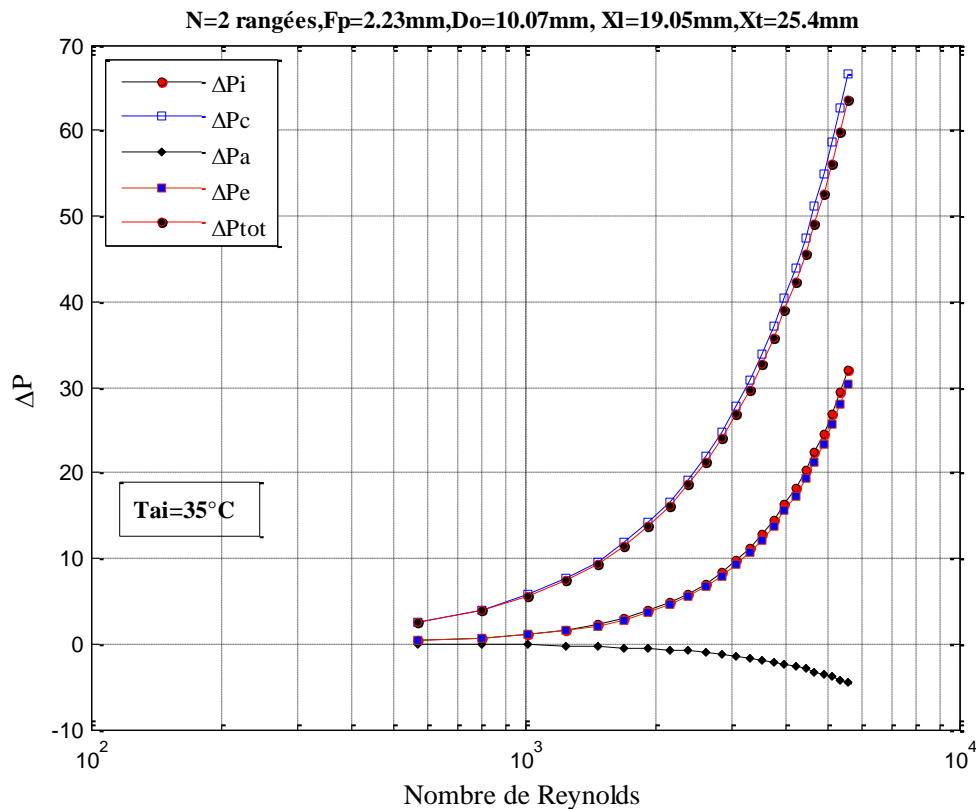


Figure 7.17- Pertes de pression totale en fonction de nombre de Reynolds

Dans la présente étude on a utilisé deux corrélations, ce sont les corrélations de Wang et al [18], [19]. On note que la corrélation de Wang et al [18] est valide seulement quand l'échangeur de chaleur est entièrement humide. Les figures (7.18) et (7.19) montrent les effets de l'espacement des ailettes et du diamètre du tube sur les caractéristiques de frottement en utilisant ces deux corrélations. D'abord, le facteur de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci est attribué à la vitesse frontale de l'air qui est incluse dans la définition de Reynolds.

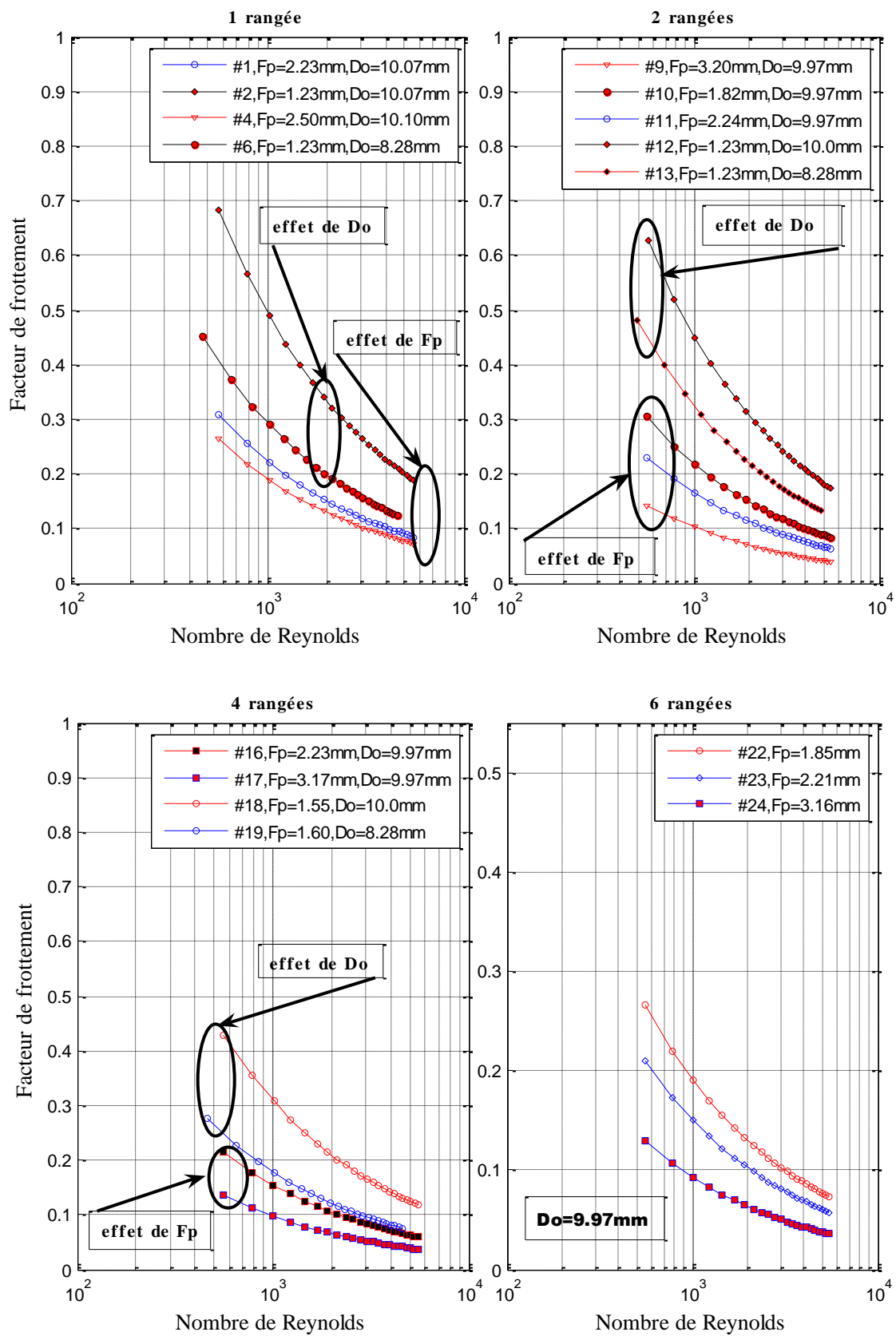


Figure 7.18- Effets de l'espacement des ailettes et du diamètre du tube sur le frottement [Wang et al 1997]

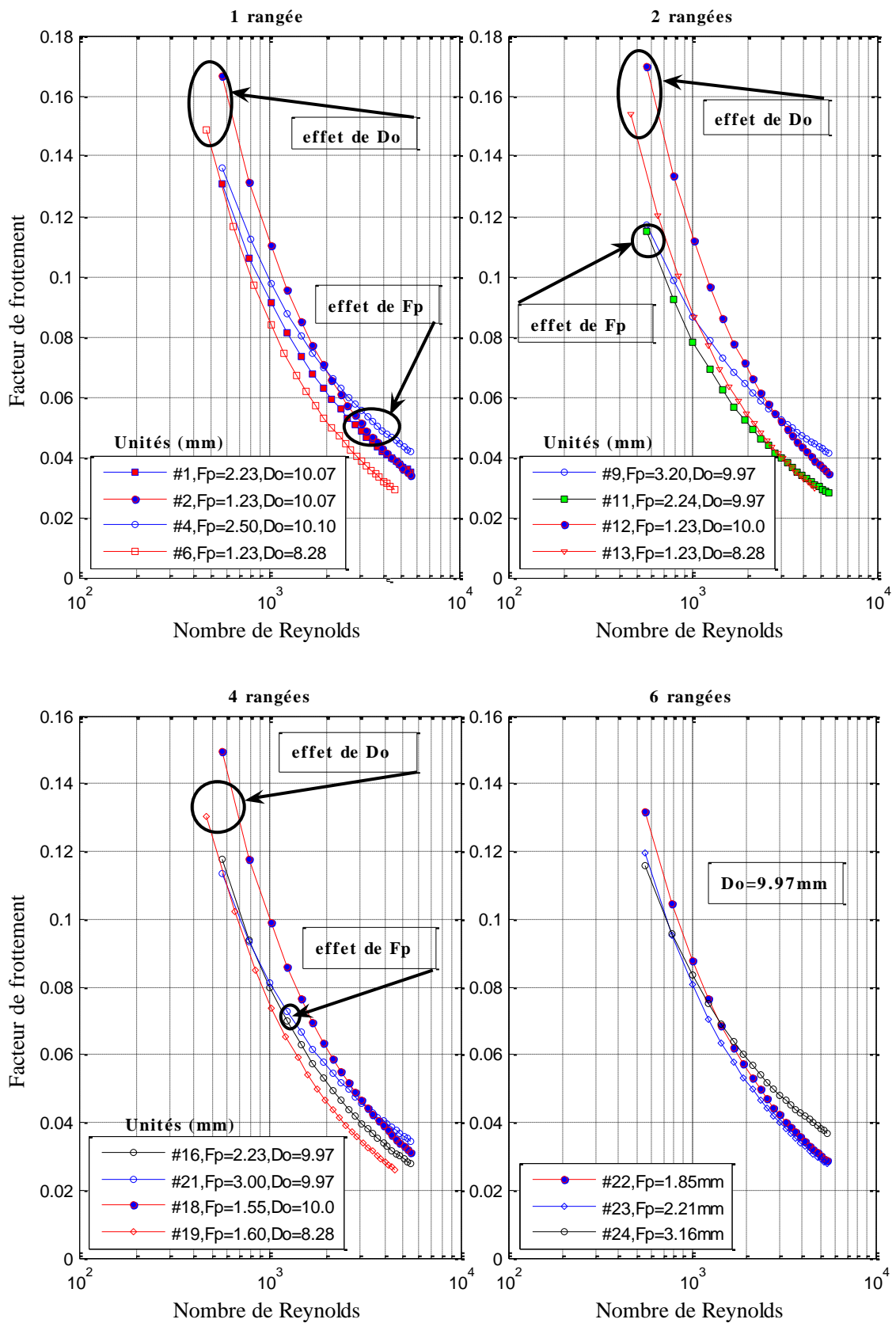


Figure 7.19- Effets de l'espacement des ailettes et du diamètre du tube sur le frottement [Wang et al 2000]

Sous la condition de la déshumidification, la figure (7.18) montre une diminution du facteur de frottement avec l'augmentation de l'espacement des ailettes. Quand les ailettes sont proches les unes des autres, les gouttelettes qui adhèrent à la surface de l'ailette peuvent entraîner la torsion de l'écoulement de l'air. Ces résultats sont différents de ceux obtenus par Liaw et al (2008) [101] qui ont trouvé que les facteurs de frottement augmentent légèrement avec l'espacement des ailettes. Ils ont expliqué que ceci est associé au phénomène de l'assèchement tandis que notre échangeur reste toujours humide et la température de la surface n'excède jamais la température du point de rosée de l'air à la sortie. Un échangeur de chaleur avec un faible espacement des ailettes retient plus d'eau sur les surfaces des ailettes. Une grande quantité de condensât avec un faible espacement des ailettes induit un écoulement d'air plus restreint qui, par conséquent, augmente significativement la perte de pression à travers l'échangeur, et ceci conduit à un facteur de frottement plus élevé. Ceci s'accorde bien avec les résultats de Yin and Jacobi (2000) [102]. De plus, les caractéristiques du frottement augmentent avec le diamètre du tube pour des espacements constants entre tubes et entre ailettes. L'écoulement changera quand le diamètre du tube varie. La vitesse dans la section transversale la plus étroite augmente jusqu'à une certaine valeur avec l'augmentation du diamètre et la zone de recirculation derrière le tube est également augmentée. Quand le diamètre du tube s'accroît, la région du sillage derrière le tube augmentera. A cet égard, les pertes de pression augmentent avec le diamètre du tube.

En utilisant la corrélation de Wang et al [19], les effets de l'espacement entre ailettes et du diamètre du tube sur les facteurs de frottement sont assez faibles. Cependant, on observe une augmentation légère du facteur de frottement avec l'espacement des ailettes quand le nombre de Reynolds est assez élevé et cette distinction devient plus prononcée quand le nombre de rangée est égal à six. Il est probable que cette légère élévation du facteur de frottement avec l'espacement des ailettes est associée au phénomène d'assèchement.

La figure (7.20) montre l'effet du nombre de rangées sur les caractéristiques du frottement en fonction du nombre de Reynolds. Le facteur de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de rangées et cet effet diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci est expliqué par la géométrie simple de l'ailette qui peut fixer le condensât liquide. Du fait que l'air humide s'écoule à travers un évaporateur humide, l'humidité spécifique correspondante diminue le long de la direction de l'écoulement, la température du point de rosée et, par conséquent, le potentiel de transfert de masse diminue également. Le débit du condensât et l'air détourné peuvent être diminués quand le nombre de rangées de tubes augmente. Par

conséquence, ont constaté une réduction du frottement avec l'augmentation du nombre de rangées. De plus, l'effet du nombre de rangée diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci est associé peut être à la présence du film de condensât. Le condensât adhère facilement entre les ailettes aux faibles nombres de Reynolds.

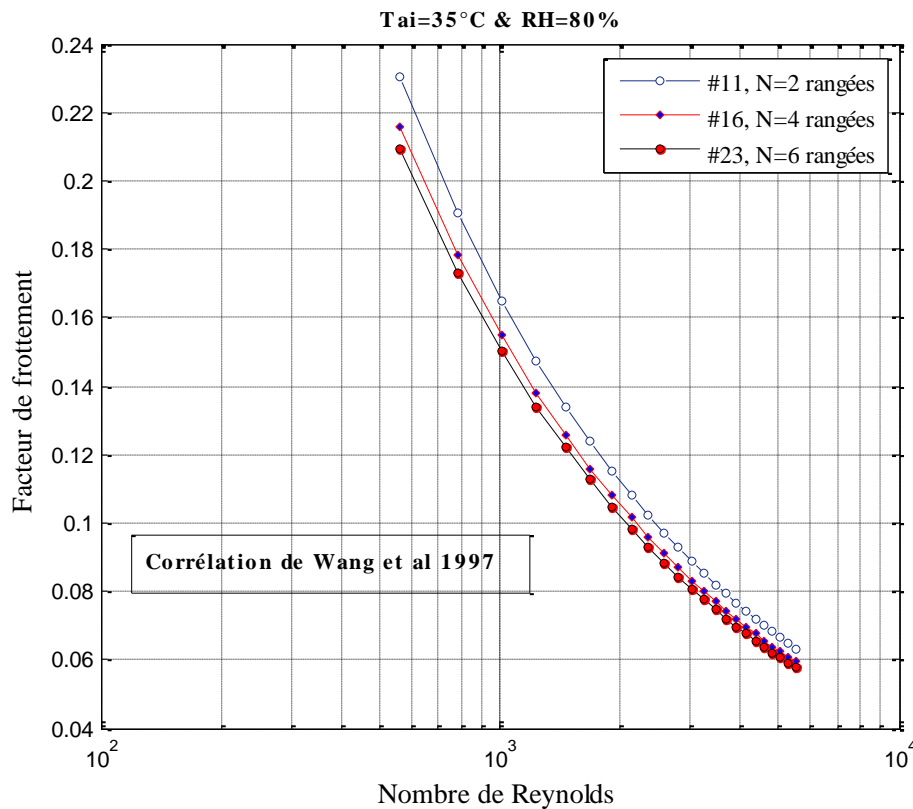


Figure 7.20- Effet du nombre de rangées sur le frottement [Wang et al 1997]

La figure (7.21) montre l'effet des espacements longitudinal et transversal sur le frottement. La variation de l'espacement des tubes a un effet substantiel sur la perte de pression côté air. Le facteur de frottement augmente quand l'espacement entre tubes devient plus étroit.

En générale, avec la diminution de l'espacement des ailettes et des tubes ainsi que l'augmentation du diamètre du tube et du nombre de rangées, l'échangeur de chaleur devient plus compact. Rendre l'échangeur de chaleur plus compact diminue la surface libre de l'écoulement de l'air et, ainsi, augmente les pertes de pressions à travers cet échangeur.

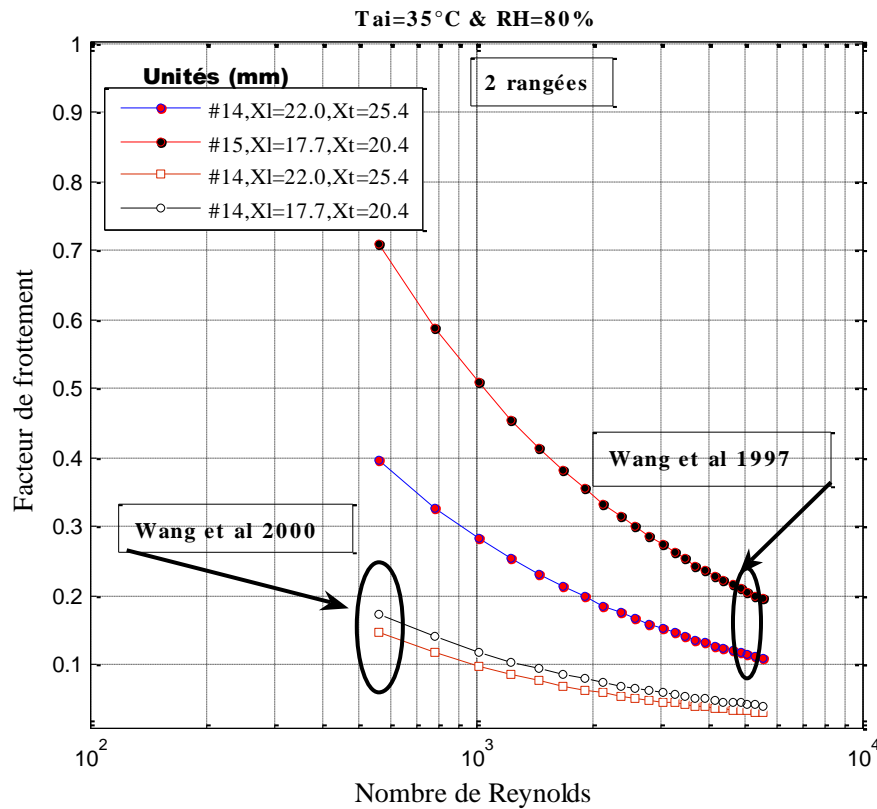


Figure 7.21- Effet de l'espacement entre tubes sur le facteur de frottement

La figure (7.22) montre les variations de la perte de pression avec le nombre de Reynolds et l'espacement des ailettes. On constate que les pertes de pression (ΔP_{tot}) augmentent avec le nombre de Reynolds et le nombre de rangées de tubes et diminuent avec l'augmentation de l'espacement des ailettes. Notons que le facteur de Fanning dans l'équation de la perte de pression est calculé en considérant que la surface est entièrement couverte par une couche liquide. La présence du condensât augmente significativement les pertes de pression. De plus, les effets géométriques sur la perte de pression sont significativement faibles aux faibles vitesses frontales de l'air.

Aux faibles vitesses, une grande quantité du condensât se forme sur la surface froide, ainsi l'élimination éventuelle de cette quantité est due à la force gravitationnelle. Cependant, aux grandes vitesses et une humidité relative élevée (80%), on constate une augmentation de l'effet de la rugosité. En générale, les pertes de pression dépendent fortement de l'espacement des ailettes et le nombre de rangées de tubes. C'est parce que l'influence du phénomène de rétention du condensât augmente quand l'échangeur de chaleur devient plus compact.

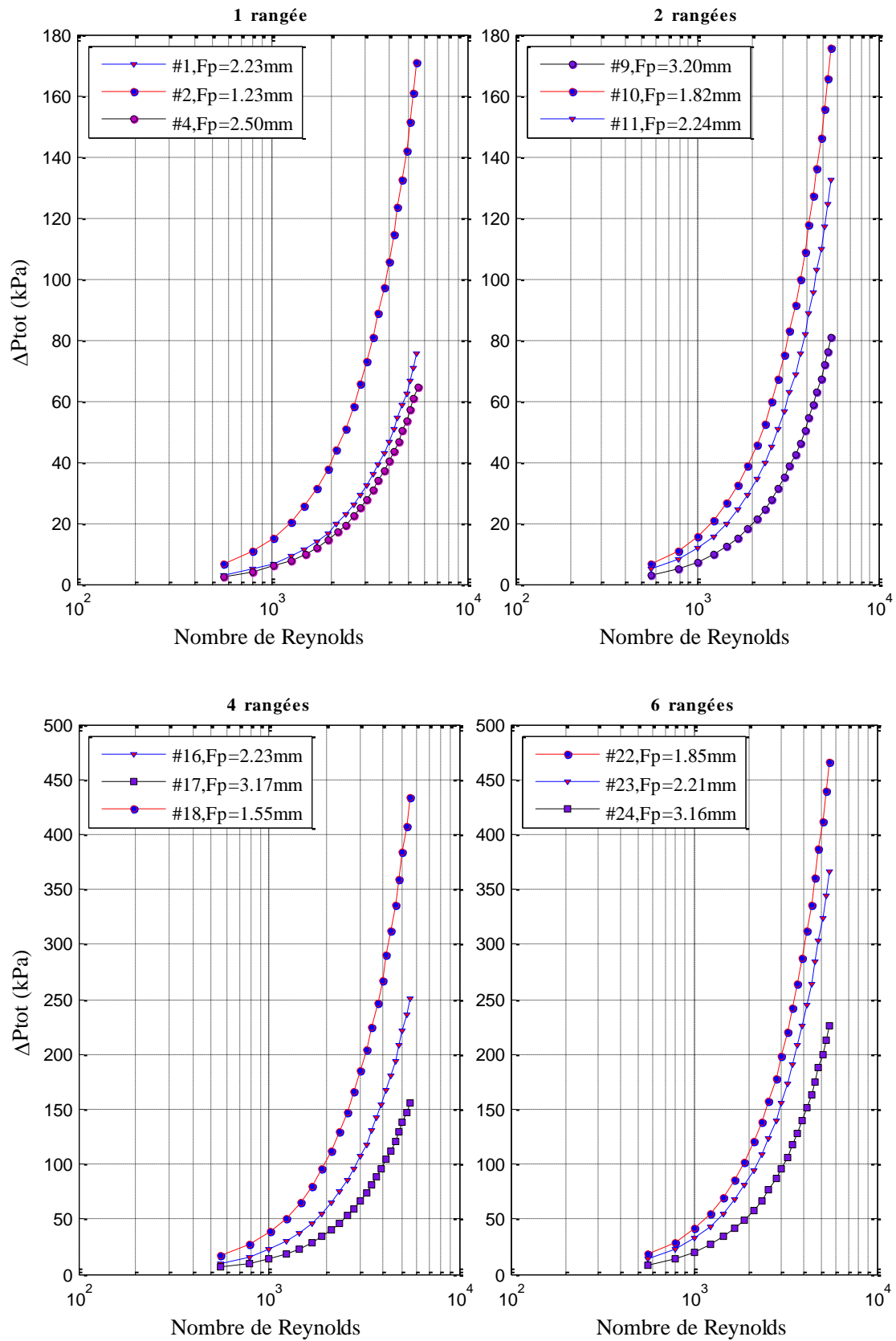


Figure 7.22- Effet de l'espacement des ailettes sur les pertes de pression totales ($T_{ai}=35^\circ\text{C}$ et $RH=80$)

Si on utilise la corrélation de Wang et al (2000) [19] dans l'équation de la perte de pression due aux frottements, on constate que la perte de pression augmente légèrement avec l'espacement des ailettes aux grandes vitesses. Ceci explique que cette corrélation est valide quand l'échangeur fonctionne sous la condition de la déshumidification. Ainsi, la condition de la déshumidification n'explique pas que la surface est forcément entièrement humide. L'assèchement du condensât aux grandes vitesses permet à l'humidité contenue dans l'espace de se condenser. Ceci explique que l'espace à conditionner doit être humide pour que l'échangeur de chaleur reste toujours mouillé.

5. Pertes de pression côté réfrigérant :

5.1. Pertes de pression dans les tubes rectilignes :

On vient de rappeler que la perte de pression sur le côté réfrigérant consiste des pertes de pressions dues aux frottements, variation de quantité du mouvement et de la gravité. Ainsi, la composante due à la gravité est négligée dans les tubes horizontaux. La perte de pression totale est causée principalement par la perte de pression frictionnelle qui résulte de l'énergie dissipée dans l'écoulement par frottement. Les figures (7.23) et (7.24) montrent les variations de la perte de pression due aux frottements en fonction de la qualité à la sortie du tube pour deux valeurs de la pression d'évaporation. Généralement, la contribution de la perte de pression frictionnelle augmente avec la qualité jusqu'à atteindre le maximum qui correspond à la qualité indiquant le début de l'assèchement puis converge vers la perte de pression de l'écoulement de vapeur. Ceci est vrai du fait que, quand l'écoulement agit en aval au cours de l'évaporation, la densité de mélange liquide-vapeur diminue. Par conséquent, l'écoulement s'accélère et la perte de pression due aux frottements augmente. Selon Ould Didi et al [66] et selon la carte d'écoulement de Kattan et al [95], la perte de pression augmente jusqu'à une valeur maximale à une qualité égale à 80% environ, cette valeur correspond à la zone de transition de l'écoulement annulaire à l'écoulement annulaire avec assèchement partielle. Les résultats de la présente étude s'accordent bien avec les résultats obtenus par Tran et al [62], [63] pour des faibles diamètres des tubes.

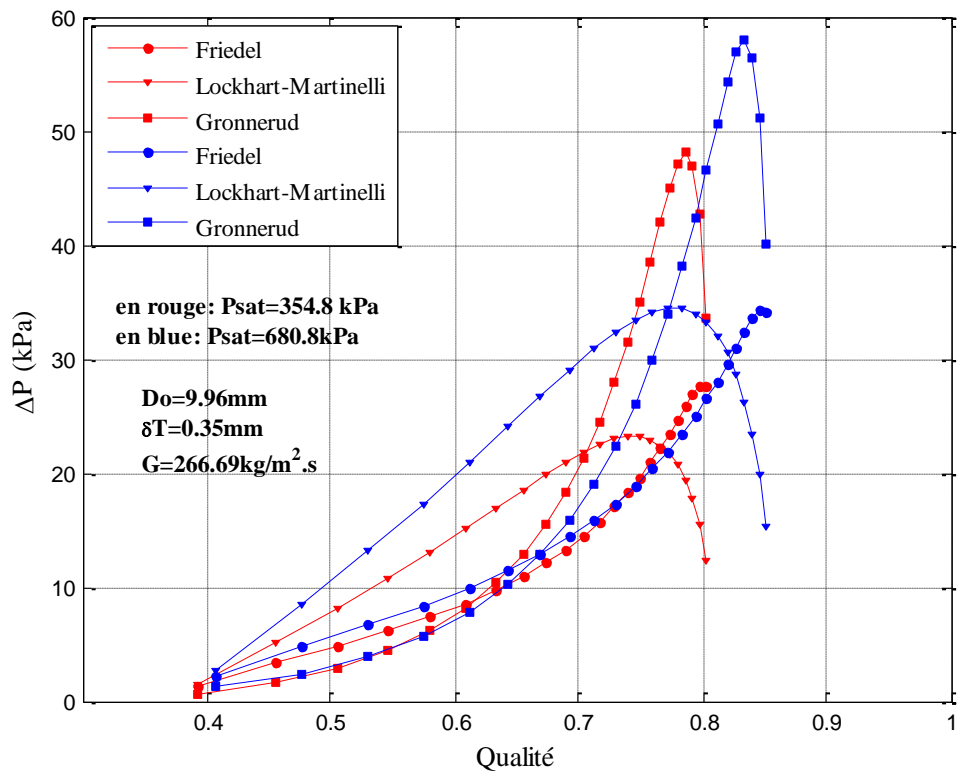


Figure 7.23. Pertes de pression en fonction de la qualité de sortie

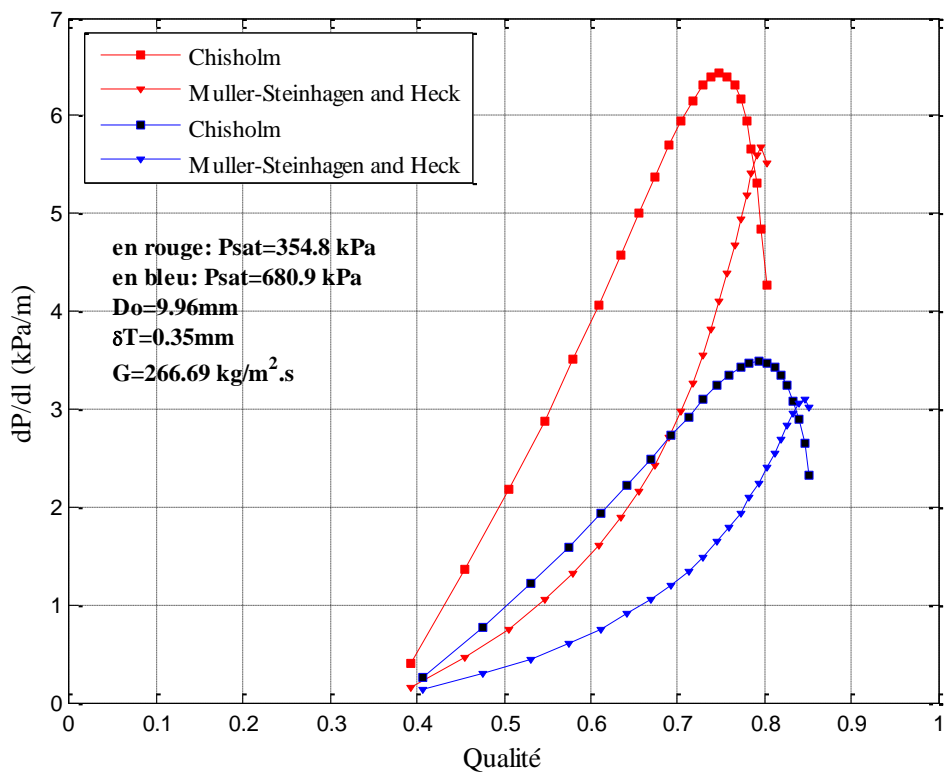


Figure 7.24. Gradients de pression en fonction de la qualité de sortie

Notons que dans la présente étude, la longueur totale des tubes n'est pas fixée. Ceci implique que la valeur de la longueur du tube est contrôlée par les conditions externes, sauf le nombre de rangées de tubes, et par les conditions du fluide de fonctionnement. Dans ce cas, et pour une comparaison plus précise, il est plus pertinent d'utiliser les corrélations expliquant le gradient de pression au lieu de la perte de pression.

L'effet de la pression de saturation est également montré sur ces figures. Il est clair que la perte de pression diminue avec l'augmentation de la température de saturation du réfrigérant. En effet, quand la pression de saturation augmente, la diminution de la viscosité du liquide et l'augmentation de la densité moyenne du mélange liquide-vapeur conduit à une diminution de la vitesse du réfrigérant, et ainsi, des pertes de pression.

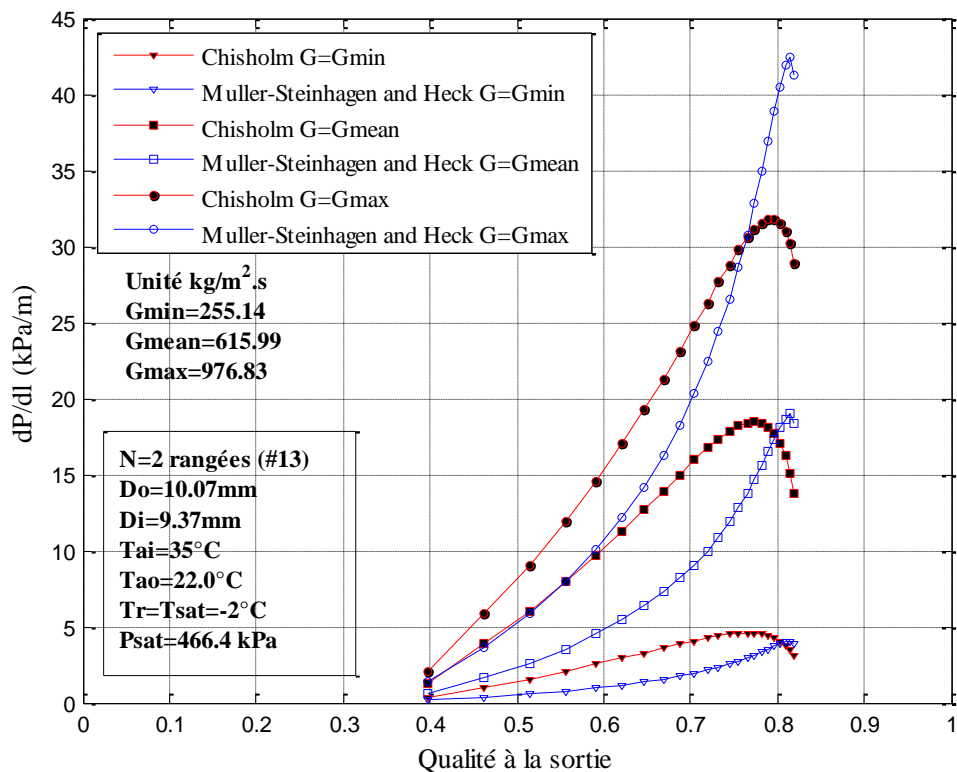


Figure 7.25- Effet du flux massique sur les pertes de pression

Par définition $G_r = \dot{m}_r / (A_{fr,r} \sigma_r)$, ainsi, la figure (7.25) montre l'effet du flux massique pour un échangeur à deux rangées de tubes pour trois valeurs de G_r . La perte de pression augmente rapidement aux grands flux massiques et la divergence devient de plus en plus importante avec la qualité. Ceci peut être attribué à la configuration de l'écoulement. Le régime d'écoulement varie avec la variation de la vitesse. Aux faibles vitesses massiques le régime est intermittent et stratifié tandis que aux grandes vitesses l'écoulement est intermittent,

stratifié, à vague et annulaire. L'augmentation de la vitesse augmente l'interaction entre les deux phases et, par conséquent, les frottements et la résistance à l'écoulement diphasique. En générale, l'apparition de différents types de modèles d'écoulement causés par la variation de la distribution des phases vapeur et liquide conduit certainement à une variation de la pression. La disparition du liquide permet à la phase vapeur de se présentée seule, et ceci conduit à une diminution dans les pertes de pressions vers la pression de l'écoulement monophasique entièrement vapeur.

5.2. Pertes de pression dan les coudes de retour :

La figure (7.26) montre une comparaison entre les méthodes de Geary et Chisholm pour les pertes de pression, et les corrélations de Domanski and Herms [68], Chen et al [71], et de Miguel et al [73] pour le gradient de pression. La comparaison est faite à partir de l'écoulement entièrement liquide jusqu'à l'écoulement vapeur saturée. Pour le liquide saturé, les corrélations montrent une augmentation de la pression avec la qualité et ceci peut être expliqué par la diminution de la densité diphasique. Cependant, dans les corrélations de Geary et de Chen et al, l'augmentation de la pression continue à travers la région diphasique et même dans la région de la vapeur saturée. Les autres corrélations prévoient une diminution dans la perte de pression quand la qualité est proche de l'unité. Ces corrélations s'accordent bien avec la perte de pression connue dans les tubes rectilignes. La diminution de la perte de pression aux qualités élevées peut être expliquée par la réduction de l'interface entre les phases une fois que le film liquide sur la paroi commence à mincir et la paroi devient occasionnellement sèche. Les effets de la vitesse massique et de la température de saturation du réfrigérant sont montrés sur la figure (7.27). Il est clair que le gradient de pression augmente avec la vitesse. Ceci est attribué à l'augmentation de la force centrifuge aux vitesses élevées. Les conditions de saturation agissent sur les densités des deux phases. Quand la température augmente, la densité de la vapeur augmente, la vitesse de la vapeur diminue et ceci conduit à une diminution du gradient de pression. Dans les applications diphasiques, le modèle d'écoulement dans les coudes est fortement affecté par les vitesses de l'écoulement secondaire. Wang et al [70] pour des coudes ayant des tubes de 3 et 7mm de diamètre, et Chen et al [71], [72] pour $D = 6.9\text{mm}$, ont rapporté que l'écoulement stratifié avec une faible vitesse massique dans la région de rétablissement juste après le coude de retour est transformé temporairement en écoulement annulaire puis change en écoulement stratifié dans la région en aval.

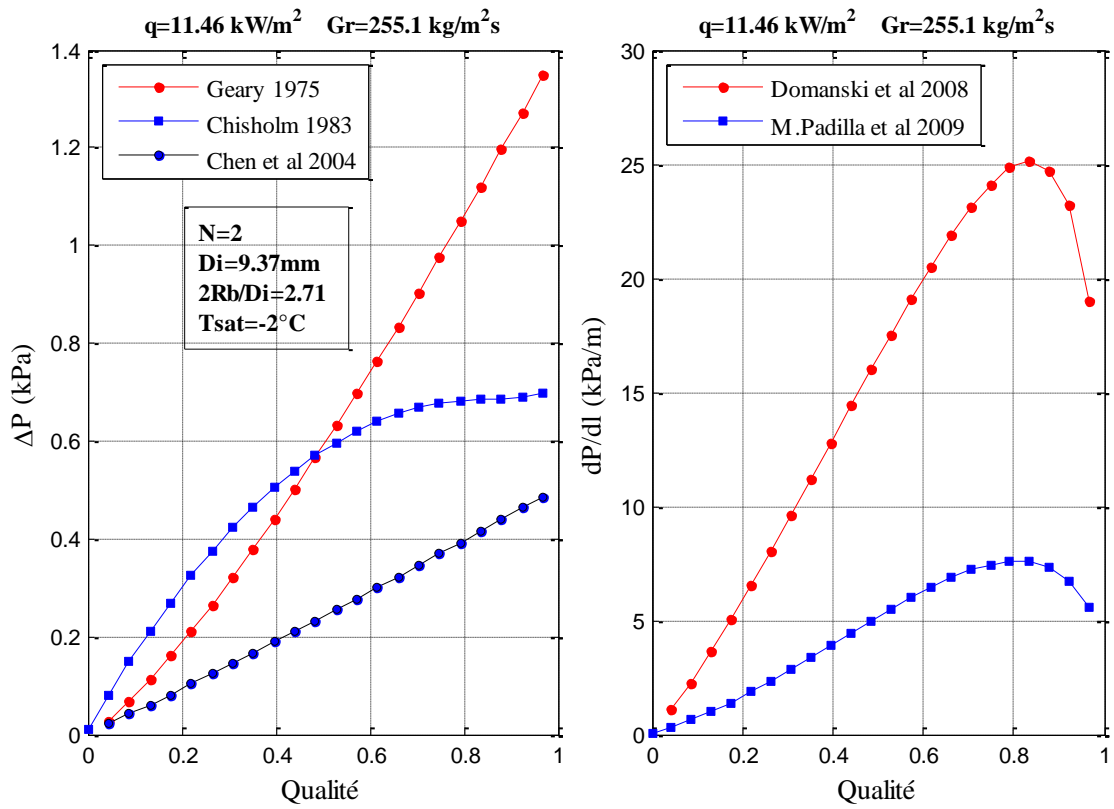


Figure 7.26- Pertes de pression dans les coudes de retour en fonction de la qualité

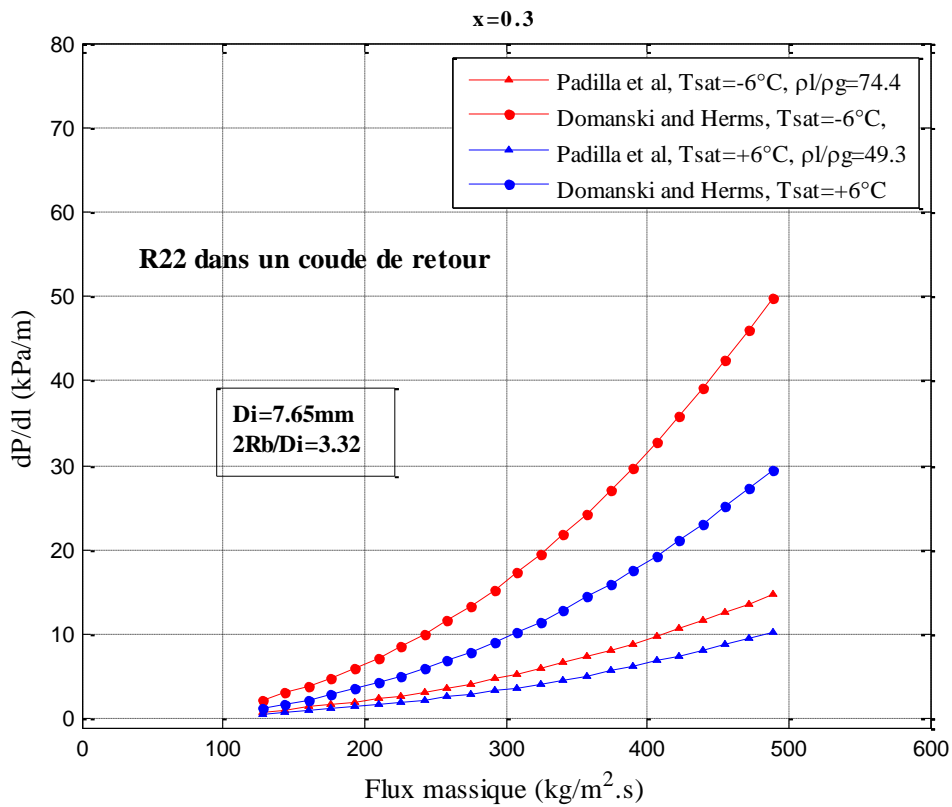


Figure 7.27- Effet de la température de saturation et du flux massique

CONCLUSION GENERALE

Dans la présente étude nous avons analysé numériquement un échangeur de chaleur à tubes circulaires et plaques à ailettes planes en utilisant le langage MATLAB. Cet échangeur constitue l'évaporateur fonctionnant dans la condition de déshumidification de l'air. Nous avons étudié l'influence des différents paramètres géométriques tels que l'espacement des ailettes, le diamètre du tube et le nombre de rangées trouvées dans la littérature. Les résultats sur les caractéristiques du transfert de chaleur et les pertes de pression sur les côtés interne et externe de l'échangeur ont confirmé les tendances récemment observées. Sous les conditions utilisées, l'effet des paramètres géométriques sur le transfert combiné de chaleur et de masse dépend de la corrélation utilisée. Ainsi, des explications possibles pour chaque situation sont présentées. Généralement, les performances de l'échangeur sous la condition humide dépendent de la vitesse frontale de l'air, du nombre de rangées de tubes et du diamètre du tube. Ainsi, l'effet de l'espacement des ailettes est virtuellement négligeable à cause du film du condensât qui altère le régime d'écoulement de l'air dans l'échangeur. La diminution de l'influence des paramètres géométriques sur le transfert combiné de chaleur et de masse avec l'augmentation du nombre de rangée est associée essentiellement au phénomène de rétention du condensât par la paroi solide du tube et de l'ailette. L'effet des paramètres géométriques sur le facteur de frottement dépend également de la corrélation utilisée. Si l'effet de l'humidité relative n'a pas été inclus, la surface est considérée entièrement humide. Or, si cet effet est pris en considération, on doit prendre en compte l'avantage de la condensation de l'humidité contenue dans l'espace.

Les résultats de cette étude indiquent que les coefficients de transfert de chaleur en ébullition en convection forcée du réfrigérant R22 augmentent avec la pression de saturation et du flux massique. L'influence des conditions de fonctionnement du R22 (flux de chaleur et vitesse massique) sur le coefficient de transfert de chaleur en ébullition a été évaluée. Une comparaison entre les différentes corrélations traitant les pertes de pression dans les tubes rectilignes ainsi que dans des coudes de retours est également étudiée.

Références:

- [1] S. Nagaraja and M.V. Krishna Murthy, *Heat-and-mass transfer characteristics of a cooling and dehumidifying coil and the effect of upstream turbulence on them*, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 21, pp. 87-96. Pergamon Press 1978.
- [2] A.H. Elmahdy and R.C. Biggs, *Finned tube heat exchanger: Correlation of dry surface heat transfer data*, ASHRAE Transaction 1979. Vol. 85, Part 2, p 262-273.
- [3] D.R. Mirth and S. Ramadhyani, *Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions*, Ray W. Herrik Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1993.
- [4] Gray, D. L. and Webb, R, L; 1986, *Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins*, Proceeding 8th International Journal of Heat Transfer Conference, Vol. 6, pp. 2745-2750.
- [5] Chi-Chuan Wang and Yu-Juei Chang, Yi-Chung Hsieh and Yur-Tsai Lin, *Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins*, Int.J. Refrig. vol. 19, No. 4, pp, 223-230. 1996.
- [6] Chi-Chuan Wang, Chang-Tsair Chang, *Heat and Mass Transfer for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers, with and without Hydrophilic Coating*, International Journal of Heat and Mass Transfer 41 (1998) 3109-3120.
- [7] Abu Madi. M. Johns. R. A, and Heikal. M.R, *Performance Characteristics Correlation for Round Tube and Plate Finned Heat Exchangers*, Int. J. Refrigeration, Vol. 21(7), pp. 507-517, 1998.
- [8] Chi-Chuan Wang and Kuan-Yu Chi, *Heat Transfer and friction characteristics of plane fin-and-tube heat exchangers, part I : new experimental data*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 2681-2691.
- [9] Chi-Chuan Wang, Kuan-Yu Chi, Chun-Jung Chang, *Heat transfer and friction characteristics of plane fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 2693-2700.
- [10] Chapter 6 of 1979 Equipment Handbook, *Air-Cooling and Dehumidifying Coils*, ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1979.
- [11] Chapter 21 of 2000 ASHRAE Systems and Equipment Handbook, *Air-Cooling and Dehumidifying Coils*, ASHRAE Handbook of Fundamentals 2002.
- [12] ARI Standard 410-2001, *Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*, 4301 North Fairfax Drive. Arlington, Virginia 22203.
- [13] Jianfeng Wang, Eiji Hihara, *Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method*, International Journal of Refrigeration 26 (2003) 293-301.

- [14] A.S. Huzayyin, S.A. Nada, H.F. Elattar, *Air-side performance of a wavy-finned-tube direct expansion cooling and dehumidifying air coil*, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 230-244.
- [15] Yanping Xia, Anthony M. Jacobi, *Air-side data interpretation and performance analysis for heat exchangers with simultaneous heat and mass transfer: Wet and frosted surfaces*, International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 5089-5102.
- [16] Worachest Pirompugd, Chi-Chuan Wang and Somchai Wongwises, *Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer 50 (2007) 552-565.
- [17] Faye C. McQuiston and Jerald D. Parker, *Heating, Ventilating and Air-Conditioning Analysis and Design*, Second Edition. 1982.
- [18] Wang. C. C, Hseih. Y. C, and Lin. Y. T, *Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions*, J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117. 1997.
- [19] Chi-Chuan Wang, Yur-Tsai Lin and Chi-Juan Lee, *An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 1869-1872.
- [20] Hong. K. T, and Webb. R. L, *Calculation of Fin Efficiency for Wet and Dry Fins*, HVAC and R Research, Vol. 2(1), pp. 27-41 (1996).
- [21] Chi-Chuan Wang, Wei-Song Lee, Wen-Jenn Sheu and Yu-Juei Chang, *A comparison of the airside performance of the fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating*, Applied Thermal Engineering 22 (2002) 267-278.
- [22] Piotre A. Domanski, *EVSIM – AN EVAPORATOR SIMULATION MODEL ACCOUNTING FOR REFRIGERANT AND ONE DIMENSIONAL AIR DISTRIBUTION*, U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE. National Institute of Standards and Technology, NIST, August 1989.
- [23] Piotre A. Domanski, *EVAP-COND, simulation models for finned tube heat exchangers*, National Institute of Standards and Technology Building and Fire Research Laboratory, Gaithersburg, MD, USA, 2003.
- [24] Bensafi. A and Borg S, *Design and Simulation of Finned-Tube Heat Exchangers Using Pure and Mixed Refrigerants*, centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques CETIAT, France, 1996).
- [25] A. Bensafi, S. Borg and D. Parent, *CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants*, Int. J. Refrig. Vol. 20, No. 3, pp. 218-228. 1997.
- [26] Abhay Vardhan and P.L. Dhar, *A new procedure for performance prediction of air conditioning coils; Mechanical Engineering Department, Indian Institute of Technology, Hauz Khas, New Delhi 110016, India; 1997.*
- [27] John Judge and Reinhard Radermacher, *A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations*, Int J. Refrig. Vol. 20, No. 4, pp. 244-255. 1997.

- [28] Guo-liang Ding, *Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems*, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1119 – 1133.
- [29] C. Oliet, C.D. Pérez-Segarra, S. Danov, A. Oliva, *Numerical simulation of dehumidifying fin-and-tube heat exchangers: Semi-analytical modeling and experimental comparison*, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1266-1277.
- [30] Man-Hoe Kim, Piotre A-Domanski, David A. Didion, *Performance of R-22 Alternative Refrigerants in a System with Cross-Flow and Conter-Flow Heat Exchangers*, National Institute of Standards and Technology (NIST). 1997.
- [31] W-Vance Payne, and Piotre Domanski, *A Comparison of an R-22 and R-410A Air Conditioner Operating at High Ambient Temperatures*, National Institute of Standards and Technology (NIST). 2002.
- [32] Domanski P.A, Yashar D, and Kim M., *Performance of HC and HFC Refrigerants in a Finned-Tube Evaporator and its effect on System Efficiency*, 6th IIR Gustav Lorentzen Conference on National Working Fluids, Glasgow, UK. 2004.
- [33] Haobo Jiang, Vikrant Aute and Reinhard Radermacher, *CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers*, International Journal of Refrigeration 29 (2006) 601-610.
- [34] W.J Wang, L.X Zhao, C.L Zhang, *Generalized neural network correlation for flow boiling heat transfer of R-22 and its alternative refrigerants inside horizontal smooth tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 2458-2465.
- [35] Satish G. Kandlikar, *Flow boiling maps for water, R-22 and R-134a in the saturated region*, Heat Transfer 1990, International Heat Transfer Conference, Jerusalem.
- [36] Satish G. Kandlikar, *A model for flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators*, Visiting Scientists, Mechanical Engineering Department and Plasma Fusion Center, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge. MA 02139.
- [37] Chapter 10, *Boiling Heat Transfer Inside Plain Tube*, Engineering Data Book III. Wolverine Tube, Inc (2008).
- [38] Chi-Chuan Wang, *On the heat and mass analogy of fin-and-tube heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 2055 – 2059.
- [39] Hong K. T, and Webb R. L, *Calculation of Fin Efficiency for Wet and Dry Fins*, HVAC and R Research, Vol. 2(1), pp. 27-41 (1996).
- [40] Shan K. Wang and Zalman Lavan, *Air-Conditioning and Refrigeration*, Mechanical Engineering Handbook. Ed, Frank Kreith. Boca Raton: CRC Pres LLC. 1999.
- [41] DuPontTM Freon REFRIGERANTS, *Thermodynamic Properties of DuPontTM Freon 22 (R22) Refrigerant*, Technical Information T-22 SI, Printed in USA. Recorder No: K-05736. 2005.

- [42] *Thermodynamical Properties of Refrigerants*, ASHRAE 1976, Published by the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, INC. 345 EAST 47th STREET, NEW YORK, N.Y.10017.
- [43] S. G. Kandlikar, C. A. Bijlani and S.P. Sukhatme, *Predicting the properties of mixtures of R22 and R12. Part 2- Transport Properties*, Student Member ASHRAE, p 285-294.
- [44] Laura Blaul, *Refrigeration systems*, Orange Country Fire Authority, California. 2004.
- [45] D. Clodic, Y.S. Chang, A.M. Pougin, Mai 1999, *Evaluation des fluides frigorigènes à faibles GWP pour le froid domestique et commercial, les transports réfrigérés et la climatisation automobile*.
- [46] Jeff Gust, *An Error Analysis of Psychrometers*, Metrology Technician, GTE Equipment Repair Services 2970 Inland Empire Blvd. 1995.
- [47] Ali Vedaverz, Sunil Kumar, Muhammed Iqbal Hussain, *HVAC: Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation*, Industrial Press INC, New York. 2007.
- [48] S.A. Sherif, *Overview of Psychrometrics*, ASHRAE Journal, July 2002
- [49] Yves JANNOT, *L'AIR HUMIDE*, Septembre 2005.
- [50] Jean Castaing-Lasvignottes, *Air humide: propriétés thermodynamiques, opérations unitaires et technologie associées à son emploi*, UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR (2003).
- [51] Richard Mollier, *The ix-diagram for air + water vapor mixtures*, Published by E. Honegger, Orel Fuessli Verlag, Zurich and Leipzig, 1929, pp. 438-452.
- [52] He-Sheng Ren, *Construction of a generalized psychrometric chart for different pressures*, International Journal of Mechanical Engineering Education 32/3.
- [53] David P. Shelton and Gerald R. Bodman, *Air Properties Temperature and Relative Humidity*, Published by Cooperative Extension, Institute of Agriculture and Natural Resources, University of Nebraska-Lincoln 2007.
- [54] John H. Lienhard IV and John H. Lienhard V, *A Heat Transfer Textbook*, Third Edition, Published by Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, USA. 2002.
- [55] Nathalie Daniault, *Thermodynamique : Transferts thermiques*, L3 Parcours Physique Chimie, 19 mars 2008.
- [56] James G. Knudsen, Hoyt C. Hottel, Adel F. Sarofim, Phillip C. Wankat, and Kent S. Knaebel, *Heat and Mass Transfer*, Published by McGraw-Hill Companies (1999).
- [57] Eddie SAUDRAIS, *La physique et ses méthode. Introduction à l'analyse dimensionnelle*.
- [58] Jean-François Sacadura., *Initiation aux transferts thermiques.*, 4528- La Bayeusaine graphique 6-12, rue Royale-14401 Bayeux Dépôt légal N° 8741, 1993 France.
- [59] H-J. Steeman, A. Janssens, M. De Paepe, *About the use of the heat and mass analogy in building simulations*, Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University- UGent, Belgium (2005).

- [60] W. Ambrosini, N. Forgiione, A. Manfredini, F. Oriolo, *On various forms of the heat and mass transfer analogy: Discussion and application to condensation experiments*, Nuclear Engineering and Design 236 (2006) 1013-1027.
- [61] Tae Woo Lim and Yasunobu Fujita, *Flow pattern and pressure drop in flow boiling of pure refrigerants and their mixture in horizontal tube*, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol, 62, No. 1, March 2002.
- [62] Thanh Nhon Tran, *Pressure drop and heat transfer study of two-phase flow in small channels*, Mechanical Engineering, Submitted to the Graduate Faculty of Texas Tech University. December 1998.
- [63] T. N. Tran, M.C. Chyu, M.W. Wambsganss, and D.M. France, *Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: An experimental investigation and correlation development*, International Journal of Multiphase Flow 26 (2000) 1739-1754.
- [64] J.Y. Choi, M.A. Kedzierski and P.A. Domanski, *Generalized Pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-fin tubes*, IIF–IIR–Commission B1– Paderbom, Germany (2001).
- [65] H.S. Wang, J.W. Rose, H. Honda, *Condensation of refrigerants in horizontal micro fin tubes: comparison of correlations for frictional pressure drop*, International Journal of Refrigeration 26 (2003) 461-472.
- [66] M. B. Ould Didi, N. Kattan and, J. R. Thome, *Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes*, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 935-947.
- [67] Jésus Moreno Quiben, *Experimental and Analytical Study of Two-Phase Pressure Drops During Evaporation in Horizontal Tubes*, Thèse N° 3337 (2005), Institut des sciences de l'énergie. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne.
- [68] Piotre A. Domanski, Christian J. L. Hermes, *An Improved Correlation for Two-Phase Pressure Drop of R-22 and R-410A in 180° Return Bends*, Proceeding of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2006, Braz. Soc., of Mechanical Sciences and Engineering – ABCM, Curitiba, Brazil, - Dec. 5-8, 2008.
- [69] Jun-Young Choi, Mark A. Kedzierski and Piotre A. Domanski, *A Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation of Alternative Refrigerants in Smooth and Micro-fin Tubes*, National Institute of Standards and Technology. Gaithersburg USA (1999).
- [70] Chi-Chuan Wang, Ing Youn Chen and Pi-Shan Huang, *Two-phase slug flow across small diameter tubes with the presence of vertical return bend*, International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 2342-2346.
- [71] Ing Youn Chen, Chi-Chuan Wang and Shy Yau Lin, *Measurements and correlations of frictional single-phase and two-phase pressure drops of R-410A flow in small U-type return bends*, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 2241-2249.

- [72] Ing Youn Chen, Yu-Shi Wu, Jane-Sunn Liaw, Chi-Chuan Wang, *Two-phase Frictional Pressure drop measurements in U-type wavy tubes subject to horizontal and vertical arrangements*, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 847-855.
- [73] Miguel Padilla, Rémi Revellin and Jocelyn Bonjour, *Prediction and simulation of two-phase pressure drop in return bends*, International Journal of refrigeration 32 (2009) 17776-1783.
- [74] H. Takamatsu, S. Momoki and, Fujii, *A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a Horizontal smooth tube*, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 36, No. 13, pp. 3351-3360. 1993.
- [75] J. Yu, S. Momoki and S. Koyama, *Experimental study of surface effect on flow boiling heat transfer in horizontal smooth tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999) 1909-1918.
- [76] M.M. Ohadi, S.S. Li, R. Radermacher and, S. Dessiatoun, *Critical review of available correlations for two-phase flow heat transfer of ammonia*, Int. J. Refrig, Vol. 19, No. 4, pp. 272-284. 1996.
- [77] Erik Bjork and Bjorn Palm, *Flow boiling heat transfer at low flux conditions in a domestic refrigerator evaporator*, International Journal of Refrigeration 31 (2008) 1021-1032.
- [78] Jee Young Shin, Min Soo Kim, and Sung Tack Ro, *Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerant mixtures in horizontal tube*, Int. J. Refrig, Vol. 20, No. 4, pp. 267-275. 1997.
- [79] Wei-Juan Wang, Ling-Xiao Ahao and Chun-Lu Zhang, *Generalized neural network correlation for flow boiling heat transfer of R22 and its alternative refrigerants inside horizontal tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 2458-2465.
- [80] T. Y. Choi, Y.J. Kim, M.S. Kim and S.T. Ro, *Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 3651-3660.
- [81] Chi-Chuan Wang and Ching-Shan Chiang, *Two-phase heat transfer characteristics for R-22/R-404C in a 6,5 mm smooth tube*, Int. J. Heat and Fluid Flow 18:550-558. 1997.
- [82] Chi-Chuan Wang, Ching-Shan Chiang and Jyh-Goang Yu, *An experimental study of in-tube evaporation of R-22 inside a 6.5 mm smooth tube*, International Journal of Heat and Fluid Flow 19 (1998) 259-269.
- [83] José Maria Saiz Jabardo and Enio Pedon Bandarra Filho, *Convective boiling of halocarbon refrigerants flowing in a horizontal copper tube—an experimental study*, Experimental Thermal and Fluid Science 23 (2000) 93-104.
- [84] Adriana Greco, *Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer*, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 896-909.
- [85] Cheng-Shu Kuo and Chi-Chuan Wang, *Horizontal flow boiling of R-22 and R-407C in a 9,52mm micro-fin tube*, Applied Thermal Engineering Vol. 16, Nos 8/9, pp. 719-731. 1996.

- [86] Chung-Biau Chiou, Ding-Chung Lu and Chi-Chuan Wang, *Pool boiling of R22, R124 and R134a on a plain tube*, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 40, No. 7, pp. 1657-1666. 1997.
- [87] X. Boissieux, M.R. Heikal and R. A. Johns, *Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation*, International Journal of Refrigeration 23 (2000) 269-283.
- [88] H.S. Lee, J.I. Yoon, J.D. Kim and Pradeep Bansal, *Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70 mm smooth tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 2351-2359.
- [89] Chi-Chuan Wang, Shi-Kuo Chiang, Yu-Juei Chang and Tsair-Wang Chung, *Two-phase flow resistance of refrigerants R-22, R-410A and R-407C in small diameter tube*, Institution of Chemical Engineers Trans IChemE, Vol. 79, Part A, July 2001.
- [90] J. R. Thome, V. Dupont and A.M. Jacobi, *Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model*, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 3375-3385.
- [91] V. Dupont, J.R. Thome and A.M. Jacobi, *Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: Comparison with the database*, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 3387-3401.
- [92] Adriana Greco and Giuseppe Peter Vanoli, *Evaporation of refrigerants in a smooth horizontal tube: Prediction of R22 and R507 heat transfer coefficients and pressure drop*, Applied Thermal Engineering 24 (2004) 2189-2206.
- [93] Shizuo Saitoh, Hirofumi Daiguji and Eiji Hihara, *Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 4973-4984.
- [94] Kwang-II Choi, A.S. Pamitran, Chun-Young Oh and Jong-Taek Oh, *Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels*, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1336-1346.
- [95] N. Kattan, J.R. Thome and D. Favrat, *Two-phase flow patterns during evaporation of the new refrigerants in horizontal tubes*, Paper H2, European Two-Phase Flow Group Meeting. June 7-10. 1993. Hannover, Germany.
- [96] O. Zurcher, D. Favrat, J.R. Thom, *Evaporation of refrigerants in a horizontal tube: an improved flow pattern dependent heat transfer model compared to ammonia data*, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 303-317.
- [97] T.D. Chen, J.C. Conklin, V.D. Baxter, *Dehumidification: Prediction of Condensate Flow Rate for Plate-Fin Tube Heat Exchangers Using the Latent j Factor*, ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference. San Diego, California March 15-1999.

- [98] Chi-Chuan Wang, Jerry Lo, Yur-Tsai Lin, Chung-Szu Wei, *Flow Visualization of annular and delta inlet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application*, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 3803-3815.
- [99] Balaram Kundu, *Performance and optimum design analysis of longitudinal and pin fins with simultaneous heat and mass transfer: Unified and comparative investigations*, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 976-987.
- [100] W.M. Kays and A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, Krieger Publishing Company, MALABAR. FLORIDA. 1998.
- [101] J.S. Liao, J.Y. Lin, R.Y.Z. Hu, Y.C. Lin, L.Y. Chen, and C.C. Wang, *Performance of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers-Data With Larger Diameter Tube Under Dehumidifying Conditions*, ASHRAE Thailand Chapter, ASHRAE JOURNAL 2007-2008.
- [102] J.Yin and A.M. Jacobi, *Condensate Retention on the Air-Side Heat Transfer Performance of Plain and Wavy-Louvered Heat Exchangers*, Air-Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois. Mechanical & Industrial Engineering. Dept 126 West Green Street Urbana, IL 61801.