

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes
Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable



Mémoire en vue de l'obtention du diplôme de Magister

OPTION

Systemes Energétiques Avancés

**Distribution surfacique du condensat sur une ailette
d'échangeur à tubes à ailette plane continues : comparaison
avec des résultats de simulation numérique**

Présenté par : Ahmed BENIAICHE

Soutenu le : 24 Juin 2009

Examiné par :

Abdelkrim LYAZID	Professeur	ENSET Oran/Algérie	Président
Samir HANCHI	Professeur	EMP/ Algérie	Examinateur
Mourad BALISTROU	Maître de conf. A	UMBBoumerdes / Algérie	Examinateur
Hamid OUALI	Maître de conf. A	EMP / Algérie	Examinateur
Bernard BAUDOIN	Professeur	EMDouai / France	Directeur de mémoire

Année Universitaire **2008/2009**.

Remerciements

« A la mémoire de ma grande mère »

Le présent travail est une collaboration entre L'École Doctorale d'Energétique et Développement Durable et le laboratoire d'Energétique Industrielle de l'École des Mines de Douai.

En premier lieu, je tiens à remercier le professeur BERNARD BAUDOIN de me faire confiance et d'accepter que je travaille avec lui ce sujet. Sa sympathie et son enthousiasme ont marqué ma personne.

Je remercie particulièrement Monsieur Serge RUSSELL qui a suivi de prêt mon stage en France et la suite de mon travail en Algérie en tant que co-encadreur. Je rends hommage à sa disponibilité, sa perspicacité, son aide et ses conseils. Qu'il trouve ici l'expression de ma grande reconnaissance.

Un remerciement particulier part à monsieur le Général Directeur de l'École Militaire Polytechnique Monsieur AMARA Mohamed Nadjib pour la confiance qu'il m'a faite, l'encouragement particulier qu'il m'a réservé et l'intérêt et le suivi qu'il m'a attribués le long de la préparation de ce mémoire.

Je tiens aussi à remercier le Colonel Monsieur YOUSNADJ Ali pour le soutien et les facilités mises à ma disposition pour que je puisse terminer dans les meilleures conditions ce sujet.

Je tiens à remercier aussi monsieur BALISTROU Mourad pour son soutien, son aide et les facilités mises à mon égard.

Je tiens aussi à gratifier l'ensemble du personnel du laboratoire à l'école des mines de DOUAI, particulièrement les techniciens du laboratoire, chacun par son nom, pour leur disponibilité et aide le long de mon séjour au laboratoire.

Mes salutations vont également à mes ami(e)s de la première promotion de l'école doctorale d'énergétique et développement durable à l'université M'hmed BOUGARA de BOUMERDES.

A la fin je ne dois que remercier mes deux très chers parents pour tout ce qu'ils ont fait et continuent à faire pour mon bien, que dieu les garde.

Une pensée particulière se fait à mes deux frères et mon unique sœur, je vous aime.

En fin, et pas la fin, je ne trouve pas de mots pour exprimer ma grande gratitude envers la femme que j'aime pour sa patience, son aide, sa compréhension et son encouragement tout le long de ces études.

Table des matières

remerciements

Liste des figures

Nomenclature

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur et la condensation	
1.1 Les échangeurs de chaleur	3
1.1.1 Principe général	3
1.2 Configurations géométriques des échangeurs de chaleur	3
1.2.1 Echangeurs à tubes et calandres	3
1.2.2 Echangeurs tubulaires coaxiaux	4
1.2.3 Echangeurs à courant croisés	4
1.2.4 Echangeurs à plaques	4
1.3 Présentation générale des modes d'intensification d'échange thermique	5
1.4 Les transferts de chaleur et de masse dans les échangeurs de chaleur	6
1.4.1 Transfert de chaleur en régime de fonctionnement à sec	6
1.4.2 Transfert de chaleur et de masse en régime humide	7
1.5 Généralités sur la condensation de la vapeur	8
1.5.1 Condensation en film	8
1.5.2 Historique de la condensation en gouttes	8
1.5.2.1 Condensation en gouttes	9
1.5.2.2 Forces agissant sur une goutte	11
1.5.3 Condensation mixte	11
1.6 Modèles de condensation	12
1.6.1 Méthode de Colburn-Hougen	12
1.6.2 Modèle de la couche de diffusion	14
1.7 Influence de la présence des gaz incondensables	15
Conclusion	16
Chapitre 2 : Etude bibliographique	17
Généralité	17
2.1 Etudes expérimentales en mode sec	17
2.1.1 Effet de l'espacement inter ailettes et de l'épaisseur des ailettes	17
2.1.2 Effet du nombre de rangées	18
2.2 Etudes expérimentales en mode humide	18
2.2.1 Comparaison des résultats expérimentaux en mode sec et en mode	

humide	18
2.2.2 Effet de l'espacement inter-ailettes, le nombre de Reynolds	19
2.2.3 Effet du nombre de rangées	23
2.2.4 Effet sur la distribution de la température	24
2.2.5 Effet de l'état de surface sur le transfert thermique	25
2.2.6 Effet de la présence d'un gaz non condensable(GNC)	26
2.2.7 Effet de l'angle de contact sur la topologie du condensât, le drainage et l'efficacité du condenseur	28
2.2.8 Effet des forces de cisaillement interfaciale	28
2.3 Etudes numériques en mode humide	29
2.3.1 Les travaux menés pour la simulation de la condensation en film	29
2.3.2 Les travaux menés pour la simulation de la condensation en gouttelettes	30
2.3.3 Les travaux menés sur les structures tourbillonnaires autour des tubes des échangeurs de chaleur	31
Conclusion	32
Chapitre 3 : Partie expérimentale	
Généralités	33
3.1 Présentation du banc expérimental	33
3.2 Protocole expérimental et analyse des images	35
3.2.1 Les hypothèses de travail	35
3.2.2 Les caractéristiques géométriques du modèle étudié	35
3.1.2.1 La condition sur la vitesse et l'humidité relative	36
3.1.2.2 La condition sur la température	36
3.3 Les problèmes rencontrés	36
3.3.1 La fixation de la veine d'essais	36
3.3.2 Le problème des zones d'ombre et de l'éclairage de la section d'essais	37
3.4 Analyse des résultats	39
3.4.1 Analyse des visualisations	39

3.4.2	Effet des paramètres de vitesse, de température et d'humidité	39
3.4.2.1	Effet du taux d'humidité relative sur la condensation	39
3.4.2.2	Effet de la vitesse d'entrée sur l'établissement du condensât	40
3.5	Visualisations et explications	40
3.6	Analyse numérique des visualisations en photo par MATLAB	42
3.6.1	Résultats numériques	46
3.6.2	Discussions	48
3.6.2.1	Explication des résultats obtenus pour HR 30%	48
4.6.2.1.1	Effet du nombre de Reynolds cas HR 30%	49
4.6.2.2	Explication des résultats obtenus pour HR 50%	50
	Conclusion	50
	Conclusion générale	50
	Perspectives	55
	Annexes	

Liste des figures :

Figure 1.1 : <i>Echangeur à tube et calandre</i>	4
Figure 1.2 : <i>Echangeur Tubulaire coaxial</i>	4
Figure 1.3 : <i>Echangeur à courants croisés</i>	5
Figure 1.4 : <i>Echangeur à plaques</i>	5
Figure 1.5 : <i>Exemple de condensation en gouttes sur une plaque plane verticale</i>	9
Figure 1.6 : <i>la variation de la fonction de distribution de la taille des gouttes sur une plaque plane</i>	11
Figure 1.7 : <i>Bilan de forces sur une goutte en mouvement sur une surface</i>	11
Figure 1.8 : <i>Illustration du transfert de masse et de chaleur lors de la déshumidification de l'air humide</i>	16
Figure 2.1 : <i>Comparaisons du coefficient de transfert thermique et de perte de charge en condition sèche et humides pour deux diamètres de tubes.</i>	22
Figure 2.2: <i>Comparaisons du coefficient de transfert thermique et de perte de charge en condition sèche et humides pour deux épaisseurs d'ailettes.</i>	22
Figure 2.3 : <i>Comparaisons du coefficient de transfert thermique et de perte de charge en condition sèche et humides pour trois espacements inter-ailettes.</i>	23
Figure 2.4 : <i>Facteur de Colburn sensible</i>	23
Figure 2.5 : <i>Coefficient de frottement</i>	25
Figure 3.1 : <i>Système d'alimentation de l'air</i>	34
Figure 3.2 : <i>Schéma du banc expérimental</i>	34
Figure 3.3 : <i>Vue XY du domaine</i>	35
Figure 3.4 : <i>Les zones d'ombre sur les photos précédemment prises</i>	37
Figure 3.5 : <i>Effet du flash de l'appareil sur la qualité des photos</i>	37
Figure 3.6 : <i>Le reflet de la source de lumière froide (la couronne blanche sur la photo)</i>	38
Figure 3.7 : <i>L'installation</i>	38
Figure 3.8 : <i>L'image avant</i>	38
Figure 3.9 : <i>L'image après</i>	38
Figure 3.10 : <i>Distribution expérimentale du condensât : (a) HR 50%, (b) HR 30%, Temps=4 minutes</i>	40
Figure 3.11 : <i>Distribution expérimentale du condensât sur l'ailette : (a) $V=5m/s$, (b) $V=3m/s$</i>	40
Figure 3.12: <i>Concentration du condensât à l'entrée de la plaque</i>	41
Figure 3.13: <i>Phénomènes enregistrés sur les visualisations</i>	41
Figure 3.14: <i>Les différentes visualisations en photos prises en taille normale (gauche) en zoom (droite)</i>	43
Figure 3.15 : <i>Binarisation des photos</i>	43
Figure 3.16: <i>Histogramme des Rayons des gouttelettes en millimètres tube rang 2: (a) HR 30%, (b) HR 50%</i>	44
Figure 3.17: <i>Histogramme des Rayons des gouttelettes en millimètres d'un tube moins de 1 millimètres</i>	45
Figure 3.18: <i>Détermination de la longueur du sillage proposée par Marwane et Sghir</i>	45
Figure 3.19 : <i>Choix de la bande directionnelle</i>	46
Figure 3.20: <i>Evolution du rayon des gouttelettes dans la zone de sillage derrière un tube, suivant la bande choisie</i>	46
Figure 3.21: <i>Position des rangs, écoulement de la gauche</i>	47

Figure 3.22 : Les résultats présentés sur les photos prises pour HR 50%: (a) 1_5_50 (b) 2_5_50 (c) 1_7_50 (d) 4_7_50 (e) 1_3_50 (f) 3_3_50.	47
Figure 3.23 : Les résultats présentés sur les photos prises pour HR 30% : (a) 2_1_30 (b) 3_5_30 (c) 2_5_30 (d) 1_7_30	48
Figure 3.24 : <i>Evolution de la longueur caractéristique du sillage en fonction du rang des tubes HR=30%</i>	49
Figure 3.25 : <i>Evolution de la longueur caractéristique du sillage en fonction du rang du tube HR=50%</i>	49
Figure 3.26 : <i>Evolution de la longueur caractéristique du sillage sur chacun des rangs.</i>	50

Nomenclature :

A	Surface
C	Taux de capacité thermique
C_D	Coefficient de traînée
C_P	Coefficient de portance
C_p	Chaleur spécifique isobare
C_v	Concentration volumique en vapeur d'eau
d	Distance
D	Diamètre
D_c	Coefficient de diffusion de masse (concentration)
Dh	Diamètre hydraulique
D_m^k	Coefficient de diffusion de l'espèce k dans le mélange
F	Facteur de correction
$F_{portance}$	Force de portance
$F_{traînée}$	Force de traînée
g	Accélération de la pesanteur
G	Vitesse massique
e	Espacement inter-ailettes
Hau	Hauteur d'échangeur de chaleur
h_m	Coefficient de transfert de masse
h	Coefficient de transfert de chaleur
HR,RH	Humidité relative
i	Enthalpie spécifique
J_k	Flux massique diffusif de l'espèce k
k	Energie cinétique turbulente
La	Largeur de l'échangeur de chaleur
L_v	Chaleur latente de changement d'état vapeur-liquide
m	masse du condensât
M	Masse molaire
\dot{m}	Débit massique
P_l	Pas longitudinal
P_t	Pas transversal
p	Pression statique d'air humide
p_a	Pression partielle d'air
p_v	Pression partielle de vapeur d'eau
q	Densité de flux de chaleur
\dot{Q}	Flux de chaleur
r	Rayon
r_{sp}	Humidité spécifique pour l'air humide
Δr_{sp}	Différence d'humidité spécifique
R	Constante des gaz parfaits
R''	Résistance thermique surfacique
R_v	Taux de réaction surfacique
S_f	Section frontale
S_l	Section latérale

S^i	Terme source d'enthalpie
S_{ij}	Contrainte ou tenseur de cisaillement
S^k	Terme source de l'espèce k
T	Température
ΔT	Différence de température
U	Coefficient d'échange global
V, v	Vitesse locale moyenne de l'écoulement
v'	Fluctuation de vitesse
v_{deb}	Vitesse moyenne débitante
x, y, z	Position dans un repère orthonormé
Y_k	Fraction massique de l'espèce k

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique
α_q	Fraction volumique de la phase q
δ	Épaisseur d'un matériau ou du film de condensât
η	Efficacité d'ailette
λ	Conductivité thermique
μ	Viscosité dynamique
μ'	Viscosité turbulente
ν	Viscosité cinématique
ρ	Masse volumique
σ	Tension superficielle

Indices et exposants

$(\bar{\quad})$	Opérateur moyenne
a	Air
ah	Air humide
atm	Atmosphérique
c	Fluide chaud
$cond$	Condensât ou condensation
ent	A l'entrée
eff	Effective
f	Fluide froid
g	Gouttes, gouttelettes
hum	Humide
i	Intérieur
inf	Infinie (à l'extérieur de la couche limite)
int	A l'interface
lat	Latent
lm	Logarithmique moyenne
lv	Liquide-vapeur
m	Mélange
max	Maximum
min	Minimum
moy	Moyenne/moyen
n	Perpendiculaire à la surface

<i>P,p</i>	Paroi ou plaque
<i>sat</i>	Saturation
<i>s</i>	Sensible
<i>sl</i>	Solide-liquide
<i>sor</i>	A la sortie
<i>t</i>	Tube ou turbulent
<i>tot</i>	Total
<i>v</i>	Vapeur d'eau

Nombres adimensionnels

Facteur de Colburn
$$j = \frac{h}{G.c_p} \cdot \text{Pr}^{2/3}$$

Nombre de Lewis
$$Le = \frac{Sc}{\text{Pr}} = \frac{\alpha}{D_c}$$

Nombre de Prandtl
$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Nombre de Reynolds pour un écoulement interne
$$\text{Re} = \frac{v_{\text{int}} Dh}{\nu}$$

Nombre de Schmidt
$$Sc = \frac{\nu}{D_c}$$

Introduction générale

On définit les échangeurs de chaleur comme des équipements qui, à des températures différentes, échangent des calories entre deux fluides. Dans la plupart des cas, le transfert de la chaleur s'effectue à travers une surface d'échange entre les deux fluides. Dans l'industrie, on trouve plusieurs types d'échangeurs, suivant la diversité des applications.

L'utilisation de ces systèmes assurant le transfert de chaleur thermique entre deux ou plusieurs fluides s'est étalée dans plusieurs secteurs industriels tels les centrales nucléaires, l'aérospatiale, la climatisation, l'automobile...etc.

Mais le point le plus important dans l'industrie des ces appareils est leur dimensionnement et plus loin apparaît l'optimisation de leur fonctionnement dans le but de contrôler leur fonctionnement. En effet, la géométrie et les conditions de fonctionnement induisent des variations du coefficient d'échange thermique.

Dans la littérature, les méthodes de dimensionnement sont basées sur des corrélations issues de l'expérimentation. Mais, on constate qu'à ce stade il reste beaucoup à faire pour comprendre et contrôler les différents mécanismes de transfert de chaleur, malgré le nombre important des corrélations proposées par les chercheurs. Parmi ces mécanismes, on note **le fonctionnement des échangeurs de chaleur au-dessous du point de rosée de l'air humide**.

Le phénomène de condensation de la vapeur transportée par l'air peut avoir lieu lorsqu'on a un contact de se dernier avec une surface à une température inférieure à la température de rosée. Trois modes de condensation peuvent se créer, selon la mouillabilité de la surface de contact : en gouttes, en film ou en mode mixte. L'étude d'une seule goutte montre que des forces, telle que la force de pesanteur, de traînée aérodynamique, de portance et de tension superficielle, agissent, à des degrés différents, sur elle.

On ajoute aussi que la vapeur condensée peut, sous les conditions de fonctionnement et la géométrie étudiée, améliorer ou dégrader les transferts de chaleur en agissant sur le flux thermique.

Pour mieux comprendre ce mécanisme dans le but de bien le contrôler, des modèles théoriques de la condensation ont été proposés par les chercheurs, et des divers travaux expérimentaux ont été réalisés sur la déshumidification de l'air dans les échangeurs. La critique reprochée à ces travaux est leur application casi-impossible vu les conditions d'applications proposées. Pour éviter la dégradation des performances des échangeurs, le surdimensionnement en terme de surface d'échange s'avère la seule solution envisagée, ce qui se traduit par un encombrement important et un prix de revient élevé, et ces deux critères ne sont pas souhaitables en industrie des échangeurs de chaleurs.

L'étude développée, dans ce mémoire, est la suite de la thèse de **Sghir [66]** effectuée au laboratoire d'énergétique industrielle de l'Ecole des Mines de Douai, présentée en 2007.

L'objectif global de ce travail est de fournir des données visuelles du développement du phénomène de condensation dans une veine d'essai constituée de cinq rangées de tubes en quinconce, et de développer un programme sous MATLAB permettant l'exploitation des photographies obtenues. Dans un premier temps, il faut d'abord mettre au point la veine d'essai sous les condition du cahier des charge et faire changer le nombre de Reynolds et le taux de l'humidité relative dans l'air 30% et 50% et voir leurs impacts sur la zone de stagnation en aval des tubes.

Le mémoire est constitué de trois chapitres comme suit :

- Dans le premier chapitre nous faisons un rappel sur les généralités des échangeurs de chaleurs et les méthodes d'intensification utilisées. Ensuite, on exploite la condensation et les méthodes de calcul des performances globales de l'air humide.
- Dans le second chapitre, nous traitons la bibliographie des phénomènes de transfert en mode sec et humide ainsi qu'une présentation des différentes recherches faites dans le domaine traitant les paramètres étudiés et les résultats obtenus. Nous allons constater que l'étude bibliographique expérimentale est plus riche que celle numérique.
- Le troisième chapitre sera consacré à la présentation de l'expérimentation réalisée au laboratoire, l'approche numérique et les résultats établis ainsi que explications proposées.
- Le quatrième chapitre est comparaison de quelques résultats obtenus numériquement grâce au code numérique développé au sein du laboratoire avec l'expérimental.

La présentation du banc d'essai, des conditions de travail, les erreurs des moyens de mesure, les difficultés rencontrées et les solutions proposées feront aussi l'objet de ce troisième chapitre.

L'approche numérique utilisée pour traiter les images ainsi que l'approche de réflexion suivie pour atteindre cet objectif sont présentées.

Les résultats obtenus pour les différentes conditions de travail sont présentés en graphe et des explications, basées sur ce qui a été proposées par les chercheurs dans ce domaine ont été avancées pour faire comprendre les résultats exposés.

Nous terminons ce travail par une conclusion générale et des perspectives des travaux à venir.

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur et la condensation

Dans ce chapitre, nous donnons des généralités sur les échangeurs de chaleur, les configurations géométriques des échangeurs de chaleurs, la condensation et les modes de condensation.

1.1 Les échangeurs de chaleur

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à 90% la part des transferts d'énergie réalisée par les échangeurs de chaleur dans l'industrie.

1.1.1 Principe général

Le principe le plus 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. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil.

On le voit, 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. 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 complexes. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection. Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides.

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. Cette approche est très coûteuse mais tend à se répandre avec le développement des outils informatiques.

Par ailleurs, il existe des méthodes d'étude globales qui, moyennant quelques hypothèses, peuvent donner des résultats approximatifs qui seront suffisants dans la plupart des cas.

1.2 Configurations géométriques des échangeurs de chaleur

Les principales configurations d'échangeurs sont présentées ci-dessous:

1.2.1 Echangeurs à tubes et calandres

C'est de loin le type d'échangeur le plus répandu mais la part qu'il représente ne cesse de diminuer au profit de configurations plus efficaces. Dans ce type d'échangeurs, l'un des

fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel sera longé un serpentín. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs aller-retours. On trouve assez fréquemment des chicanes dans le réservoir pour forcer la circulation du fluide à travers tout le réservoir sans quoi le fluide aurait tendance à prendre le plus court chemin entre l'entrée et la sortie.

1.2.2 Echangeurs tubulaires coaxiaux:

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les deux fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée.

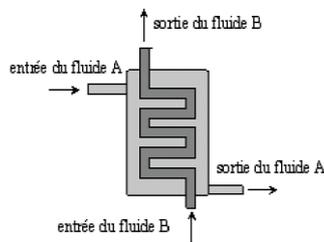


Figure 1.1 : Echangeur à tube et calandre

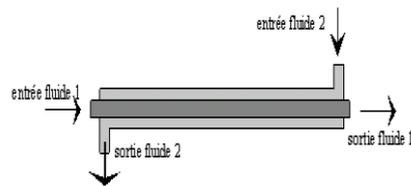


Figure 1.2 : Echangeur Tubulaire coaxial

1.2.3 Echangeurs à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement au tour des tubes. Dans la plupart des cas, c'est un liquide qui circule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont presque toujours munis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. L'exemple type de ce modèle d'échangeur est le radiateur de refroidissement qu'on trouve à l'avant de la plupart des véhicules à moteur.

1.2.4 Echangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes doivent être échangées. Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont, généralement, en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement.

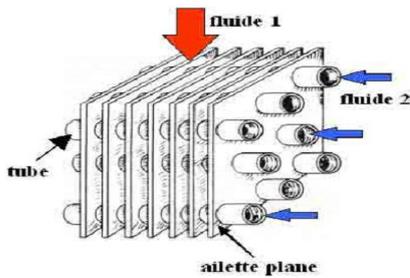


Figure 1.3 : Echangeur à courants croisés

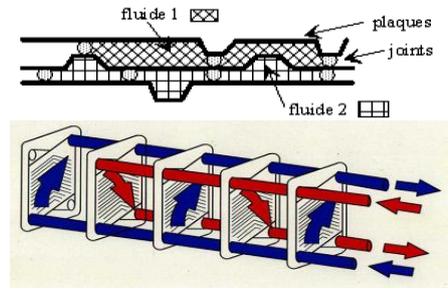


Figure 1.4 : Echangeur à plaques

1.3 Présentation générale des modes d'intensification d'échange thermique

Les techniques d'intensifications ne sont pas applicables à tous les types d'appareils. Les conditions de fonctionnement de ces derniers imposent à chaque appareil une technique d'intensification adéquate : ainsi, il peut être avantageux d'utiliser des tubes revêtus d'une fine couche poreuse pour un évaporateur. Ces tubes n'ont, par contre, aucun intérêt pour les échangeurs en simple phase.

Les différentes techniques d'intensification effectivement utilisées peuvent être classés en six catégories : **[techniques de l'ingénieur]**

- La modification de la nature de la surface des parois d'échange par des revêtements, ou dépôts de couche mince continue ou non : par exemple, une amélioration significative de la condensation de vapeur d'eau est réalisée grâce au dépôt d'une couche continue hydrophobe sur la paroi qui favorise une condensation en gouttes.
- La modification de la nature de la surface concerne la condensation et l'évaporation, mais n'a pas d'application en écoulement en simple phase ;
- La modification de l'état de surface des parois d'échange (porosité ou rugosité) : la rugosité, uniforme, du type grain de sable, ou non uniforme, est un promoteur efficace de turbulence et permet un transfert accru de chaleur à proximité de la paroi dans les différents modes de transfert de chaleur ;
- L'extension de surface avec l'utilisation d'ailettes lisses, ondulées, discontinues, etc., solution retenue depuis de nombreuses années, pour les échangeurs travaillant avec des fluides médiocres calovecteurs (par exemple, l'air) ;
- La mise en place de dispositifs créant un écoulement rotatif ou secondaire. Différentes géométries d'insert dans des tubes sont susceptibles de transformer un écoulement axial en un écoulement rotatif ou de générer des écoulements secondaires ;
- La mise en place de dispositifs favorisant le mélange des filets fluides s'écoulant dans le coeur de l'écoulement et à proximité de la paroi. Ces inserts sont particulièrement utilisés avec les écoulements laminaires en simple phase ;
- La modification de la géométrie de la paroi d'échange avec des ondulations ou des rainures pour produire un effet capillaire par drainage de la phase liquide du fait des forces capillaires qui s'y exercent. Ces surfaces sont utilisées avec des écoulements en double phase. **[B2343]**

L'analyse de ces techniques montre aussi qu'on distingue les trois modes d'échange principaux :

- Echange monophasique en régime laminaire ou turbulent ;
- Echange avec condensation d'une vapeur ;
- Echange avec évaporation d'une phase liquide ;

1.4 Les transferts de chaleur et de masse dans les échangeurs de chaleur

Pour un échangeur thermique, l'idée principal pour étudier l'échange de masse et de chaleur est la détermination du coefficient de transfert thermique coté air humide.

Lorsque l'air humide rentre en contact avec une paroi refroidie, et selon la température de la paroi, trois modes de fonctionnement des échangeurs peuvent avoir lieu. Ces trois modes de fonctionnement sont : à sec, humide et partiellement humide (mode mixte). Ce dernier mode ne sera pas discuté dans le présent manuscrit.

1.4.1 Transfert de chaleur en régime de fonctionnement à sec

La sommation des résistances thermiques individuelles entre les deux fluides, permet de calculer le coefficient global de transfert de chaleur :

$$\frac{1}{\underbrace{UA}_{R_{total}}} = \frac{1}{\underbrace{\eta_i h_{s,i} A_i}_{R_i}} + \frac{1}{2} \log \left(\frac{D_i}{D_e} \right) \underbrace{\frac{D_i}{\lambda_p A_p}}_{R_p} + \frac{1}{\underbrace{\eta_e h_{s,e} A_e}_{R_e}} + R_{contact} + R_{encrassement} \quad 1.1$$

- R_i et R_e sont, respectivement, la résistance thermique de nature convective entre le fluide froid/chaud et la paroi intérieure du tube/ et l'ailette,
- R_p est la résistance thermique de nature conductive de la paroi du tube,
- $R_{contact}$ et $R_{encrassement}$ sont la résistance thermique de contact entre le tube et l'ailette au niveau du collet et la résistance thermique due à l'encrassement des fluides à l'intérieur du tube, respectivement.

La résistance thermique à la convection du coté froid de l'échangeur intérieur du tube R_i , peu être évaluée en connaissant le coefficient de transfert convectif coté réfrigérant $h_{s,i}$ de l'écoulement dans un tube.

Gnielinski [70] propose une équation pour le déterminer le coefficient de transfert thermique $h_{s,e}$ entre le fluide intérieur tube et la paroi intérieur tube dans un échangeur de chaleur tubes à ailettes. Elle est sous la forme :

$$Nu_{D_i} = \frac{(Re_i - 1000) Pr_i (f_i / 2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i / 2} (Pr_i^{2/3} - 1)} \quad 1.2$$

Avec :

$$Nu_{D_i} = \frac{h_{s,i} D_i}{\lambda_p} \quad 1.3$$

Re_i désigne le nombre de Reynolds basé sur le diamètre interne du tube et f_i est le facteur de frottement calculé à partir de l'équation de **Petukhiv[69]** :

$$f_i = (1,58 \cdot \ln(Re_i - 3,28))^{-2} \quad 1.4$$

La résistance à la conduction de la paroi R_p est déterminée en connaissant la conductivité du matériau λ_p :

$$R_p = \frac{R_e / R_i}{\lambda_p S_i} \quad 1.5$$

Les tables TEMA et Tubular Exchanger Manufacturer Association donnent des valeurs des résistances $R_{contact}$ et $R_{encrassement}$.

Le coefficient d'échange global U peut être déterminé par les méthodes classiques dites ΔT_{lm} et NUT .

1.4.2 Transfert de chaleur et de masse en régime humide

Le calcul des performances thermiques d'un échangeur fonctionnant en mode humide est donné par l'équation de **Threlkeld [71]** permettant d'associer les phénomènes d'échange de masse et de chaleur par une enthalpie fictive en un échange enthalpique.

$$\frac{1}{\underbrace{U'A}_{R_{total}}} = \underbrace{\frac{b_i}{\eta_i h_{s,i} A_i}}_{R_i} + \underbrace{\frac{b_p}{2} \log\left(\frac{D_i}{D_e}\right) \frac{D_i}{\lambda_p A_p}}_{R_p} + \underbrace{\frac{b_e}{\eta_e h_{s,e} A_e}}_{R_e} + R_{contact} + R_{encrassement} \quad 1.6$$

Où U' est une pseudo conductance globale.

Les coefficients b_i , b_p et b_e sont respectivement les pentes des enthalpies de saturation de l'air humide aux températures moyennes $T_{p,i}$, $T_{p,e}$ et T_{cond} . Elles sont définies par les relations suivantes :

$$b_i = \frac{i'_{p,i} - i'_f}{T_{p,i} - T_f} \quad 1.7$$

$$b_p = \frac{i'_{p,e} - i'_{p,i}}{T_{p,e} - T_{p,i}} \quad 1.8$$

$$b_e = \frac{i'_{cond} - i'_{p,e}}{T_{cond} - T_{p,e}} \quad 1.9$$

$i'_{p,i}$: enthalpie fictive de saturation de l'air à la température moyenne de la paroi interne $T_{p,i}$

i'_f : enthalpie fictive de saturation de l'air à la température moyenne du fluide froid T_f

$i'_{p,e}$: enthalpie fictive de saturation de l'air à la température moyenne de la paroi externe $T_{p,e}$

i'_{cond} : enthalpie fictive de saturation de l'air à la température moyenne du condensât T_{cond}

Les températures moyennes de la paroi interne et externe sont calculées en fonction du flux de chaleur reçue par le fluide et sa température moyenne, elles sont exprimées par les relations suivantes :

$$T_{p,i} = \frac{\dot{Q}_f}{h_{s,i} A_i} + T_f \quad 1.10$$

$$T_{p,e} = \frac{\dot{Q}_f \delta p}{h_p A} + T_{p,i} \quad 1.11$$

La température moyenne de condensât T_{cond} généralement voisine de la température de paroi externe $T_{p,e}$ est difficile à être estimée. Une approximation $b_e = b_p$ est donnée. Le flux de chaleur total échangé \dot{Q} dans une batterie est calculé avec la différence d'enthalpie moyenne logarithmique Δh_{lm} , telle que :

$$\dot{Q} = U' A \Delta h_{lm} \quad 1.12$$

avec:

$$\Delta h_{lm} = \frac{(i_{c,ent} - i'_{f,sor}) - (i_{c,sor} - i'_{f,ent})}{\ln\left(\frac{i_{c,ent} - i'_{f,sor}}{i_{c,sor} - i'_{f,ent}}\right)} \quad 1.13$$

Le coefficient de transfert de chaleur sensible $h_{s,e}$ coté air est calculé à l'aide de l'équation 7 par :

$$h_{s,e} = \frac{1}{\eta_e A_e} \left[\frac{1}{U' A} - R'_p - R'_f - R_{contact} - R_{encrassement} \right]^{-1} \quad 1.14$$

1.5 Généralités sur la condensation de vapeur

Lorsqu'une vapeur se trouve à son point de rosé ou en contact avec une surface dont la température est inférieure à la température de saturation de la vapeur (point de rosé), il y a changement de phase vapeur-liquide donnant naissance à un transfert de chaleur important. Le changement de phase de l'état vapeur à l'état liquide est désigné par la condensation. Ce phénomène est souvent rencontré dans les processus industriels et joue un rôle important dans les installations motrices à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur. La formation du liquide peut agir sur le fonctionnement des installations et agissant comme un isolant réduisant ainsi les transferts de chaleur. On distingue deux types de condensation : en mode film, en mode gouttelettes et s'ajoute le mode mixte.

1.5.1 Condensation en film

Dans la condensation en film sur une paroi verticale, le condensât mouille entièrement la surface et l'épaisseur du film croît et le film s'écoule le long de la surface. Un gradient de température aura lieu dans le film ce qui représente une résistance thermique pour le transfert de chaleur.

1.5.2 Historique de la condensation en gouttes

Dans la littérature, Nusselt fut la première personne développant un système d'équations unidimensionnelles pour modéliser la condensation de la vapeur en s'appuyant sur les hypothèses suivantes :

- Le fluide est constitué par vapeur pure,
- Le condensât forme une couche homogène (condensation en film),
- La vapeur est en condition de saturation,
- Les forces de cisaillement à l'interface entre la vapeur et la couche de liquide sont

négligeables,

- Les variations cinétiques dans le film de condensât sont pratiquement nulles,
- Les propriétés thermodynamiques sont constantes dans le film,
- Le sous refroidissement de la couche limite par le contact prolongé du condensât avec la paroi froide est négligeable.

De la première hypothèse, on constate que la théorie de Nusselt n'est applicable que dans le cas mélange vapeur/gaz condensables. [53]

En considérant la condensation comme une diffusion de la vapeur d'eau à travers une couche mince formée du gaz incondensable, et faisant l'hypothèse d'un équilibre thermique à l'interface liquide-gaz, *Colburn et Hougen* [72] ont proposé une théorie de transfert de masse par condensation. Lors de l'échange de chaleur avec condensation sur une surface froide, ils ont supposé qu'il y a simultanément un transfert de chaleur sensible et un transfert de masse accompagné d'un transfert de chaleur latente.

1.5.2.1 Condensation en gouttes

Dans le mode de condensation en gouttelettes, la vapeur se condense sur une surface qui n'est pas mouillée par le condensât. Le condensât ne s'étale pas mais forme sur la surface des gouttes discrètes. **Figure 1.5**

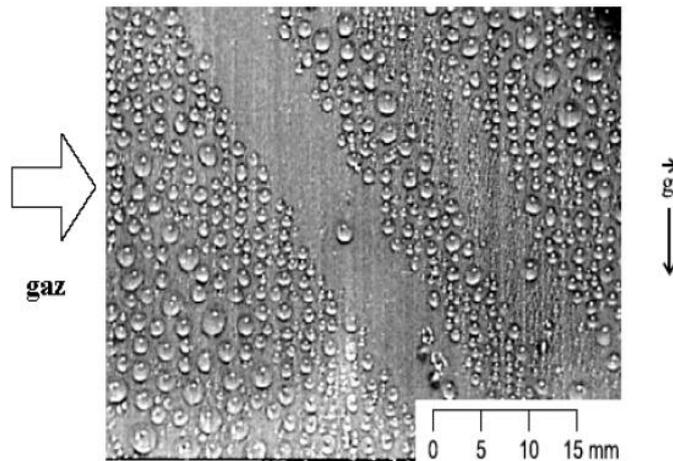


Figure 1.5 : Exemple de condensation en gouttes sur une plaque plane verticale [66]

La condensation en gouttelettes sur une surface froide est le résultat d'une combinaison de plusieurs mécanismes. La surface nue est continuellement exposée :

- A la vapeur ;
- A l'apparition de gouttes sur un point particulier de la surface (impuretés, défaut, trou, rayure,...) nommés site de nucléation ;
- A la coalescence des gouttes entre elles ;
- A l'action du balayage des gouttes ayant une taille critique qui s'écoulent par gravité et/ ou par l'action des forces de cisaillement exercées par l'écoulement convectif du fluide chaud.

Il est à noter que dans ce mode il y a quasiment de barrière thermique s'interposant au flux de chaleur entre la vapeur et la surface de condensation.

En considérant que la condensation de vapeur sur une paroi froide est d'autant plus importante que la quantité de condensât est faible, le renouvellement de surface libre est la raison essentielle pour laquelle la condensation en gouttes est efficace que celle en film. Les coefficients de chaleurs lors de la condensation en gouttelettes sont alors plus grands que ceux trouvés en condensation en film.

Cependant, la présence même infime de gaz incondensable réduit considérablement le transfert de chaleur et affecte le transfert de masse.

Ce caractère avantageux de la condensation en gouttelettes pour le transfert de chaleur conduit à essayer de créer ou de maintenir ces conditions au moyen de traitements de surface (à base d'agents hydrophobes : silicone,...). Ces mécanismes sont difficiles à mettre en œuvre industriellement en raison de leurs piètres résistances à l'oxydation.

Le problème de la condensation en gouttelettes est le caractère aléatoire, voire chaotique des phénomènes de nucléation sur site ou de renouvellement de surface par détachement de goutte et drainage, empêchant d'établir une théorie générale décrivant le phénomène.

En régime stationnaire, un modèle simple, développé par **Korte et al.** [33, 32], pour prévoir la quantité de condensât maintenue sur des échangeurs de à ailettes planes. Basé sur l'hypothèse que toutes les gouttes sont hémisphériques, les bons résultats de quantités de condensât maintenue sur un échangeur de chaleur à ailettes planes avec un espacement inter-ailettes de 6,4 mm, malgré la bonne concordance avec d'autres modèles, dépendent de l'exactitude de $n_D(D)$ (le nombre de gouttes de diamètre) et $V(D)$ est le volume d'une goutte déterminés expérimentalement.

Le volume du condensât maintenu est obtenu en intégrant le nombre des gouttes de diamètre D multiplié par le volume d'une goutte ayant le même diamètre.

$$m_D = \rho \int_A \int_D n_D(D) V(D) dD.sA \quad 1.15$$

ρ est la densité du liquide, D par unité de surface et par diamètre de goutte, et $V(D)$ est le volume d'une goutte d'un diamètre D . la fonction $n_D(D)$ et le volume $V(D)$ sont déterminés expérimentalement.

Une fonction de calcul des deux distributions de la taille des gouttes fut proposée par **Graham et al.**[68], sur des échangeurs de chaleur à ailettes planes n_{D_s} et n_{D_b} . Elles sont respectivement les fonctions de distribution de la taille des petites et des grandes gouttes.

$$n_{D_s} = 5.104.10^6.D^{-2.73} \quad \text{pour} \quad 10\mu m \leq D \leq 0.2D_{\max} \quad 1.16$$

$$n_{D_b} = 1.117.10^{10}.D^{-3.8} \quad \text{pour} \quad 0.2D_{\max} \leq D \leq D_{\max} \quad 1.17$$

Où D est le diamètre d'une goutte, D_{\max} est le diamètre maximum des gouttes. Le diamètre maximum des gouttes est déterminé à partir de l'équilibre des forces agissant sur une goutte.

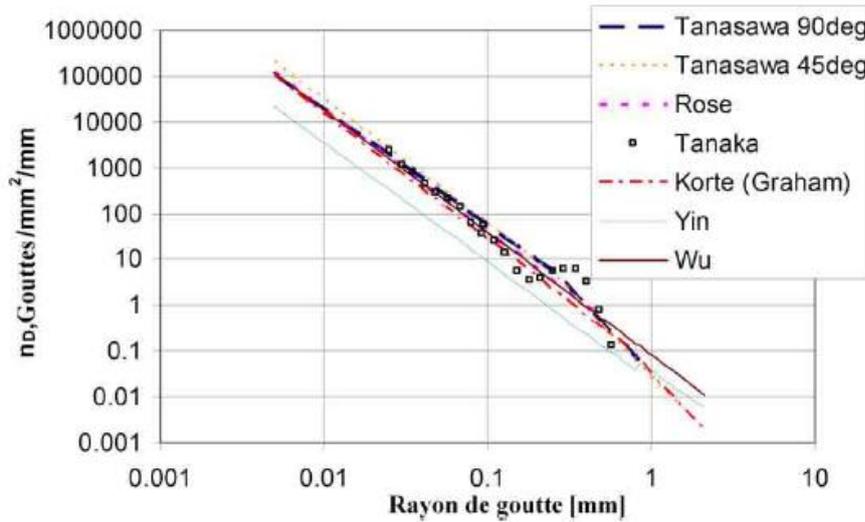


Figure 1. 6 : La variation de la fonction de distribution de la taille des gouttes sur une plaque plane [29]

Wu et al. [73] ont proposé une généralisation de la fonction de distribution de la taille des gouttes n_D . Ils ont adopté un modèle sous forme adimensionnelle qui s'écrit sous la forme suivante :

$$n_D D_{\max}^3 = \frac{9}{81} \left(\frac{D}{D_{\max}} \right)^{-2.67} \quad 1. 18$$

Ils ont rapporté une bonne concordance entre l'expérimentation et les résultats numériques du modèle proposé.

1.5.2.2 Forces agissant sur une goutte

Les différentes forces agissant sur une goutte d'eau posée sur une surface et soumise à un écoulement d'air [7], Fig. 1.7 sont :

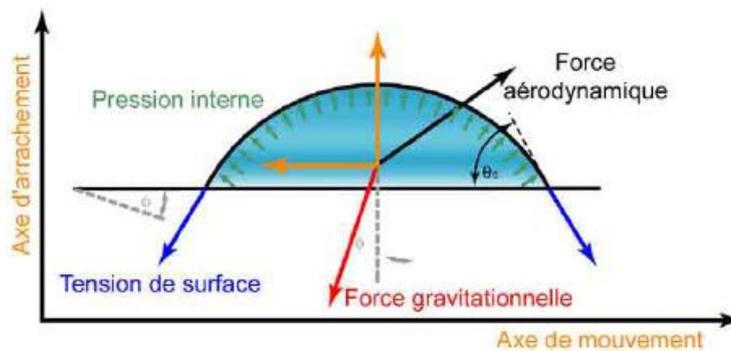


Figure 1. 7 : Bilan de forces sur une goutte en mouvement sur une surface, [66]

- les forces de rigidité et d'arrachement induites par la tension de surface,

- la force de pression interne induite par la poussée d'Archimède,
- la force de gravité induite par l'accélération gravitationnelle et l'orientation de la surface de l'objet,
- les forces aérodynamiques, dont la force de traînée et la force de portance, qui sont engendrées par l'écoulement d'air autour de la goutte.

1.5.3 Condensation mixte

Il y a un autre mode de condensation de la vapeur d'eau caractérisé par l'apparition de gouttelettes isolées et un film de condensât. Ce mode de condensation peut avoir lieu lors de la transition entre la condensation en gouttelettes dans un premier temps et la condensation en film. Il est à noter que ce mode de condensation est très difficile à traiter, et la plupart des études fait l'hypothèse d'un seul mode de condensation pour simplifier les calculs.

1.6 Modèles de condensation

Beaucoup d'études, hydrauliques et thermiques, ont été menées autour de la condensation de la vapeur en présence d'un gaz non condensable faissant le procédé, de transfert de la chaleur et de la masse, de la vapeur vers les surfaces de condensation. La vapeur, refroidie pendant son déplacement, est ralentie par le gaz non condensable vers l'interface de condensation. Même si la pression totale du mélange reste constante, la pression partielle du gaz non condensable augmente en s'approchant de la surface froide, donc la pression partielle de la vapeur diminue à l'interface ce qui encourage la diffusion de la vapeur vers l'interface [thèse sghir]. Un changement de phase se produit, quand la température de la vapeur est égale ou inférieur à sa température de rosé, accompagné ainsi d'un dégagement de chaleur latente.[technique d'ingénieur B 8243] Le coefficient de transfert thermique de la vapeur doit être modifié par un facteur de correction d'entraînement de gaz, pour tenir compte de l'effet du gaz non condensable [13]. Cette approximation est tolérable considérant une faible quantité de gaz non condensable. Par conséquent, les modèles de transfert thermique ont été développés pour modéliser le procédé de transfert thermiques et massique dans le cas contraire.

1.6.1 Méthode de Colburn-Hougen

En 1934 **Colburn et al.** [72] ont proposé un modèle de calcul du coefficient de transfert thermique et latent en faisant une analogie entre le transfert de masse et la diffusion de chaleur dans une fine région appelée « film ». Dans ce modèle, les conditions aux limites sont supposées connues. ; la densité de flux massique de diffusion du gaz incondensable (*voir section suivante*) et la densité de flux molaire de la vapeur J_a et J_v , respectivement, passant à travers un plan parallèle et à une distance r de l'interface est donnée par :

$$J_a = Y_a J_{tot} + \rho_m D_a \frac{dY_a}{dr} = 0 \quad 1.20$$

$$J_v = Y_v J_{tot} + \rho_m D_m^v \frac{dY_v}{dr} \quad 1.21$$

Avec : J_{tot} est la densité de flux massique totale de diffusion.

$$\text{Sachant que : } Y_a + Y_v = 1 \quad \text{et que} \quad \frac{dY_a}{dr} = -\frac{dY_v}{dr} \quad 1.22$$

On obtient à partir des équations 1.21 et 1.22 :

$$J_v = -\rho_m D_m^v \frac{1}{Y_a} \frac{dY_v}{dr} \quad 1.23$$

L'intégration de cette dernière équation entre l'interface ($r = r_{int}$) et la hauteur de la couche limite ($r = r_{int} + \delta$) donne :

$$J_v = \rho_m D_m^v \frac{1}{\delta} \ln \frac{1 - (Y_v)_{int}}{1 - (Y_v)_m} \quad 1.24$$

En posant :

$$h_m = \rho_m D_m^v \frac{1}{\delta} \quad 1.25$$

L'équation 1.24 devient :

$$J_v = h_m \ln \frac{1 - (Y_v)_{int}}{1 - (Y_v)_m} \quad 1.26$$

L'analogie entre le transfert de masse et le transfert de masse nous permet d'évaluer le coefficient du transfert de masse h_m :

$$h_m = \frac{h_s}{C_p} \frac{M_v}{M_{tot}} L \exp^{-2/3} \quad 1.27$$

La sommation du flux conductif et du flux convectif donne la densité de flux de chaleur sensible échangée entre le mélange gazeux et l'interface. Elle est donnée par l'équation suivante :

$$dQ_s = \lambda_{cond} \frac{dT}{dr} + J_v C_{pv} (T - T_{int}) \quad 1.28$$

L'intégration de cette dernière équation entre l'interface ($r = r_{\text{int}}$) et la hauteur de la couche limite ($r = r_{\text{int}} + \delta$) donne :

$$Q_s = \frac{a}{1 - \exp^{-a}} h_s (T - T_{\text{int}}) \quad 1.29$$

Où :

$$h_s = \frac{\lambda_{\text{cond}}}{\delta} \quad \text{et} \quad a = \frac{J_v C_{pv}}{h_{\text{ext}}} \quad 1.30$$

Le flux de chaleur sensible ajouté au flux de chaleur latente à travers le plan parallèle donne la densité de flux de chaleur total :

$$Q_s = h_s^* (T - T_{\text{int}}) + J_v L_v \quad 1.31$$

Avec :

$$h_s^* = A h_s \quad \text{et} \quad A = \frac{a}{1 - \exp^{-a}} \quad 1.32$$

h_s et h_s^* sont respectivement les coefficients d'échange de chaleur sensible en régime sec et humide.

1.6.2 Modèle de la couche de diffusion

Peterson a développé le modèle de la couche de diffusion (Peterson et al 1992 et Peterson et al 2000). L'idée de ce modèle est que le flux convectif est la somme du flux sensible et du flux latent q_s et q_l respectivement.

$$h_{s,tot} (T_p - T_{\text{inf}}) = q_s + q_{tot} = \lambda_{\text{cond}} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{int}} - L_v C_m M_v V_{\text{int}} \quad 1.33$$

Pour calculer le transport de masse à l'interface, il faut calculer la vitesse molaire moyenne V_{int} à l'interface liée à la fraction molaire du gaz non condensable X_a par la loi de Fick :

$$C_m V_{a,\text{int}} = C_m X_{a,\text{int}} V_{\text{int}} - C_m D_m^v \left(\frac{\partial X_a}{\partial y} \right)_{\text{int}} \quad 1.34$$

Comme la surface est imperméable au gaz non condensable, la vitesse de ce dernier ne peut être considérée que nulle. De ceci, la vitesse molaire moyenne V_{int} à l'intérieur est :

$$V_{\text{int}} = \left(D_m^v \frac{1}{X_a} \frac{\partial X_a}{\partial y} \right)_{\text{int}} = \left(D_m^v \frac{\partial}{\partial y} \ln(X_a) \right)_{\text{int}} \quad 1.35$$

L'intégration de cette dernière équation entre l'interface ($r = r_{\text{int}}$) et la hauteur de la couche limite ($r = r_{\text{int}} + \delta$) donne :

$$V_{\text{int}} = \frac{D_m^v}{\delta} (\ln(X_{a,\text{inf}}) - \ln(X_{a,\text{int}}))_{\text{int}} \quad 1.36$$

Ou encore :

$$V_{\text{int}} = \frac{D_m^v}{X_{a,\text{moy}} \delta} (X_{a,\text{inf}}) - (X_{a,\text{int}}) \quad 1.37$$

avec :

$$X_{a,\text{moy}} = \frac{X_{a,\text{inf}} - X_{a,\text{int}}}{\ln(X_{a,\text{inf}} / X_{a,\text{int}})} \quad 1.38$$

L'hypothèse que l'air humide est un gaz parfait résulte que les fractions molaires peuvent être exprimées en terme de la pression partielle. La vitesse de condensation devient dépendante de la variation de la pression dans le fluide et à l'interface :

$$V_{\text{int}} = \frac{D_m^v}{P \cdot X_{g,\text{moy}} \delta} (P_{a;\text{int}} - P_a) \quad 1.40$$

1.7 Influence de la présence des gaz incondensables

La représentation schématique (Fig. 1.8) illustre le fonctionnement d'une batterie air-eau en régime humide, c'est-à-dire que la température de paroi cotée air est inférieure à la température de rosée de l'air. La couche d'air recouvrant la paroi est alors moins chaude que celle en milieu de veine. Cette différence de température entre les couches d'air se traduit directement par une différence de masse volumique. La différence de la masse volumique entre les couches d'air proche paroi et milieu de veine, génère une convection naturelle du mélange air/vapeur d'eau vers l'interface de condensation.

- **Imperméabilité à l'air sec**

L'interface de condensation est imperméable à l'air sec, ce qui a pour conséquence d'accumuler l'air à proximité de l'interface et se traduit par une pression partielle de l'air au niveau de l'interface plus importante que celle en milieu de veine, $p_a^{\text{int}} < p_a^{\text{inf}}$. Une autre conséquence est de freiner la diffusion de la vapeur décrite ci-après.

- **Diffusion de la vapeur d'eau dans l'air.**

La concentration de vapeur au niveau de l'interface de condensation, C_v^{int} est faible par rapport à celle qu'il y a en milieu de veine, C_v^{inf} , ce qui conduit à un flux de vapeur par diffusion dans l'air vers l'interface. Ce même raisonnement aurait pu être tenu en considérant l'air sec.

- **Diffusion théorique de l'air dans la vapeur d'eau.**

Cette diffusion s'exprime aussi par le gradient de pression partielle de la vapeur $p_a^{\text{int}} < p_a^{\text{inf}}$. Nous avons fait la remarque plus haut que la pression partielle de l'air au niveau de l'interface est plus grande que celle en milieu de veine. Il existe alors un gradient de pression partielle de l'air opposé à celui de la vapeur synonyme d'un flux d'air diffusif vers le milieu de veine.

- **Mouvement compensatoire de nature convectif de l'air.**

Il ne peut y avoir diffusion de l'air dans la vapeur vers le milieu de veine parce qu'il n'y a pas de *source d'air* au niveau de l'interface, il y a donc en réalité un flux de masse d'air de nature convectif, appelé mouvement compensatoire par [55] et [66] qui contrebalance le mouvement diffusif de la vapeur d'eau vers l'interface.

La prise en compte de ce mouvement compensatoire $\rho_v v_z$ se fait dans l'équation de la diffusion moléculaire (loi de *Fick*), en effet le flux massique total de vapeur d'eau à l'interface s'exprime par :

$$\dot{m}_v = \rho_v v_z - D_p \frac{\partial p_v}{\partial z} \quad 1.41$$

Où v_z représente la *vitesse de succion* encore appelée vitesse d'aspiration selon les auteurs.

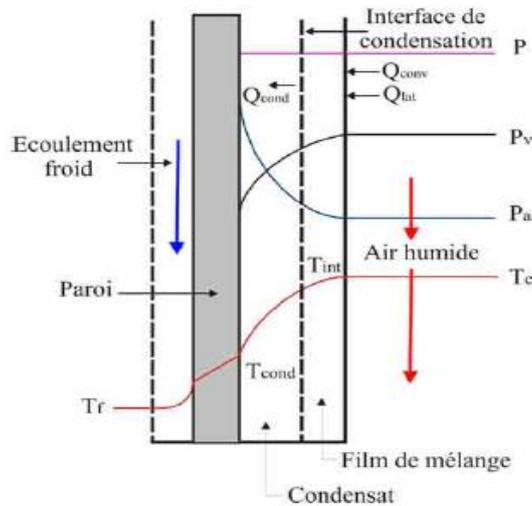


Figure 1. 8 : Illustration du transfert de masse et de chaleur lors de la déshumidification de l'air humide

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu sur les généralités des échangeurs de chaleurs, leurs types et leurs caractéristiques. Un autre point a été discuté dans ce chapitre, c'était la condensation et les différents types de condensation connus dans la littérature spécialisée.

On a aussi présenté des modèles utilisés pour modéliser le phénomène de condensation de la vapeur et les forces agissant sur une goutte.

Dans ce qui suit, nous présentons l'étude bibliographique des différentes études faites dans le domaine de la condensation dans les échangeurs de chaleur.

Chapitre 2 : Etude bibliographique

Généralité

On constate que dans la littérature, les principales études portées dans le domaine de la caractérisation des performances des échangeurs étaient dans les conditions sèches plus que les conditions humides. Les principaux travaux ont été menés à l'état stationnaire et ont étudié:

- L'estimation de l'efficacité des ailettes humides,
- L'Identification du coefficient de transfert de chaleur,
- La comparaison entre le coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface d'échange sèche par rapport à celle humide,
- L'influence des paramètres géométriques tels que le pas inter-ailettes et le nombre de rangées de tube sur la variation du coefficient de transfert de chaleur,

Selon la géométrie de l'échangeur de chaleur et les conditions de fonctionnement, ses performances peuvent aussi être affectées significativement, d'après quelques études, par la rétention du condensât suite à l'augmentation du coefficient de frottement et même suite à la diminution ou l'augmentation du transfert thermique. Dans la plupart des études menées dans le domaine, le cas de la surface mouillée est plus prépondérant. On considère une surface mouillée si sa température est inférieure à la température du point de rosée dans tout l'échangeur. Un autre cas peu avoir lieu, c'est lorsque une ailette est « partiellement mouillée ». Un tel cas est difficile à être traité et souvent négligé dans l'expérimentation. La séparation des deux cas, humide et sec, pour le calcul de l'efficacité de l'ailette s'avère la solution la plus souhaitée.

2.1 Etudes expérimentales en mode sec

2.1.1 Effet de l'espacement inter ailettes et de l'épaisseur des ailettes

- **Grey et al. [20]** ont développé deux corrélations pour le calcul du facteur de Colburn j fonction du nombre de Reynolds, les pas transversaux et longitudinaux, le pas inter-ailettes, le nombre de rangées et le rapport de la surface totale d'échange par rapport à la surface des tubes. indépendamment de l'espacement inter-ailettes et une corrélation pour le coefficient de frottement f dépendante de l'espacement inter-ailettes dans laquelle se traduit l'augmentation de ce dernier facteur pour les faibles espacements.
- **Rich et al. [1]** ont mené une étude sur des échangeurs à quatre (04) rangées de tubes et ont trouvé que le coefficient de transfert et le facteur de frottement sont indépendants de l'espacement inter ailettes.
- **Wang et al. [28]** ont rapporté que le coefficient de transfert est faiblement affecté par l'espacement inter-ailettes, par contre, le coefficient de frottement f et le coefficient de Colburn j sont indépendants de l'épaisseur de l'ailette.
- **Abu-Madi et al. [35]** rapporté que lorsque l'épaisseur de l'ailette diminue, le transfert de chaleur augmente faiblement. Ils ont aussi établi des corrélations pour le facteur de Colburn et de frottement en fonction du nombre de Reynolds, le nombre de rangées et de grandeurs géométriques adimensionnelles.

- **Yan et al. [40]** ont étudié l'effet du nombre de Reynolds sur le facteur de frottement f et de Colburn j à des faibles espacements inter-ailettes. Ils ont conclu que à des grands nombres de Reynolds, f et j augmentent pour des faibles espacements inter-ailettes compris entre 1.4 et 2.0 millimètres.

2.1.2 Effet du nombre de rangées

- **Yan et al. [40]** ont conclu le facteur de frottement f n'est pas affecté par le nombre de Reynolds. Par contre, le facteur de Colburn j diminue à des faibles nombres de Reynolds et le nombre de rangées croît. Cependant, à des nombres de Reynolds grands l'effet du nombre de rangées est négligeable au-delà de quatre rangées.
- **Rich et al. [1]** dans son étude a trouvé que pour de faibles nombres de Reynolds, le transfert de chaleur diminue lorsqu'on a une augmentation du nombre de rangées. Cette constatation n'est plus la même quand le nombre de Reynolds augmente, le transfert de chaleur augmente légèrement à des nombres de rangées grands.

Les contradictions relevées peuvent être dues à la différence des conditions aux limites des géométries étudiées et les incertitudes des moyens de mesures.

2.2 Etudes expérimentales en mode humide

2.2.1 Comparaison des résultats expérimentaux en mode sec et en mode humide

- Le transfert de chaleur et de masse sur une plaque verticale a été étudié par **Bettanini [8]**. Ce dernier a remarqué que le coefficient de transfert sensible, dans les conditions de condensation de l'air humide, augmente sensiblement suite à la présence d'une rugosité supplémentaire provoquée par la condensation. La confirmation de cette hypothèse était réalisée par deux types expériences. Dans la première expérience et pour favoriser la condensation en film, de l'eau savonneuse est pulvérisée sur la surface verticale, les résultats ont montré que le coefficient de transfert thermique augmente de 20% pour une condensation en gouttes par rapport à une condensation en film. Dans la deuxième expérience, des gouttelettes d'eau sur la surface ont été simulées par des morceaux de gypse. Le coefficient de transfert thermique était de 10% du coefficient de transfert thermique par rapport à une plaque sans les morceaux de gypse.
- La comparaison du coefficient de transfert thermique d'un écoulement laminaire se développant entre deux plaques planes horizontales sous conditions humides, dans une étude menée par **Guillory et al. [11]** et **McQuiston et al. [14]**, a montré une augmentation de ce coefficient de 30% par rapport aux conditions sèches. Ils ont conclu que le condensât augmente la rugosité des ailettes, ce qui conduit à une augmentation du coefficient de transfert thermique et de la perte de charge, ce qui est en accord avec **Bettanini [8]**.
- Une étude menée par **Tree et al. [15]** sur l'échangeur de chaleur à ailettes planes parallèles sous des conditions humides. Ils ont évoqué que le coefficient de transfert thermique et les pertes de charge ne sont pas affectées en régime laminaire. Le condensât améliore le transfert thermique en régime transitoire et turbulent.
- **Mirth et al. [26]** ont montré que le coefficient de transfert thermique en régime humide diminue d'environ 17-50% en comparaison avec un régime sec grâce à une étude expérimentale sur des échangeurs de chaleur à tubes et ailettes ondulés pour évaluer leurs performances de transfert de chaleur en régime humide et sec.

- **Khalfi et al. [32]** a étudié une batterie à ailettes utilisée en refroidissement d'air. Il trouve que l'évolution du coefficient de chaleur sensible en régime de condensation par rapport à celui en régime sec dépend de l'humidité de l'humidité relative et du nombre de Reynolds. Pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds le coefficient de chaleur sensible en régime de condensation est inférieur et à celui en régime sec. Cette constatation s'inverse au-delà d'une certaine valeur du nombre de Reynolds dépendant de l'humidité relative (30% et 40%).
Il a utilisé la méthode de **McQuiston et al. [14]** pour identifier l'efficacité de l'ailette rectangulaire autour du tube. Il trouva que l'efficacité d'une surface sèche est supérieure à celle d'une surface mouillée, avec un écart qui augmente avec le nombre de Reynolds.
- **Yang et al. [45]** a recalculé en mode sec et en mode humide l'efficacité d'ailettes et de coefficient de transfert de transfert de chaleur. Il rapporte que l'efficacité de l'ailette de l'ailette est insensible relative en mode humide. La différence entre l'efficacité de l'ailette des deux modes augmente avec le nombre de Reynolds (11% pour **Yang [45]** alors que **Khalfi [32]** avait enregistré 15%).
Il trouve aussi que le facteur de Colburn sensible en mode humide diminue avec l'humidité relative lorsque le nombre de Reynolds est > 800 . Cependant il ne trouve de points de croisement des coefficients de Colburn des modes sec et humide que pour une humidité relative de 30% et un nombre de Reynolds de 1000.
- Le coefficient de transfert thermique, dans des échangeurs à tubes d'ailettes ondulées, a été mesuré dans l'étude de **Yoshii et al. [10]**; en rapportant que la condensation en gouttes a eu comme effet une augmentation de la perte de charge entre 50% à 100% et celle du coefficient thermique entre 20% et 40% en les comparant avec un échangeur en mode sec.
- **C. C. Wang et al. [38]** ont étudié les performances du côté air de deux surfaces d'ailleront sous les conditions de déshumidification. Le résultat du test indiquaient que l'effet du pas entre ailettes sur les performances du transfert de chaleur est comparativement petit, et les facteurs de friction augmentent significativement avec le pas entre ailettes pour les conditions d'inondation complète. L'effet de l'humidité relative en entrée sur la performance sensible du transfert de chaleur est négligeable. Par contre, il y a un effet détectable de la condition en entrée sur les facteurs de frictions due à la rétention du condensât. Ils ont proposée une corrélation entre le transfert de chaleur et la quantité de mouvement, et le transfert de masse des données présentées avec une erreur de 5.94 %, 6.1 % et 7.89% respectivement.

2.2.3 Effet de l'espacement inter-ailettes, le nombre de Reynolds

- Dans le travail présenté par **Jacobi et al. [23]** ont expliqué que la rétention du condensât à base du nombre de Reynolds est néfaste au transfert de chaleur, cependant cet effet diminue au fur à mesure que la vitesse de l'air augmente. Le condensât retenu est balayé de la surface sous l'effet des forces de cisaillement empêchant la formation de pont aqueux, diminuant ainsi la quantité de condensât retenue sur la surface.
Une autre explication consiste à dire que le transfert de chaleur augmente en raison d'une rugosité de la surface plus grande plus grande.
- Les mêmes constatations ont été faites par **Uv et al. [25]** qui ont remis des résultats pour échangeurs à tubes et ailettes planes continues montrant que la surface de transfert devient rugueuse à cause de la présence du condensât, donnant un coefficient de transfert thermique plus élevé.

- Dans des conditions de condensation, **McQuiston et al.** [16, 17] a trouvé une augmentation de transfert thermique sensible pour des échangeurs de chaleur avec un espacement inter-ailettes de 6.35 et 3.18 millimètres. Pour un espacement inter-ailettes moins de 3.18 millimètres, les conditions de surfaces humides ont montré une diminution du facteur de Colburn sensible. Pour les grands espacements inter-ailettes, l'effet de la condensation en film est mineur sur le facteur de frottement tandis que la condensation en gouttes augmente le facteur de frottement de manière sensiblement.
- **Yin et Jacobi** [39] ont étudié les mêmes échangeurs pour les mêmes conditions en changeant les espacements inter-ailettes de 2.12, 1.59 et 1.27 millimètres. Les résultats ont montré que pour les deux premiers espacements, le coefficient de frottement en régime humide est 45% plus grand que celui en régime sec et il augmente pour un espacement de 1.27 millimètres. Ils ont noté qu'ils ont obtenu plus de condensât, donc plus de frottement et d'obstruction de passage d'air, pour de faibles nombres de Reynolds ou des espacements inter-ailettes petits. Ils ont observé aussi une diminution de 50% et 120% du coefficient de transfert thermique en régime humide dans un échangeur à ailettes planes avec des espacements inter-ailettes respectivement de 2.12 et 1.27 millimètres.
- D'après **Wang et al.** [28] l'humidité relative n'a pas un effet important sur le coefficient de Colburn j et a un effet négligeable sur le coefficient de frottement f pour des échangeurs de chaleur tubes à ailettes planes dans des conditions entièrement humides. **Wang et Chang** [33] ont rapporté des conclusions semblables sur l'effet négligeable de l'humidité relative sur le coefficient de Colburn j , par contre ils ont signalé que le coefficient de frottement f est sensible à l'humidité relative parce que le passage de l'écoulement devient plus étroit avec un film d'eau plus épais résultant d'une humidité plus élevée. En utilisant la méthode de **Threlkeld et al.** [6] pour le calcul d'efficacité des ailettes.
- **Tribes et al.** [36] a aussi constaté qu'il n'y avait pas d'influence significative de l'humidité sur l'augmentation du coefficient de Colburn j , ceci quelque soit l'espacement inter-ailettes.
- Par contre, dans les travaux sur les effets de la rétention du condensât sur le transfert thermique dans des échangeurs de chaleur tubes à ailette planes qui ont été réalisés par **Korte et Jacobi** [29],[42], les expériences menées dans des conditions sèches et humides, ont montré que dans le cas de condensation l'espacement inter-ailettes affecte le transfert thermique et le facteur de frottement dépendent de. Pour ceci ils ont comparé un espacement inter-ailettes de 6.35 millimètres avec un autre de 3.18 millimètres par rapport à un régime sec, ils ont conclu que transfert thermique pour l'espacement inter-ailettes de 6.35 millimètres s'améliore mais aucune amélioration pour l'espacement inter-ailettes de 3.18 millimètres ; par contre le facteur de frottement en mode humide augmente pour ce dernier espacement. Aucune différence n'a été enregistrée pour un espacement inter-ailettes de 6.35 millimètres entre le mode sec et humide. Le condensât est moins retenu en grande vitesse et le facteur de frottement ne change pas vraiment entre les grande et les faibles vitesses.
- **Wang et al.** [30] ont rapporté que le facteur de frottement est 60% à 120% plus grand dans les conditions de fonctionnement humide que dans celle de fonctionnement sec. Ce constat est le résultat des expériences menées sur neuf échangeurs avec des espacements inter-ailettes de 1.82 et 3.2 millimètres et des rangées de tube de 2, 4, 6 et deux humidité relatives de 50% et de 90%. Ils ont aussi observé, pour des nombres de Reynolds inférieurs à 2000, une diminution du coefficient de transfert thermique sensible en mode humide et une légère augmentation pour des nombres de Reynolds supérieurs à 2000, mais cette augmentation diminue pour des échangeurs de chaleur

avec un grand nombre de rangées de tube. Un autre aspect a été dévoilé qui était la dégradation et l'amélioration des performances d'un échangeur à ailettes en aluminium. La transition entre les deux états se produit à un espacement inter-aillettes de 3.18 millimètres. L'explication, en se basant sur les travaux de **McQuiston et al. [17]** ; **Korte et al. [42]** est que les gouttelettes améliorent le transfert thermique quoi que dans les conditions d'un espacement inter-aillettes étroit et un nombre de Reynolds faible, seront la cause de la dégradation de ce dernier. Ils ont aussi proposé des corrélations applicables aux configurations d'aillettes planes qui englobent dans une plage de dispersion de 10%, 92% des points définissant le facteur de Colburn j et 91% définissant le facteur de frottement f .

- Les échangeurs tubes à ailettes à chicane (baffled) ont été étudiés par **Jacobi et al. [15]**. Dans leur études ils ont pu conclure que le nombre de Reynolds augmente du transfert thermique en mode humide. Pour le nombre de Reynolds inférieurs à 1200, le coefficient de transfert thermique diminue par contre il augmente pour des nombres de Reynolds supérieurs à 1200. Ils ont présumé que leurs résultats étaient dus à la conservation du condensât à des nombres de Reynolds inférieurs à 1200 et lorsqu'on dépasse cette valeur le condensât est enlevé par le cisaillement de l'air humide ce qui régénère l'ailette.
- **Kuvannarat et al. [59]** ont étudié l'effet de l'épaisseur de l'ailette sur les performances d'un échangeur à tubes et ailettes ondulées coté air.

Dix 10 échantillons ont été testés pour des épaisseurs d'aillettes de 0.115 millimètre et 0.25 millimètre, respectivement. Pour les échangeurs avec un pas inter-aillettes de 1.41 millimètre et un nombre de rangées de 2, l'effet de l'épaisseur sur le coefficient de transfert thermique est plus prononcé. Le transfert thermique pour une épaisseur de 0.25 millimètre est supérieur de 5-50% que celui de 0.115 millimètre.

L'explication est attribuée à la bonne interaction entre l'écoulement principal et les tourbillons causés par les gouttelettes condensées pour l'épaisseur de 0.25 millimètre. Le transfert maximum enregistré pour un pas inter-aillettes de 2.54 millimètre et un nombre de rangées de 2 rangées est justifié par la réduction de l'influence de l'épaisseur de l'aillettes de 20%.

Ils ont trouvé aussi qu'il n'y a aucune différence entre les coefficient de transfert thermique lorsque la vitesse frontale est de l'ordre de 3m/s. pour des nombres de rangées supérieurs à 4 et un pas inter-aillettes de 2.54 millimètre, l'influence de l'épaisseur de l'aillettes sur le coefficient de transfert thermique diminue considérablement. Ceci est du à la présence de vortex en bas du canal ondulé. En se basant sur ces résultats, une corrélation a été proposée pour décrire les caractéristiques coté air d'une configuration d'un échangeur à ailettes ondulées.

- Dans leur rapport en expérimentant les performances de dix échangeurs de chaleurs coté air à ailette spirales sous conditions de dés humidification, **Nuntaphan et al. [53]** ont observé l'effet du diamètre du tube, de l'espacement inter-aillettes, de l'épaisseur des ailettes et du pas transversal entre les tubes. Leurs résultats indiquent que le coefficient de transfert thermique de la surface humide est légèrement inférieur à celui de la surface sèche (Fig. 2.1). Le changement du diamètre aussi affecte les performances thermiques, en effet, ils ont constaté une augmentation des pertes de charges et une diminution du transfert thermique pour les grands diamètres. (Fig. 2.1).

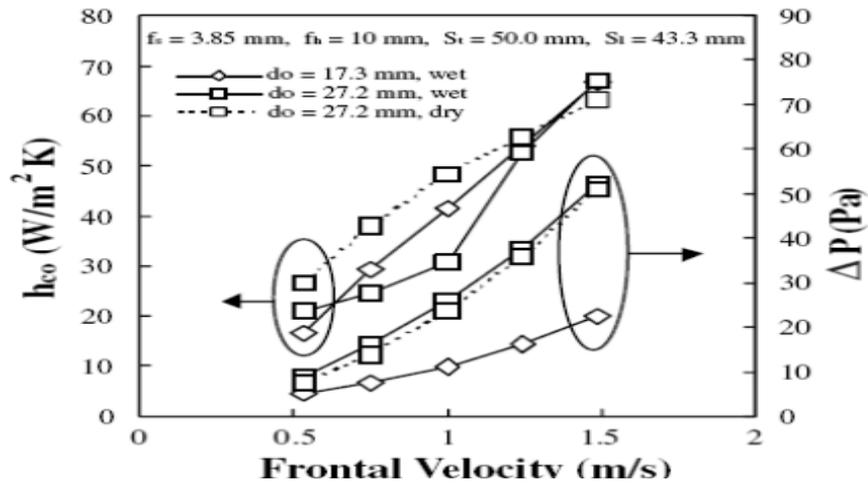


Figure 2. 2 : Comparaisons du coefficient de transfert thermique et de perte de charge en condition sèche et humides pour deux diamètres de tubes.

En se basant sur les travaux de **Wang et al.** [46], l'explication qu'ils ont donnée est basée sur le secteur de la zone du sillage. Ils expliquent ce phénomène par le fait que le secteur inefficace à l'amont du tube (zone de sillage) augmente avec son diamètre.

Ils ont visualisé des écoulements dans des échangeurs à tubes et ailettes avec un arrangement en ligne. Leurs expériences sont effectuées avec la technique d'injection de colorant.

Leurs résultats visuels dévoilent une recirculation de l'écoulement à l'aval des tubes. En conséquence cette recirculation contribue, non seulement à la diminution du coefficient de transfert thermique mais, également, à l'augmentation des pertes de charges.

En outre, la recirculation peut bloquer l'écoulement à la rangée des tubes suivante et dégrader le transfert thermique. Fig. 1.13 et 1.14.

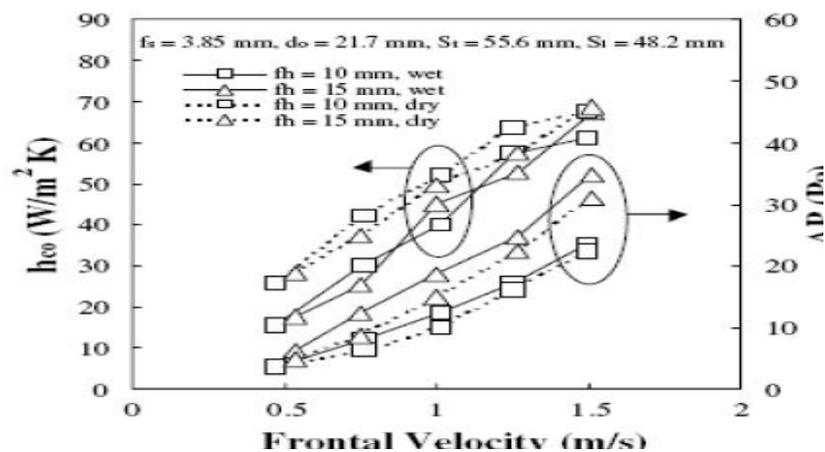


Figure 2.2: Comparaisons du coefficient de transfert thermique et de perte de charge en condition sèche et humides pour deux épaisseurs d'ailettes.

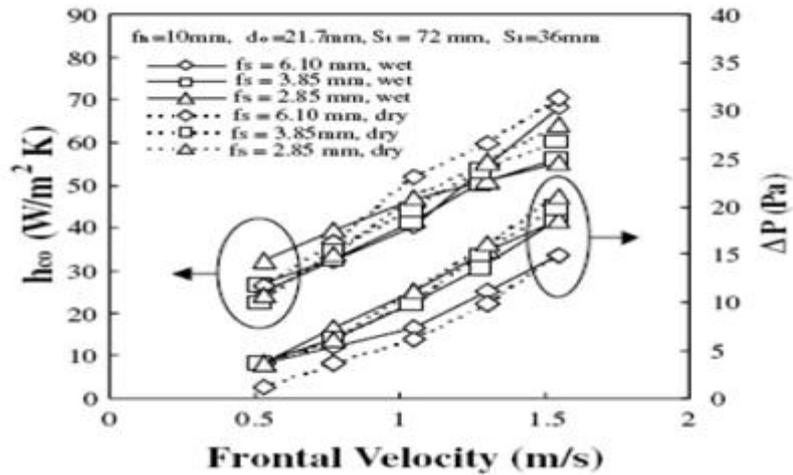


Figure 2.3 : Comparaisons du coefficient de transfert thermique et de perte de charge en condition sèche et humides pour trois espacements inter-aillettes.

Mais, il diminue lorsque l'espacement inter-aillettes augmente. Et il est plus élevé pour un pas transversal étroit.

2.2.3 Effet du nombre de rangées

- **Fethi et al. [34]** ont étudié l'effet du nombre de rangée de tubes sur le transfert de la chaleur et de la masse sur quatre échangeurs de chaleur tubes à ailettes planes. Ces échangeurs se composent d'aillettes en aluminium et de tubes en cuivre. Ils ont constaté que pour les conditions humides et sèches et pour des nombres de Reynolds entre 300 et 2000, le facteur de Colburn j et le coefficient de frottement f diminuent avec l'augmentation du nombre de rangées des tubes, Fig. 1.15 et 1.16.

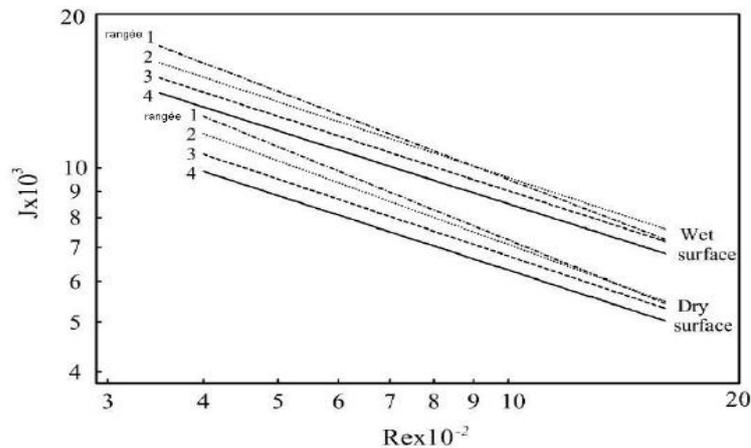


Figure 2.4 : Facteur de Colburn sensible

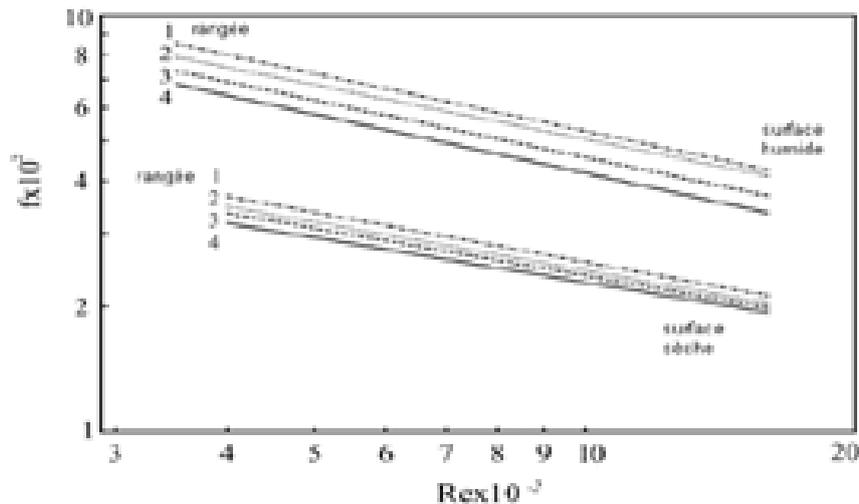


Figure 2. 5 : *Coefficient de frottement*

Pour le même nombre de Reynolds le facteur de *Colburn j* de la surface humide est 20% plus élevé que celui de la surface sèche tandis que le facteur de frottement f de la surface humide est 100% plus grand que celui de la surface sèche. L'explication est que les gouttes et le film déposés sur les ailettes représentent une résistance supplémentaire à l'écoulement d'air, et l'écoulement devient localement turbulent ce qui augmente le coefficient de frottement et le transfert de chaleur.

2.2.4 Effet sur la distribution de la température

- **Bougriou et al. [54]** ont mesuré la distribution locale de la température sur une ailette plane circulaire, alignées et quinconce, en utilisant une technique expérimentale de thermographie infrarouge, pour un nombre de Reynolds de 2000 à 30000, correspondant à la vitesse maximale de l'air entre 1.3 et 18.4 m/s. L'influence du nombre de Reynolds, la géométrie et la position des faisceaux de tubes ont été étudiés, et trouvé en concordance avec des résultats antérieurs dans la littérature. La température des ailettes augmente, allant de la face jusqu'au derrière l'ailette. L'échauffement de la partie amont de l'ailette diminue proportionnellement avec la vitesse de l'écoulement du fluide. Les tests ont montré que le profil de température dépend de la géométrie des faisceaux, pour le premier rang des tubes, la distribution de la température dépend de la disposition du deuxième rang. Les ailettes échangent plus de chaleur, à partir du premier rang jusqu'au quatrième rang, dans l'arrangement aligné que dans l'arrangement en quinconce, mais cette tendance est réservée pour les six rangs, après l'effet des rangs est plus important dans le cas d'arrangement en quinconce. De ceci, ils ont conclu qu'une importante surface amont de l'ailette est moins performante : la température de l'ailette, dans la position radiale, augmente proportionnellement avec l'azimut. Cette part de l'ailette est caractérisée par un faible transfert de chaleur, où les phénomènes physiques de la condensation et de la corrosion apparaîtront.
- Une méthode de prédiction est présentée par **F.L.A Ganzevles et al. [47]** pour prédire les températures locales dans condenseurs à plaques à courants croisés. La méthode utilisée prédit les taux de d'écoulements de chaleur et les températures des deux courant de gaz et de l'air de refroidissement, à l'entrée et à la sortie. La méthode non

intrusive est validée en utilisant des enregistrements du champ de température. Une comparaison était faite avec une méthode de prédiction la température moyenne cotée gaz en utilisant une relation d'établissement coté refroidisseur et la conduction dans la paroi. La dernière méthode a été aussi validée en utilisant la thermographie infrarouge. Les prédictions de la température à la sortie sont importantes pour la prédiction de l'efficacité maximale du dégazage du gaz dans le condenseur, utilisé comme nettoyeur pour extraire les composants toxiques solubles. Les tests ont été faits pour des taux de gaz entre 0.14 kg/s et 0.21 kg/s, les fraction massique de la vapeur à l'entrée ont été variée entre 0% et 40%, la température de l'air à l'entrée a été variée entre 20°C et 30°C. les résultats semblaient en bonne concordance avec les mesures expérimentales.

- **F.L.A Ganzevles et al. [48]** ont étudié les températures et la résistance du condensât durant la condensation en gouttelettes d'un condenseur à plaques planes en polymère. En faisant varier la masse du gaz incondensable (Ethanol) entre [0, 0.0025 et 0.005 kg/kg de mélange], ils ont mesuré la température à l'interface air-vapeur. Ils ont trouvé que le mélange et la convection dans le condensât causées par la coalescence et le drainage des gouttelettes réduisent la résistance thermique du condensât par un facteur de 4 comparées au transfert conductif pur. Cette réduction est comparable à l'effet du mélange amélioré du à la turbulence dans le film liquide dans une condensation en film.

2.2.4 Effet de l'état de surface sur le transfert thermique

- **Murase et al. [58]** ont étudié de leur coté l'effet de l'inondation pour la condensation de la vapeur sur des « *tubes de condenseur lisses améliorés* » dans les étages des tubes. La plupart des données sont reliées aux tubes enroulés en fil, mais les mesures sont aussi reportées pour les tubes lisses et faiblement ailetés. La technique d'inondation artificielle a été utilisée quand le liquide est en alimentions au dessus d'un tube test de condenseur pour simuler la condensât drainant des tubes supérieurs. Le taux d'inondation a été utilisé pour simuler une colonne d'un nombre de 30 tubes. La température du tube du condenseur était mesurée à quatre positions autours du tube en utilisant des thermocouples. Tous les tests ont été réalisés à une pression atmosphérique avec une approche de « de vapeur s'écoulant en bas du tube » et un taux d'écoulement refroidissant constant.

Pour les débits d'écoulement du réfrigérant et de la vapeur et les températures, et en absence de l'inondation, le coefficient de transfert de chaleur coté vapeur pour les tubes ailetés était autours de quatre fois celui d'un tube lisse tant que le coefficient de transfert thermique pour les tubes ailetés en vis était indépendant du pas de l'enroulement et autour de 30% plus grand que celui d'un tube lisse. Pour les conditions d'inondation les données des tubes lisses sont en concordance avec l'équation de *Kern*, largement utilisée, reliant le coefficient de transfert thermique au pas de du tube dans la rangée.

Le coefficient de transfert thermique pour le tube ailetté était virtuellement non infecté par l'inondation conforme au maximum utilisé qui était équivalent à l'intensité de 20 tubes ailetés dans la rangée. A cet niveau d'intensité, le coefficient de transfert pour le tube ailetté était autour Pour les tubes enroulés en vis la détérioration des performances avec l'augmentation de l'inondation était atour de six fois celui d'un tube lisse. Pour les tubes enroulés en vis, la détérioration des performances avec l'augmentation de l'inondation était la moindre pour les pas de l'enroulement pour lequel le coefficient de transfert thermique est autour de 9% à une rangée équivalente de 25 tubes. A ce niveau de profondeur le coefficient de transfert pour un tube enroulé en vis était presque le double par rapport à celui d'un tube lisse.

- **Raush et al. [63]** ont étudié la condensation en gouttes stable de la vapeur saturée sur un disque d'alliage d'aluminium Al 6951 avec une finition de surface d'une moyenne de $15\mu\text{m}$ par le biais de la technologie d'implantation de faisceau d'ions de Nitrogène pour une dose de $10^{16} N^+ \text{cm}^{-2}$ et une énergie d'implantation de 20keV, l'eau utilisée était désionisée, et tout le travail était dans les conditions de saturation. La sensibilité et la reproductibilité ont été vérifiées pendant huit (8) mois. Il a été trouvé que les alliages d'aluminium sont très sensibles aux paramètres de l'implantation. La rugosité de la surface a aussi un effet décisif sur la forme de condensation obtenue. Pour l'aluminium, les surfaces lisses semblent être préférables pour l'ajustement de la condensation en gouttes. Les mesures du coefficient de transfert de chaleur avec condensation à des pressions de vapeur allant de 1200 jusqu'à 1400 mbar ont été accomplies comme une fonction de la surface sous refroidie sur les plaques verticales du même matériau qui est utilisé communément pour les équipements de transfert de chaleur. Probablement, à cause de l'inhomogénéité de l'alliage, seulement 50% de la surface de la plaque est mouillée par les gouttes (DWC) peut être atteinte, résultant un facteur d'amélioration de 2.0 pour la condensation en gouttes en comparaison avec les valeurs théoriques calculées la forme correcte de la théorie de film de condensation donnée par Nusselt. Le coefficient d'amélioration de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la pression de vapeur et diminue avec la diminution de la surface sous refroidie. De plus, il a été montré que le transfert de chaleur par condensation ne peut pas être amélioré si l'implantation des ions n'induit pas la condensation. Pour les recherches, deux condenseurs différents ont été utilisés, un pour les tests de stabilité sur les disques et un pour les mesures de transfert de chaleurs sur les plaques.

2.2.6 Effet de la présence d'un gaz non condensable (GNC)

- La présence d'un gaz incondensable dans la condensation a un effet important sur l'efficacité du transfert de chaleur. Il a été trouvé que une petite quantité de GNC peut causer une réduction significative dans les performances de transfert de chaleur. [**A.P Culburn et al 1934, D.W Tanner et al 1965-1968, C.Y Wang et al 1988, W.J Minkowycz 1966**]. Mais de tels cas peuvent être rencontrés dans plusieurs pratiques industrielles fréquentes, comme la contamination passive dans les systèmes de refroidissement nucléaires, les installations de puissance, les systèmes de descellement de l'eau de mer, les cheminées de gaz toxiques et les systèmes de récupération d'énergie. De plus, la condensation de la vapeur en présence de gaz non condensable, est un processus important dans l'industrie pratique. **Minkowycz et Sparrow** ont réalisé une recherche sur les effets de la résistance interfaciale, la vapeur surchauffée, et d'autres paramètres des propriétés de transfert de chaleur. En général, la réduction du transfert de chaleur est entièrement due à la résistance de diffusion de la couche limite vapeur-air. L'influence du GNC est accentuée à des pressions basses.
- **Seungmin Oh et al. [60]** ont présenté une investigation expérimentale et théorique de la condensation en film avec un gaz incondensable à l'intérieur d'un tube vertical. Les expériences de la condensation ont été développées pour un mélange d'air vapeur saturé à l'intérieur d'un tube submergé dans un bassin d'eau où la chaleur du tube du condenseur était récupérée à travers un transfert de chaleur. La pression était entre 0.12 et 0.4 MPa, le taux d'écoulement de la vapeur est entre 2.5 g/s et 5.5 g/s, et la fraction massique du gaz incondensable a été variée entre 0-10%. La dégradation de la condensation avec un gaz incondensable était aussi étudiée. L'analogie des modèles de masse et de chaleur pour la condensation en film annulaire avec un gaz incondensable était développée. Dans la région du mélange air vapeur, les relations générales de quantité de mouvement, de transport de chaleur et de masse dérivées par une méthode analytique étaient utilisées avec la considération de l'effet d'aspiration de surface. Les

prédictions du modèle ont été comparées avec les données expérimentales et le constat était satisfaisant.

- La performance du condenseur est significativement dégradée avec l'augmentation de la concentration du GNC, et spécialement pour les gaz légers [**V.Srzic 1999**]. Le taux de transfert de chaleur par condensation peut être amélioré en augmentant le débit de l'écoulement de vapeur et la pression [**J.V Rose 1980**]. La vitesse de la vapeur peut aider à réduction de la formation des GNC à la l'interface vapeur-liquide, de là pour améliorer le taux de transfert de chaleur. La présence d'un GNC donne lieu à des différentes résistances dominantes, la résistance thermique du film de condensât n'avait pas d'effet significatif parmi les résistances thermiques en présence d'un GNC. **Corradini et al.** [1984] proposa une méthode pour calculer l'effet détriment de la présence des gaz incondensables des les systèmes de réfrigération par absorption. La réduction des transferts de masse et de chaleur comme un résultats de l'existence du GNC peut être contrebalancé par introduire la turbulence à l'intérieur du mélange vapeur-gaz dans l'absorbeur. De tels effets dans le processus ont été aussi confirmé par **Maheshwari** en faisant un regard sur le film du condensât. Ils ont constaté que la résistance thermique de la couche limite du gaz est supérieure que celle du film du condensât pour les faibles nombres de Reynolds.
- **Karapantsios et al.** [27] ont mesuré le taux de transfert de chaleur par condensation pour des mélanges d'air-vapeur en contact direct avec des couches d'eau sous refroidies. Les coefficients de transfert de chaleur par condensation étaient trouvés à être dépendants , non seulement de la concentration de vapeur, mais aussi des caractéristiques des ondulations de la couche du liquide, et les facteurs dominants étaient attribués à l'interaction dynamique entre les ondulations interfaciale le la couche du gaz adjacent.
- **Xue-Hu Ma et al.** [64] ont étudié les caractéristiques du transfert de chaleur de la condensation en gouttes (DWC) expérimentalement sur une plaque verticale pour une variété concentrations d'air 0.5%, 1%,2%,3% et des plages de pression de 0.1 MPa et 0.16 MPa. Leurs résultats montrent aussi que la caractéristique de gouttelettes partantes est le facteur dominant pour l'amélioration du transfert de chaleur par condensation air-vapeur. Le taux du GNC qui, pour des taux allant de 0.5% jusqu'à 5%, fait améliorer le coefficient de chaleur de 30% à 80%. Le facteur dominant était la concentration de l'air. Ils ont conclu que l'existence de l'air détériore, dans les deux modes des deux condensations en film et en gouttes, le coefficient de transfert de chaleur.
- **Bum-Jim Chung et al.** [55] ont réalisé une comparaison des condensations en film et en gouttes de la vapeur sur des plaques planes verticales avec la présence de l'air. Les taux de transfert de chaleur ont été mesurés sur des plaques planes refroidies par de l'eau suspendues dans une section test cylindrique dans laquelle la vapeur pure et le mélange vapeur-air peuvent s'écouler. Les tests ont été réalisés avec de la vapeur pure et des mélanges de vapeur-air de taux d'air de 1.6%, 3.2%, et 6.5%. Les surfaces des plaques planes de Cuivre ont été traitées avec du Nickel, après avec du Chrome. Dans un écoulement à vapeur pure, la condensation en gouttes a montré des flux de chaleur plus grands que ceux enregistrés en condensation en film qui est en bonne concordance avec les prédictions de la théorie de Nusselt pour la condensation en convection naturelle. Par contre, pour les mélanges vapeur-air les deux modes ont donné des flux de chaleur dans les mêmes rangées. Ils ont conclu que la condensation en gouttes dégage des flux de chaleur faibles par rapport à ceux dégagés par la condensation en film en présence de l'air à faibles fractions massiques.

En comparaison avec la condensation en film (FWC), l'interaction dynamique interfaciale causée par l'apparition, la coalescence et le départ (drainage et séchage) des gouttelettes est une méthode viable pour l'amélioration de transfert de chaleur par condensation air-vapeur. L'irrégularité de l'interface variable, l'effet longitudinal du mélange gaz vapeur, le mouvement transversal de succion et le taux rapide de renouvellement de la surface peuvent améliorer les caractéristiques du transport de la couche de diffusion de masse.

- **Wang et al. [14]** ont présenté un travail sur les caractéristiques de friction et le transfert thermique des échangeurs de chaleurs à ailette planes à tubes. Travaillant sur un total de 18 échantillons. L'effet du nombre des rangés des tubes, le pas entre les ailettes (de 1.22 millimètres jusqu'à 2.31 millimètres) et le diamètre des tubes sur les caractéristiques thermo-hydrauliques a été examiné. En étant dépendant du nombre des rangés des tubes, ils ont conclu que les caractéristiques du transfert thermique étaient fortement liées au pas entre les ailettes. Pour les nombres de rangés de tube N de 1 et 2, et un nombre de Reynolds entre 300 et 3000, le transfert thermique augmente avec la diminution du pas entre les ailettes. Pour $N \geq 4$ et un nombre de Reynolds > 2000 , l'effet du pas entre les ailettes sur le transfert thermique est négligeable. Pour le même pas entre les ailettes, l'effet du nombre de rangés de tubes sur le facteur de friction est très faible. L'effet du diamètre des tubes sur le transfert thermique est aussi lié au pas entre les ailettes.

2.2.7 Effet de l'angle de contact sur la topologie du condensât, le drainage et l'efficacité du condenseur

- **FLA. Ganzevles et al. [56]** a étudié l'effet de l'inclinaison d'un condenseur compact à plaques sur l'amélioration du flux thermique. L'explication proposée était l'amélioration du drainage : la largeur des passages des larges drainages causés par les gouttelettes est augmentée et la re-initiation de la condensation sur les pistes ainsi sèches diminue. Cette explication était vérifiée en inclinant le condenseur à 35° par rapport à la verticale. Des mesures spatiales instantanées, suivant une seule direction, de la température des gouttes ont été réalisées. Les résultats ont montré que le flux thermique s'améliore de 5 fois à l'angle de 35° . Le gaz à une vitesse de 6m/s et un Reynolds de 960 pour le gaz et 430 pour le fluide refroidisseur et l'inclinaison du condenseur causent aux gouttelettes des descentes parallèles au courant froid ce qui résulte en trajectoires plus larges et plus longues qui se sèchent temporairement. Et comme résultat, le mélange et la coalescence sont augmentés, et ainsi le flux thermique aussi.

2.2.8 Effet des forces de cisaillement interfaciale

- **Kim et al. [65]** ont réalisé une étude expérimentale et analytique pour examiner le coefficient de transfert thermique local en présence d'un gaz incondensable (le nitrogène) à l'intérieur d'un tube vertical d'un diamètre de 13 millimètres. Les données expérimentales pour la vapeur pure et le mélange nitrogène/vapeur ont été comparées pour étudier l'effet du gaz incondensable sur le phénomène de condensation en film pour des teneurs entre 0% et 40%. Les résultats expérimentaux ont montré que le coefficient de transfert thermique augmente avec l'augmentation du débit massique de la vapeur (de 8kg/h jusqu'à 14kg/h) et la diminution de la fraction massique du gaz incondensable. Les résultats obtenus pour des fractions massiques faibles du gaz incondensable étaient semblables à ceux obtenus pour la vapeur pure. De ceci, l'effet du gaz incondensable sur les forces interfaciales à l'intérieur du tube semblait très faible.

2.3 Etudes numériques en mode humide :

L'analyse du transfert de chaleur et de masse dans un écoulement de vapeur pure avec un film de condensât obtenu par condensation et d'épaisseur uniforme a fait l'objet des premiers modèles de condensation. Les hypothèses ainsi supposées n'ont pas permis d'étudier l'influence du débit du liquide alors que dans les expériences menées le film s'écoule soit sous l'effet de la gravitation ou sous l'effet de l'écoulement du mélange air- vapeur.

2.3.1 Les travaux menés pour la simulation de la condensation en film

- **Nusselt [2]** étudia le phénomène de condensation en film sur une surface verticale en supposant un équilibre local entre les forces visqueuses et l'effet de la gravitation sur le film. Il a pu montrer ainsi que le transfert de chaleur en condensation dépend de l'épaisseur locale du film.
- L'équation de **Nusselt [2]** a été utilisée par la suite par **Rohsenow et al. [4]** dans laquelle ils ont introduit la notion du transfert de chaleur latente.
- **Patenkar et al. [18]**, **Lienhard et al. [12]** , **Burmeister [24]**, **Sarma et al. [22]**, **Achrya et al. [21]** ont étudié l'écoulement laminaire d'un film de condensât sur une paroi verticale en traitant le cas de la vapeur pure.
- Le cas de l'écoulement co-courant du film de condensât et celui d'un mélange vapeur-gaz incondensable (air humide) a fait l'objet des études. Dans ces études, les équations de couches limites du film et du mélange air-vapeur d'eau et l'équation de la conduction dans l'ailette doivent être résolues simultanément. Plusieurs cas d'écoulements peuvent être envisagés. **Desrayaud et al. [43]** ont proposé un modèle pour un film ruisselant, dans lequel la convection naturelle et la masse volumique dépendent de la température et de la fraction massique de la vapeur, aucune condition aux limites n'a été supposée. Par contre, **Schroppel et al. [19]** , et pour une épaisseur constante du film, ils imposent une température constante comme conditions aux limites. De son côté **Ali Cherif et al. [37]** ont imposé un flux constant.
- **Russeil [31]** a traité le transfert de chaleur et de masse en condensation en proposant une expression pour le calcul du flux de masse de vapeur d'eau à l'interface et en faisant un bilan de transfert de chaleur à travers cette interface pour évaluer la température.
- **Bell [41]** et **Souayed [49]** ont aussi traité le même problème que **RUSSEIL** mais en appliquant directement le taux de réaction de surface sur la paroi froide sans prendre en compte l'épaisseur du film du condensât.
- **Tribes [36]** proposa aussi une expression pour le calcul du flux de masse de vapeur à l'interface en réalisant que même si en prendra en compte le mouvement compensatoire, ce terme est négligeable dans les conditions d'utilisation usuelles des échangeurs (Température 20°C). Il calcule de la même façon que **RUSSEIL [31]** la température de l'interface et définit au préalable une condition par rapport à la température de l'interface vérifiant la possibilité pour la vapeur d'eau de se condenser sur la paroi.
- **Tribes [36]** aussi a montré via un modèle simplifié appliqué sur plusieurs géométries l'impacte important de la condensation volumique sur les puissances transférées quand

l'espacement inter-ailettes est faible et le débit d'air est élevé. Ce modèle, en traitant l'apparition des micro-gouttelettes d'eau dans l'écoulement d'air à une température égale à la température de saturation, traduit l'équilibre local entre la chaleur libérée par la vapeur d'eau qui se condense et la chaleur évacuée dans la direction de la paroi froide.

- **M.K Groff et al. [62]** ont présenté un modèle biphasé complet pour condensation en film pour un écoulement turbulent d'un mélange gaz-vapeur dans un tube vertical. Le modèle utilise la méthode des volumes finis pour résoudre les équations paraboliques de masse, de quantité de mouvement, de turbulence et d'énergie régissant les deux phases. Une approche de solution est utilisée avec une maille qui s'adapte automatiquement à l'épaisseur variante du film du condensât. Les chercheurs, et pour des nombres de Reynolds de 20000, 40000 et 60000, ont remarqué l'augmentation de l'épaisseur du film de condensât avec l'augmentation du gradient de température le long du canal. Ceci dit que le transfert thermique augmente le long du canal ce qui se traduit par l'augmentation de l'épaisseur du film de condensation. Ils ont rapporté aussi que suite à l'augmentation de la masse de la vapeur et la diminution des forces de cisaillement, l'épaisseur du film de condensation augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds en allant de l'entrée vers la sortie du tube vertical. Cet effet du nombre de Reynolds reste le même pour des gradients de température constants. Par contre, l'augmentation de la résistance de l'air au transfert de masse, suite à l'augmentation de la fraction massique de l'air, engendre la diminution de l'épaisseur du film de condensation.
- **Boulama et al. [57]** ont proposé un modèle unidimensionnel de transfert de chaleur et de masse entre un écoulement gazeux et un film liquide en contact direct dans une conduite. Ils l'ont solutionné en postulant une variation polynomiale pour les fonctions décrivant les évolutions axiales des températures moyennes, de la composition du gaz et du débit de liquide. Le modèle est basé sur les hypothèses de la constance des coefficients d'échanges de chaleur et de masse et de l'existence d'un film mince saturé à l'interface entre les écoulements gazeux et liquide. La solution peut être utilisée pour n'importe quelle géométrie d'échangeur, n'importe quelle combinaison de fluides et pour des régimes laminaire ou turbulent. Elle a été appliquée à des systèmes air-eau pour étudier les effets de différentes conditions d'entrée et des parois adiabatiques ou non adiabatiques sur les performances d'évaporateurs et condenseurs de type co- ou contre courant.

2.3.2 Les travaux menés pour la simulation de la condensation en gouttelettes

- **Gose et al. [5], Tanasawa et al. [7]** ont tenté de modéliser l'évolution des gouttelettes et leurs coalescence par une simulation numérique pour toutes les tailles possible sur une surface déterminée, mais les capacités numériques de l'époque limitaient leurs investigations pour un site artificiel très réduit de l'ordre de 10000 site par centimètre carré. Leurs coefficients de transfert thermique calculés étaient petits par rapport aux valeurs expérimentales observées.
- **Gliksman et al. [9]** ont subdivisé le cycle de condensation en gouttelettes en un nombre de stages, commençant par les valeurs de densité de site de nucléation supérieures à $10^8 / \text{cm}^2$, mais ils ont omis l'effet de la conductivité non uniforme.
- **Wu et al. [44]** ont proposé un modèle pour simuler la distribution du transfert de chaleur avec condensation en gouttelettes. Ils ont proposé un modèle nommé « *random fractal model* » pour simuler l'évolution de la taille et la distribution spatiale durant la condensation en gouttelettes. ils ont conclu que la condensation

engouttelettes est un processus fractal. Ceci était possible grâce à la simulation numérique directe du phénomène. Le modèle proposé considère la distribution des gouttes comme aléatoire et la non uniformité de la surface du flux de transfert, ce qui dépasse les limitations du modèle de J.W. Rose. La conformité des résultats théoriques avec les données expérimentales sur une large plage de pressions, allant de 0.05 bars à 1.02 bars, vérifie la fiabilité et l'universalité du modèle proposé.

2.3.3 Les travaux menés sur les structures tourbillonnaires autour des tubes des échangeurs de chaleur

- **Sakmann et al. [3], et Bossel et al. [13]** ont révélé les deux et les trois formes tourbillonnaires que peut avoir une structure tourbillonnaire se forment en amont d'un tube. [66]
- **Nacer Bey et al. [51]** a étudié l'effet de l'espacement inter-ailettes sur la structure tourbillonnaire fer à cheval dans un échangeur à tubes et ailettes planes continues par visualisations par PIV. l'étude des trois espacements inter-ailettes reportées au diamètre des tubes de rapports 0.13, 0.2 et 0.27 a montré la dépendance de la taille et le nombre de tourbillons fer à cheval de l'espacement inter-ailettes. Ils ont constaté aussi que l'augmentation de ce dernier engendre l'écartement de l'ensemble des tourbillons du tube et des ailettes.
- **K. KHALAKI [61]** a effectué une analyse numérique des mécanismes d'intensification du transfert thermique par promoteurs de tourbillons dans les échangeurs de chaleurs à tubes ailetés. Ses résultats numériques sont comparés à ceux obtenus par **Nacer Bey [51]** pour choisir le modèle qui décrit le mieux la topologie de l'écoulement moyen à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. La simulation numérique a été effectuée pour trois modèles de turbulence *k-ε Realizable*, *k-ω standard* et *k-ω SST*, pour un nombre de Reynolds de 3320. Seulement les modèles *k-ω standard* et *k-ω SST* ont pu reproduire qualitativement la forme et la structure des tourbillons principaux « fer à cheval » et détecté la naissance d'un troisième tourbillon principal.
- **Kim et al. [50]** ont conclu qu'il est intéressant de déplacer les tubes loin du bord de l'ailette pour favoriser le transfert de chaleur. Cette conclusion est le fruit de l'étude de l'influence de l'emplacement des tubes par rapport au bord de la plaque, par sublimation du naphthalène, pour cinq distances reportées au diamètre des tubes allant de 0.75 jusqu'à 3.5.

Ils ont constaté une augmentation du transfert de chaleur à un nombre de Reynolds de 2660. Ceci est expliqué par la naissance d'un second tourbillon principal en amont du premier tourbillon principal dans la structure tourbillonnaire en fer à cheval. Ils ont constaté aussi que lorsque le tube est déplacé vers l'aval, l'effet positif du tourbillon fer à cheval sur le transfert de masse augmente et l'effet négatif sur la zone de recirculation diminue.

- Ultérieurement **Kim et al. [52]** ont présenté un travail sur l'effet de l'emplacement de tube 2 par rapport au tube 1 pour déterminer le transfert de masse local par sublimation de naphthalène dans une géométrie à deux tubes et à ailettes planes. Pour quatre cas de l'emplacement par rapport au diamètre des tubes ; 0.0, 0.25 , 0.5 et 1, et pour un rapport hauteur/largeur= 1.2, un rapport de largeur de l'ailette/diamètre de tube = 5 , deux rapports espacement inter-ailettes/diamètre de tube = 0.2 et 0.3 et un nombre Reynolds par rapport au diamètre de tube= 2660.

Ils ont constaté que le taux de transfert de masse local augmente avec l'augmentation du rapport emplacement/diamètre de tube. Ceci est dû à l'accroissement du débit entre les deux tubes dû à l'élargissement de la section de passage de l'écoulement. Ils ont constaté que :

1. si les deux tubes sont alignés, la formation d'un tourbillon est négligeable, le deuxième tube se trouve à la zone de stagnation du premier,
2. de plus en plus les tubes sont décalés, le développement du tourbillon est meilleur tant que l'espacement est inférieur au diamètre du tube. Et le transfert massique est augmenté aussi.
3. si ils ont égaux, le fluide passe librement sans chevauchement et le transfert de masse sera faible.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude bibliographique expérimentales et numériques qui traitent le sujet de la déshumidification de l'air humide. Nous signalons à ce stade que les études expérimentales sont prépondérantes devant les études numériques.

Nous avons présenté les études, qui traitent le même sujet, rassemblées dans le but de bien donner une idée sur le travail réalisé des chercheurs.

Les études expérimentales portent essentiellement sur la comparaison entre le coefficient de transfert de chaleur sensible et le coefficient de frottement d'une surface d'échange sèche par rapport à celle humide. Nous avons aussi présenté l'influence des paramètres géométriques tel que le pas inter-ailettes, le nombre de rangées de tube sur la variation du coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement sont souvent reportée.

Autres études faisaient changer le nombre de Reynolds, la qualité de la surface et même l'ionisation des surfaces d'échange et voir leur influence sur l'évolution des coefficients de transfert de chaleur et de masse.

Les études numériques ont porté essentiellement sur la simulation de la condensation en film et le développement des structures tourbillonnaires autour des tubes des échangeurs.

Des explications concernant l'évolution des coefficients du à la présences des gouttes ne sont pas, en général, ont été données ; basées sur des observations locales de la rétention et du drainage du condensât, permettent d'expliquer leurs évolutions.

Troisième chapitre : Partie Expérimentale

Généralités

Dans le présent chapitre, nous présentons la partie expérimentale du sujet. La description du banc d'essais ainsi que l'ensemble des étapes suivies dans le but d'obtenir des visualisations du phénomène de condensation en gouttes sur la plaque à tubes en quinconce sont aussi présentées.

3.1 Présentation du banc expérimental

Le banc expérimental est une veine à boucle ouverte dans laquelle circule de l'air chaud et humide. La veine est représentée par deux ailettes successives avec des tubes horizontaux. La circulation externe d'eau glycolée permet un refroidissement uniforme de la veine permettant ainsi la condensation à température constante de l'air humide. Sa composition et sa réalisation ont été effectuées au sein du laboratoire durant une thèse de doctorat et à partir d'une boucle déjà existante.

Un ventilateur centrifuge de puissance variable et à débit réglable aspire de l'air de l'ambiance et l'injecte dans une conduite cylindrique liée à la veine d'essais.

L'humidité de l'air est assurée grâce à un barboteur dans le quel l'air arrive d'un surpresseur réglable et produira des bulles de gaz dans la colonne d'eau dans le barboteur et qui s'échappent en menant avec elles de la vapeur dans l'air de l'ambiance pour devenir de l'air humide. De l'eau glycolée circule dans un serpentin plongé dans la colonne d'eau assure le réglage de la température de l'eau en travaillant comme échangeur de chaleur. La température de cette eau est réglée par un Bain thermostaté formé d'un réchauffeur. La mesure de l'humidité et la température de l'air est assuré par un transmetteur d'humidité et de température série EE29/31 avec une erreur de 0.1% chacune.

On utilise deux dispositifs de chauffage (résistances de électriques) en forme de colliers chauffants d'encombrement réduit et parfaitement adaptés au chauffage de forme cylindriques. Le premier collier chauffant est installé juste en amont du ventilateur pour préchauffer l'air humide aspiré à une tension d'alimentation de 230V. Les résistances sont isolées grâce à un corps gras en matière de caoutchouc en fusion de 350°C maximum.

En aval du ventilateur il est placé le deuxième collier chargé de mener l'air aspiré à la température de consigne désirée par l'utilisateur. La tension et la température de fonctionnement maximale sont identiques à celles du premier collier.

L'air humide, en passant à travers les colliers, atteint la température de consigne désirée grâce à un système de régulation de température installé sur les colliers utilisant la technologie CMOS et assurant le réglage de la puissance des résistances électriques.

Avant l'entrée à la veine d'essais, on doit savoir la vitesse de l'air humide et qui est mesurée grâce à un diaphragme déprimogène. Un calcul itératif permet d'évaluer la vitesse liée par une expression bien décrite à la pression en calculant le débit d'air à partir de la perte de charge mesurée au niveau du diaphragme avec des micro manomètres différentiels type FURNESS CONTROLS travaillant à des plages de pression entre 0.001 millimètres colonne d'eau et 2000 millimètres colonne d'eau.

De plus, l'homogénéité de la vitesse et donc du débit le long de la section d'entrée est facteur important pour la fiabilité des résultats. Cette condition est assurée par un dispositif formé d'un déflecteur, d'une gaine rectangulaire et d'un convergent dont la forme a été bien étudiée pour assurer un profile de vitesse uniforme à la sortie a été mis à l'aval de la section d'essais.

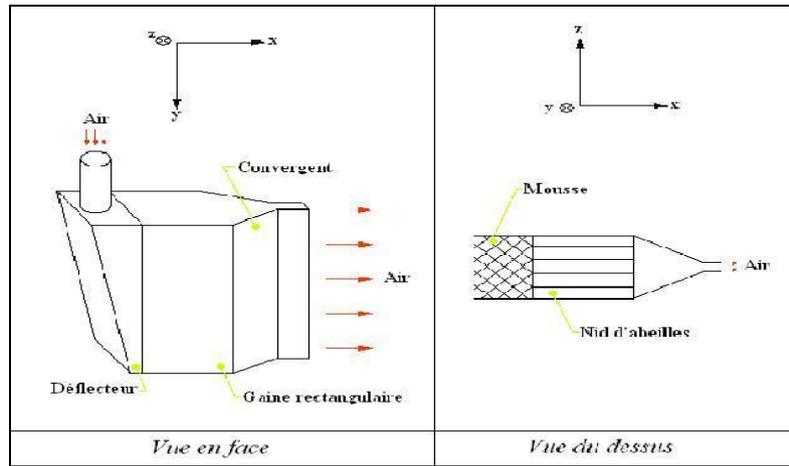


Figure 3.1 : Système d'alimentation de l'air

Une fois l'air humide chauffé à la température de consigne désirée, La condensation de l'air humide est aura lieu au contact de la paroi de la plaque support dans laquelle circule le fluide refroidi par un Cryothermostat à deux pompes. Sur la plaque est collée, à l'aide d'une graisse thermiquement conductrice, un feuillard en aluminium, représentant l'ailette de l'échangeur de chaleur. La température de la plaque est contrôlée par un thermocouple utilisant l'action de la température sur la force électromotrice de contact de deux métaux différents (**Effet SEEBECK**). Ce couple est relié au thermomètre qui affiche la température de la surface froide de la plaque à une précision de $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$.

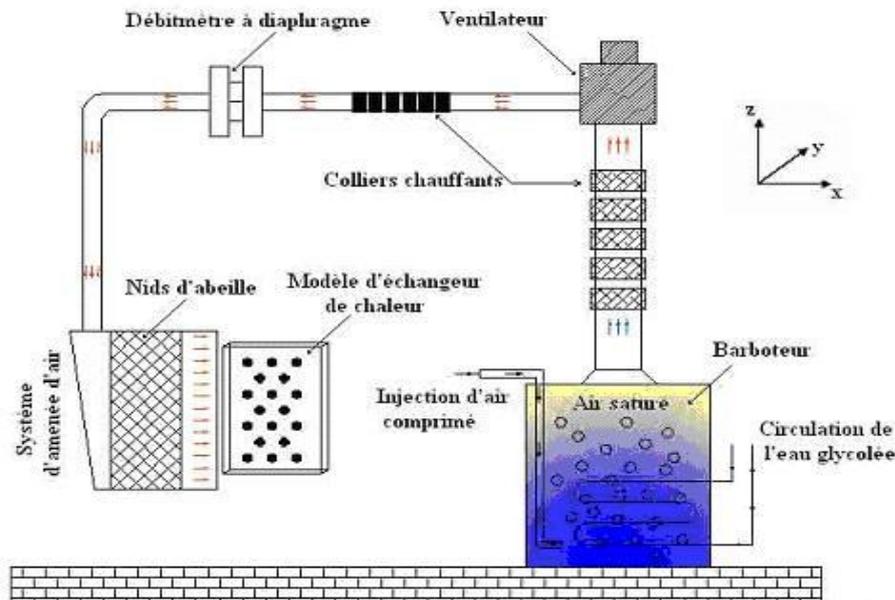


Figure 3.2 : Schéma du banc expérimental

L'air humide s'écoule sur la plaque refroidie sur laquelle des rondelles cylindriques représentant les tubes de l'échangeur sont collées. La seconde paroi de la veine d'essai, formant le canal, est une plaque en plexiglas. Cette plaque est choisie transparente afin de pouvoir visualiser le condensât sur la surface interne de la veine d'essais.

Le phénomène de condensation de l'air humide sous différentes conditions aux limites est photographié en utilisant un appareil photo numérique d'une résolution de 6.1 millions de pixels et positionné perpendiculairement à la veine d'essai du côté de l'ailette en plexiglas.

3. 2 Protocole expérimental et analyse des images

Le protocole expérimental comporte deux parties. La première partie, effectuée sur le banc d'essai lui-même, demandant le plus d'attention et de temps alloués. La deuxième partie est un travail de programmation sur le logiciel MATLAB version 7.3 et consiste à effectuer une analyse des photos prises soigneusement lors de la première étape.

3.2.1 Les hypothèses de travail

- La tension superficielle et la conductivité de la surface sont uniformes sur toute l'ailette ; il faut noter que cette hypothèse est vraiment grossière.
- Les grands diamètres de gouttes correspondent à une masse de condensât importante.

3.2.2 Les caractéristiques géométriques du modèle étudié

Les caractéristiques géométriques du modèle d'échangeur étudié sont résumées dans le tableau suivant :

	[mm]
Pas longitudinal P_L	16
Pas transversal P_T	25.8
Diamètre extérieur de tube D_{ext}	9.7
Espacement inter-ailettes e	3.2
Matériau de l'ailette	Aluminium

Tableau 3.1 : Caractéristiques géométrique de l'échangeur.

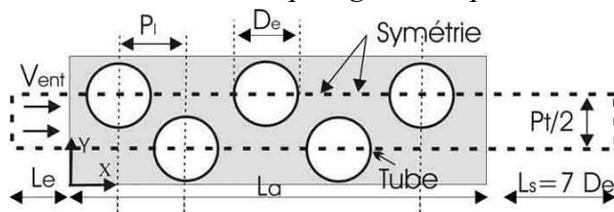


Figure 3.3 : Vue XY du domaine

On a commencé par reproduire les caractéristiques géométriques du modèle étudié. La vérification du bon positionnement de chacun des disques par rapport à son entourage et le respect des distances imposées a pris un soin important.

3.1.2.1 La condition sur la vitesse et l'humidité relative

Etant donné que le diamètre des disques est constant, nous avons à faire varier l'humidité relative de 30% et 50%, pour des vitesses d'écoulement d'air de 1, 3, 5 et 7 m/s.

3.1.2.2 La condition sur la température

La température de consigne de l'air humide est fixée pour $35 \pm 0.5^\circ\text{C}$ et la température de consigne de paroi est donnée à $10 \pm 0,5^\circ\text{C}$. Ce choix de 10°C a été fait suite au problème de réchauffement important de la paroi en travaillant à 5°C au départ. A des vitesses élevées, principalement à partir de 5m/s, on a remarqué que la paroi s'échauffe très vite au passage de

l'air à 35°C dépassant, ainsi, le seuil de $5 \pm 0,5^\circ\text{C}$. Ceci nous a obligés de baisser la température de consigne à moins de 1 °C pour compenser le chauffage constaté et avoir une température de $5 \pm 0,5^\circ\text{C}$ à la sortie.

Or, la température de rosée de l'air humide à 35°C est évaluée à 15 °C, et 25 °C à 50% d'humidité relative. Ceci nous permis de travailler à la température de la paroi à une consigne de $10 \pm 0,5^\circ\text{C}$.

Des prises de photos, en zoom et en mode plain écran, ont été effectuées permettant, ainsi, une bonne visualisation du phénomène de condensation autour des disques.

3.3 Les problèmes rencontrés

3.3.1 La fixation de la veine d'essais

Lors de l'analyse du banc d'essais, on a constaté qu'il n'est pas bien placé. Des espacements r entre les disques et le morceau du plexi glace, jouant le rôle de la plaque de l'échangeur, ont été repérés. Ceci peut faussert bien évidemment les résultats attendus en changeant ainsi les conditions aux limites si jamais une simulation numérique du même phénomène est envisagée.

Pour cela, la mise au point du banc d'essais est devenue une phase indispensable pour le reste du travail. Remédier au problème soulevé est devenu une des taches à accomplir dans le but de bien contrôler l'écoulement dans la veine d'essais et reproduire les conditions de travail imposées par l'encadreur.

On a commencé par la proposition de quelques solutions envisageables et la critique de chacune d'elle permettra de décider si on l'adopte ou pas. Une des solutions proposées était de réaliser des trous dans le plexi glace de sorte que les disques seront directement figés dans ces trous. Mais, à cause de la difficulté de la réalisation et le risque des fuites qui peuvent avoir lieux dans les trous réalisés,. De plus, s'ajoute un autre inconvénient ; si une géométrie autre que celle proposée dans cette étude est envisageable, il faut travailler sur un autre plexi glace avec d'autres trous et ceci n'est pas très pratique, ce qui rend cette solution omise. L'autre solution proposée était de maintenir la même plaque avec les mêmes disques, mais penser à changer le système de fixation de sorte que le plexi glace adhère parfaitement aux disques. L'ajout d'une paire de sirs joints a donné le résultat attendu.

3.3.2 Le problème des zones d'ombre et de l'éclairage de la section d'essais

Le deuxième problème rencontré était les zones d'ombre qui apparaissent autour des disques (voir figure). Ces zones d'ombres sont dues à la mauvaise répartition de l'éclairage. Ce problème fut aussi le sujet d'autres remarques faites par « **F.L.A Ganzevles** ».

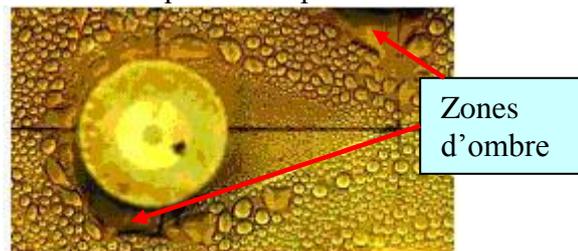


Figure 3.4 : Les zones d'ombre sur les photos précédemment prises

L'idée simple qui passe par l'esprit est l'utilisation du flash de l'appareil photo. La photo prise a montré que ce dernier affecte négativement la photo en concentrant une partie de la lumière sur un coté de la plaque comme le montre la figure suivante :

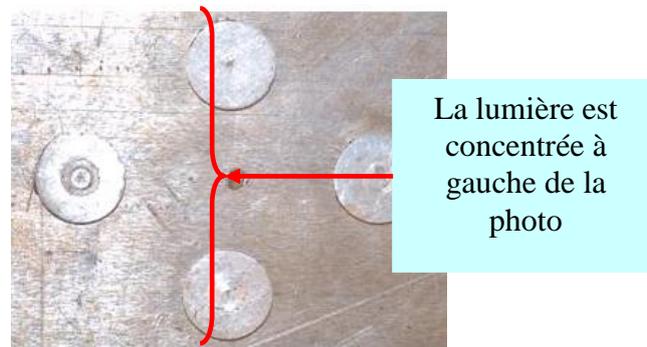


Figure 3.5 : *Effet du flash de l'appareil dur la qualité des photos*

On a essayé d'éclairer la plaque par des lampes simple. Le problème persistait et le recours à des sources de lumière plus intenses fut l'idée la plus logique.

Un autre problème apparaissait. C'était le chauffage de la plaque par rayonnement. En effet, les lampes 200 et 400 Watts ont l'avantage de donner un éclairage meilleur que les lampes simples, mais elles chauffent très vite la plaque et au lieu de travailler à une température de consigne de 10°C, la plaque s'échauffe et dépasse cette température pour atteindre les 20°C.

Une solution était proposée et qui était l'utilisation d'une source de lumière blanche froide. Mais, malgré le chauffage de la plaque a été évité, la source de lumière froide par contre se reflétait sur le plexi glace, jouant le rôle d'un miroir de réfraction, ce qui était un autre problème (voir la photo).

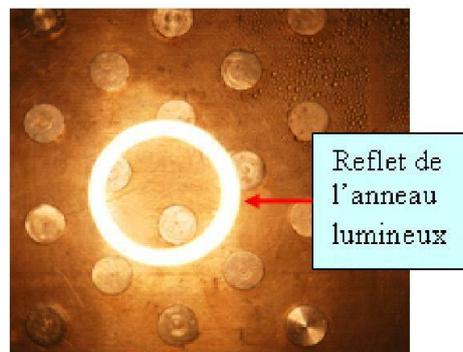


Figure 3.6 : *Le reflet de la source de lumière froide (la couronne blanche sur la photo)*

Le recours à un système d'éclairage professionnel était la meilleure solution trouvée. Des sources de lumière blanche positionnées à 45° du plan vertical à la plaque et les plaques blanches de réfraction assuraient à la fois un éclairage meilleur et le non chauffage de la plaque étudiée.

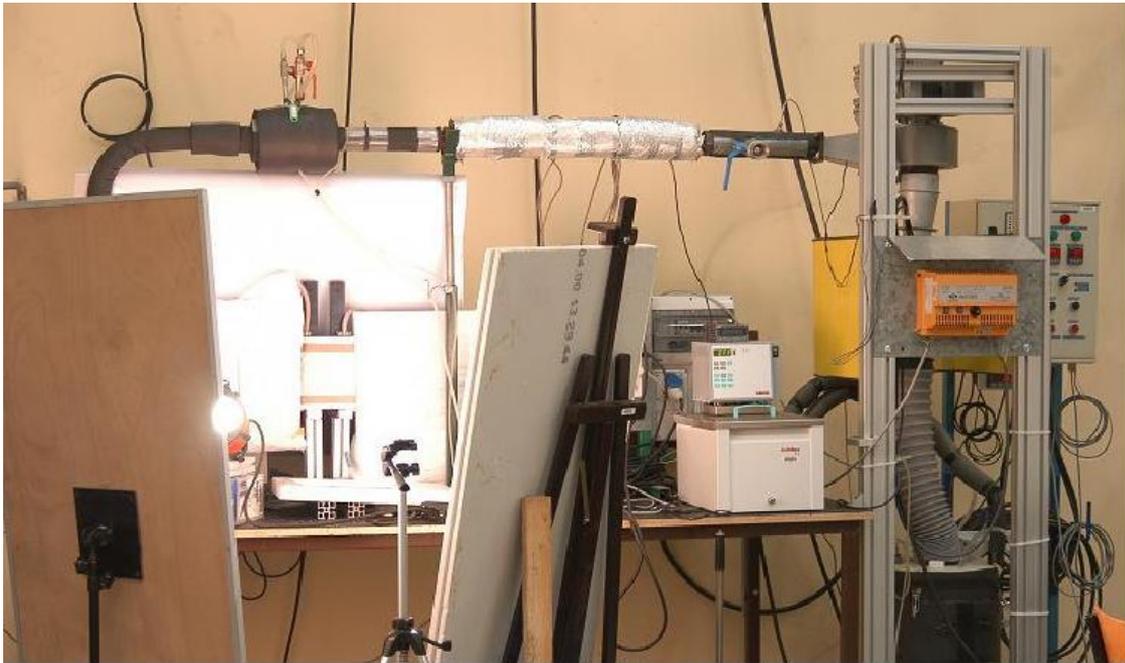


Figure 3.7 : L'installation.

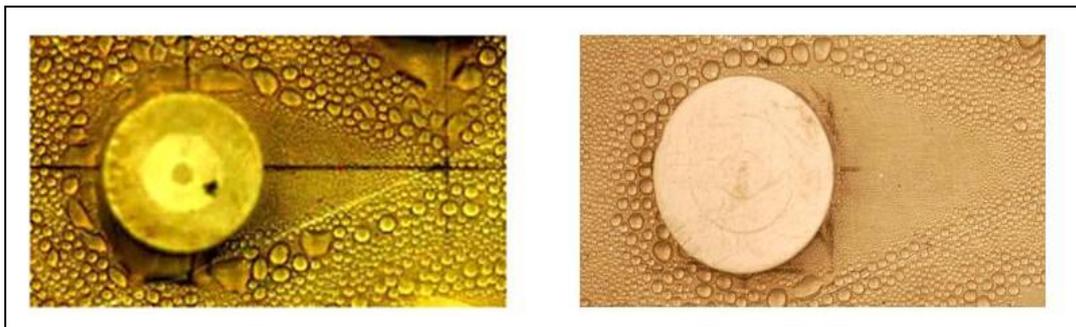


Figure 3.8 : L'image avant

Figure 3.9 : L'image après

3.4 Analyse des résultats

Avec l'appareil photo numérique, des prises de photos successives sont effectuées à différents intervalles de temps variant selon le temps du début de drainage du condensât sur l'ailette.

La démarche suivie était comme suit :

- Prendre des photos des différentes conditions étudiées ;
- Zoomer les zones d'intérêt, principalement la deuxième rangée des disques ;
- Détection des différentes gouttelettes et exploiter les résultats.

3.4.1 Analyse des visualisations

Nous avons effectué des prises de photos pour des conditions de travail comme suit :

- L'humidité de 30% et de 50%
- Suivant le taux d'humidité, nous avons fait varier la vitesse de l'écoulement d'air humide à 1,3, 5 et 7 m/s.
- L'air humide rentre à 35°C.
- La plaque d'échange est maintenue à 10°C.

Le système prend entre cinq et six heures de temps pour atteindre la phase de stabilité des paramètres de température, de pression et de vitesse.

On note aussi que suite à la limitation de l'espace mémoire de l'appareil numérique utilisé, le temps entre deux prises successives est lié à la durée que prend le phénomène de condensation avant d'atteindre le drainage. Ce dernier phénomène ne fera pas l'objet de ce travail.

En totalité 18 tests ont été réalisés, à raison de trois tests par condition pour donner plus de crédibilité aux résultats.

3.4.2 Effet des paramètres de vitesse, de température et d'humidité

L'analyse des photos a révélé quelques phénomènes enregistrés liés à

- Effet du taux d'humidité relative sur la condensation
- Effet de la vitesse d'entrée sur l'établissement du condensât
- Effet de la température de l'ailette sur la condensation

Dans ce qui suit, on traite chacun des effets à part.

3.4.2.1 Effet du taux d'humidité relative sur la condensation

La comparaison des deux figures suivantes montre que une augmentation du taux de condensât avec l'augmentation du taux d'humidité relative. Ceci s'explique par le fait que l'augmentation de 10% d'humidité relative ajoute 3,5 g d'eau dans un kilogramme d'air.



Figure 3.10 : Distribution expérimentale du condensât : (gauche) HR 50%, (droite) HR 30%
Temps=4 minutes

3.4.2.2 Effet de la vitesse d'entrée sur l'établissement du condensât

Sur les deux figures suivantes, nous remarquons que pour des vitesses d'entrée différentes et pour des conditions aux limites identiques la distribution du condensât sur l'ailette diffère.

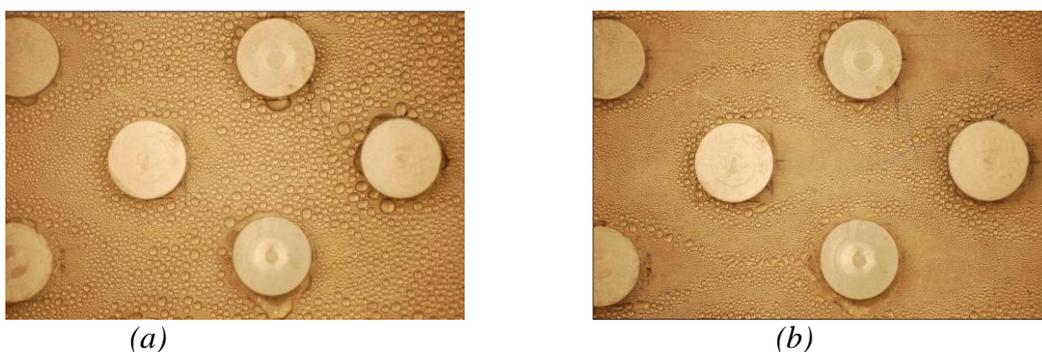


Figure 3.11 : Distribution expérimentale du condensât sur l'ailette : (a) $V=5\text{m/s}$, (b) $V=3\text{m/s}$

Pour les mêmes conditions expérimentales et seules les vitesses diffèrent, nous constatons que l'augmentation de la vitesse est associée d'une augmentation de phénomène de condensation.

Une vitesse importante engendre une augmentation du débit de vapeur d'eau et, par conséquent, une masse de condensât plus importante.

3.5 Visualisations et explications

L'analyse des visualisations obtenue a révélé les remarques suivantes :

- A la zone d'entrée, il y a une concentration du condensât.(ellipse rouge figure suivante)
- La condensation est forte au niveau du deuxième rang des tubes.
- Deux structures étendues en forme de U (flèches en rouge figure suivante) prennent lieu à l'amant des tubes et épousent parfaitement la forme cylindrique des tubes. elles sont lieux des grosses gouttelettes.
- La taille de ces deux diffère selon la vitesse de l'air humide, de la température de la paroi et le taux d'humidité.
- Une zone de condensation (zone A sur la figure suivante) de taux faible ou presque nul se forme derrière chacun des disques et change avec le changement des caractéristiques de l'air à l'entrée.



Figure 3.12: Concentration du condensât à l'entrée de la plaque

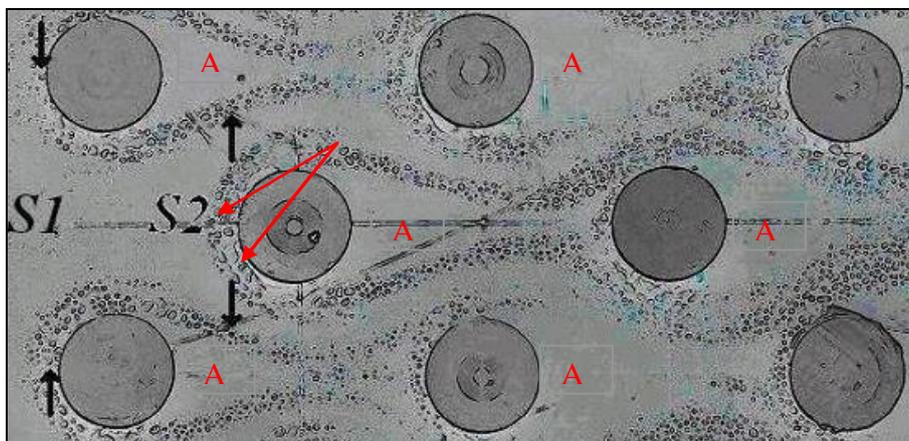


Figure 3.13: Phénomènes enregistrés sur les visualisations.

En se basant sur les travaux de *Kim et al.*[52], *Seghir* [66] et *KHALLAKI* [61], les explications qu'on peut donner à ses remarques sont comme suit :

1. La zone de concentration de condensât à l'entrée de la plaque peut être expliquée par le fait que la couche limite dynamique est de faible épaisseur au bord d'attaque de l'ailette engendrant de forts gradients de concentration de vapeur d'eau et par conséquent un fort transfert de masse.
2. La couche limite dynamique a une épaisseur faible en amont du premier rang de tubes malgré qu'elle continue à se développer dans le sens de l'écoulement. Un tourbillon « fer à cheval » prend naissance [KHELLAKI [61]et Kim et al. [52]], au plan de symétrie de l'écoulement et à la rencontre du tube, sous forme de mouvement hélicoïdal de l'écoulement. Ce mouvement n'est pas suffisamment fort pour favoriser un mélange entre les particules du fluide, à l'intérieur et à l'extérieur de la couche limite massique [66]. De ceci s'explique la faible quantité de condensation enregistrée en amont du premier rang de tubes par rapport à l'entrée de la plaque.
3. La deuxième rangée des tubes est caractérisée par un taux de condensation important par rapport aux autres rangées. Ce constat est conforme avec ce que Kim et al.[52] ont conclu. Ils ont trouvé que le taux de transfert de chaleur et de masse est plus important sur le deuxième rang de tubes. L'explication qu'on peut avancer est que la diminution de la surface du passage du débit d'air humide, passant de S1 à S2 (voir figure en haut) engendre, pour un débit constant l'augmentation de la vitesse d'écoulement à S2. On a déjà montré sur les visualisations que l'augmentation de la vitesse favorise la condensation. De plus, la couche limite dynamique devient importante au voisinage du deuxième rang à cause de l'éloignement du deuxième rang du bord d'attaque [Kim et al. [52]] et du rétrécissement de la section de passage qui engendre une accélération du fluide. Le mouvement hélicoïdal sera amplifié par ces deux derniers phénomènes en amont du deuxième rang de tubes par rapport au premier, ce qui entraîne l'augmentation du transfert de masse. Ainsi le mécanisme décrit précédemment explique les grandes quantités de condensât observées au voisinage du deuxième rang de tubes.
4. La diminution de la quantité de condensât constatée pour chacun des tubes derrière le deuxième rang de tubes est expliquée par la diminution de la quantité de fraction de la vapeur d'eau dans l'air le long de la plaque et à la structure de l'écoulement. Les rangs de tubes après la deuxième rangée de tubes sont sous l'influence de la zone de stagnation du rang de tubes qui les précède. Par conséquent, la vitesse de l'écoulement et l'intensité des structures tourbillonnaires sont faibles et le transfert de masse correspondant aussi, ce qui explique les faibles quantités de condensât. [66]
5. la zone derrière les tubes est la zone de sillage où la vapeur d'eau condense très peu, voir pas du tout. Ceci est expliqué par le fait que cette zone est caractérisée par des recirculation de fluide et un écoulement casi-stagnant à faibles quantités de fraction massique de vapeur d'eau.
6. la quantité de condensât est liée principalement à la taille du tourbillon « fer à cheval » et la diminution de la fraction massique de vapeur d'eau.

3.6 Analyse numérique des visualisations en photo par MATLAB

Après avoir atteint la stabilité des différents paramètres définissant les conditions d'essais expérimentales (température, vitesse et humidité à l'entrée de la veine d'essai et la température de l'ailette), la veine d'essai est placée à l'aval du système d'amenée d'air.

Selon les conditions à l'entrée, le phénomène de drainage est atteint à des durées différentes l'une des autres ; selon la vitesse d'écoulement et l'humidité relative principalement.

Pour cela les visualisations en photos, en zoom et à taille normale (**figure 3.14**), de la veine prises en succession à des intervalles différentes en respectant à la fois le nombre maximale de photos sur l'appareil numérique (150 photos en mode JPEG, déjà ceci peut être considéré comme un inconvénient pour une étude plus détaillée, le recours à des systèmes d'enregistrement de taille importante pouvait être plus utile) et le suivi du phénomène de condensation sur la plaque jusqu'à atteindre le premier drainage des gouttelettes.

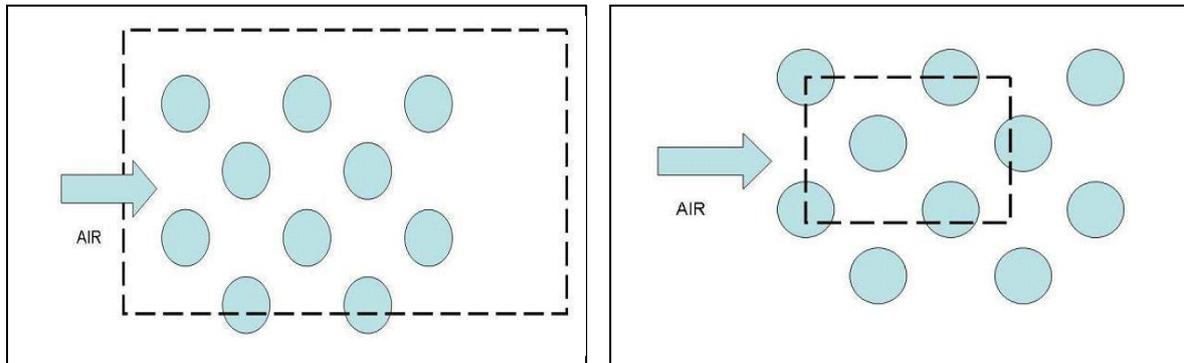


Figure 3.14: Les différentes visualisations en photos prise en taille normale (gauche) en zoom (droite).

Par la suite, l'objectif sera la détermination de la longueur du sillage derrière le deuxième rang des tubes ainsi que la taille des gouttelettes pour une validation locale future des simulations numériques développés sur des logiciels de simulation CFD.

Si on sait qu'on a cinq rangs sur la plaque, on fixe le regard principalement sur le deuxième rang parce qu'on sait déjà que il est l'objet des phénomènes de transfert de masse et de chaleur les plus importants par rapport aux autres rangs. De plus, et pour des raisons de symétrie, on va se focaliser sur la ligne du milieu.

La longueur du sillage sera déterminée grâce à une méthode numérique en développant un programme sous environnement MATLAB. Le choix de ce logiciel est motivé principalement par l'ensemble des boites outils préprogrammées sur ce logiciel permettant l'analyse des images. La boîte outil *Toolbox Image Processing* est utilisée dans tout ce qui traitement d'image sur MATLAB en offrant une panoplie de programmes et d'outils permettant l'analyse des images pour différentes nécessités.

Le programme se base sur l'idée suivante : l'image objet de l'étude est lue puis convertie en mode binaire (noir et blanc). Cette étape s'avère très importante parce que à partir de cette étape tout le calcul en dépendra. En effet, l'image est lue en pixel, et chaque pixel est sauvegardé comme une valeur entre 0 et 1. Cette valeur n'est autre que le code de la couleur de la zone du pixel sur l'image réelle.



Figure 3.15 : Binarisation des photos.

L'étape de rendre l'image binaire n'est autre qu'un forçage des valeurs des pixels pour devenir soit 0 ou 1 selon un seuil déterminé par l'utilisateur. Cet seuil n'est pas déterminé selon une méthode bien définie, c'est l'utilisateur qui estime sa valeur suivant la qualité d'image obtenue.

Une fois l'image est passée en mode binaire des sous programmes assurent la fermeture des groupes de pixels de valeur 1 ce qui permettra « **strel.disk** » qui se charge de la création de éléments de structure morphologique donnée, dans notre cas, c'est des cercles ou des disques.

Par la suite, détecter, compter et repérer ces groupes correspondant aux gouttelettes est assuré par les « **stats.Centroid** » qui calcule la position des centres des faces de chacune des gouttes, et « **stats.BoundingBox** » qui permet de stocker dans un registre les positions des centres et le nombre des gouttes en même temps permettant par la suite de les exploiter facilement.

On note qu'à ce stade, les distances et les mesures faites sont en pixels. En prenant le tube comme repère géométrique le facteur pixel/mètre est calculé permettant ainsi d'avoir des statistiques comprenant des histogrammes des rayons des gouttes et leurs distributions sur la plaque en unités KMSA.

La deuxième étape du programme consiste à la détermination de l'évolution de la longueur du sillage derrière les tubes suivant une direction donnée et selon le rang et les conditions de travail imposée. La distribution des diamètres (ou les rayons) des gouttelettes dans cette zone fera aussi l'objet de la recherche du programme.

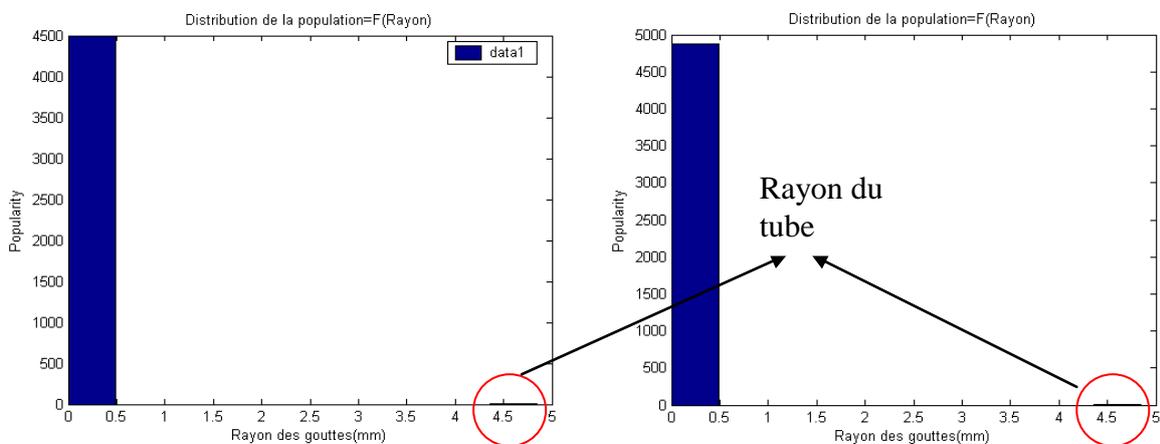


Figure 3.16: Histogramme des Rayons des gouttelettes en millimètres tube rang 2: (a) HR 30%, (b) HR 50%

La figure 3.16 représente les histogrammes des rayons des gouttelettes pour le même tube de l'échangeur mais dans deux conditions différentes. On remarque que en augmentant l'humidité relative et pour la même vitesse d'écoulement de l'air humide, le nombre de la population (gouttelettes) est passé de 4496 à 4867.

De plus, on remarque aussi que le rayon maximal est compris entre 4.5 et 5 millimètres ce qui est conforme avec le rayon du tube 4.85 millimètres.

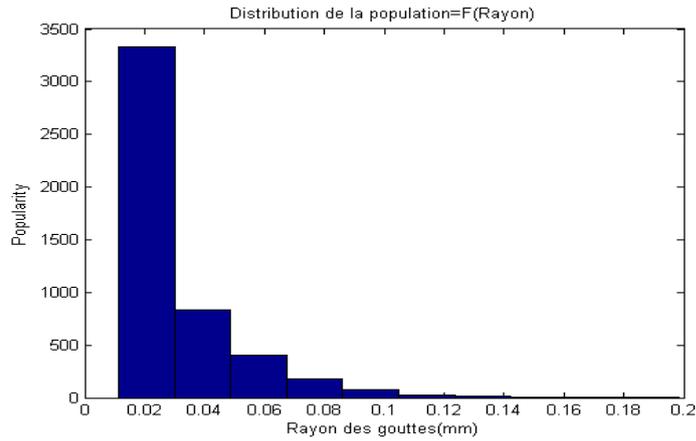


Figure 3.17: Histogramme des Rayons des gouttelettes en millimètres d'un tube moins de 1 millimètres

On peut aussi raffiner la présentation en remarquant que la majorité des gouttelettes a un rayon inférieur à 0.5 millimètres. La figure 3.17 représente l'histogramme des rayons de ces dernières.

Pour déterminer la longueur du sillage L_s , on représente sur la figure l'évolution du rayon des gouttelettes suivant une direction $\overrightarrow{ox_2}$, figure 3.18.

Le changement de la valeur du rayon d'un certain pourcentage déterminé d'une façon subjective de 10% ou 20%, permet de localiser la longueur du sillage L_s . On note qu'on n'a pas trouvé dans la littérature spécialisée aucune méthode expérimentale permettant la détermination de L_s , sauf dans le travail de Sghir et Marwane où ils présentent une méthode, aussi subjective, basée sur les méthode dite « des tangentes ».

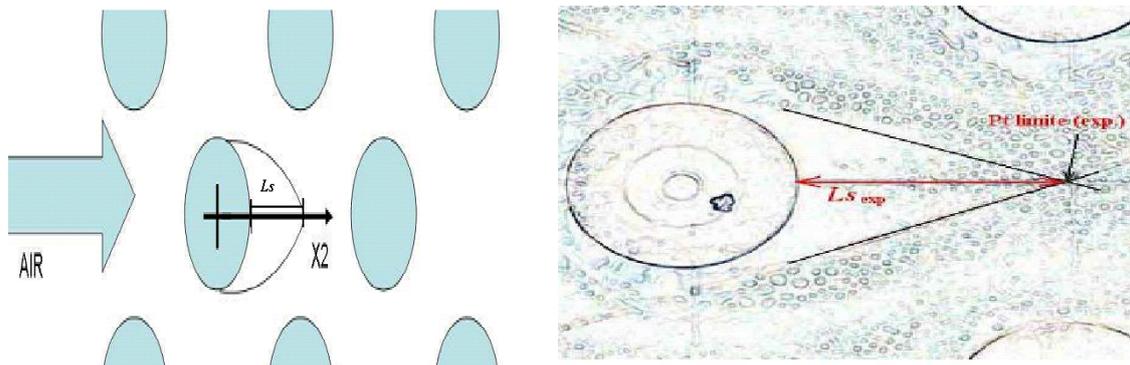


Figure 3.18: Détermination de la longueur du sillage proposée par Marwane et Sghir[66]

La critique reprochée à cette méthode est la grande différence entre ses résultats et les résultats obtenus numériquement.

De plus, le choix des points (point limite et le point tangent au tube n'est pas fondé sur une loi bien précise. Dans notre cas, on a procédé à la représentation des rayons des gouttelettes suivant une direction donnée, mais dans une bande de taille donnée. Le choix de cette représentation est du au fait que les centres des gouttelettes ont une distribution aléatoire atour de la ligne $\overrightarrow{ox_2}$.

Pour résoudre cet obstacle, on a choisi, au lieu d'une direction en linge, une bande de directionnelle $\sum_1^n \overrightarrow{ox_i}$, de taille n décidée par l'utilisateur, comme il est représenté sur la figure suivante.

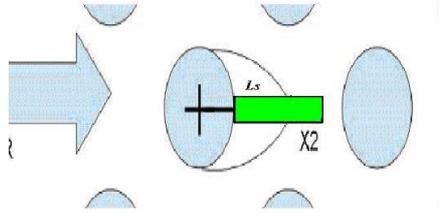


Figure 3.19 : *Choix de la bande directionnelle.*

3.6.1 Résultats numériques

Les résultats ainsi obtenus sont résumés dans les graphes suivants, sachant qu'on a représenté une longueur du sillage adimensionnelle dite « caractéristique » qui est le rapport de la longueur du sillage calculée numériquement par le modèle numérique développé et le diamètre du tube L_s/D .

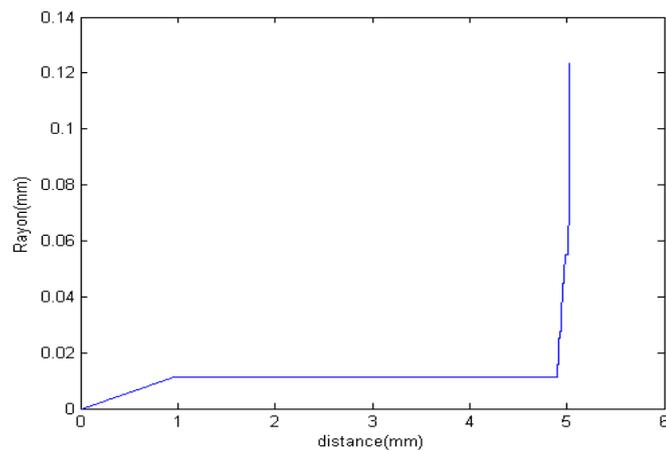


Figure 3.20: *Evolution du rayon des gouttelettes dans la zone de sillage derrière un tube, suivant la bande choisie*

La figure suivante montre la position des rangs des tubes.

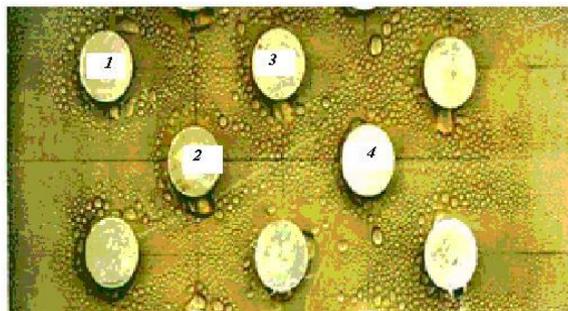


Figure 3.21: *Position des rangs, écoulement de la gauche.*

Les figures suivantes résument l'ensemble des calculs numériques effectués sur chacun des tubes suivant le rang qu'il occupe sur la plaque suivant la nomenclature : rang_vitesse_HR.

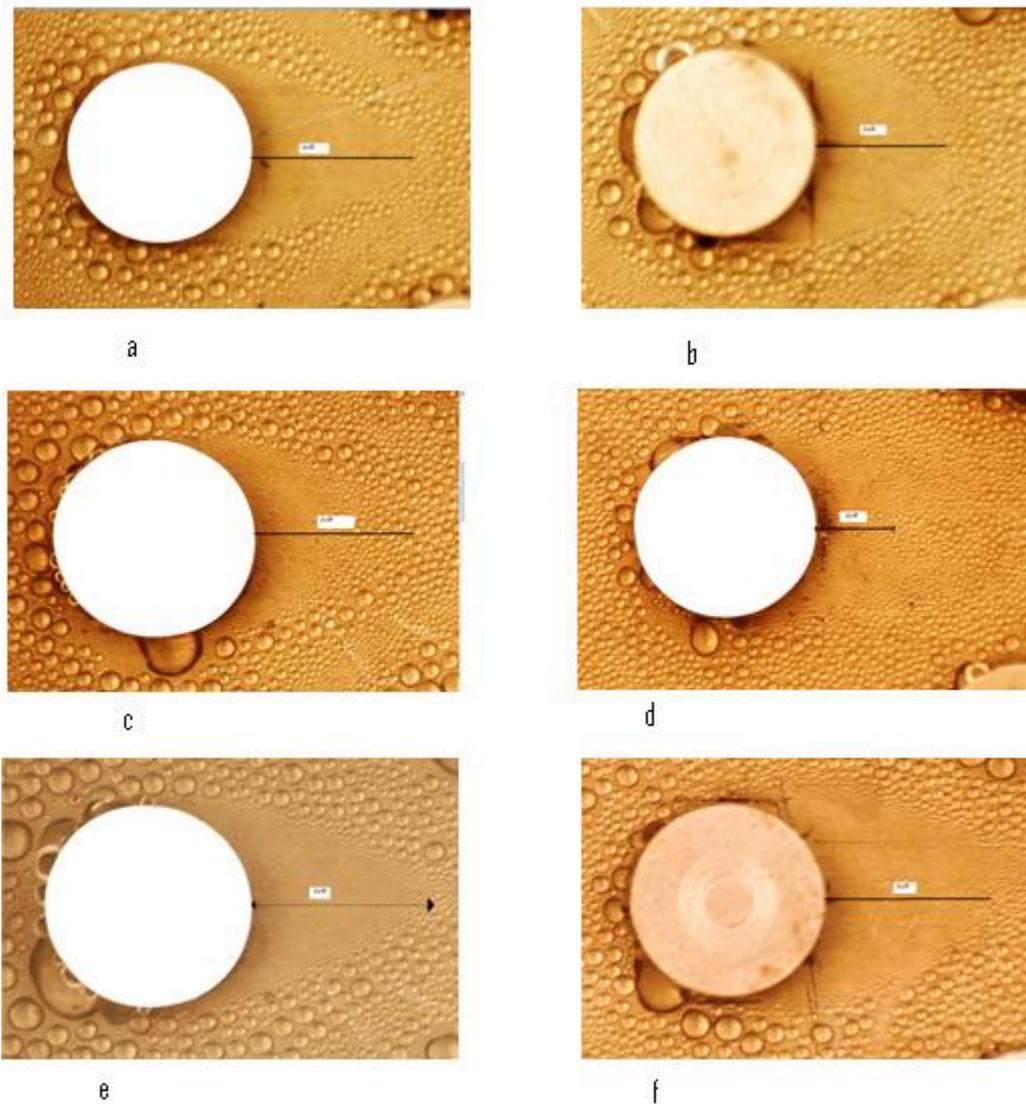


Figure 3.22 : Les résultats présentés sur les photos prises pour HR 50%: (a) 1_5_50 (b) 2_5_50 (c) 1_7_50 (d) 4_7_50 (e) 1_3_50 (f) 3_3_50.

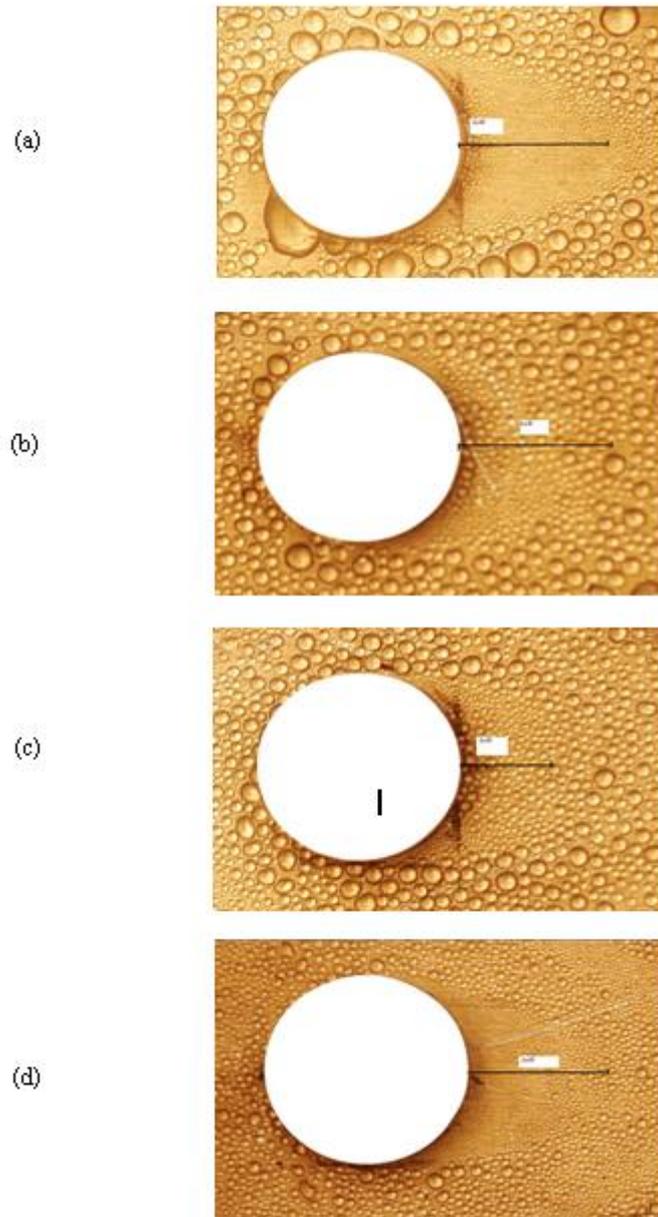


Figure 3.23 : Les résultats présentés sur les photos prises pour HR 30% : (a) 2_1_30
(b) 3_5_30 (c) 2_5_30 (d) 1_7_30

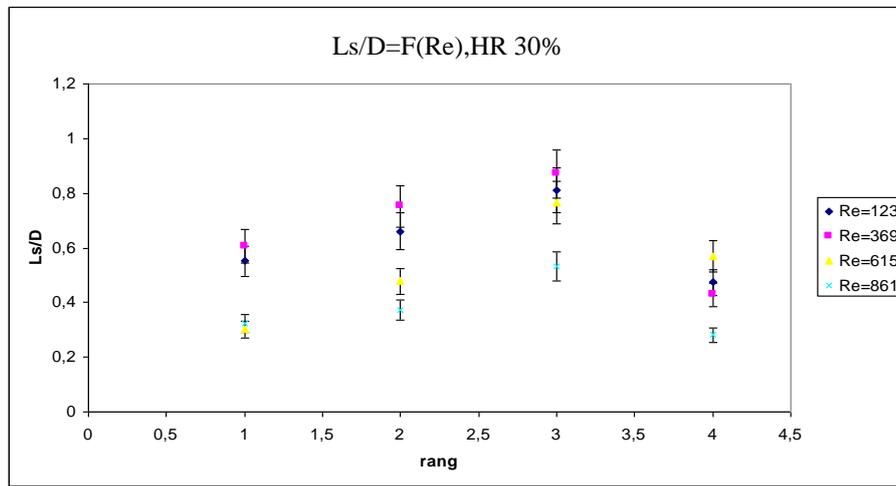


Figure 3.24 : Evolution de la longueur caractéristique du sillage en fonction du rang des tubes HR=30%.

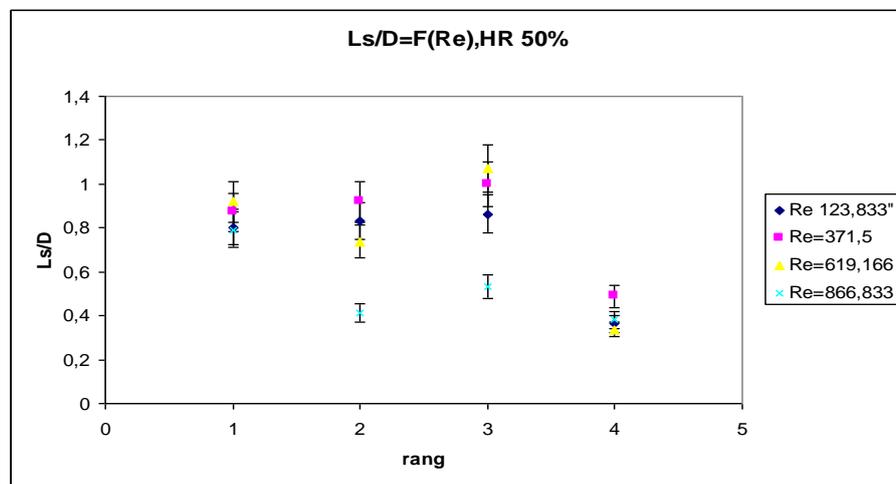


Figure 3.25: Evolution de la longueur caractéristique du sillage en fonction du rang du tube HR=50%.

On constate que le rapport Ls/D augmente du premier rang jusqu'au troisième rang. Ce rapport cesse d'augmenter et se dirige vers la diminution sur le quatrième rang.

La deuxième constatation est que le rapport Ls/D diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

On constate aussi que globalement l'augmentation de l'humidité relative a engendré une augmentation du rapport Ls/D entre passant de 20% jusqu'à et 60%. Cette augmentation est change avec le changement du nombre de Reynolds et à la position du rang.

On constate aussi que entre HR 30% et HR 50%, le premier rang se comporte différemment.

3.6.2 Discussions

3.6.2.1 Explication des résultats obtenus pour HR 30%

On sait que l'écoulement coté air dans les échangeurs de chaleurs à tubes a un caractère tridimensionnelle extrêmement complexe.[Khellaki[62], Nacer bey[51], Kim et al.[52]]du à

l'interaction de phénomènes physiques différents et qui sont principalement : la formation d'une structure tourbillonnaire tridimensionnelle en amont des tubes, et la présence en aval de ces derniers d'une zone soumise à des gradients de pression adverses qui conduit à la création d'une zone de sillage où le fluide est quasi stagnant rendant les échanges de masse et de chaleur très faibles et perturbe l'écoulement principal en le déviant de sens de circulation.

Pour le cas de l'humidité relative dans l'air de 30%, on a remarqué que le rapport Ls/D augmente en passant du premier au troisième rang, puis il diminue. Cette constatation est valable pour les quatre nombres de Reynolds quoi que pour le même rang de tube, le rapport diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Une zone de recirculation se crée derrière le premier tube, c'est la zone de faible transfert de masse et de chaleur [Soboya et al.[67], Kim et al.[52]].

On a vu que Kim et al.[52] ont dit que la couche limite dynamique est de faible épaisseur au bord d'attaque de l'ailette engendrant de forts gradients de concentration de vapeur d'eau et par conséquent un fort transfert de masse. Et malgré l'apparition d'un tourbillon fer à cheval en amont du premier tube, la faible intensité de ces tourbillons rend faible le mélange entre l'extérieur et l'intérieur de la couche limite massique de l'écoulement ce qui défavorise la condensation en amont du premier tube.

La faible intensité de l'écoulement se traduit par une faible énergie cinétique des particules qui n'auront pas assez d'énergie pour rejoindre la partie intérieure de la couche limite massique, et l'écoulement s'accélère en passant vers le deuxième tube suite au rétrécissement de la section de passage.

L'accélération du fluide se traduit par une augmentation de l'énergie cinétique des particules de vapeur dans l'air, et en s'éloignant du bord d'attaque, la couche limite dynamique augmente l'effet des tourbillons fer à cheval s'amplifie ce qui favorise les échanges de masse se traduisant par une concentration du condensât en amont du second tube [Kim et al.[52] Khellaki[62], seghir[66]].

Le transfert de masse important en amont du second tube conduit à une diminution de la concentration de la vapeur dans l'air traversant autour du second tube ce qui engendre l'augmentation de la zone de recirculation en aval.

En s'éloignant d'avantage, la fraction massique de la vapeur dans l'air diminue suite au phénomène de condensation avant, et comme le troisième rang de tube est sous l'influence de la zone de stagnation du rang de tubes qui le précèdent (dans notre cas le premier rang de tubes). Par conséquent, la vitesse de l'écoulement et l'intensité des structures tourbillonnaires sont faibles et le transfert de masse correspondant aussi ce qui explique les faibles quantités de condensât. Ces faibles quantités de condensât influenceront aussi la zone de stagnation en aval du troisième rang en la augmentant.

En passant au quatrième rang de tube on constate que la zone de recirculation diminue et donc le rapport Ls/D l'est aussi malgré on avait de grands rapports sur le troisième rang de tube. L'explication qu'on puisse donner est que la diminution de la zone de stagnation est le signe d'un passage des particules de la vapeur de l'extérieure de la couche limite massique vers l'intérieure de cette dernière. Ces particules finissent par se condenser sur la paroi. Ce passage est du principalement à l'augmentation du frottement entre les couches du fluide suite aux perturbations causées par les pertes de charges en passant entre les tubes.

3.6.2.1.1 Effet du nombre de Reynolds cas HR 30%

On voit aussi sur la figure que le rapport Ls/D diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ce ci peut être expliqué par le fait que l'augmentation du débit engendre plus d'énergie cinétique aux particules vapeur dans l'air ce qui favorise un transfert de masse entre la couche extérieure et intérieure de la couche limite massique.

3.6.2.2 Explication des résultats obtenus pour HR 50%

Les résultats obtenus pour une humidité relative de 50% semblent être un peu différents par rapport à ceux obtenus pour une humidité relative de 30%.

La première différence apparaît par le fait qu'en passant de 30% à 50% d'humidité relative on constate l'augmentation du rapport Ls/D . Cette augmentation se déduit directement par l'augmentation du gradient de concentration de vapeur d'eau avec l'augmentation de l'humidité relative en amont du premier rang ce qui empêche la vapeur de se poser en aval du tube.

Les travaux de **Kim et al**, comme on vient de le mentionner à plusieurs reprises, ont montré que l'amont du deuxième rang de tube est le siège des échanges de masse et chaleurs les plus importants pour les raisons déjà citées ci-dessus. Et vu la quantité de vapeur transportée les gouttes prennent des tailles importantes par rapport à celles créées avec une humidité relative moindre, et cette taille et nombre importants des gouttes engendrent un frottement important et même peuvent bloquer le passage de l'air ce qui se traduit par des pertes de charges plus au moins importantes et ceci peut expliquer la diminution du rapport constatée sur le deuxième rang de tube.

Le reste des résultats peut être expliqué d'une façon similaire à celle donnée pour le cas précédent.

Conclusion :

Dans cette partie du travail, nous avons présenté le banc d'essai expérimental avec ses différents constituants, ainsi que les conditions aux limites imposées par le cahier des charges.

Une présentation des difficultés rencontrées lors de la mise en marche du banc d'essais et les différentes réflexions proposées et leurs résultats ont aussi fait l'objet d'une présentation dans ce chapitre.

La mise en place du banc d'essai a permis le passage aux expériences envisagées. On a changé le nombre de Reynolds ainsi que l'humidité relative et grâce à un système de photographie professionnel, des clichés du phénomène de condensation ont été réalisés.

Un programme sous univers MATLAB a permis le calcul du rapport longueur du sillage par rapport au diamètre du tube. Les résultats obtenus ont été expliqués sur la base des différents travaux faits dans le domaine, et en se référant aux réflexions proposées par les chercheurs pour expliquer le phénomène de condensation de la vapeur d'eau sur une plaque plane ou dans un échangeur de chaleur.

On a constaté que le nombre de Reynolds et l'humidité relative jouent un rôle important dans la physique de la condensation au sein d'une géométrie complexe.

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire est une expérimentation permettant d'exploiter les transferts de masse et de chaleur en mode humide. Un banc d'essai a permis de mettre en œuvre cet objectif en étudiant une veine représentée par deux ailettes successives avec des tubes horizontaux.

Le premier chapitre a été consacré aux généralités sur les échangeurs de chaleurs et la condensation ainsi les différents modèles de condensation trouvés dans la littérature.

Le second chapitre de ce travail était consacré à l'étude bibliographique des différentes recherches faites dans le domaine des transferts de chaleurs et de masse par condensation dans les échangeurs de chaleur principalement et sur les plaques planes horizontales et/ou verticales. L'étude bibliographique est composée de deux parties : la partie de l'expérimental et celle de la numérique. Nous avons présenté les travaux qui ont traité le même paramètre rassemblés pour donner une vue meilleure de l'évolution des recherches dans le domaine.

Le banc expérimental est une veine à boucle ouverte dans laquelle circule de l'air chaud et humide. La circulation externe d'eau glycolée permet un refroidissement uniforme de la veine permettant ainsi la condensation à température constante de l'air humide. Sa composition et sa réalisation ont été effectuées au sein du laboratoire durant une thèse de doctorat et à partir d'une boucle déjà existante.

On assure la circulation de l'air dans la veine grâce à un ventilateur centrifuge de puissance variable et à débit réglable. L'humidité de l'air est assurée grâce à un barboteur dans lequel l'air arrive d'un surpresseur réglable et produira des bulles de gaz dans la colonne d'eau dans le barboteur et qui s'échappent en menant avec elles de la vapeur dans l'air de l'ambiance pour devenir de l'air humide. De l'eau glycolée circule dans un serpentin plongé dans la colonne d'eau assure le réglage de la température de l'eau en travaillant comme échangeur de chaleur. La température de cette eau est réglée par un bain thermostaté formé d'un réchauffeur. La mesure de l'humidité et la température de l'air est assurée par un transmetteur d'humidité et de température série EE29/31 avec une erreur de 0.1% chacune.

On assure le chauffage de l'air par deux dispositifs de chauffage (résistances électriques) en forme de colliers chauffants. Le premier collier chauffant est installé juste en amont du ventilateur pour un premier chauffage. Le deuxième collier est placé en aval du ventilateur et chargé de mener l'air aspiré à la température de consigne désirée par l'utilisateur (35°C dans notre cas).

L'air humide, en passant par les colliers atteint la température de consigne désirée grâce à un système de régulation de température installé sur les colliers utilisant la technologie CMOS et assurant le réglage de la puissance des résistances électriques.

La vitesse est contrôlée par un diaphragme déprimogène. Un logiciel permet de calculer la vitesse grâce à un calcul itératif permet d'évaluer la vitesse liée par une expression bien décrite à la pression en calculant le débit d'air à partir de la perte de charge mesurée au niveau du diaphragme avec des micro manomètres différentiels type FURNESS CONTROLS travaillant à des plages de pression entre 0.001 millimètres colonne d'eau et 2000 millimètres colonne d'eau.

Un dispositif formé d'un déflecteur, d'une gaine rectangulaire et d'un convergent dont la forme a été bien étudiée pour assurer un profil de vitesse uniforme à la sortie a été mis à l'aval de la section d'essais garantissant l'homogénéité de la vitesse le long de la section d'entrée.

La condensation de l'air humide aura lieu au contact de la paroi de la plaque plane maintenue à une température de consigne de 10°C. cette température est constante grâce à un Cryothermostat à deux pompes liées à la plaque sur laquelle est collée un feillard en aluminium représentant l'ailette de l'échangeur. L'utilisation d'une graisse conductrice entre la plaque et le feillard assure un bon refroidissement à la température envisagée.

Arrivant à la veine d'essai, l'air humide s'écoulant, à la température de 35°C, entre la plaque refroidie et un plexiglas, représentant la seconde paroi de la veine, transparent permettant ainsi la visualisation du phénomène étudié.

Le changement du taux d'humidité relative, 30% et 50%, et la variation du débit d'air humide feront l'objet de notre étude. Un appareil numérique permettra la visualisation du phénomène étudié.

Mais avant la mise en place du système expérimental, plusieurs problèmes nous ont rencontrés.

Commençant par les conditions aux limites, la température de la paroi imposée par le cahier des charges à 5°C s'avérait difficile à la maintenir vu la température de rosé de la vapeur dans l'air et le réchauffement de la plaque plane au passage de l'air humide à 35° à des vitesses passant de 1 à 7 m/s. Le choix de la température de paroi à 10°C était une solution très pratique pour mener les expériences.

Le deuxième problème rencontré était la prise de photographie bien éclairée. Des zones d'ombres pouvaient fausser les résultats si on sait qu'une analyse numérique basée sur le traitement des images est envisagée. Pour cela, plusieurs solutions ont été proposées et seul le recours à un système d'éclairage professionnel nous a permis de surmonter cette difficulté.

La troisième difficulté était la mise au point d'un système de fixation autre que celui proposé dans des expériences ultérieures, menées sur le même banc d'essai, pour assurer le respect des conditions aux limites du cahier des charges. Le respect de la géométrie a fait l'objet d'une vérification soigneusement réalisée.

Après avoir réglé ces difficultés, nous avons procédé à la visualisation du phénomène et faire des clichés pour chaque cas d'études. Ceci nous a permis d'effectuer 16 expériences, pour chacune des deux humidités relatives étudiées, 30% et 50%, on a fait varier la vitesse de 1, 3, 5 et 7 m/s. les clichés étaient en mode normal où toute la plaque est photographiée, et en mode zoom où nous sommes intéressés à photographier le deuxième rang des tubes seulement.

La seconde étape de notre travail consistait à mettre en place un programme sous univers MATLAB permettant de faire une analyse numérique des photos obtenues dans le but de quantifier le nombre des gouttes sur les photos, leurs rayons et d'estimer la longueur du sillage de recirculation en aval des tubes.

L'idée de base du programme parte de la reconnaissance des formes par la méthode dite de **Hough**, et prenant le diamètre des tubes comme referant on peut monter à la taille en millimètres des autres gouttes en faisant le passage des pixels en millimètres. Le programme ainsi nous permis de visualiser le nombre de gouttes et les rayons ainsi d'avoir une cartographie de la plaque plane.

La seconde étape du programme comporte l'estimation de la longueur du sillage derrière les tubes et la rapporter par rapport au diamètre du tube pour avoir un avoir un nombre adimensionnel Ls/D .

Les résultats ont montré, pour l'humidité relative de 30%, que le rapport Ls/D augmente en passant du premier au deuxième et au troisième rang des tubes, après ce rapport diminue sur derrière le quatrième rang. La deuxième remarque que nous avons fait est que ce rapport diminue avec l'augmentation du débit de l'air.

L'augmentation de l'humidité relative, en passant à 50% d'humidité dans l'air, a engendré une augmentation des valeurs de ce rapport étudié, quoi que si on a gardé la même allure des graphes sur le premier, le troisième et le quatrième rang des tubes, on remarqué que le rapport Ls/D diminue sur le deuxième rang des tubes au contraire du cas de 30%.

la zone de concentration de condensât à l'entrée de la plaque peut être expliquée par le fait que la couche limite dynamique est de faible épaisseur au bord d'attaque de l'ailette engendrant de forts gradients de concentration de vapeur d'eau et par conséquent un fort transfert de masse.

La couche limite dynamique a une épaisseur faible en amont du premier rang de tubes malgré qu'elle continue à se développer dans le sens de l'écoulement. Un tourbillon « fer à cheval » prend naissance [KHELLAKI[62] et Kim et al.], au plan de symétrie de l'écoulement et à la rencontre du tube, sous forme de mouvement hélicoïdal de l'écoulement. Ce mouvement n'est pas suffisamment fort pour favoriser un mélange entre les particules du fluide, à l'intérieur et à l'extérieur de la couche limite massique [Seghir[66]]. De ceci s'explique la faible quantité de condensation enregistrée en amont du premier rang de tubes par rapport à l'entrée de la plaque.

L'écoulement continue son évolution derrière le premier tube et une zone de recirculation se crée, et les faibles échanges entre l'extérieur et l'intérieur de la couche limite massique ne permettent pas aux particules de vapeur de venir se poser et se condenser sur la plaque dans la zone de stagnation.

Au passage au deuxième rang de tube, un rétrécissement de la zone de passage du à la présence des tubes engendre une accélération de l'écoulement de l'air humide. On a déjà montré sur les visualisations que l'augmentation de la vitesse favorise la condensation. De plus, la couche limite dynamique devient importante au voisinage du deuxième rang à cause de l'éloignement du deuxième rang du bord d'attaque [Kim et al.[51]] et du rétrécissement de la section de passage qui engendre une accélération du fluide. Le mouvement hélicoïdal sera amplifié par ces deux derniers phénomènes en amont du deuxième rang de tubes par rapport au premier, ce qui entraîne l'augmentation du transfert de masse. Ainsi le mécanisme décrit précédemment explique les grandes quantités de condensât observées au voisinage du deuxième rang de tubes.

La quantité de condensât importante devant l'amont du second tube induit de faibles concentrations de la vapeur dans l'air qui passent derrière le second tube, et ceci explique par conséquent l'augmentation du rapport étudié.

Le troisième rang des tube, en se trouvant sous l'influence de la zone de stagnation du tube qui le précède ce qui affaiblie la vitesse de l'écoulement et l'intensité des structures tourbillonnaires et le résultat sera un transfert de masse faible aussi ce qui explique les faibles quantités de condensât et augmente la zone de stagnation.

En passant au quatrième rang, le rapport diminue subitement, ceci peut être expliqué par l'augmentation des pertes de charge, à cause de la présence des premier tubes, ce qui perturbe l'écoulement de l'air et favorise le passage des particules vapeur vers la zone de stagnation en aval du tube.

Par contre, l'augmentation de l'humidité relative a engendré plus de condensation de la vapeur et vu la quantité de vapeur transportée les gouttes prennent des tailles importantes par rapport à celles créées avec une humidité relative moindre, et cette taille et nombre importants des gouttes engendrent un frottement important et même peuvent bloquer le passage de l'air ce qui se traduit par des pertes de charges plus au moins importantes et ceci peut expliquer la diminution du rapport constatée sur le deuxième rang de tube en particulier et le reste des tubes en général.

Perspectives :

L'une des perspectives envisagées à ce travail est la comparaison des résultats obtenus expérimentalement à ceux qu'on puisse trouver grâce au modèle numérique développé par Saghire dans sa thèse dans le but de valider le modèle.

L'étude de l'échange de masse est envisageable parce qu'on peut évaluer le nombre de gouttes et leurs rayons respectifs, et en prenant par exemple le rayon de la goutte comme constant et le même calculé par le programme développé on peut donner une estimation même « surestimée » et comparer les résultats obtenus à ceux obtenus en faisant la comparaison entre la quantité d'humidité en amont et aval de la veine.

On peut penser aussi à remplacer la condition de température imposée à la plaque par un flux imposée, ce qui est le plus pratique et le plus contrôlable industriellement.

On peut aussi exploiter les photographies après drainage et les utiliser pour des simulations futures dans le but de prévoir le drainage dans l'échangeur et l'effet du drainage sur les échanges de masse et de chaleur.

Annexe I

Dans cette partie on présente une analyse détaillée des forces qui régissent une goutte de surface.

La force de tension de surface est proportionnelle à la tension de surface et à la taille de la goutte de surface. Cette force est composée de deux forces : la force de rigidité induite par la composante de la force de tension de surface parallèle à la paroi. Elle s'oppose à la force de traînée et à la fraction de la force gravitationnelle selon l'axe de mouvement. La force d'arrachement induite par la composante de la force de tension de surface normale à la paroi. Elle s'oppose à la force de traînée et à la fraction de la force gravitationnelle suivant l'axe d'arrachement.

- La force de pression est le résultat d'un gradient de pression entre l'intérieur et l'extérieur d'une goutte. Elle est proportionnelle à la densité du fluide, au volume de la goutte et à l'accélération gravitationnelle g .

$$\vec{F}_{pr} = \rho_g \cdot V_g \cdot \vec{g} \quad \text{I.1}$$

- La force gravitationnelle est induite par l'accélération gravitationnelle et l'orientation de l'objet. Elle est proportionnelle à l'accélération gravitationnelle et au poids de la goutte de surface.

$$\vec{F}_g = \rho_g \cdot V_g \cdot \vec{g} \quad \text{I.2}$$

- La force de traînée est la force parallèle à la direction moyenne de l'écoulement. Elle est exercée sur la goutte et engendrée par l'écoulement d'air selon l'axe de mouvement. Elle dépend de la densité de l'air ρ_a , du coefficient de traînée C_D , de la section frontale S_f de la goutte perpendiculaire à l'écoulement et de la vitesse moyenne à l'interface air/goutte V_a .

$$F_{irane} = \rho_a \cdot C_D \cdot S_f \cdot \overline{V_a}^2 \quad \text{I.3}$$

En général, C_D dépend de la nature du fluide, du régime d'écoulement ainsi que la forme aérodynamique de l'objet. Le coefficient de traînée pour une goutte supposée hémisphérique est calculé à partir de celui mesuré pour une sphère dans un écoulement d'air, voir suivante, mais avec un nombre de Reynolds basé sur le double de la hauteur de la goutte e_g .

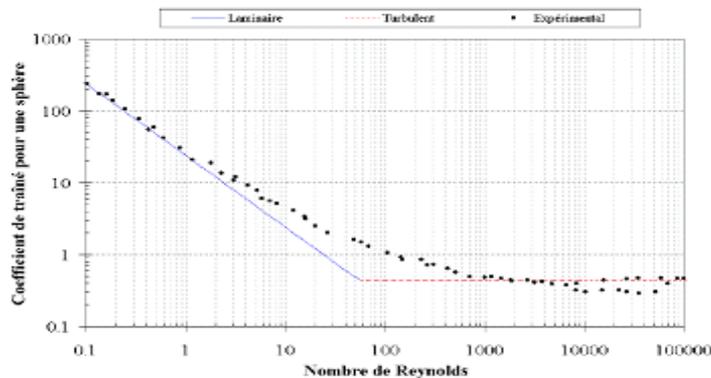


Figure I.1 : Coefficient de traînée pour une sphère.

La vitesse de l'air au niveau de la goutte est déduite de la contrainte de cisaillement pariétale et de la condition de non-glissement à la paroi. En régime laminaire, l'expression de la vitesse est donnée par l'intégration de l'expression de la contrainte de cisaillement à la paroi entre $y = 0$ et y :

$$\int_0^y \tau \cdot dy = \int_0^y \mu_a \cdot \frac{\partial u}{\partial y} dy \quad \text{I.4}$$

$$V_a = \frac{\tau_p}{\mu_p} \cdot y \quad \text{I.5}$$

On obtient la vitesse moyenne par intégration de la vitesse entre zéro et la hauteur de la goutte e_g .

$$\bar{V}_a = \frac{1}{e_g} \int_0^{e_g} \frac{\tau_p}{\mu_a} \cdot y \cdot dy = \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau_p}{\mu_a} \cdot e_g \quad \text{I.6}$$

En régime turbulent, une expression analogique à l'équation précédente est utilisée en combinant une viscosité laminaire μ_a et turbulente μ_a^t .

$$\bar{V}_a = \frac{1}{e_g} \int_0^{e_g} \frac{\tau_p}{\mu_a} \cdot y \cdot dy \quad \text{I.7}$$

Avec :

$$\tau_p = -(\mu_a + \mu_a^t) \cdot \frac{du}{dy} \quad \text{I.8}$$

L'expression de la vitesse moyenne en régime turbulent est donnée en utilisant l'hypothèse de la longueur de mélange et en intégrant l'expression de la vitesse turbulente entre zéro et e_g .

$$\bar{V}_a = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho_a}} \left[\ln \left(\sqrt{\frac{\tau_p}{\rho_a}} \cdot \frac{\rho_a}{\mu_a} \cdot e_g \right) + 1,4 \right] \quad \text{I.9}$$

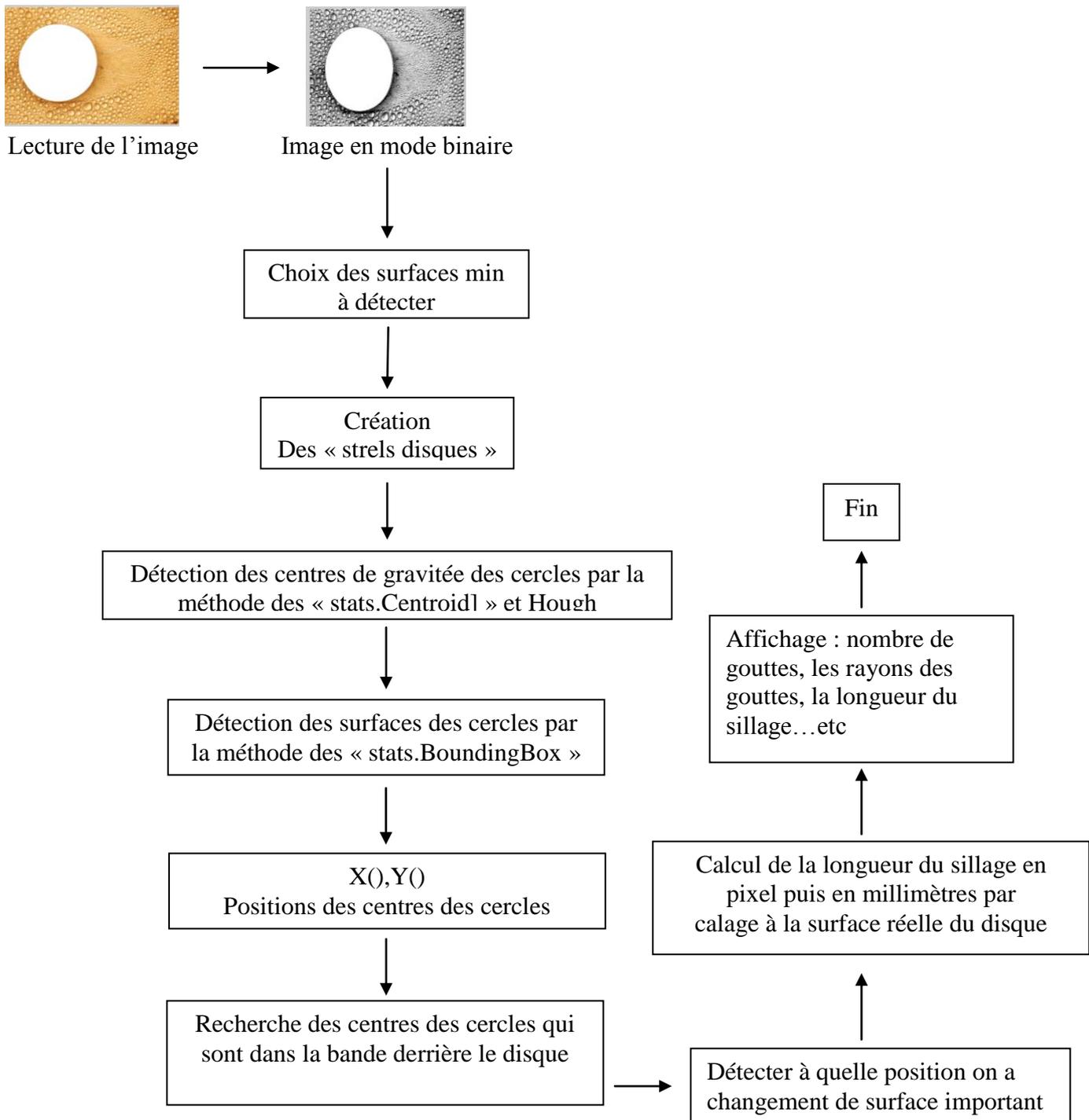
- La force de portance est la force de l'air exercée sur une goutte et qui tend à la porter donc à la tirer selon l'axe d'arrachement. Elle dépend de la densité de l'air ρ_a , du coefficient de portance C_p , de la section latérale S_l de la goutte parallèle à l'écoulement et de la vitesse moyenne à l'interface air/goutte V_a .

$$F_{portance} = \rho_a \cdot C_p \cdot S_l \cdot \bar{V}_a^2 \quad \text{I.10}$$

En général le coefficient de portance C_p est considéré comment étant équivalent au coefficient de traînée C_D .

Annexe III

Dans cette annexe, on représente le schéma général du programme MATLAB.



Annexe III

On représente ici le programme de calcul du diaphragme :

DIAPHRAGME : Calcul de q_m en fonction du Delta P mesuré				
Désignation	Symbole	Valeur	unités	soit en unités SI
Nature du fluide		30,00%	air à x%HR	
Température d'utilisation	T	35	°C	308 K
Pression amont	P1	12	Pa	12 Pa
Pression atmosphérique moyenne	Patm	758	mmHg	101058 Pa
Pression absolue				101070 Pa
Masse volumique	ρ		kg/m ³	1,1360 kg/m ³
Viscosité cinématique du fluide	ν		m ² /s	1,653E-05 m ² /s
Coeff. Détente isentropique	γ	1,3		
Diamètre interne de la conduite (à 20°C)	D	35,00	mm	0,035000 m
Matériau conduite	α_c			0,000117 °C ⁻¹
Diamètre interne de la conduite (à T°C)				0,035006 m
Diamètre de l'orifice (à 20°C)	d	15,230	mm	0,015230 m
Matériau diaph.	α_d			0,0001098 °C ⁻¹
diamètre de l'orifice à T°C	d _T			0,0152325 m
Rapport des diamètres	β			0,43513816
Coefficient de vitesse d'approche	E			1,0184227
Eloignement prise de pression aval	L.1	0		
Eloignement prise de pression amont	L.2	0		
Pression différentielle mesurée	ΔP	1	mmCE	10 Pa
Coefficient de détente (ϵ)	ϵ	0,999968452		

	1e itér.	2e itér.	3e itér.	n itérations
qm initial	1	0,000527	0,000582	0,000578
Vitesse du fluide dans conduite amont	914,65	0,462	0,533	0,529
Nombre de Reynolds amont	1,94E+06	1 020	1 128	1 120
Coefficient de décharge (f. STOLZ)	0,60132003	0,66454468	0,6599615	0,6602678
Coefficient de débit	0,612397953	0,67678737	0,6721197	0,67241202
qm calculé	0,000526848	0,00058224	0,0005782	0,0005785
				2,083
				kg/h
				0,00057848
				kg/s
				1,326141324

$$q_m = \alpha \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta P \cdot \rho}$$

$$q_m = K_p \cdot \sqrt{\Delta P}$$

$$q_m = K_v \sqrt{\rho \cdot \Delta P}$$

K = 0,00018469	6,65		
qm	kg/s		
dP	Pa		
		kg/h	
		mbar	

K = 0,00017329	6,238		
qm	kg/s		
dP	Pa		
		kg/h	
		mbar	

si une erreur survient dans le calcul itératif appuyez sur la touche Réinitial

Initial

$q_m = \alpha \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta P \cdot \rho}$

Figure III.1 : Le programme de calcul du diaphragme

Tables des références:

- [1] D. G. Rich. The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers. ASHRAE Transactions, 79, pages: 137-145.
- [2] W. Nusselt. Die oberflächen condensation des wasserdampfes. Z. Ver. Deutch.Ing; 60:541-546 [et 569-575], 1916.
- [3] L. Sackmann. L'écoulement des fluides au voisinage des points singuliers des obstacles. Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air, Laboratoire de Mécanique des fluides de Strasbourg, France, 1936.
- [4] W. M. Rohsenow. Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation. Trans. ASME. 78: 1645-1648, 1956.
- [5] E. E. Gose, A. N. Mucciardi, E. Baer. Model for dropwise condensation on randomly distributed sites, International Journal of Heat and Mass Transfer, 10, pages: 15-22, 1967.
- [6] J.L. Threlkeld. Thermal Environmental Engineering Prentice-Hall Inc. New York, NY., 1970.
- [7] I. Tanasawa, F. Tachibana. A synthesis of the total process of dropwise condensation using the method of computer simulation, in: Proceedings of the 4th International Heat Transfer Conference 6, paper Cs.1.3, 1970.
- [8] E. Bettanini. Simultaneous Heat and Mass Transfer on a Vertical Surface. International Institute of Refrigeration Bulletin, 70, pages: 309-317, 1970.
- [9] L. R. Glicksman, A. W. Hunt, Numerical simulation of dropwise condensation. International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, pages: 2251-2269, 1972.
- [10] T. Yoshii, M. Yamamoto, et T. Otaki. Effects of Dropwise Condensation on Wet Surface Heat Transfer of Air Cooling Coils. 13th International Congress of Refrigeration, pages: 285-292, 1973.
- [11] J. L. Guillory et F. C. McQuiston. An Experimental Investigation of Air Dehumidification in a Parallel Plate Exchanger. ASHRAE Transactions, 70, pages: 146-151, 1973.
- [12] J. H. Lienhard, V. K. Dhir. Laminar film condensation on isothermal and arbitrary heat flux surfaces and on fins. ASME Journal of Heat transfer, 96, pages: 197-203, 1974.
- [13] U. Bossel et F.V. Honnold. On the formation of horseshoe vortices in plate fin heat exchangers. Archives of Mechanics, 28, pages: 773-780, 1976.
- [14] F. C. McQuiston. Heat, Mass and Momentum transfer in a parallel plate dehumidifying exchanger. ASHRAE Trans, 82(1), pages: 82-106, 1976.
- [15] D. R. Tree et W. A. Helmer. Experimental Heat and Mass Transfer Data for Condensing Flow in a parallel Plate Heat Exchanger. ASHRAE Transactions, 82, pages: 289-299, 1976.
- [16] F. C. McQuiston. Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. ASHRAE Trans, 84(1), pages: 294-308, 1978.
- [17] F. C. McQuiston. Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surface. ASHRAE Trans, 84(1), pages: 266-293, 1978.
- [18] S. V. Patankar. E. M. Sparrow. Condensation on extended surface. ASME Journal of Heat Transfer. 101, pages: 434-440, 1979.
- [19] J. Schroppel et F. Thiele. On the calculation of momentum, heat, and mass transfer in laminar and turbulent boundary layer flows along a vaporizing liquid film. Numerical Heat Transfer, 6, pages: 475-496, 1983.
- [20] D. L. Grey et F. L. Webb. Heat transfer and friction correlations for plate finned -tube heat exchangers having plain fins, Proceeding 8th International Journal of heat Transfer Conference, 6, pages: 2745-2750, 1986.
- [21] S. Acharya, K. G. Braud, et A. Attar. Calculation of fin efficiency for condensing fins. International of Heat Fluid Flow, 7, pages: 96-98, 1986.
- [22] P. K. Sarma, S. P. Chary, et V. D. Rao. Condensation on a vertical plate fin of variable thickness. International Journal Heat and Mass Transfer, 31, pages: 1941-1944, 1988.

- [23] A. M. Jacobi et V. W. Goldschmidt. Low Reynolds Number Heat and Mass Transfer Measurements of an Overall Counterflow, Baffled, Finned-Tube, Condensing Heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33, pages: 755-765, 1990.
- [24] L. C. Burmeister. Vertical fin efficiency with film condensation. *ASME Journal of Heat Transfer*, 12, pages: 71-76, 1991.
- [25] E.H. Uv et Sonju. Heat Transfer Measurements of Circular Finned Tubes with and without Partial Condensation. *Institution of Chemical Engineers Symposium Series*, 1, pages: 295-302, 1992.
- [26] D.R. Mirth et S. Ramadhyani. Prediction of Cooling-coil Performance under Condensing Conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 14, pages: 391-400, 1993.
- [27] T. D. Karapantsios et A. J. Karabelas. Direct contact condensation in the presence of noncondensables over free-falling films with intermittent liquid feed. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38, pages: 795-805, 1994.
- [28] C. C. Wang, Y. C. Hsieh, et Y. T. Lin. Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins. *International Journal of Refrigeration*, 19, pages: 223-230, 1996.
- [29] C. Korte et A. M. Jacobi. Condensate Retention and Shedding Effects of Air-Heat Exchanger Performance. MS thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, IL, 1997.
- [30] C. C. Wang, Y. C. Hsieh et Y. T. Lin. Performance of Plate Finned Tube heat Exchangers Under dehumidifying Conditions. *Journal of Heat Transfer*, 119, pages: 109-116, 1997.
- [31] S. Russeil. Expérimentation et modélisation des transferts de chaleur et de masse dans un canal bidimensionnel. Thèse, Université de valenciennes et du Hainaut Cambrésis, Valenciennes, Septembre, 1997.
- [32] M. S. Khalfi. Etude de l'influence de l'humidité de l'air sur le coefficient de transfert de chaleur d'une batterie froide en présence ou non de condensation. Thèse, Université Henri Poincaré, Nancy-1, Nancy, Décembre 1998.
- [33] C. C. Wang et C. T. Chang. Heat and Mass Transfer for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers, with and without Hydrophilic Coating. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 41, pages: 3109-3120, 1998.
- [34] F. Halici, I. Taymaz, et M. Gunduz. The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat plate finned tube heat exchangers. *Energy*, 26, pages: 963-972, 1998.
- [35] M. Abu Madi, R. A. Johns, et M. R. Heikal. Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*. 21(7), pages: 507-517, 1998.
- [36] C. Tribes. Etude du transfert de chaleur et de masse lors de la condensation de vapeur en présence d'incondensable. Thèse, Université de valencienne et du Hainaut Cambrésis, Valenciennes, Décembre, 1999.
- [37] A. Ali Cherif et A. Daif. Etude numérique du transfert de chaleur et de masse entre deux plaques planes verticales en présence d'un film liquide binaire ruisselant sur lune des plaques chauffées. *International Heat and Mass Transfer*, 42, pages : 2399-2418, 1999.
- [38] C. C. Wang et K. Y. Chi, heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part I: new experimental data, *International Journal of Heat and mass transfer*, 43, pages: 2681-2691, 2000.
- [39] J. Yin et A. M. Jacobi. Condensate Retention Effects on the Air-Side Heat Transfer Performance of Plain and Wavy-Louvered Heat Exchangers. TR-158, ACRC, University of Illinois at Urbana-Champaign, IL, 2000.
- [40] W. M. Yan, et P. J. Sheen. Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, pages: 1651-1659, 2000.
- [41] B. Bell. UDF of condensation of steam from moist air, Fluent Inc, 2000.

- [42] C. Korte et A. M. Jacobi. Condensate Retention and Shedding Effects on the Air-Performance of Plain-Fin-and-Tube Heat Exchangers: Retention Data and Modeling. *Heat Transfer*, 2001.
- [43] G. Desrayaud et G. Lauriat. Heat and mass transfer analogy for condensation of humid air in a vertical channel. *Heat and Mass Transfer*, 37, pages: 67-76, 2001.
- [44] Y. T. Wu, C. X. Yang, et X. G. Yuan. Drop distributions and numerical simulation of dropwise condensation heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, pages: 4455-4464, 2001.
- [45] J. Yang. Evaluation analytique et numérique de la performance du transfert de chaleur et de masse lors du refroidissement de l'air avec ou sans déshumidification sur une surface augmentée. Thèse, Université Henri Poincaré, Nancy-1, Nancy, Novembre 2002.
- [46] C. C. Wang, J. Lou, Y. T. Lin, et C. S. Wei. Flow visualization of annular and delta winglet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pages: 3803-3815, 2002.
- [47] F. L. A. Ganzevles, C. W. M. Van Der Geld. On the prediction of condenser plate temperatures in a cross-flow condenser. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, pages: 139-145, 2002.
- [48] F. L. A. Ganzevles, C. W. M. Van Der Geld. Temperatures and the condensate heat resistance in dropwise condensation of multicomponent mixtures with inert gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pages: 3233-3243, 2002.
- [49] A. Souayed. Etude de la condensation en film dans un échangeur à tubes et ailettes en présence d'un gaz incondensable et du drainage du condensât. Thèse, Université Henri Poincaré Nancy-I, Nancy, 2002.
- [50] J.Y. Kim et T.H. Song. Microscopic phenomena and macroscopic evaluation of Heat transfer from plate fins/circular tube assembly using naphthalene sublimation technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pages: 3397-3404, 2002.
- [51] M. Nacer-Bey K. Khallaki, S. Russeil, et B. Baudoin. Etude de l'effet de l'espacement inter-ailettes sur la structure tourbillonnaire fer à cheval dans un échangeur à deux rangs de tubes et à ailettes planes. VI^{ème} Colloque Inter-universitaire Franco-Quebecois, Quebec, Mai, pages: 13-01, 2003.
- [52] J.Y. Kim et T.H. Song. Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tube assembly: naphthalene sublimation results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, pages: 3051-3059, 2003.
- [53] A. Nuntaphan, Kiatsiriroat, et C. C. Wang. Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification. *Applied Thermal Engineering*, 25, pages: 327-340, 2004.
- [54] C. Bougriou, R. Bessaih, R. Le Gall et J. C. Solecki. Measurement of the temperature distribution on a circular plane fin by infrared thermography technique. *Applied Thermal Engineering*, 24, pages: 813-825, 2004.
- [55] B. J. Chung, S. Kim, M. C. Kim et M. Ahmadinedjad. Experimental comparison of film-wise and dropwise condensation of steam on vertical flat plates with the presence of air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31, pages: 1067-1074, 2004.
- [56] F. L. A. Ganzevles, C. W. M. Van Der Geld. The effect of the angle inclination of a condenser on the gas-to-plate heat resistance in dropwise condensation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, pages: 237-241, 2004.
- [57] K. Boulama, N. Galanis et J. Orfi. Heat and mass transfer between gas and liquid streams in direct contact. *International Journal of Heat and Mass Transfer*; 47, pages: 3669-3681, 2004.
- [58] T. Murase, H. S. Wang, J. W. Rose. Effect of inundation for condensation of steam on smooth and enhanced condenser tubes. *International Journal of heat and Mass transfer*, 49, pages: 3180-3189, 2006.
- [59] T. Kuvannarat, C. C. Wang et S. Wongwises, Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 2006.

- [60] S. Oh et S. T. Revankar. Experimental and theoretical of film condensation with noncondensable gas. *International Journal of Heat and Mass transfer*, 2006.
- [61] K. Khallaki. Analyse numérique des mécanismes d'intensification du transfert Thermique par promoteurs de tourbillons dans les échangeurs à tubes ailetés. Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et Hainaut Cambrésis, 2006.
- [62] M. K. Groff, S. J. Ormiston, et H. M. Soliman. Numerical solution of film condensation from turbulent flow of vapour gas mixtures in vertical tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, pages: 3899-3912, 2007.
- [63] M. H. Rausch, A. P. Froba et A. Leipertz. Dropwise condensation heat transfer on ion implanted aluminium surfaces. *International Journal of heat and Mass transfer*, 51(2008), pages: 1061-1070, 2008.
- [64] X. H. Ma, X. D. Zhou, Z. Lan, Y. M. Li et Y. Zhang. Condensation heat transfer enhancement in the presence of non-condensable gas using the interfacial effect of dropwise condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: pages: 1728-1737, 2008.
- [65] K. Y. Lee, M. H. Kim. Effect of an interfacial shear stress on steam condensation in the presence of a noncondensable gas in vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008.
- [66] M. S. Ba Mohammed. Modélisation Numérique de la Déshumidification de l' Air Humide Dans les Echangeurs de Chaleur à Tubes Ailetés. Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et Hainaut Cambrésis, 2007.
- [67] F.E.M. Saboya et E.M.Saparrow. Transfer characteristics of two rows plate fin and tube heat exchanger configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74, pages : 265-272, 1975.
- [68] C. Graham. The limiting Heat transfer Mechanisms of Dropwise Condensation. Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, MA., 1969.
- [69] P. Peterson, V. E. Schrock, et T. Kageyama. Diffusion layer theory for turbulent vapour condensation with noncondensable gases. *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 115, pages: 998-1003, 1993.
- [70] V. Gnielinski. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical engineering* , pages: 359-368, 1979.
- [71] J. L. Threlkeld. *Thermal environmental Engineering* Prentice-Hall Inc. New York, NY., 1970.
- [72] A. P. Colburn et O. A. Hougen. Design of cooler condensers for mixtures of vapors with non-condensing gases. *Industrial and Engineering Chemistry*, 11, pages: 1178-1182, 1934.

Résumé :

Les échangeurs thermiques sont largement utilisés dans le domaine du génie climatique notamment pour le conditionnement d'air. Dans certaines conditions de fonctionnement, il peut y avoir transferts couplés de chaleur et de masse ; c'est notamment le cas lors de la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide.

L'étude proposée, dans ce travail, a pour but d'améliorer la connaissance de la répartition spatiale des gouttes de condensât, autour des tubes, sur des ailettes d'échangeurs de chaleur. In fine, il s'agit d'aider à la compréhension des mécanismes de transfert.

Une étude expérimentale est menée à l'aide d'une veine d'essais spécifiquement développée au laboratoire et mettant en œuvre des maquettes d'échangeurs. Les résultats ont montré que le phénomène étudié est influencé par le nombre de Reynolds et l'humidité relative.

A l'aide d'un programme Matlab, on a mesuré la longueur du sillage derrière les tubes, et la comparaison avec des résultats numériques dans les mêmes conditions de travail a donné une bonne concordance du modèle numérique avec l'expérimentation.

Le présent travail est en bonne concordance avec les résultats prévus par d'autres recherches menées dans ce domaine.

Mots clés : condensation en gouttes, transferts de masse et de chaleur, condensation, échangeurs de chaleurs, sillage.

Abstract :

Heat exchangers are widely used in climatic engineering in particular in air conditioned. In some functioning conditions, a combined transfer of air and mass may be; it is the case of the vapour condensation contained in the damp air.

The purpose of the proposed study in this work is to improve the drop's spatial assessment knowledge around fins, on the heat exchanger's blades. It concerns improving the comprehension of the transfer mechanisms.

We studied the influence of some parameters such us Reynolds number and relative humidity of vapour contained in the air on drops spatial allocation. An experimental study using a specific experiment developed in the laboratory on exchangers' model has been done. The results show that the studied phenomenon is influenced by the studied parameters.

A Matlab program has been developed allowing the measure of the vortex length behind fins, and compared with numerical results, we found that these last are in good agreement with experience.

The results of the present study are also in good approval with previous studies.

Keys words: dropwise condensation, mass and heat transfers, condensation, heat exchangers, vortex.

ملخص

أجهزة التبادلات الحرارية مستعملة على نطاق واسع في مجال الهندسة الجوية خاصة في التهوية. في حالات خاصة من التشغيل يمكن أن تحدث تبادلات مزدوجة للحرارة و الكتلة إنه ما يحدث خلال تكاثف رطوبة الماء الموجودة في الهواء. هدف هذه الدراسة المقترحة في هذا العمل هو تحسين الفهم المتعلق بالتوزيع الفضائي للقطرات المتكاثفة حول الأنابيب. هذا العمل يساعد على فهم ميكانيزمات التبادلات.

درسنا من خلال الدراسة التجريبية لبعض العوامل كعدد Reynolds و الكمية النسبية لبخار الماء التوزيع الفضائي الماء حول الأنابيب وهذا على تصميم مصغر لجهاز التبادل الحراري تم تصميمه في المختبر. لقد أظهرت النتائج ارتباطا وثيقا بين التغير في العوامل و النتائج.

باستعمال نموذج رقمي Matlab تم قياس طول منطقة الدوران وراء الأنابيب و مقارنة النتائج الرقمية مع المحصل عليها تجريبيا أظهرت تقاربا جيدا.

النتائج المحصل عليها في هذه الدراسة تتوافق مع نتائج بحوث سابقة في مجال الدراسة.

كلمات مفتاحية: تكاثف على شكل قطرات, تبادل حراري و كتلي, تكاثف, جهاز تبادل الحرارة, منطقة الدوران.