



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Mécanique Energétique

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :

TOUMI Taki El dine

Le : lundi 8 juillet 2019

Etude expérimentale de la convection mixte autour
des tubes à ailettes d'un échangeur de chaleur.

Jury :

Dr. JOUDI Tarek	MAB	Université de Biskra	Président
Dr. BENMACHICHE Abdelhakim	MCA	Université de Biskra	Rapporteur
Dr. ATHMANI Rachid	Pr	Université de Biskra	Examineur

Dédicace

*Je tiens à dédier ce modeste travail à mon père et ma très
chère maman qui m'ont
Encouragé à donner le meilleur de moi-même, et qui m'ont
fourni
Les moyens d'être ce que je suis aujourd'hui.*

*A toutes les personnes qui m'ont aidé dans mes années d'étude
et mon travail et spécialement Nour El houda Oghi*

*Je le dédie aussi à mes sœurs Rawane et ines et mon frère
Mohamed, je leurs souhaite
Une carrière pleine de succès. Que dieu les garde tous.*

A tous mes amis sans exception.

Je le dédie toute la famille Toumi et Ouanasse

A toute mes collègues de promotion 2018-2019

A tous ceux qui me sont chers et qui sont aujourd'hui absents

*Je le dédie spécialement aussi A tous les êtres chers à mon
cœur*

TAKELDINE

Remerciements

En premier, à la fin et à l'infini je remercie Dieu tout puissant de m'avoir permis d'arrivé à ce stade, de m'avoir octroyé courage, patience et santé pour achever ce modeste travail.

Au terme de ce travail, nous tenons à remercier toute Personne qui a contribué de près ou de loin à la Réalisation de cette étude.

Tout d'abord, nous adressons nos vifs remerciements à **Dr. BENMACHICHE Abdelhakim** Pour nous avoir aidé par ces conseils et ces Encouragements le long de ce travail.

Un profond remerciement à **Dr. JOUDI Tarek** et **Pr. ATHMANI Rachid** d'avoir accepté d'examiné et évaluée ce modeste travail en leur qualité d'examineur et membre du jury.

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui, par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté à me rencontrer et répondre à mes questions durant mes recherches.

Je remercie mes très chers parents, qui ont toujours été là pour moi, « Vous avez tout sacrifié pour vos enfants n'épargnant ni santé ni efforts. Vous m'avez donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. Je suis redevable d'une éducation dont je suis fier ».

Mes sincères remerciement à Monsieur **FOURAR Issam**, qui a dirigé mes démarches pour la réalisation de l'étude pratique et qui m'a permis d'arrivé à ce stade.

Notre gratitude également à tous les enseignants de Département Génie Mécanique qui ont contribué à notre Formation.

Enfin, je remercie tous mes Ami(e)s de la promotion 2018/2019 pour leur sincère amitié et confiance, et à qui je dois ma reconnaissance et mon attachement.

À tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude.

Sommaire

Index des figures.	IV
Index des tableaux	VI
Nomenclature.	VII
Introduction générale.	1

Chapitre 01 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.1	Généralités sur les échangeurs de chaleur :	3
1.2	Définition.....	3
1.3	Différents types des échangeurs de chaleur.....	3
1.4	Différents modes de transfert de chaleur	5
1.4.1	Transfert de chaleur par conduction.....	6
1.4.2	Transfert de chaleur par convection	6
1.4.2.1	Convection forcée.....	7
1.4.2.2	Convection naturelle (libre).....	7
1.4.2.2.1	- Mécanismes de convection naturelle.....	8
1.4.2.3	Convection mixte.....	8
1.4.2.3.1	- Mécanismes de convection mixte.....	9
1.4.3	Transfert de chaleur par rayonnement thermique	9
1.5	Ailettes.....	10
1.5.1	Caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement dans un échangeur a tubes à ailettes circulaires :	11
1.6	Recherche Bibliographie	13
1.6.1	Quelques travaux sur les échangeurs de chaleur	13
1.7	Conclusion.....	16

Chapitre 02 : formulation mathématique

2.1	Introduction :	17
2.2	Formulation mathématique du problème :.....	17
2.2.1	Variations de ρ	17

2.3	. Equations gouvernantes :.....	19
2.3.1	Equation de continuité :.....	19
2.3.2	Equations de la quantité de mouvement :.....	20
2.3.3	Equation de l'énergie :	21
2.4	Nombres Adimensionnels :	21
2.4.1	Le nombre de Prandtl :	21
2.4.2	Le nombre de Grashof :.....	21
2.4.3	Nombre de Rayleigh :	22
2.4.4	Nombre de Nusselt :	23
2.4.5	Nombre de Reynolds Re :	23
2.4.6	Nombre de Richardson :.....	24
2.4.7	Le nombre de Biot :.....	24
2.5	Différentes corrélations :	25
2.5.1	Différentes corrélations usuelles en convection naturelle :.....	25
2.5.2	Corrélations usuelles en convection forcée :.....	26
2.5.2.1	Ecoulement à l'intérieur du tube :	26
2.5.2.2	Ecoulement à l'extérieur du tube :.....	28
2.5.3	Corrélations usuelles en convection mixte :.....	30
2.6	Analyse thermique.....	30
2.6.1	Méthodes de conception d'échangeur de chaleur.....	33
2.6.1.1	La méthode DTML :.....	33
2.6.1.2	Méthode Efficacité-NUT.....	33
2.7	Coefficient d'échange par convection h :.....	34
2.8	Conclusion :.....	35

Chapitre 03 : Etude expérimentales

3.1	Introduction :	36
3.2	Etapas de la réalisation du dispositif expérimental :	36
3.3	Eléments principaux du dispositif :	36
3.3.1	Les tubes :.....	36
3.3.2	Les sondes :.....	37
3.3.3	Le cumulus :.....	38
3.3.4	Tubes multicouches :.....	39
3.3.5	La pompe :.....	39

3.4	Réalisation des tubes :	40
3.5	Les appareils de mesure :	46
3.5.1	Anémomètre à fils chaud.....	46
3.5.2	Testo 445	47
3.6	Fonctionnement de l'installation :	48
3.7	Conclusion	51

Chapitre 04 : Résultats et discussions

4.1	Introduction :	52
4.2	Validation des résultats :	52
4.3	Tube à ailette	53
4.3.1	Calcule la température de paroi :	53
4.3.2	Calcule du coefficient de transfert de chaleur :	56
4.3.3	Performances thermiques du tube à ailette :	58
4.3.3.1	Effet du nombre de Reynolds :	58
4.3.3.2	Effet du nombre de Rayleigh :	59
4.4	Tube lisse :	60
4.4.1	Performances thermiques du tube à ailette :	60
4.4.1.1	Effet du nombre de Reynolds :	60
4.4.1.2	Effet du nombre de Rayleigh :	61
4.5	Comparaison des performances des tubes lisse et à ailettes :	62
	Conclusion générale.	63
	Bibliographiques.	64
	Annexe.	66

Index des Figures

Figure 1.1: Exemples de schéma d'un échangeur tubulaire simple.....	03
Figure. 1.2: Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur	04
Figure. 1.3: Types d'échangeurs de chaleur à ailettes : (a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue ; (b) tubes circulaires avec plaque continue ; (c) tubes circulaires avec ailettes circulaires indépendantes	05
Figure. 1.4: Modes de transfert de chaleur.....	05
Figure. 1.5: Transfert de chaleur par conduction.....	06
Figure. 1.6 Transfert de chaleur par convection.....	07
Figure. 1.7: Transfert de chaleur à convection naturelle à partir d'un corps chaud	08
Figure. 1.8. Transfert de chaleur par rayonnement.....	10
Figure. 1.9.: Formes des ailettes indépendantes.....	10
Figure. 1.10.: Arrangement de faisceaux de tubes, (a) Arrangement en ligne, (b) arrangement en quinconce.	10
Figure. 1.11.: Coupe transversale d'un tube à ailettes annulaires typique.....	14
Figure. 2.1.: Répartition de la température dans l'échangeur de chaleur à contre-courant.....	31
Figure. 2.2.: Facteur de correction pour l'échangeur thermique à flux croisés.....	32
Figure. 2.3 : Schéma illustré la méthode de calcul T_p	35
Figure. 3.1: Présentation de schéma de l'installation expérimentale	36
Figure 3.2.: Tube à ailettes et tube lisse	37
Figure. 3.3.: les sondes	37
Figure.3.4. : le cumulus	38
Figure. 3.5.: Les tube multi couche.	39
Figure. 3.6: La pompe	40

Figure. 3.7.: les ailettes.....	40
Figure. 3.8.: Tube à ailette.	41
Figure. 3.9.: Fixation du tube à l'écrou	41
Figure. 3.10: installations des tubes dans le circuit.....	42
Figure. 3.11: Thermomètre de mesure les températures à la sortie des tubes	42
Figure. 3.12.: une vanne pour contrôler le débit du circuit.....	43
Figure. 3.13: coudes 45 pour remplir le tube à eau.....	43
Figure. 3.14.: réductions de tube pour les sondes et une température uniforme	44
Figure. 3.15. Régulateur de débit du tubes (Vice et écrou)	44
Figure. 3.16: ventilateur	45
Figure. 3.17.: variateurs	45
Figure. 3.18. : Installation des tubes avec les ventilateurs et le variateur	46
Figure. 3.19.: . Anémomètre à fil à chaud VTA -kimo	46
Figure .3.20.: Testo 445.	47
Figure.3.21 (A, B, C , D et E) : Représentation de l'installation expérimental.....	50
Figure . 4.1.: Variation du Nusselt avec le nombre de Reynold	58
Figure 4.2. : Variation du coefficient de transfert de chaleur avec nombre de Reynold.....	58
Figure .4.3.: Variation du Rayleigh avec le nombre de Reynold.....	59
Figure .4.4: Variation du Nusselt avec nombre de Rayleigh.....	59
Figure .4.5.: Comparaison entre les variations du flux de chaleur avec les vitess.....	60
Figure .4.6.: Variation du Nusselt avec le nombre de Reynold	60
Figure .4.7.: Variation du coefficient de transfert de chaleur avec le nombre de Reynold.....	61
Figure .4.8.: Variation du Nusselt avec le nombre de Rayleigh.....	61

Index des Tableaux

Tableau.2.1. : Différentes géométries et orientation pour les deux régimes [23]	25
Tableau.4.1. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des corrélations (Corr) ; tube liss; débit=0.0266	52
Tableau.4.2. : Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des corrélations (Corr) ; tube à ailette ; débit=0.0266	52
Tableau.4.3. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et Celui des corrélations (Corr) ; tube liss ; débit=0.056	53
Tableau.4.4. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des Corrélations (Corr) ; tube à ailette ; débit=0.056	53

Nomenclature

Notations latines :

A	: Surface d'échange	[m ²]
A_t	: Surface de tube excepté les ailettes	[m ²]
A_f	: Surface des ailettes.	[m ²]
C_p	: Capacité calorifique à Pression constante	[J/K _g K]
d_e	: Diamètre extérieur de tube circulaire.	[m]
d_f	: Diamètre d'ailette	[m]
d_h	: Diamètre hydraulique	[m]
d_i	: Diamètre intérieur de tube circulaire	[m]
G_r	: Le nombre de Grashof défini $G_r = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta t \cdot \rho^2 \cdot L^3}{\mu^2}$	
g	: Gravity	[m/s ²]
h	: Coefficient d'échange thermique.	[W/m ² k]
h_f	: Hauteur d'ailette	[m]
L	: La longueur de tube	[m]
Nu	: Le nombre de Nusselt défini $Nu = \frac{h \cdot d_h}{\lambda}$	
Pr	: Le nombre de Prandtl défini $Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$	
Q	: Le flux de chaleur	[W]
q_v	: Débit volumique	[kg/s]
Re	: Le nombre de Reynolds défini $Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu}$	
Ra	: Le nombre de Rayleigh défini. $Ra = Gr \cdot Pr$	
s	: espacement des ailettes.	[m]

T_e	: Température entrée	[k]
T_p	: Température de paroi	[k]
T_s	: Température sortie	[k]
T_∞	: Température de milieux extérieur	[K]
ΔT	: Différence de température	[K]
t_f	: Épaisseur d'ailette.	[m]
V	: Vitesse moyenne de l'écoulement	[m/s]
x,y	: Position dans un repère orthonormé	[m]

Notations grecques

α	: La diffusivité thermique de l'air	[m ² /s]
β	: Coefficient de dilatation cubique du fluide	[K ⁻¹]
λ	: Conductivité thermique	[w/m.k]
λ_c	: Conductivité thermique de cuivre	[w/m.k]
ΔT_{ml}	: Différence logarithmique de température moyenne	[K]
μ	: Viscosité dynamique	[kg/m.s]
ν	: Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	: Masse volumique du fluide	[kg/m ³]

Indices

ail	: Ailette.
max	: Maximale.
p	: paroi
t	: Tube

INTRODUCTION

Les phénomènes de transfert thermique entre deux fluides qui sont à des différentes températures et séparés par un solide interviennent dans plusieurs applications technologiques. Les équipements qui assurent le déroulement de ces échanges sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Il est bien connu depuis plus d'un siècle, que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). La convection mixte s'implique dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels. Parmi les différents domaines industriels où on trouve leurs applications on peut citer, par exemple, les processus de dépôt de vapeurs chimiques, ainsi que le refroidissement de l'évacuation de la chaleur dans les réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques qui représente un cas concret de combinaison des deux modes de convection forcée et libre (vitesse de ventilation faible).

D'autres champs d'applications peuvent être cités ici, c'est comme dans le cas des collecteurs solaires. Dans ce type d'appareils, l'écoulement s'effectue généralement aux faibles nombres de Reynolds ce qui permet d'induire des courants secondaires par convection naturelle dus aux variations de la masse volumique du fluide près des parois. Ces courants modifient à leur tour la distribution des champs de vitesse et de température et donnent ainsi à l'écoulement un caractère tridimensionnel qui complique davantage le traitement et la résolution de tels problèmes.

L'étude présentée dans ce mémoire est une étude expérimentale, dont le but est de faire une analyse thermique des échangeurs de chaleur opérant en convection mixte. Les applications ont été faites sur un tube à ailettes et une autre sur un tube lisse en mode de convection mixte. La recherche dans cet axe couvre un domaine vaste d'applications.

Nous nous intéressons dans ce travail à étudier le transfert de chaleur en convection mixte pour un écoulement extérieur de l'air passant autour des deux tubes circulaires positionnés horizontalement, l'un est entouré avec des ailettes circulaires et l'autre est lisse.

L'objectif principal de la présente étude est de réaliser un banc d'essai expérimental d'un échangeur de chaleur fonctionnant en convection mixte. Cette étude nous permet d'une part de comprendre le processus de l'écoulement et le transfert de chaleur associé dans un échangeur de chaleur à tube entouré d'ailettes circulaires.

Introduction générale

-D'autre part, de comparer les performances thermiques de deux tubes différents exposés à la convection mixte (tube circulaire lisse et avec ailettes circulaires positionné horizontalement) et de calculer le coefficient de transfert de chaleur, le nombre de Nusselt et nombre de Rayleigh ainsi que le flux de chaleur évacué à l'air ambiant.

CONTENU DU MÉMOIRE

Le présent mémoire, en plus de l'introduction et la conclusion, il comporte quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la description des échangeurs de chaleur et aux généralités sur les trois modes de transfert de chaleur ainsi qu'une synthèse bibliographique des études faites antérieurement.

Deuxième chapitre est réservé à la modélisation mathématique du phénomène étudié. Nous avons clarifié dans ce chapitre les équations de conservation qui régissent ce type d'écoulement à savoir, l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie ainsi que les nombres adimensionnels.

Dans le chapitre trois, nous avons présenté les éléments de l'échangeur qu'on a réalisé à l'université de Biskra. Les différents essais effectués ont été aussi décrits en détails dans ce même chapitre.

Le dernier chapitre est consacré à l'exposition et la discussion de nos résultats expérimentaux. Les perspectives de notre étude ont été proposée dans ce même chapitre.

1.1 Généralités sur les échangeurs de chaleur :

1.2 Définition

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un dispositif qui facilite le transfert d'énergie sous forme de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids circulant entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds.

[2]

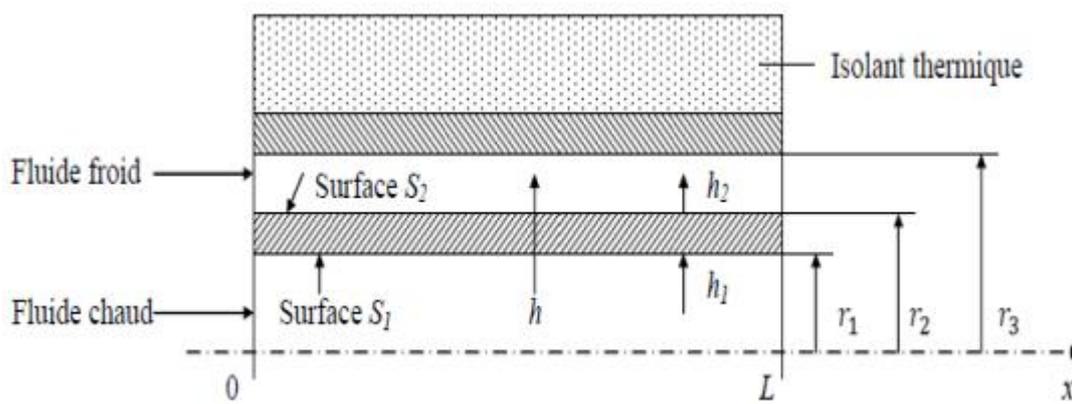


Figure.1.1. Exemples de schéma d'un échangeur tubulaire simple.

1.3 Différents types des échangeurs de chaleur

Compte tenu de leurs nombreuses applications pratiques, il y a une grande diversité de types fonctionnels et constructifs des échangeurs de chaleur. La conception d'un échangeur de chaleur se fait en étudiant plusieurs paramètres : degré de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé, permet un gain de rendement et d'énergie des procédés. [2]

La classification des échangeurs de chaleur peut se faire en fonction d'un grand nombre de critères :

1. Processus de transfert : contact direct et contact indirect.
2. Construction de la géométrie : tubes, plaques et surfaces à ailettes.

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

3. Mécanisme de transfert de chaleur : une et deux phases.
4. Arrangement de l'écoulement : courant (parallèle, contre et croisé)

Les quatre critères précédents sont illustrés dans la figure (1.2).

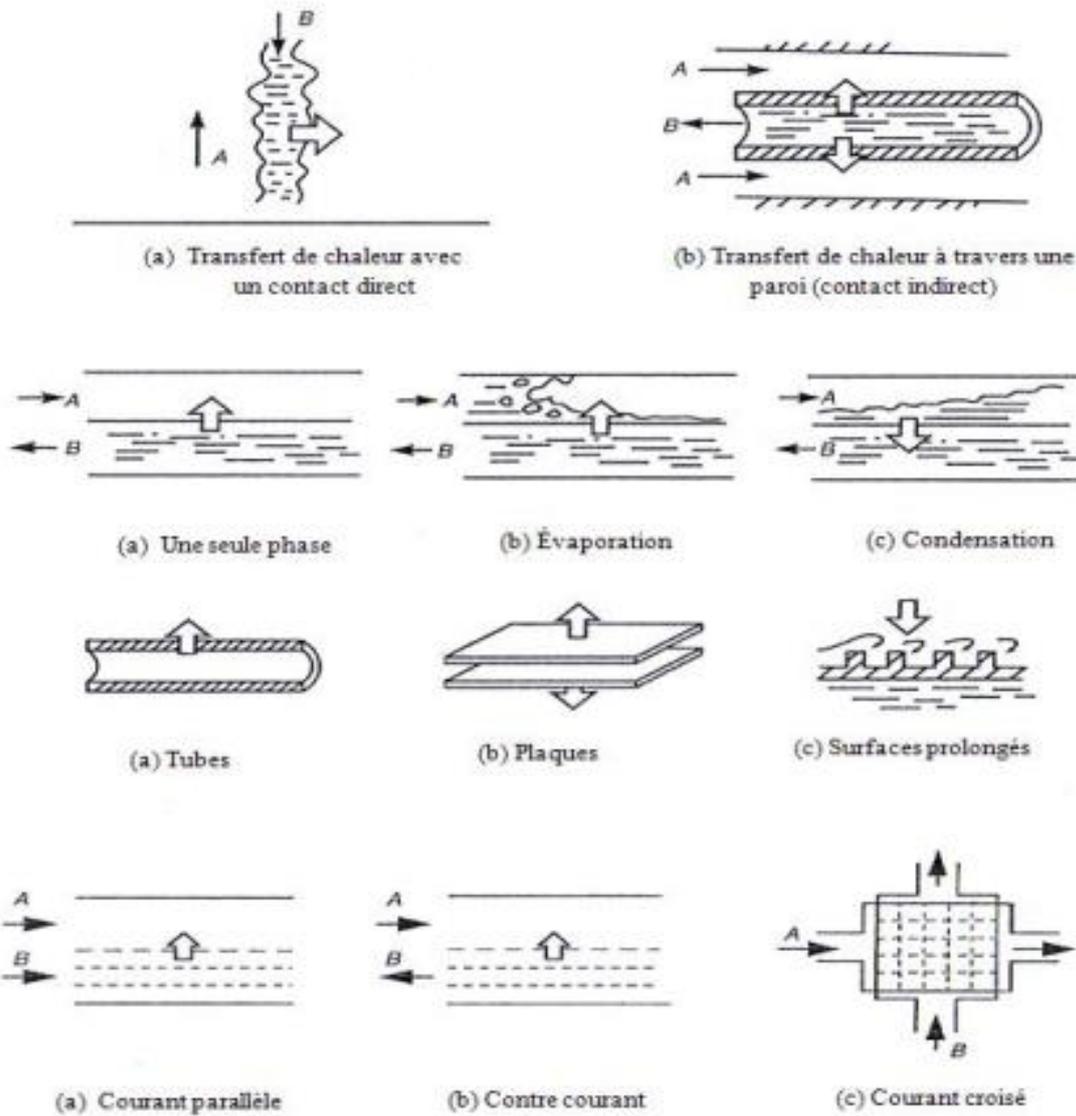


Figure 1.2. Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur. [2]

Du fait de leur compacité d'échangeur thermique, la configuration d'échangeurs « tubes à ailettes » est plus utilisée pour la climatisation, le chauffage et conditionnement d'air. Des exemples de ces géométries sont montrés la figure ci-dessous.

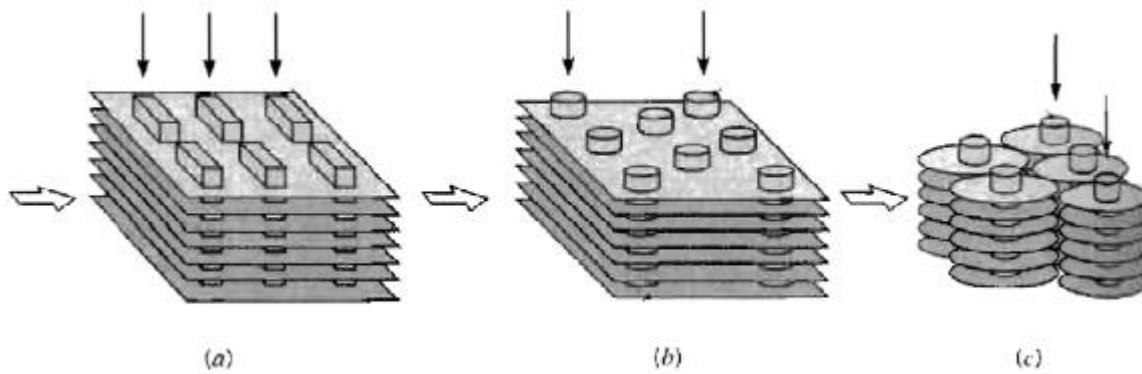


Figure 1.3 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes : (a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue ; (b) tubes circulaires avec plaque continue ; (c) tubes circulaires avec ailettes circulaires indépendantes. [2]

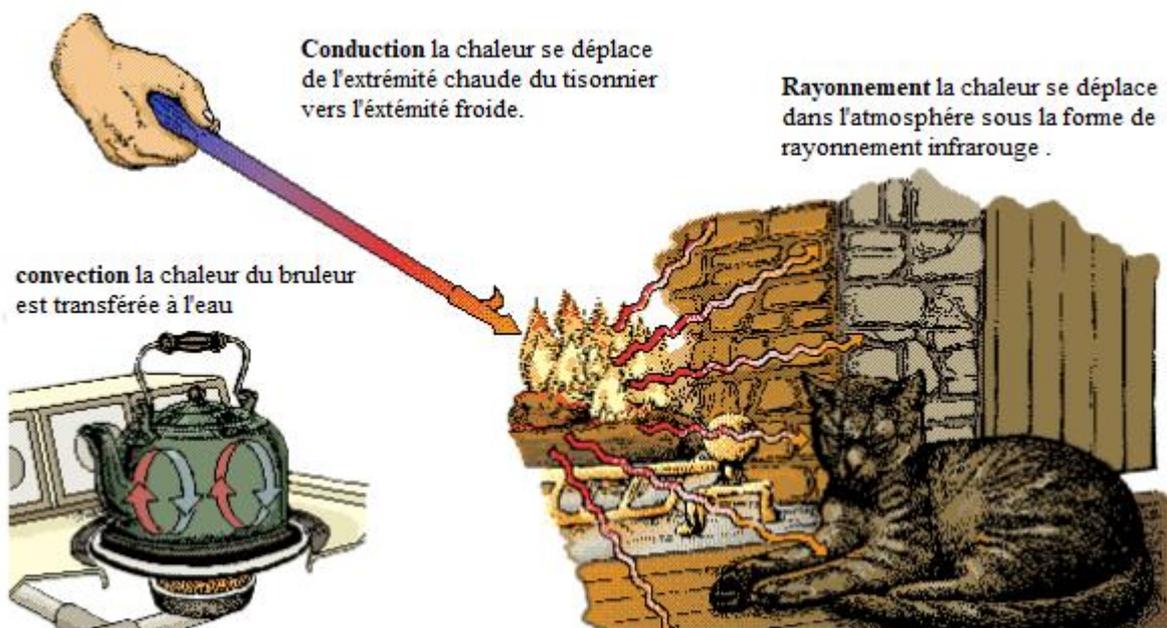


Figure 1.4 Modes de transfert de chaleur.

1.4 Différents modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température. [3]

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Il existe essentiellement trois modes de transfert de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement

1.4.1 Transfert de chaleur par conduction

La conduction est la transmission de la chaleur dans le matériel par vibration moléculaire. Elle concerne surtout les solides, mais aussi les liquides et les gaz pour lesquels elle est souvent négligeable par rapport à la convection ou au rayonnement. [4]

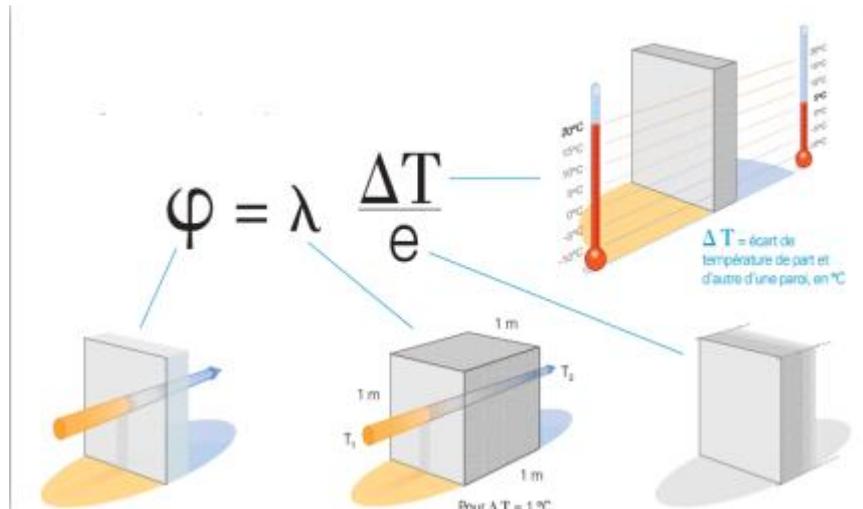


Figure 1.5 Transfert de chaleur par conduction. [4]

1.4.2 Transfert de chaleur par convection

La convection caractérise la propagation et le transport de la chaleur par des molécules en mouvement qui viennent se réchauffer au contact d'un corps chaud et véhiculent cette énergie calorifique pour la céder à un corps froid. Deux types de convection sont généralement distingués, la convection forcée et la convection libre. La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative [5]. La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide [6]

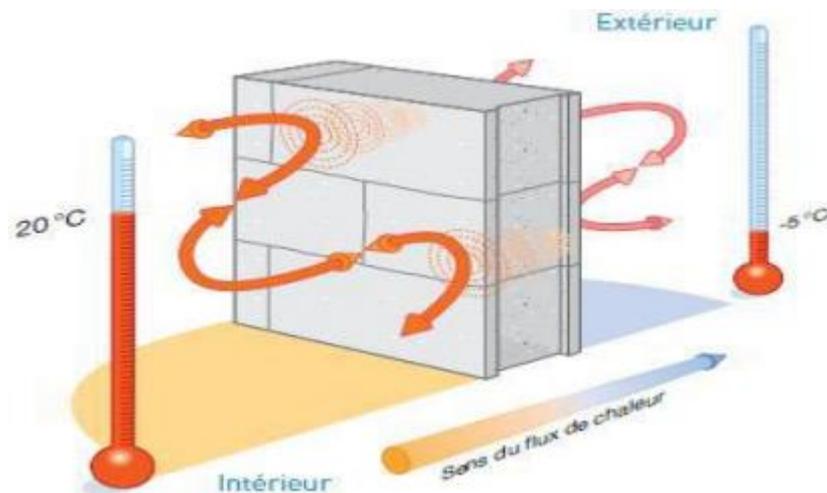


Figure 1.6 Transfert de chaleur par convection. [5]

1.4.2.1 Convection forcée

Ce mouvement peut être provoqué par une cause mécanique (pompe, ventilateur, différence de niveau de pression ...)

Le mouvement peut être également produit sous l'effet même d'échanges thermiques qui font apparaître dans le fluide des différences de températures et par suite des différences de densité : il s'agit alors de convection naturelle ou libre (tuyauterie chaude exposée à l'air, récipient chauffé par le fond...)

1.4.2.2 Convection naturelle (libre)

Comme les mouvements de masses d'air autour d'une plaque chaude, l'action des vents, la formation des nuages, les courants océaniques ou plus simplement le phénomène d'aspiration d'une cheminée.

La vitesse du fluide associée à la convection naturelle est relativement faible, le transfert de chaleur le coefficient rencontré dans la convection naturelle est également faible

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.4.2.2.1 - Mécanismes de convection naturelle

Considérez un objet chaud exposé à l'air froid. La température de l'extérieur de l'objet chute (à la suite du transfert de chaleur à l'air froid), et la température de l'air adjacent à l'objet se lèvera. Par conséquent, l'objet est entouré d'une mince couche d'air plus chaud et la chaleur sera transférée de cette couche aux couches extérieures de l'air

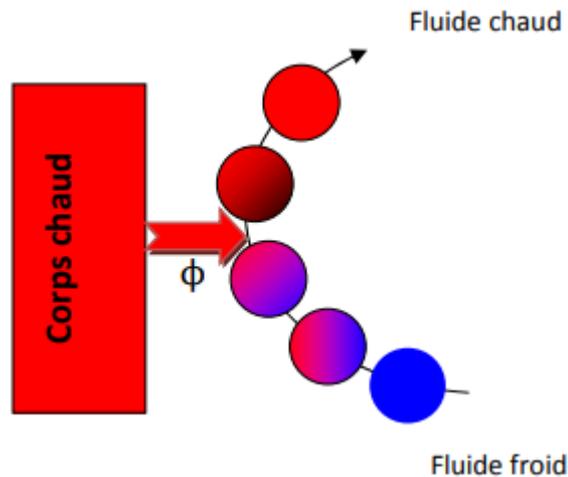


Figure1. 7 Transfert de chaleur à convection naturelle à partir d'un corps chaud. [7]

La température de l'air adjacent à l'objet chaud est plus élevée, donc sa densité est plus faible. Comme un résultat, l'air chauffé Monte. Ce mouvement est appelé le courant de convection naturel. Note que, en l'absence de ce mouvement, le transfert de chaleur serait par conduction seulement et son taux serait beaucoup plus faible.

L'association de ces deux modes de convection, forcée et naturelle s'appelle :

1.4.2.3 Convection mixte

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Si les deux causes existent simultanément, sans que l'une ne soit négligeable par rapport à l'autre, la convection est dite la convection mixte.

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la convection forcée) c'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile :

L'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air. [7]

1.4.2.3.1 - Mécanismes de convection mixte

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules.

Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

1.4.3 Transfert de chaleur par rayonnement thermique

Le rayonnement est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un milieu à haute température vers un autre à basse température lorsque ces milieux sont séparés dans l'espace. Ce mode de transfert ne nécessite pas de support matériel et peut donc s'effectuer dans le vide. En général, les sources de rayonnement sont des solides et le rayonnement se fait par la surface. [3]

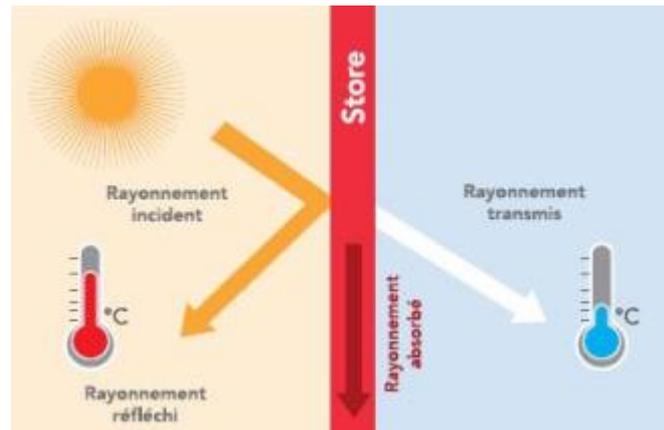


Figure 1.8. Transfert de chaleur par rayonnement. [3]

1.5 Ailettes

Les ailettes sont des lames métalliques de différentes formes, dans les batteries de tubes à ailettes, elles sont fixées sur des conduits circulaires ou rectangulaires. Elles permettent d'augmenter l'échange thermique entre un corps solide et le milieu environnant en faisant augmenter la surface d'échange.

Dans la conception des échangeurs de chaleurs industriels à faisceaux de tubes à ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : ailettes transversales et longitudinales, voir figure 1.9.

La forme des ailettes transversales, peut être carrée, rectangulaire, circulaire, elliptique, etc. [9]

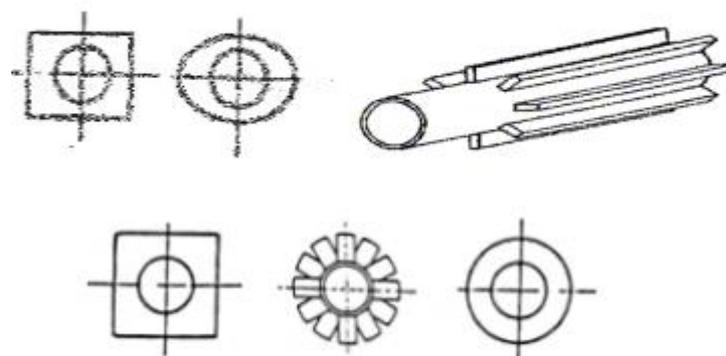


Figure 1.9. Formes des ailettes indépendantes. [9]

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.5.1 Caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement dans un échangeur a tubes à ailettes circulaires :

Le but fondamental dans la conception thermique d'un échangeur de chaleur est la détermination de la superficie requise pour transférer la chaleur aux températures de liquide et aux débits d'écoulement. Plusieurs études considèrent que toute la surface des faisceaux de tubes à ailettes et le coefficient de transfert de chaleur h est strictement liés et régis par la disposition et la forme d'ailettes et des tubes. Par conséquent, il est important d'assurer que l'augmentation de la surface d'ailette doit être mise en application sans causer la diminution du coefficient de transfert de chaleur. Il est évident que la surface d'ailette puisse être augmentée en augmentant la hauteur d'ailette et/ou le nombre d'ailettes par mètre. Dans cette circonstance, on l'exige pour trouver la valeur possible maximum de la taille d'ailette puisque l'importance du gradient de température le long de la direction radiale diminue avec la taille d'ailette. Par la nature des distributions de

La température sur l'ailette, la différence de la température entre le gaz ambiant et l'ailette diminuera également en raison des pertes continues par convection de la surface ailette. Il y a également un intérêt significatif pour le rôle du nombre d'ailette par mètre. La réduction de l'espacement entre les ailettes produit de faibles coefficients de transfert de chaleur et cette tendance dépend de l'évolution de la couche limite, qui se pose en conformité avec la vitesse et la turbulence de l'écoulement dans l'espace entre ailette. En outre, le problème relatif à l'ensemble de configurations Figure (1.9) et l'effet de profondeur de faisceau des tubes ne doit pas être négligé.

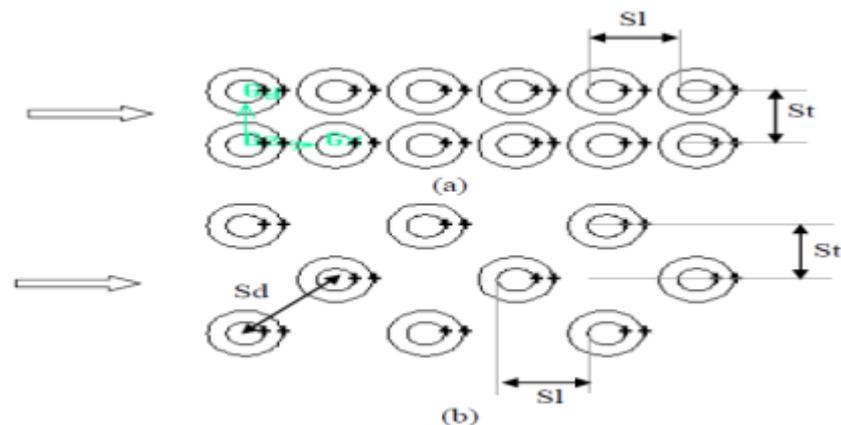


Figure.1. 10. Arrangement de faisceaux de tubes, (a) Arrangement en ligne, (b) arrangement en quinconce. [2]

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs variables géométriques qui influencent le coefficient de transfert de chaleur et de frottement d'une ailette plate [8]. Sans considération de la forme d'ailettes et la disposition des tubes dans le faisceau, on cite ici les variables géométriques suivantes :

- Hauteur d'ailettes (h_f)
- Espacement d'ailettes (s)
- Epaisseur d'ailettes (δ)
- Diamètre de tube extérieur (d)
- Pas transversal (St)
- Pas longitudinal (S)
- Nombre de rangs (n)

En outre, les variables thermo hydrauliques sont :

- Vitesse de gaz (U)
- Densité (ρ)
- Viscosité (μ)
- Conductivité thermique (λ)
- Chaleur spécifique (C_p)

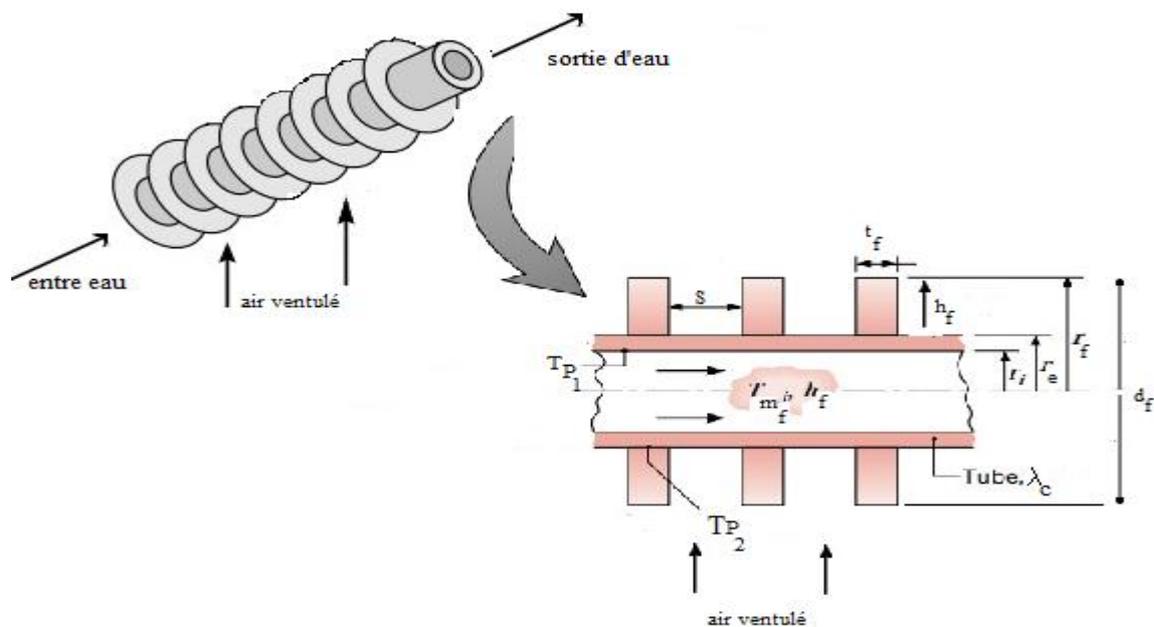


Figure.1.11. Coupe transversale d'un tube à ailettes annulaires typique.

1.6 Recherche Bibliographie

Le system qui permet de transmettre la chaleur entre deux ou plusieurs fluides sans risque de dégradation de leur propriété est l'utilisation de surfaces d'échange ou d'échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie.

Les échangeurs de chaleur font l'objet depuis plusieurs années dans multiples travaux de recherche dont le but principal est lié à l'amélioration de leurs performances. L'objectif d'est, de faire une étude bibliographique sur leurs caractéristiques, leurs performances ainsi que les méthodes et outils employés pour les améliorés

1.6.1 Quelques travaux sur les échangeurs de chaleur

Conformément au sujet de cette thèse, cette recherche bibliographique présente une revue synthétisée des études expérimentale sur la convection mixte dans des conduits cylindriques équipées d'ailettes. En suivant globalement un ordre chronologique on a résumé ces différentes études avec leurs auteurs.

Le travail de **Mr. Farouk TAHROUR [2]** a porté sur la modélisation et l'optimisation d'un échangeur de chaleur à ailettes indépendantes circulaires. Pour cela, il a proposé un échangeur de chaleur à tubes à ailettes annulaire concentriques excentriques. Notre attention a été concentrée sur l'effet de la position du tube dans l'ailette circulaire sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur à un seul tube ailette et d'un faisceau de quatre rangées de tubes arrangés en quinconce ou en ligne. Des calculs numériques ont été effectuées en utilisant le code Fluent 6.2 pour déterminer la meilleure excentricité des tubes ailettes. Afin de vérifier la fiabilité, l'exactitude et la réalité physique de l'idée proposée, une étude expérimentale a été menée au sien du laboratoire LPEA (université de Batna) pour valider les résultats numériques de points de vue thermique et dynamique. Les résultats des investigations des effets des paramètres géométriques à savoir, le décalage du tube, le pas d'ailettes, le diamètre des tubes, l'arrangement des tubes, le rang du tube et le nombre de Reynolds sur les performances des échangeurs étudiés sont également illustrés et discutés. Les résultats obtenus montrent que les performances thermique et dynamique des échangeurs à ailettes excentriques, pour les deux arrangements étudiés, sont plus élevées que celles des échangeurs à ailettes concentriques.

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Abdelmoumen Hakim BENMACHICHE [9] a étudié la simulation numérique inverse des problèmes de la conduction de chaleur dans les tubes lisses et les tubes à ailettes circulaires.

Deux types de problèmes sont résolus et analysés : 1) l'estimation du coefficient de transfert de chaleur dépendant de l'espace et du temps sur les frontières des sections droites des tubes ; 2) l'estimation de ce coefficient sur les ailettes circulaires. Les différents modèles mathématiques régissant ces problèmes inverses sont traités en utilisant la méthode des éléments finis en combinaison avec l'algorithme itératif du gradient conjugué.

Dans le travail de **Nora BOULTIF [10]** une étude numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, pour les deux régimes de fonctionnement transitoire et permanent. Les systèmes d'équations qui gouvernent le phénomène à étudier sont résolus par la méthode des différences finies centrées pour les parois solides, et le schéma up Wind pour les fluides. Un programme de calcul numérique en langage FORTRAN est réalisé pour déterminer les variations : des températures (fluides et parois), des deux coefficients d'échange globaux, des pertes de charge des trois fluides en fonction du temps, ainsi que les réponses transitoires aux différentes sollicitations sur les températures d'entrées des fluides (échelon, rampe, sinusoïdale et exponentielle). Les quatre configurations résultantes de circulation des trois fluides : (co-courant), (contre-courant), (contre-courant/co-courant) et (cocourant/contrecourant) sont étudiées. Nous avons montré que la circulation à contre-courant reste la plus efficace même pour ce type d'échangeur de chaleur. Les deux cas de refroidissement (F-C-F) et d'échauffement (C-F-C) sont traités également. Finalement une comparaison entre l'échangeur à triple tube concentrique et l'échangeur de chaleur à double tube concentrique est menée pour différentes combinaisons des diamètres et des positions des fluides chaud et froid. Les résultats montrent que l'échangeur à double enveloppe sous des conditions des diamètres est plus efficace que l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique de même longueur

Mokheimer [11] a étudié l'effet de variation du coefficient de transfert thermique local sur l'efficacité d'une ailette annulaire avec différents profils : rectangulaire, triangulaire, concave parabolique et convexe parabolique. L'étude montre que l'écart entre l'efficacité d'ailette déterminée avec un coefficient d'échange thermique constant et celle basée sur un coefficient d'échange variable augment avec le rapport des rayons d'ailette et une variable adimensionnelle (qui dépend de la variation locale du coefficient de transfert thermique h).

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Lee et al. [12] ont étudié l'effet de la perforation d'ailettes circulaires sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur. Ils montrent que le coefficient de transfert de chaleur convective du côté de l'air est augmenté de 3,55% et 3,31% pour respectivement 2 et 4 trous. Ces augmentations ont été suivies par une augmentation de la chute de pression de 0,68% et 2,08%, respective

Plus récemment, **Vintrou et al. [13]** ont utilisé une installation expérimentale concernant la thermographie infrarouge pour estimer la distribution locale du coefficient de transfert thermique sur l'ailette circulaire de la deuxième rangée d'un échangeur de chaleur. La méthode consiste en une intégration de temps d'un modèle de transfert de chaleur qui tient compte de la conduction au bout d'ailette et du rayonnement à l'entourage. Ils montrent ensuite la distribution du coefficient d'échange et du nombre de Nusselt, après les impressions thermiques des structures des vortex en fer à cheval sont analysées en suivant leur évolution angulaire autour du tube

Guo et Anand [14], ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée.

Des canaux semblables avec des tiges de perturbations « au lieu des ailettes » ont été numériquement étudiés par Yuan et Tao [16], pour une série de nombre de Reynolds de 50 à 700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4 fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.

Abdeslam OMARA [15] On présente les résultats d'une simulation numérique de la convection mixte défavorable, transitoire et conjuguée dans une conduite cylindrique verticale. La surface externe de la conduite est soumise à un flux de chaleur constant et uniforme, appliqué sur une section centrale de longueur égale à dix fois le diamètre hydraulique. Les résultats obtenus montrent que la présence du renversement de l'écoulement près de la paroi a fortement déformé le profil radial de température. Par ailleurs, nous avons constaté une redistribution du flux de chaleur imposé dans la région de préchauffage. Cette dernière est d'autant plus proche de l'entrée de la section chauffée que les valeurs de l'épaisseur de la paroi au diamètre hydraulique Δ et des conductivités thermiques K du fluide et du solide sont faibles.

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu sur les généralités des échangeurs de chaleur leur types et leur caractéristique, et présenté un étude bibliographique expérimentales, Nous avons présenté les études, qui traitent le même sujet, rassemblée dans le but de bien donner une idée sur le travail réalisé des chercheurs.

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.1 Introduction :

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergies par. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. [17]
Dans ce chapitre on présente la formulation mathématique de convection mixte autour d'un échangeur de chaleur dans le cas simple et en présence d'ailettes circulaires en utilisant les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

2.2 Formulation mathématique du problème :

Il s'agit de la description du mouvement d'un fluide engendré par les forces d'inerties et les forces d'Archimède dues aux variations de la masse volumique avec la température. Il y a donc couplage de la dynamique et de la thermique. Le champ de vitesse transportant la chaleur est causé de la dépendance de ρ avec T . En effet, les modifications de la masse volumique créent un mouvement par le biais de la poussée 'Archimède. Ce mouvement est associé au mouvement créé par les forces d'inertie.

La convection mixte est un phénomène important dans de nombreux procédés industriels :

- Refroidissement d'appareils électriques
- Collecteurs solaires
- Chauffage des locaux
- Centrales nucléaires

2.2.1 Variations de ρ : [18]

A priori la densité est une fonction de la température et de la pression. Elle est donnée par la loi d'état.

Il est donc évident de penser que si on chauffe une paroi, la température du fluide environnant augmente par diffusion. La stratification de pression s'en trouve changée, le gradient de pression crée le mouvement.

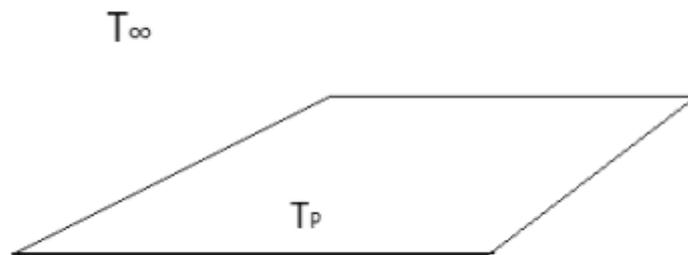


Figure.2. 1. Plaque, dans un champ de pesanteur, soumise à une température différente de son environnement, pas d'écoulement imposé.

Soit donc un fluide au repos et à la température T_∞ au loin, il est en présence d'une paroi chauffée à la température T_p .

Pour obtenir la dépendance de ρ , rappelons les coefficients thermodynamiques classiques :

- coefficient de dilatation à pression constante :

$$\alpha = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.1)$$

- coefficient d'augmentation de pression à volume constant :

$$\beta = -\frac{1}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho \quad (2.2)$$

- coefficient de compressibilité à température constante :

$$\kappa = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \quad (2.3)$$

Nous pouvons montrer facilement que le coefficient β d'expansion de volume d'un gaz idéal

($P = \rho \cdot R \cdot T$) à une température T équivaut à l'inverse de la température :

$$\beta_{\text{GAZ PARFAIT}} = \frac{1}{T}$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.3 Equations gouvernantes :

La formulation mathématique des phénomènes de convection régissant sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température.

Ces équations proviennent de la prise de la moyenne dans le temps des équations de Navier Stokes. On obtient en conséquence les équations de Reynolds (RANS) données ci-dessous et exprimant

- la loi de conservation de masse (équation de continuité).
- la loi de conservation de la quantité de mouvement.
- la loi de conservation de l'énergie (équation de l'énergie).

Pour une formulation simple du problème, nous allons considérer quelques approximations entre autres les approximations de Boussinesque (les forces à l'origine du mouvement sont les forces massiques les forces d'Archimède.) Nous supposons alors que l'influence de la variation de la masse volumique n'est prise en compte que par l'intermédiaire des forces de volume. La masse volumique du fluide varie linéairement avec la température et elle est donnée par la relation suivante :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (2.4)$$

β : Coefficient de dilatation thermique

ρ_0 : Masse volumique de référence.

T_0 : Température de référence

Les équations de base régissant l'écoulement et les transferts de chaleur peuvent s'exprimer par :

2.3.1 Equation de continuité :

Cette équation est déduite du principe de conservation de masse. Puisque l'air est considéré comme étant un fluide incompressible ($\rho = \text{constante}$), Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_i} = 0 \quad (2.5)$$

Où \bar{U}_i est la composante de la vitesse moyenne dans la direction i

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.3.2 Equations de la quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Dans ce cas l'axe des coordonnées Y est de sens opposé à l'accélération due à la gravité, donc les composantes de g sont (0, -9.81) et la force volumique peut s'écrire :

$$\text{Force volumique} = -\rho g_i + \rho_0 g_i$$

En substituant pour ρ de l'équation (2.4) nous obtenons :

$$\text{Force volumique} = g_i \beta (\bar{T} - T_0) \rho_0$$

L'équation de quantité de mouvement s'écrit donc sous forme tensorielle comme suit, après division des deux membres par ρ_0 :

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_j u'_i} \right) + g_i \beta (\bar{T} - T_0) \quad (2.6)$$

$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$: représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i par mouvement de fluide.

$-\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}$: représente les forces dues à la pression

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right)$: représente les forces nettes de viscosité

$g_i \beta (\bar{T} - T_0)$: représente les forces de volume suivant la direction i

Les équations (2.6) sont les équations RANS et représentent la conservation de quantité de mouvement d'un fluide visqueux incompressible.

Les contraintes de Reynolds ($\overline{u'_j u'_i}$) sont modélisés en utilisant l'hypothèse de Boussinesq qui relie les contraintes aux gradients de vitesse, ce qui donne :

$$\overline{u'_j u'_i} = -v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} K \delta_{ij} \quad (2.7)$$

Où v_t est la viscosité cinématique turbulente. Elle n'est pas une propriété du fluide mais elle dépend de l'écoulement envisagé et δ_{ij} est le symbole de Kronecker. Il est égal à 1 si $i = j$ et égal à 0 si $i \neq j$

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.3.3 Equation de l'énergie :

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) \quad (2.8)$$

Dans l'équation de l'énergie, le concept de diffusivité turbulente α_t liée à la viscosité turbulente par l'intermédiaire du nombre de Prandtl turbulent Pr_t est introduit. Ce nombre sans dimension est en général donné par l'expérience. La corrélation $\overline{u'_j T'}$ est donc modélisée comme suit :

$$\overline{u'_j T'} = \alpha_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

2.4 Nombres Adimensionnels :

2.4.1 Le nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl (Pr) est un nombre sans dimension, ainsi nommé en hommage au physicien allemand Ludwig Prandtl. C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique) [19], et aussi le rapport entre l'épaisseur de la couche limite et l'épaisseur de la couche limite thermique :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (2.10)$$

C_p : La capacité thermique massique à pression constante [$J kg^{-1}K^{-1}$]

μ : Viscosité dynamique [$kg m^{-1}s^{-1}$]

λ : Conductivité thermique [$W m^{-1}K^{-1}$]

2.4.2 Le nombre de Grashof : [21]

Le nombre de Grashof (Gr) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection libre dans un fluide. Il correspond au le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement. Ce nombre porte le nom de Franz Grashof, ingénieur allemand.

On définit le nombre de Grashof de la manière suivante :

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2} \quad (2.11)$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

Où :

β : Coefficient de dilatation cubique du fluide, sa dimension $1/T$ [k^{-1}]

g : la pesanteur en [m/s^2]

ρ : masse volumique du fluide [kg/m^3]

L : Dimension caractéristique (m)

μ : viscosité dynamique [$kg/ms.$]

2.4.3 Nombre de Rayleigh : [22]

Le nombre de Rayleigh (Ra) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide : inférieur à une valeur critique de l'ordre de 1 700, le transfert s'opère uniquement par conduction, tandis qu'au-delà de cette valeur c'est la convection libre ou naturelle qui devient prépondérante. Ce nombre porte le nom de Lord Rayleigh, physicien anglais [21].

On peut définir le nombre de Rayleigh comme le produit du nombre de Grashof, reliant les effets de la force gravifique à la viscosité du fluide, et du nombre de Prandtl :

Le fluide environnant est l'air, qui a été supposé être gaz idéal incompressible, avec les propriétés du fluide mesurées au film température, $T_{film} = \frac{T_p + T_\infty}{2}$ où T_∞ est la température ambiante.

- Nombre de Rayleigh pour un cylindre non ventilé basé sur le diamètre du cylindre d :

$$Ra = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\alpha \nu} \quad (2.12)$$

- Formule du nombre de Rayleigh basée sur l'espacement S :

$$Ra = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)s^3}{\alpha \nu} \left(\frac{s}{d_f}\right) \quad (2.13)$$

- Nombre de Rayleigh a coefficient de Prandat et Grashof :

$$Ra = Gr.Pr \quad (2.14)$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.4.4 Nombre de Nusselt : [20]

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif [2]. On le définit de la manière suivante :

- Equation de nombre de Nusselt basé sur le diamètre du cylindre d :

$$Nu = \frac{Qd}{A(T_p - T_\infty)\lambda} \quad (2.15)$$

- Formule de nombre de Nusselt basée sur l'espacement S :

$$Nu_s = \frac{QS}{A(T_p - T_\infty)\lambda} \quad (2.16)$$

Q: flux de chaleur [W]

d : Diamètre de tube [mm]

s : Espacement entre les ailettes

-Le transfert naturelle de convection d'un cylindre horizontale à ailettes a été mesuré expérimentalement et de corrélations

$$Nu = -0.553 + 0.6. Ra^{\frac{1}{4}} \quad (2.17)$$

2.4.5 Nombre de Reynolds Re :

Re est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Caractérise la forme du profil de vitesse de l'écoulement fluide

$$Re = \frac{\rho U_\infty x}{\mu} = \frac{U_\infty X}{\nu} \quad (2.18)$$

ρ : - Masse volumique du fluide [kg m^{-3}]

U_∞ : Vitesse du fluide [m s^{-1}]

X : la dimension caractéristique du système étudié

ν : Viscosité cinématique du fluide [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]

μ : Viscosité dynamique du fluide [$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$]

Chapitre 2 : formulation mathématique

Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système à utiliser dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qui est donné par

$$d_h = \frac{4S}{P}$$

Où

S : est la surface du tuyau [m^2]

P : est son périmètre [m]

Pour les écoulements externes, par contre, la dimension caractéristique est la longueur du système dans la direction de l'écoulement

Si le nombre de Reynolds du système est plus petit que sa valeur critique Re_{crit} l'écoulement est laminaire, si par contre sa valeur dépasse Re_{crit} on retrouve un écoulement turbulent.

– Ecoulement interne $Re_{crit} \cong 2300$

– Ecoulement externe $Re_{crit} \cong 300000$

2.4.6 Nombre de Richardson :

Le nombre de Richardson détermine quel type de convection on a donné par :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2.19)$$

Si $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine

Si $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ c'est la convection naturelle qui domine.

Si $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée)

2.4.7 Le nombre de Biot :

Le nombre de Biot est défini comme

$$Bi = \frac{h(L_s)}{k_s} \quad (2.20)$$

Où

L_s : Est la longueur selon laquelle la conduction se passe

h : est le coefficient de transfert de chaleur par convection [$W m^{-2} K^{-1}$]

Chapitre 2 : formulation mathématique

k_s : est la conductivité du solide [$W m^{-1}k^{-1}$]

Le nombre de Biot est donc le rapport entre la résistance thermique de conduction et la résistance thermique de convection. Si le nombre de Biot est plus petit que 0.1 la variation de température dans le solide est inférieur à 5% et donc négligeable. L'approche de comportement en bloc est alors justifiée.

2.5 Différentes corrélations :

2.5.1 Différentes corrélations usuelles en convection naturelle :

Nous avons vu que les relations décrivant un problème de convection naturelle peuvent s'écrire sous la forme : $Nu = f(Re, Pr)$. La relation entre ces trois nombres adimensionnels corrélations expérimentales Dans cette partie nous présenterons les corrélations expérimentales les plus usuelles en convection naturelle.

Les corrélations expérimentales les plus usuelles en convection naturelle sont généralement de la forme :

$$Nu = C Ra^n \text{ Avec } Ra = Gr \cdot Pr \quad \text{Où la} \quad (2.21)$$

Valeur du coefficient C dépend de la nature du régime et des fluides. Elle se détermine en calculant Ra, selon la valeur trouvée on choisit les valeurs de c et de n convenables qui sont données dans le tableau suivant :

Géométrie et orientation de la paroi	Dimension caractéristique d	C en convection laminaire : $n = \frac{1}{4}$	C en convection turbulente : $n = \frac{1}{3}$
Plaque verticale	Hauteur	0.59 $Ra \leq 10^9$	0.10 $Ra > 10^9$
Plaque horizontale Chauffant vers le haut	Largeur	0.54 $10^4 \leq Ra \leq 10^7$	0.15 $10^7 < Ra \leq 10^{11}$
Plaque horizontale chauffant vers le bas	Largeur	0.27 $10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$	0.54 $10^{10} < Ra \leq 10^{13}$
Cylindre horizontale	Diamètre extérieur	$C = 1.02$ $n = 0.148$ $10^{-2} \leq Ra \leq 10^2$ 0.54 $5 \cdot 10^2 \leq Ra \leq 2 \cdot 10^7$	0.135 $2 \cdot 10^7 < Ra \leq 10^{13}$

Tableau.2.1. Différentes géométries et orientation pour les deux régimes [23]

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.5.2 Corrélations usuelles en convection forcée :

2.5.2.1 Ecoulement à l'intérieur du tube :

Régime laminaire : $Re < 2320$

- HAUSSEN

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668}{1 + 0.04 \left(Re Pr \frac{d_{int}}{L} \right)^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (2.22)$$

μ_m : Calculé à partir de T_m ; $T_m = 0.5(T_1 + T_2)$

μ_p : Calculé à partir T_p (T paroi)

h_c : Coefficient de transfert par convection coté chaud

h_f : Coefficient de transfert par convection coté froid

$T_{mc} T_{mf}$: Température moyenne du fluide chaud et froid respectivement

- SIEDER ET STATE

$$Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{d_{int}}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (2.23)$$

Où

$$Re Pr \frac{d_{int}}{L} > 10$$

$$0.84 < Pr < 16700$$

$$1.86 \left(Re Pr \frac{d_{int}}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} > 2$$

Toutes les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température moyenne

$T_m = 0.5(T_1 + T_2)$ Sauf μ_p qui est évalué à T_p de la paroi

Chapitre 2 : formulation mathématique

- KAYS

Pour le gaz ($P_r = 0.7$)

$$Re P_r \frac{d_{int}}{L} < 100$$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.104 \left(Re P_r \frac{d_{int}}{L} \right)}{1 + 0.016 \left(Re P_r \frac{d_{int}}{L} \right)^{0.8}} \quad (2.24)$$

Régime turbulent :

- COLBURN

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} P_r^{\frac{1}{3}} \quad (2.25)$$

$$\frac{L}{d_{int}} > 60$$

Pour : $0.7 < P_r < 160$

$$Re > 10^4$$

Les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température du film

-MAC-ADAMS

$$Nu = 0.023 P_r^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{4}{5}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \left(1 + \left(\frac{d_{int}}{L} \right)^{0.7} \right) \quad (2.26)$$

$$\frac{L}{d_{int}} < 60$$

Les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température moyenne T_m sauf μ_p qui est évalué à T_p de la paroi

-GNIELINSKI

Pour les écoulements transitoires et turbulents

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \frac{(Re - 10^3) P_r}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8} \right)^{0.5} \left(P_r^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left[1 + \left(\frac{d_{int}}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (2.27)$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

Ω : Coefficient de **DARCY** tel que

$$\Omega = 0.3164 R_e^{-0.3} \quad 2300 < R_e < 10^5$$

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 R_e^{-0.3} \quad 10^5 < R_e < 10^6$$

SIEDER ET STATE

$$Nu = 0.027 R_e^{0.8} P_r^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (2.28)$$

$$\frac{L}{d_{int}} > 60$$

$$0.7 < P_r < 1700$$

$$R_e > 10^4$$

Cette équation est valable pour les liquides organiques, les solutions aqueuses et les gaz

Toute fois, dans les cas de l'eau, il semble préférable de remplacer le coefficient 0.027

Par 0.023

-DITTUS BOELLTER

Pour les fluides dont la variation de température n'est pas trop grande

$$Nu = 0.027 R_e^{0.8} P_r^n \quad (2.29)$$

Avec : $n=0.4$ pour $T_p > T_m$ cas de l'échauffement

$n=0.3$ pour $T_p < T_m$ cas du refroidissement

$$\frac{L}{d_{int}} > 60$$

$$0.7 < P_r < 160$$

$$R_e > 10^4$$

2.5.2.2 Ecoulement à l'extérieur du tube :

Dans ce projet le coté extérieur des tubes est équipé des ailettes. Danc on utilise des corrélations pour les tubes ailettes

Chapitre 2 : formulation mathématique

-Arrangement en ligne :

$$Nu = 0.30 R_e^{0.625} \varepsilon^{-0.375} P_r^{0.333} \quad (2.30)$$

Avec : $\varepsilon = \frac{S_T}{S_0} = \frac{\text{Surface totale du tube aileté}}{\text{Surface du tube seul}}$

$$5 < \varepsilon < 12$$

$$5 \cdot 10^3 < R_e < 10^5$$

-Arrangement en quinconce :

$$Nu = 0.19 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{D_0}\right)^{0.18} \left(\frac{L}{D_0}\right)^{-0.14} R_e^{0.65} P_r^{0.333} \quad (2.31)$$

Avec : $a = \frac{P_y}{D_0}$ et $b = \frac{P_x}{D_0}$

S : distance entre deux ailettes

L : hauteur de l'ailette

D_0 :Diametre extérieur de tube à la surface extérieur

P_y : Pas transversal

P_x : Pas longitudinal

La formule est valable seulement pour :

$$10^2 < R_e < 2 \cdot 10^4$$

Régime turbulent :

$$Nu = 0.05 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{D_0}\right)^{0.18} \left(\frac{L}{D_0}\right)^{-0.14} R_e^{0.8} P_r^{0.36} \quad (2.32)$$

Avec :

$$2 \cdot 10^5 < R_e < 2 \cdot 10^6$$

Ces deux corrélations sont applicables pour :

$$2.17 < a < 4.13$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

$$1.27 < b < 2.14$$

$$0.125 < \left(\frac{s}{D_0}\right) < 0.28$$

$$0.125 < \left(\frac{L}{D_0}\right) < 0.59$$

2.5.3 Corrélations usuelles en convection mixte : [24]

Coefficient de transmission de chaleur moyenne :

-Pour un écoulement ascendant de fluide chaud avec un tube vertical refroidi :

$$Nu = 8.16 \left(\frac{Gr_d}{(Re_d)^2}\right)^{-0.15} \quad (2.33) \quad \text{Quand} \quad 0.5 < \left(\frac{Gr_d}{(Re_d)^2}\right) < 2.77$$

$$Nu = 8.54 \left(\frac{Gr_d}{(Re_d)^2}\right)^{-0.38} \quad (2.34) \quad \text{Quand} \quad 0.008 < \left(\frac{Gr_d}{(Re_d)^2}\right) < 0.35$$

- un écoulement d'air ascendant un tube vertical chauffé a paroi :

Nombre de Nu valable en régime laminaire comme en régime turbulent a été élaborée pour

$$Gr \leq 5.10^7 \text{ et } 1000 \leq Re \leq 1500$$

$$Nu = 4.36 \left(1 + \frac{Gr^{0.468}}{750 + 0.24Re}\right) \quad (2.35)$$

2.6 Analyse thermique

Considérez la conception dans un figure (2.2) qui est illustré par un échangeur de chaleur contre-courant à deux fluide illustré notre discussion

Les définies de thermodynamique de spécification par le chaud et le froid des débits de fluide et d'entrée et de sortie de températures de leur. Ainsi

$$Q = c_{ch}(T_{ec} - T_{sc}) = c_f(T_{sf} - T_{ef}) \quad (2.36)$$

L'analyse de l'échangeur de chaleur utilise la définition $c_{ch} = m \cdot c_p$ car ces deux termes apparaissent comme un produit. Le terme c_{ch} est défini comme le "taux de capacité" du fluide chaud

Chapitre 2 : formulation mathématique

L'équation du flux de chaleur $dQ = k \cdot dA (T_{ch} - T_{fr})$. Le flux de chaleur est dépendu du coefficient d'échange global entre les deux fluides. Le surface de l'échangeur de chaleur requise pour satisfaire aux spécifications thermodynamiques de l'équation (2.35) est obtenue en intégrant l'équation du flux de chaleur sur la longueur (ou la superficie) de l'échangeur. Ainsi, pour constant.

$$Q = k \int_A (T_{ch} - T_{fr}) dA \quad (2.37)$$

La "différence de température moyenne effective", calculée sur la surface totale

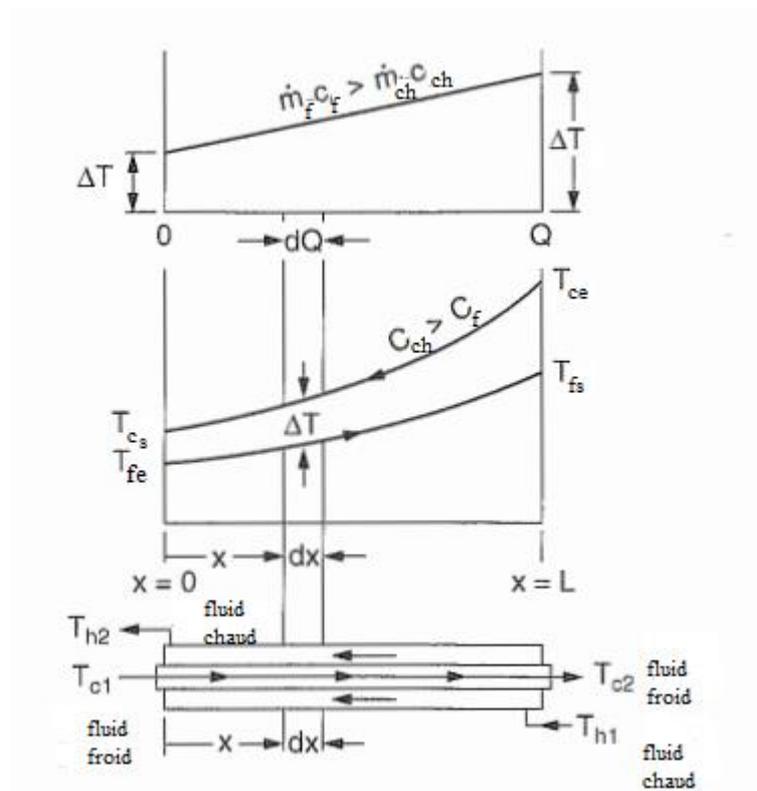


Figure 2.2. Répartition de la température dans l'échangeur de chaleur à contre-courant

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_A (T_{ch} - T_{fr}) dA \quad (2.38)$$

La substitution de l'équation 2.38 à l'équation 2.37 donne

$$Q = KA\Delta T_m \quad (2.39)$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

La différence de température effective ΔT_m est fonction de l'échangeur thermique la géométrie de l'écoulement (par exemple, l'écoulement à contre-courant ou croisé) et le degré de mélange de fluide

Au sein de chaque flux. Pour les géométries à contre-courant et à écoulement Co-courant, substitution de l'équation 2.36 de l'équation 2.38 et de l'intégration donne le résultat suivant pour

ΔT_m Connue sous le nom de différence de température moyenne logarithmique (DTML)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=l}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{x=0}}{\Delta T_{x=l}}\right)} \quad (2.40)$$

En utilisant la terminologie $\Delta T_{x=0}$ et $\Delta T_{x=l}$ comme différence entre les températures de fluide à chaque extrémité de l'échangeur, l'équation 2.40 s'applique à la fois en parallèle et en contre-courant configurations à. Pour les géométries plus complexes telles que le flux croisé ou configurations de flux multi-passe, l'intégration de l'équation 2.37 donne des résultats plus complexes expressions pour ΔT_m Dans de tels cas, il est habituel de définir un facteur de correction

$$F = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{ml}} \quad (2.41)$$

Où la DTML est calculée pour le contre-courant. La correction F est présentée dans termes graphiques comme illustré à la figure 2.3

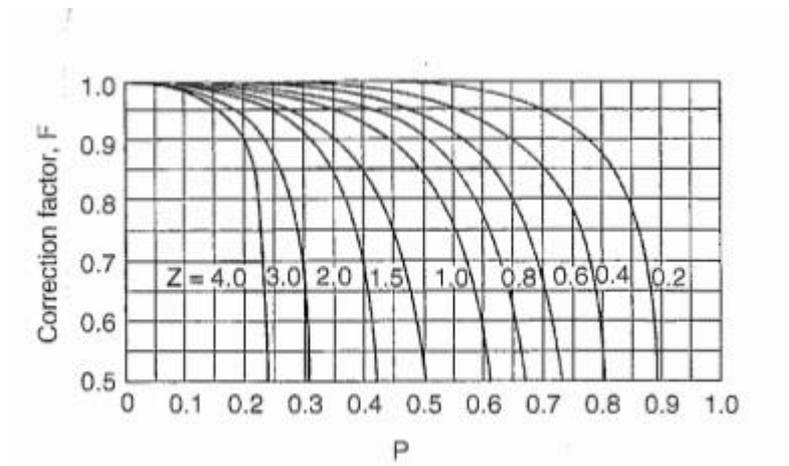


Figure 2.3. Facteur de correction pour l'échangeur thermique à flux croisés

$$z = \frac{c_f}{c_{ch}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (2.42)$$

$$p = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2.43)$$

2.6.1 Méthodes de conception d'échangeur de chaleur

Il existe d'autres méthodes pour calculer le taux de transfert de chaleur entre les deux les fluides. Ce sont la méthode DTML et les méthodes efficacité-NUT.

Chapitre 2 : formulation mathématique

2.6.1.1 La méthode DTML :

La méthode DTML obtenu directement des équations 2.39 et 2.41. Substitution de l'équation 2.41 dans l'équation 2.39

$$Q = F.K.A.DTML \quad (2.44)$$

2.6.1.2 Méthode Efficacité-NUT

L'efficacité de l'échangeur de chaleur, ε est définie comme

$$\varepsilon = \frac{\text{le flux de chaleur réel}}{\text{le flux de chaleur maximal}} = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}} \quad (2.46)$$

Où Q_{reel} est donné par les équations du bilan thermique (équation 2.36). Q_{max} Aura lieu dans un échangeur de chaleur à contre-courant de la zone infinie si un fluide subit un changement de température égal à la température maximale différence disponible $\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe}$

Le calcul pour Q_{max} est basé sur le fluide ayant le taux de capacité le plus faible, C_{min} pour satisfaire à la première loi de la thermodynamique. Ainsi,

$$Q_{max} = c_{min}\Delta T_{max} = c_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.46)$$

En substituant l'équation 2.46 à l'équation 2.45, on obtient

$$Q_{reel} = \varepsilon c_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.47)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur dépend de la géométrie du débit et du passage arrangement (par exemple, flux à contre-courant ou flux croisé). Pour une géométrie d'écoulement donnée, l'efficacité est fonction de deux quantités sans dimension, $NUT = \frac{KA}{c_{min}}$ et $R = \frac{c_{min}}{c_{max}}$

L'efficacité on mode contre-courant $\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-R)}}{1 - Re^{-NUT(1-R)}}$ (2.48)

2.7 Coefficient d'échange par convection h :

Le coefficient moyen de transfert pour un tube à ailettes peut être déterminé comme suite :

$$h = \frac{Q}{A(T_p - T_\infty)} \quad (2.49)$$

Chapitre 2 : formulation mathématique

Lorsque coefficient de transfert de chaleur moyen (h) est basé sur la surface total (A) qui comprend la surface A_t est la surface de tube excepté les ailettes, A_f est la surface des ailettes, la surface totale peut être donné par :

$$A = n_{fin}A_{fin} + A_t \quad (2.50)$$

Où :

Le coefficient d'échange par convection pour la paroi du tube de base et ailette les murs sont les mémés le transfert de chaleur totale Q peut être déterminé comme la somme flux de tube et les flux ailette

$$Q = Q_{tube} + Q_{ail} \quad (2.51)$$

Selon la loi de Newton sur le refroidissement, Le flux de chaleur convective totale de transfert des ailettes et du tube peut s'écrire comme suit :

$$Q = hA(T_p - T_\infty) \quad (2.52)$$

$$Q = q_v c_p (T_e - T_s) \quad (2.53)$$

$$Q = A_t h (T_p - T_\infty) + A_f h (T_p - T_\infty) \quad (2.54)$$

Dans le tube de diamètre intérieur d_i et extérieur d_e et longueur L le transfert de chaleur par conduction conduction est régit par :

$$Q = \frac{T_p - T_f}{\Sigma R_{th}} \quad (2.55)$$

$$T_p = T_f - \frac{Q}{\frac{1}{h2\pi r_i L} + \ln \frac{r_e/r_i}{2\pi\lambda_c L}} \quad (2.56)$$

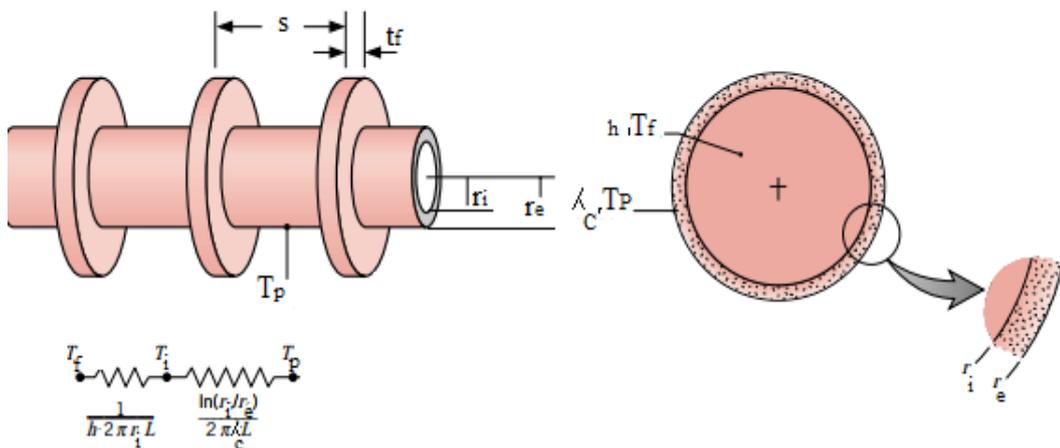


Figure 2.4. Schéma illustrant le calcul de T_p

2.8 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection mixte en régime laminaire.

Chapitre 3 : Etude expérimentale

3.1 Introduction :

Dans ce chapitre on présente en détails le dispositif expérimental et les essais réalisés dans le hall mécanique de l'université de Biskra Il s'agit d'un échangeur de chaleur constitué de tubes circulaires Sans et avec ailettes circulaires opèrent en convection mixte. Afin de savoir les performances de ce banc expérimental, nous présentons en détail les calculs nécessaires pour déterminer les caractéristiques des échangeurs étudiés.

3.2 Etapes de la réalisation du dispositif expérimental :

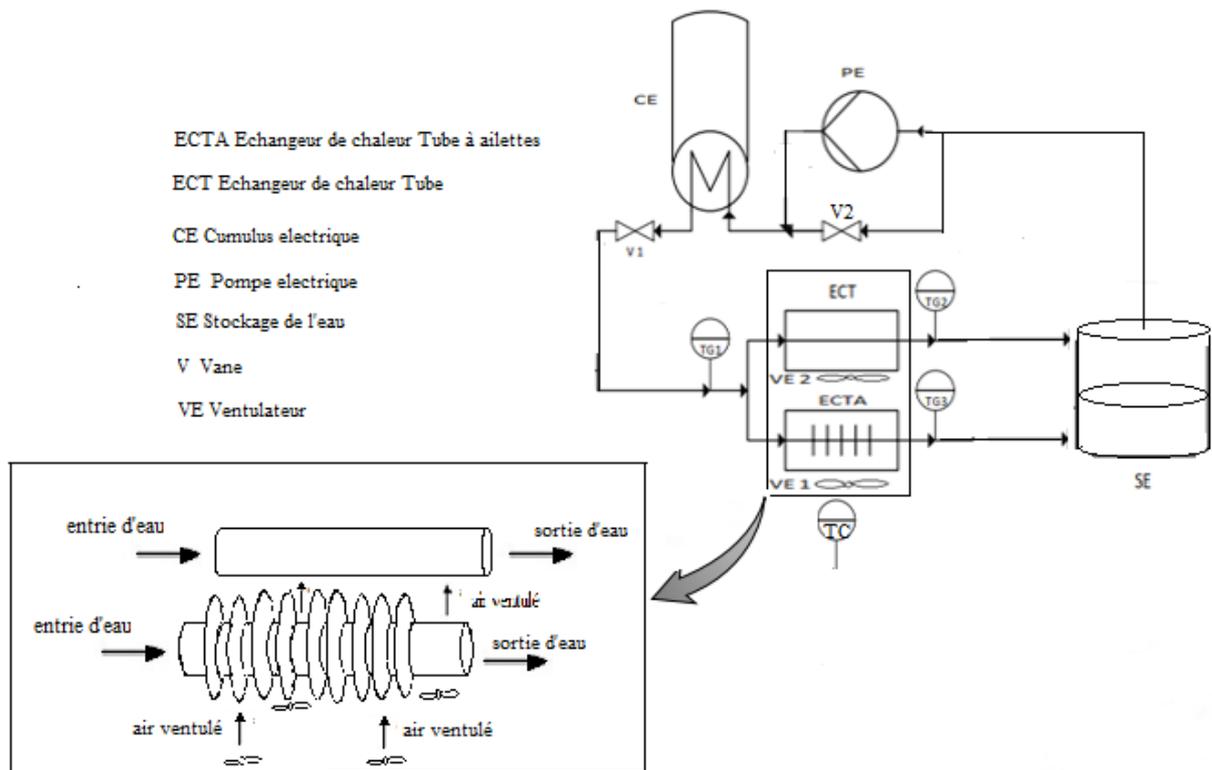


Figure.3.1. Présentation du schéma de l'installation expérimentale.

3.3 Eléments principaux du dispositif :

3.3.1 Les tubes :

Les composants essentiels utilisés dans cet essai sont les deux tubes lisse et à ailette représentés dans la figure (3.2). Ces deux tubes de cuivre ont un diamètre intérieur de 27mm, un diamètre extérieur de 28mm et une longueur de 730mm, la différence est que le premier est un tube lisse et l'autre est entouré de 150 ailettes circulaires.



Figure.3.2. Tube à ailettes et tube lisse.

3.3.2 Les sondes :

Nous avons trois sondes pour mesurer les températures. Il s'agit de thermocouples : un à l'entrée des deux tubes et les deux autres à la sortie de chaque'un des deux tubes. Nous avons mis trois points de mesure, le premier point étant avant que le fluide pénètre dans les tubes et les autres points sont à la fin de chaque tube (lisse, ailette) et une et thermocouple pour mesurer la température d'ambient.



Figure.3.3 les sondes .

3.3.3 Le cumulus :

Est un échangeur électrique, doté d'une résistance intérieure pour chauffer l'eau qui entre froide et en sort chaude, en plus d'un clapet anti retour. Le cumulus est doté aussi d'un thermostat permettant de maintenir la température de l'eau à une valeur désirée, ainsi par une vanne de sécurité et un régulateur de température.



cumulus



vane de sécurité à haut 7 bar



Régulateur de température de déclanchement

Figure.3.4 le cumulus .

3.3.4 Tubes multicouches :

Facile à poser, cintrable à la main avec un simple ressort de cintrage, le multicouche s'adresse au neuf et à la rénovation, aux installations chauffage. Le multicouche présente tous les avantages du PER et du cuivre réunis.



Figure.3.5 Les tubes multi couches.

3.3.5 La pompe :

Une pompe centrifuge de petite puissance ($P_{ui} = 0.37 \text{ KW}$) a été utilisée pour faire circuler de l'eau dans l'installation à partir du cumulus.



Figure.3.6 La pompe.

3.4 Réalisation des tubes :

Les ailettes annulaires de diamètre intérieur 28 mm et extérieur 41 mm ont été réalisées dans le Hall technologique de notre université. Une presse hydraulique est utilisée pour le découpage de celles-ci à partir d'une tôle en aluminium d'épaisseur 1mm. Les ailettes ont été montées sur un tube circulaire d'une manière forcée. Ces tubes ont été fixés dans l'installation par soudage au chalumeau avec l'étain, voir les figures (3.8) et (3.9).



Figure.3.7 les ailettes .



Figure.3.8 Tube à ailette .



Figure.3.9 Fixation du tube à l'écrou.



Figure.3.10 installations des tubes dans le circuit.

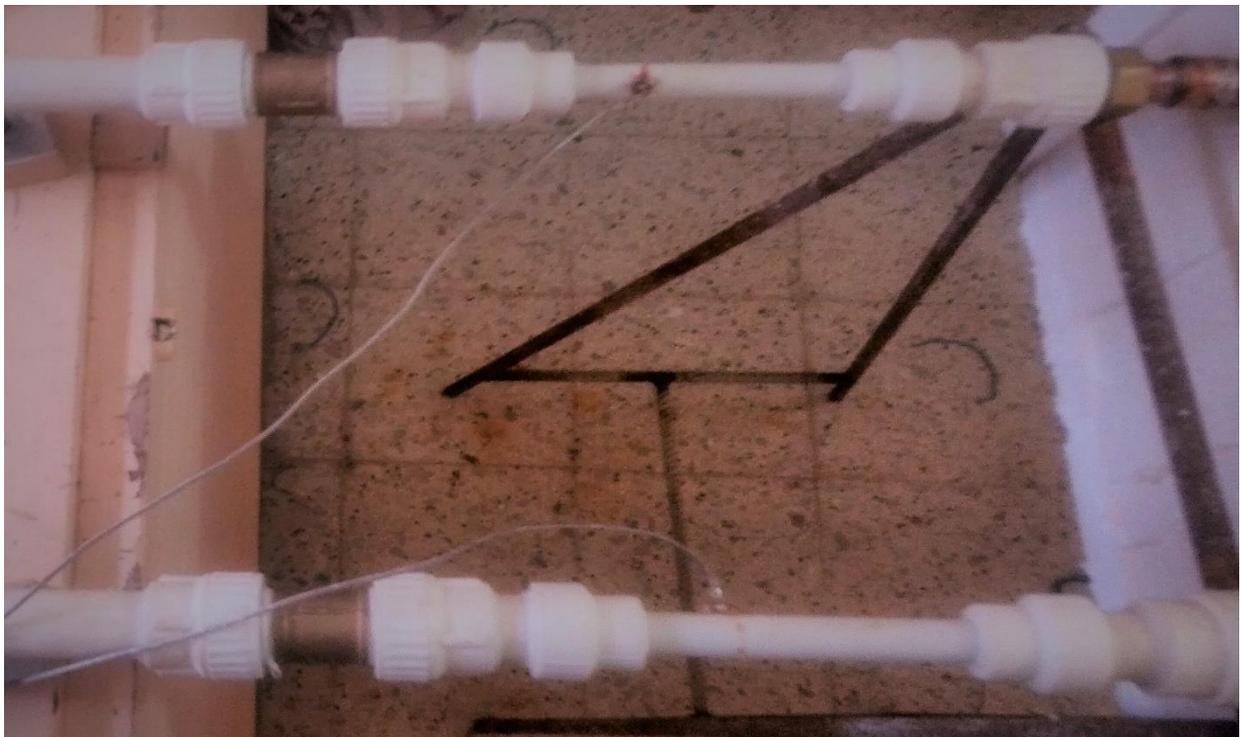


Figure.3.11 Thermomètre de mesure les températures à la sortie des tubes .



Figure.3.12 une vanne pour contrôler le débit du circuit.



Figure.3.13 coudes 45 pour remplir le tube à eau .

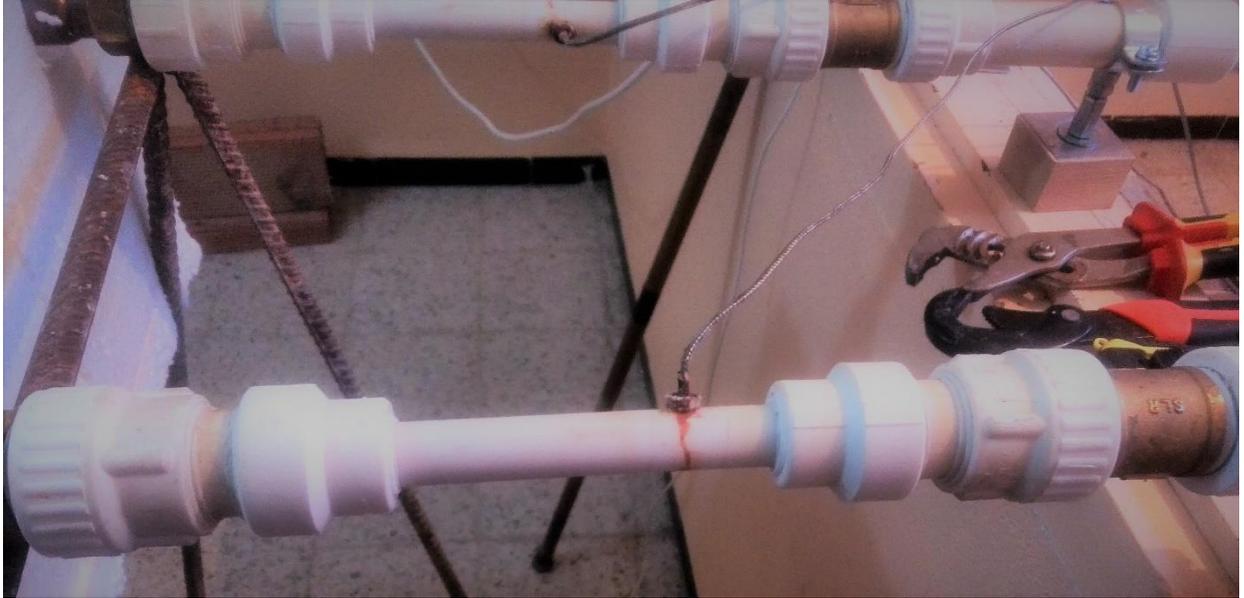


Figure.3.14 réductions de tube pour les sondes et une température uniforme.



Figure.3.15 Régulateur de débit du tubes (Vice et écrou).



Figure.3.16 ventilateur.



Figure.3.17 variateurs .



Figure.3.18 Installation des tubes avec les ventilateurs et le variateur .

3.5 Les appareils de mesure :

3.5.1 Anémomètre à fils chaud

Pour mesurer de la vitesse et le débit d'air, nous avons utilisé un thermo-anémomètre à fil chaud VTA – Kimo. Ces caractéristiques sont les suivantes :

Gamme de mesure temp.: -20... 80°C

Gamme de mesure vitesse : 0...30 m/s

Gamme de mesure débit d'air : 0... 99 999 m³/h

Précision: de 0.15...3m/s - ± 3% v.m. ±0.05 m/s / de 3.1...30m/s - ± 3% v.m. ±0.2 m/s



Figure 3.19. Anémomètre à fil à chaud VTA -kimo

3.5.2 Testo 445

C'est un instrument qui s'utilise dans le domaine de ventilation et climatisation . IL Affiche directement la température, la vitesse de l'air et le débit d'air. Le testo 445 a 2 entrées pour la connexion d'un large choix de sonde pour les mesures sur des systèmes de ventilation/air Cet instrument enregistre la vitesse d'air dans les gaines, une sortie de gaine ou un système d'extraction. L'instrument mesure ou calcule le débit, la qualité de l'air intérieure, la température, l'humidité relative, le point de rosée, l'humidité absolue, le degré d'humidité, l'enthalpie, la Par une simple mesure sur un bouton



Figure 3.20. Testo 445 .

3.6 Fonctionnement de l'installation :

Comme les montrent les figures (3.17) (A, B, C et D), l'eau chaude est pompée à partir d'un cumulus. Elle traverse dans l'installation deux tubes, un avec des ailettes et l'autre sans ailettes. L'eau termine sa rotation vers le cumulus pour refaire l'opération à nouveau. L'installation est dotée d'une vanne pour contrôler le débit d'écoulement.

Le refroidissement de l'eau se fait par des ventilateurs placés sous les tubes. La vitesse de l'air soufflé par ces ventilateurs est commandée par des variateurs. La température de l'eau chaude avant son entrée dans les tubes et les deux différentes températures à la sortie des tubes ont été mesurées par des thermocouples.



A



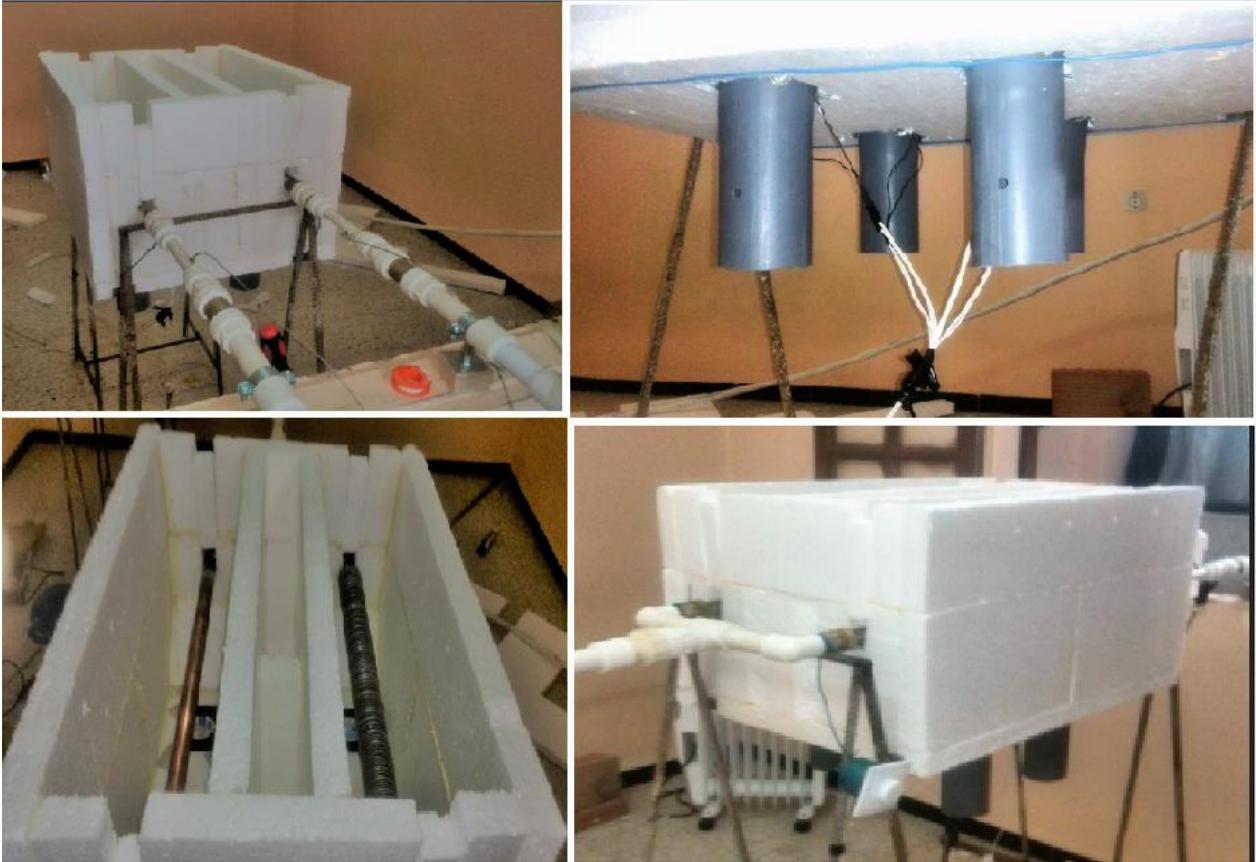
B



C



D



E

Figure.3.21 (A, B, C , D et E) : Représentation de l'installation expérimentale.

3.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé toutes les étapes qu'on a suivé pour réaliser le banc d'essai. Nous avons aussi présenté les différents instruments utilisés dans nos expériences.

Chapitre 4 : résultats et discussion

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de notre étude expérimentales concernant le refroidissement des tubes lisse et à ailettes placés dans une enceinte de parois en polystyrène, voir figure (3.1.). Ces tubes sont ventilés par 4 ventilateurs ayant la même puissance (13/12W). Le premier tube a un diamètre extérieur 28 mm et il est entouré de 150 ailettes de 35 mm de diamètre extérieur. Le deuxième tube est lisse de diamètre 28mm.

4.2 Validation des résultats :

Les résultats du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh sont rapportés sur le tableau (4.1) (4.2). Le nombre de Rayleigh a été calculé en utilisant les équation (2.12), (2.13).

Le nombre de Nusselt ont été déterminé à partir des équations (2.15), (2.16) et (2.17) et le nombre de Richardson par l'équation (2.19).

Avons d'exposer les résultats obtenus, une comparaison entre nos résultats et ceux des corrélations trouvées dans la littérature a été faite. On constate une bonne concordance entre les valeurs du nombre du Nusselt basé sur l'espacement entre les ailettes.

Tableau.4.1. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des corrélations (Corr) ; tube liss; débit=0.0266.

Débit=0.0266											
Tube Liss											
	ρ_s [kg/m ³]	V_s [m/s]	Re	Gr	Ri	Ra_d	Nu (Calc) d	Te [°C]	Ts [°C]	Tp [°C]	T_∞ [°C]
V=0 [m/s]	1.168	/	/	$1.32 \cdot 10^5$	/	$9.52 \cdot 10^4$	40.94	72.49	70.85	71.59	19.48
V=0.75 [m/s]	1.166	0.097	165.06	$1.25 \cdot 10^5$	4.60	$9.067 \cdot 10^4$	47.47	72.02	70.21	71.11	21.51
V=2.65 [m/s]	1.160	0.34	575.61	$1.27 \cdot 10^5$	0.38	$9.30 \cdot 10^4$	51.10	72.21	70.21	71.2	20.29

Tableau.4.2. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des corrélations (Corr) ; tube à ailette ; débit=0.0266.

Débit=0.0266											
Tube à ailette											
	ρ_s [kg/m ³]	V_s [m/s]	Re	Gr	Ri	Ra_s	Nu (calc)s	Te [°C]	Ts [°C]	Tp [°C]	T_∞ [°C]
V=0 [m/s]	1.159	/	/	$1.28 \cdot 10^5$	/	14.30	0.613	72.49	69.47	70.83	19.48
V=0.75 [m/s]	1.153	0.0978	164.57	$1.215 \cdot 10^5$	4.48	13.68	0.6	72.02	69.06	70.63	21.51
V=2.65 [m/s]	1.145	0.349	583.21	$1.22 \cdot 10^5$	0.359	13.94	0.606	72.21	68.49	70.34	20.29

Chapitre 4 : résultats et discussion

Tableau.4.3. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des corrélations (Corr) ; tube liss ; débit=0.056.

Débit=0.056											
Tube Liss											
	ρ_s [kg/m ³]	V_s [m/s]	Re	Gr	Ri	Ra_d	Nu	Te [°C]	Ts [°C]	Tp [°C]	T_∞ [°C]
V=0 [m/s]	1.162	/	/	$1.32 \cdot 10^5$	/	$9.66 \cdot 10^4$	16.06	74.55	74.24	74.39	21.53
V=0.75 [m/s]	1.162	0.08 8	149.2 3	$1.181 \cdot 10^5$	5.30 4	$8.59 \cdot 10^4$	23.89	70.23	69.82	70.02	23.02
V=2.65 [m/s]	1.161	0.32 6	552.3 8	$1.22 \cdot 10^5$	0.40 1	$8.92 \cdot 10^4$	49.93	71.74	70.85	71.29	22.48

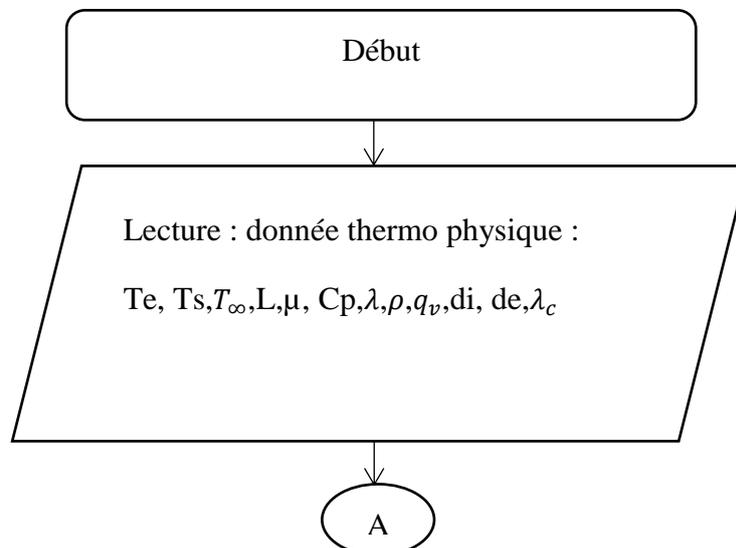
Tableau.4.4. Le nombre du Nusselt obtenu dans cette étude (Calc) et celui des corrélations (Corr) ; tube à ailette ; débit=0.056.

Débit=0.056											
Tube à ailette											
	ρ_s [kg/m ³]	V_s [m/s]	Re	Gr	Ri	Ra_s	Nu (calc)s	Te [°C]	Ts [°C]	Tp [°C]	T_∞ [°C]
V=0	1.152	/	/	$1.28 \cdot 10^5$	/	14.539	0.63	74.55	72.8 9	73.7 1	21.5 3
V=0.75	1.142	0.09 0	150.00	$1.128 \cdot 10^5$	5.01	12.95	0.605	70.23	68.7 8	69.5 0	23.0 2
V=2.65	1.139	0.33 3	553.55	$1.160 \cdot 10^5$	0.37	13.388	0.69	71.74	69.3 4	70.5 3	22.4 8

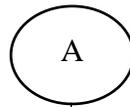
4.3 Tube à ailette

4.3.1 Calcul la température de paroi :

Pour calculer la température de la paroi nous avons utilisé cet organigramme :



Chapitre 4 : résultats et discussion



Calcul de la surface d'échange et la surface du tube :

$$A = \pi \cdot d_i \cdot L$$

$$A_t = \pi \cdot \left(\frac{d_i^2}{4}\right)$$



Calcul de la température moyen et la vitesse :

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$

$$V = \frac{q_v \cdot 10^{-3}}{A_t}$$



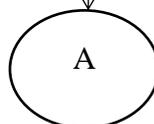
Calcul de la température moyen nombre de Reynold et Prandtl :

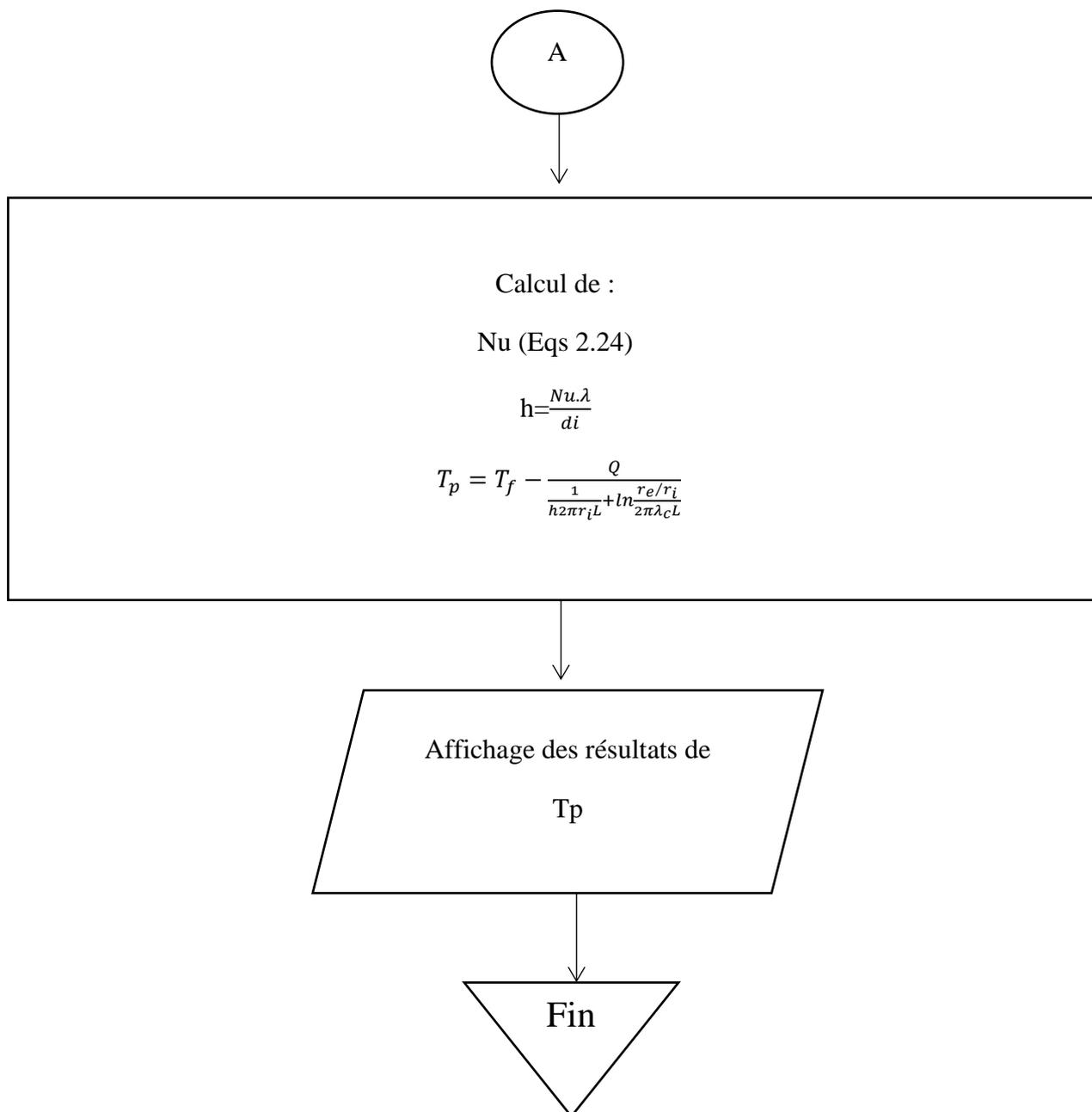
$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu}, \quad Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$



Calcul du flux de chaleur :

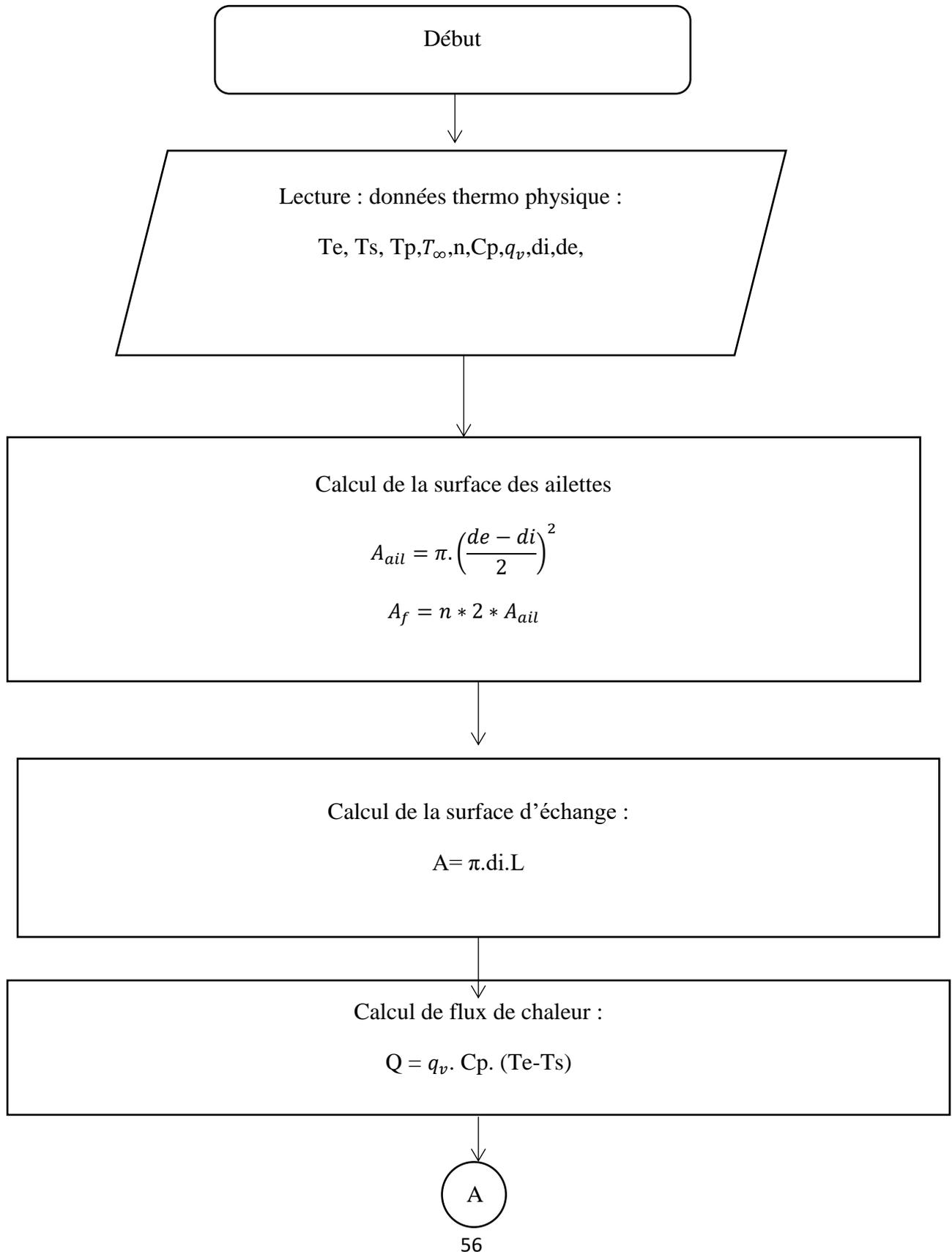
$$Q = q_v \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)$$

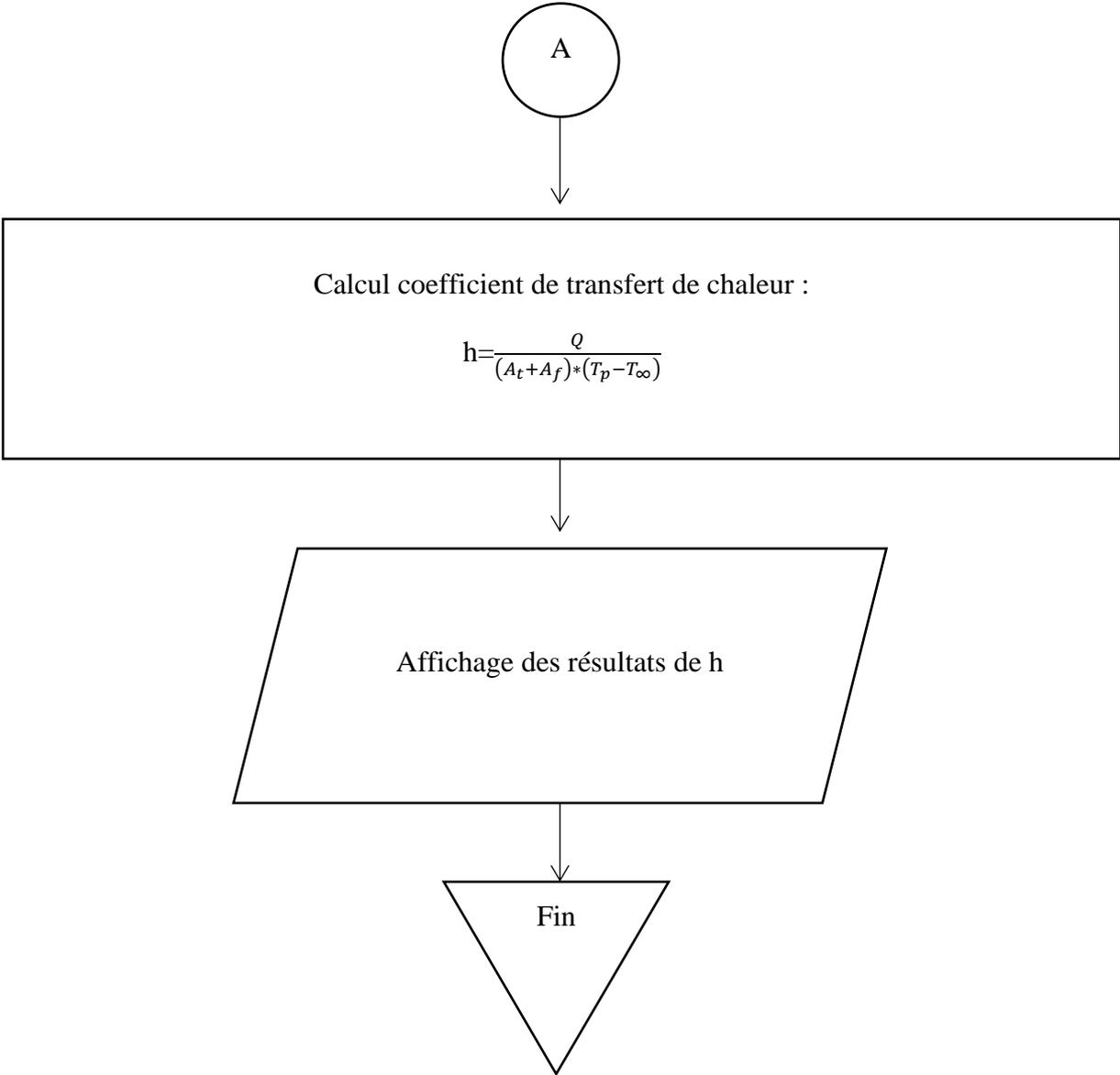




4.3.2 Calcul du coefficient de transfert de chaleur :

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur a été fait en suivant cet organigramme :





Chapitre 4 : résultats et discussion

4.3.3 Performances thermiques du tube à ailette :

4.3.3.1 Effet du nombre de Reynolds :

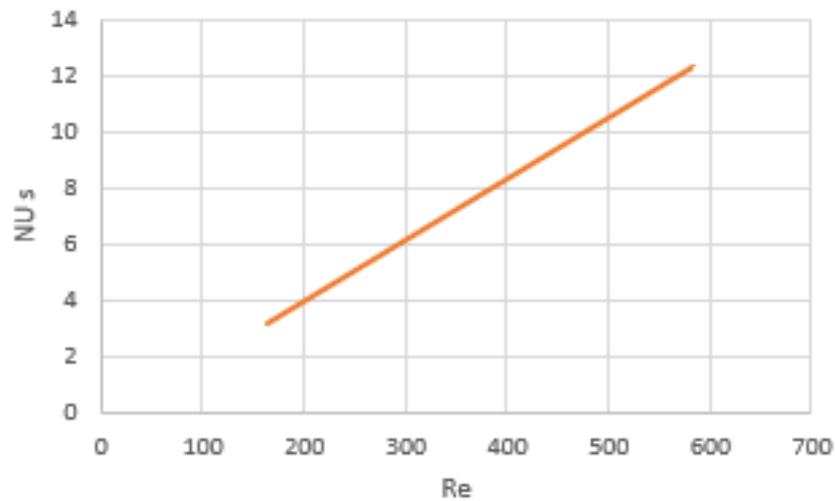


Figure 4.1. Variation du Nusselt avec le nombre de Reynolds.

La figure (4.1) montre la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds on constate que la variation du nombre du Nusselt est croissante en chaque augmentation du nombre de Reynolds.

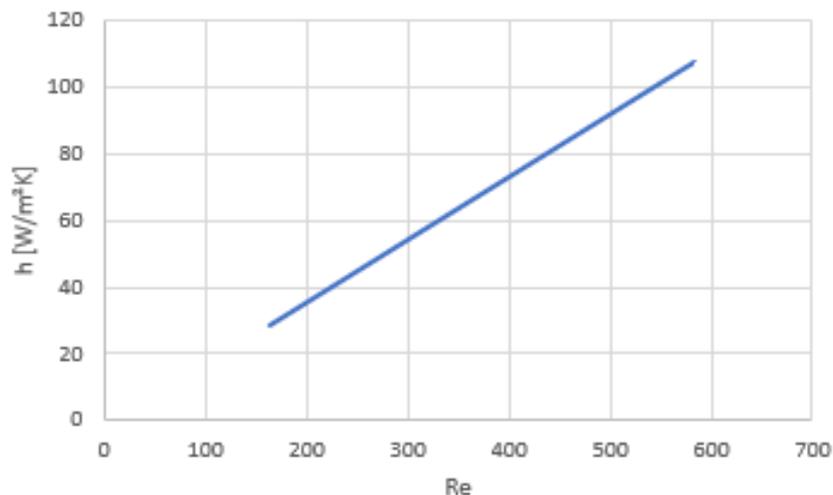


Figure 4.2. Variation du coefficient de transfert de chaleur avec nombre de Reynolds.

La figure (4.2) montre la variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds. En accord avec la réalité, on constate que la variation du coefficient de transfert de chaleur est croissante en fonction de nombre de Reynold, à chaque fois qu'on augmente la valeur

Chapitre 4 : résultats et discussion

du nombre de Reynolds on remarque une augmentation au niveau des valeurs du coefficient de transfert de chaleur.

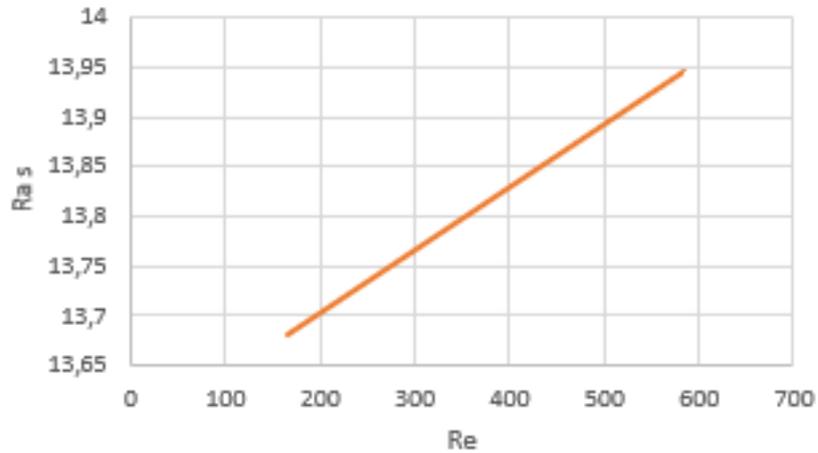


Figure 4.3. Variation du Rayleigh avec le nombre de Reynolds.

La figure (4.3) décrit la variation du nombre de Rayleigh en fonction du nombre de Reynolds. On remarque qu'il y a une augmentation de nombre de Rayleigh avec le nombre de Reynold. Cela peut s'expliquer par la diminution de la température de la paroi extérieure du tube en augmentant la vitesse de l'air. Par conséquent, la différence des températures parois-air augmente.

4.3.3.2 Effet du nombre de Rayleigh :

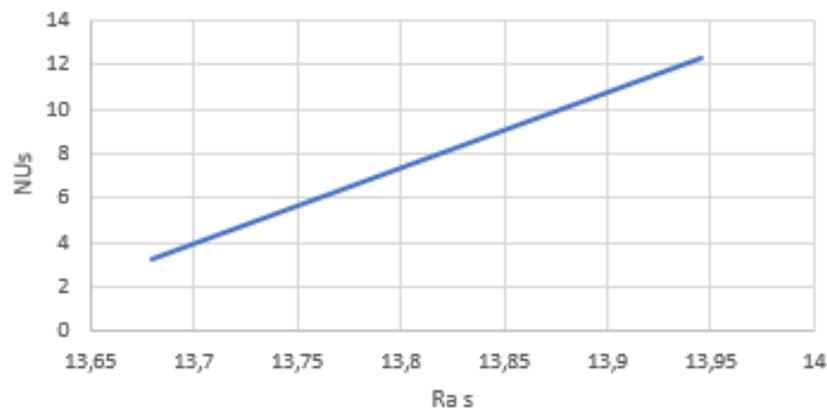


Figure 4.4. Variation du Nusselt avec nombre de Rayleigh, cas tube à ailettes.

La figure (4.4) ci-dessus montre la variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh. Nous observons qu'il y a une augmentation de celui ci avec l'augmentation de Rayleigh. Ceci s'interprète physiquement par le fait que l'augmentation de la différence entre la

Chapitre 4 : résultats et discussion

température de la paroi et celle de l'air accélère l'écoulement de l'air. Par conséquent, le coefficient d'échange thermique et le nombre de Nusselt augmente.

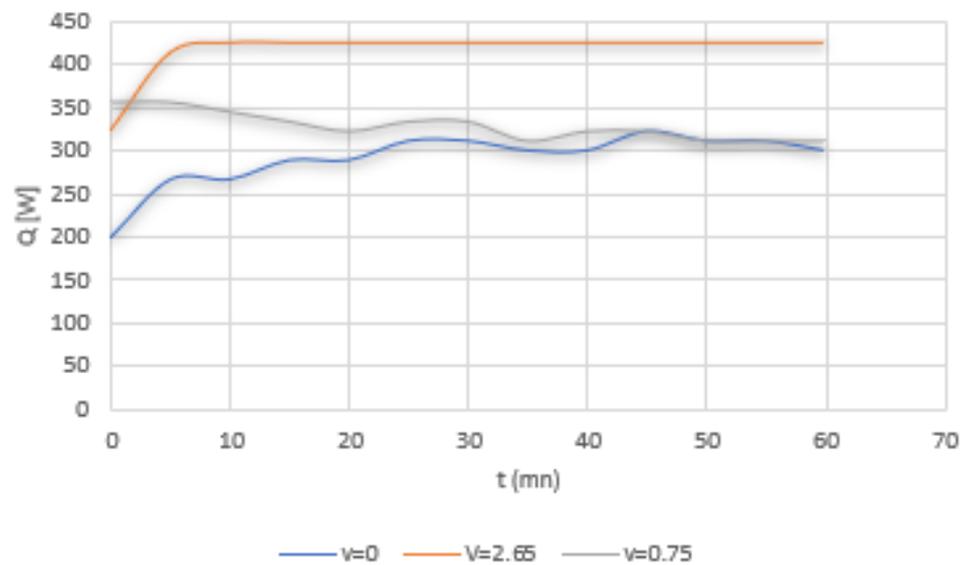


Figure 4.5. Comparaison entre les variations du flux de chaleur avec les vitesses.

D'après la figure (4.5) on constate que la variation du flux de chaleur en fonction des vitesses est toujours supérieure dans le cas de la vitesse égale 2.65 [m/s]. On remarque qu'il y a une augmentation de flux avec le temps jusqu'à une certaine valeur $Q=424.23$ [w], à partir de laquelle il demeure constante atteindre (état stationnaire).

4.4 Tube lisse :

4.4.1 Performances thermiques du tube lisse :

4.4.1.1 Effet du nombre de Reynolds :

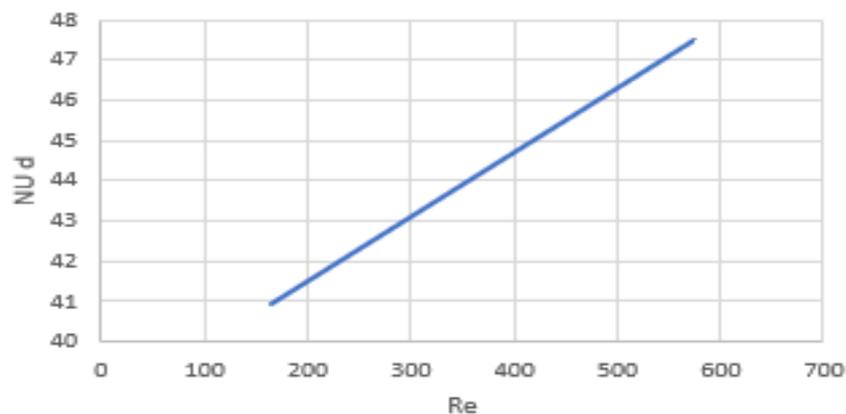


Figure 4.6. Variation du Nusselt avec le nombre de Reynolds.

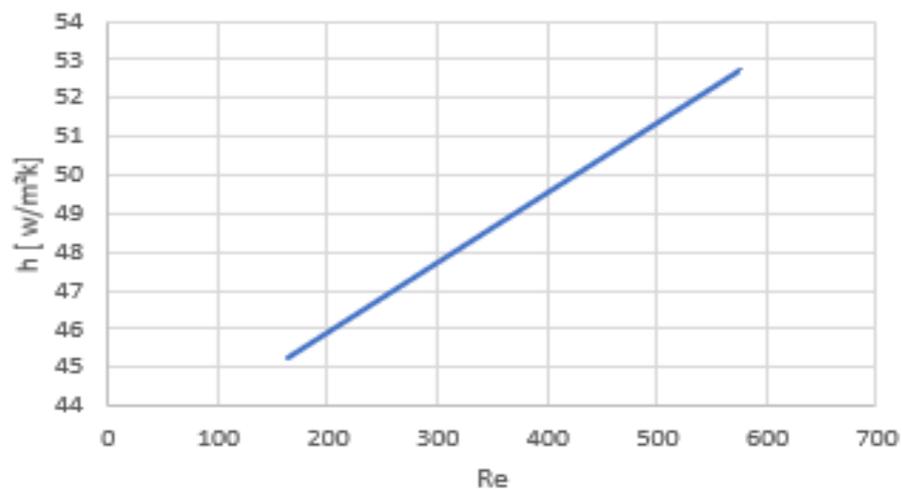


Figure 4.7. Variation du coefficient de transfert de chaleur avec le nombre de Reynolds cas de tube lisse.

D'après les figures (4.6, 4.7) on constate que la variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds et de coefficient de transfert de chaleur en fonction de Reynold, Où nous observons qu'il y a une augmentation de nombre de Nusselt et du coefficient de transfert avec augmentation du nombre Reynolds.

4.4.1.2 Effet du nombre de Rayleigh :

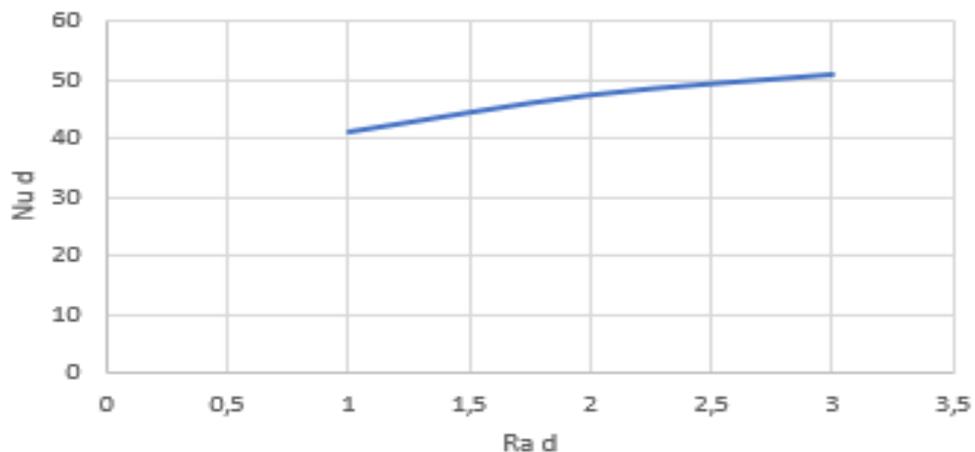


Figure 4.8. Variation du Nusselt avec le nombre de Rayleigh.

La figure (4.8) traduit la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, C'est comme dans le cas des tubes à ailettes, nous observons qu'il y a une augmentation de Nusselt avec l'augmentation de Rayleigh. On peut interpréter ceci par la même interprétation faite dans la section.

4.5 Comparaison des performances des tubes lisse et à ailettes :

Les figures 4.2 et 4.7 montre bien que le tube à ailette échange la chaleur mieux que le tube lisse. Par exemple pour le nombre de Reynolds 300, on remarque une augmentation de coefficient de transfert de chaleur de 15 %.

Conclusion générale

Conclusion générale :

L'une des principaux objectifs de ce travail est la compréhension du phénomène de la convection mixte, qui représente une section importante du champ d'étude de transfert de chaleur.

Pour aboutir à ce but, on a effectué les travaux suivants :

- Réalisation d'un banc d'essai expérimental d'un échangeur de chaleur qui nous permet de mener l'études de la convection (mixte, naturelle) autour des tubes à ailettes.
- Comparaison des performances thermiques de deux tubes déferents : tube lisse et tube à ailettes circulaires positionnés horizontalement. Ces tubes sont placés dans une enceinte de parois en polystyrène et ils sont ventilés par 4 ventilateurs.

Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux des travaux trouvés dans la littérature. Nous avons constaté qu'ils sont proches les uns des autres. On constate d'après ces résultats que :

- Le coefficient de transfert de chaleur, le nombre de Nusselt et le flux de chaleur évacué à l'ambient augmente avec le nombre de Rayleigh ce qui correspond avec les résultats des corrélations utilisées par les thermiciens.
- C'est comme dans le cas de la convection libre ou forcée, la présence des ailettes améliore très bien le transfert de chaleur.

Enfin, plusieurs développements futurs basés sur ce travail sont donc envisageables pour mener des études et des recherches sur les différents types d'échangeurs de chaleurs. L'échangeur qu'on a réalisé peut-être exploité par les étudiants au niveau du département de Génie Mécanique dans leurs travaux pratiques.

Bibliographiques

- [1] Yves Jannot, « les échangeurs de chaleur », Ecole des Mines de Nancy, Département EPT, 2016
- [2] Mr. Farouk Tahrouf, « Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes », thèse de doctorat, Université El Hadj Lakhder, Batna, 2016
- [3] A. Haddad, (2001). Transfert thermiques, Edition Dar -El- Djazairia, Alger
- [4] B. Eyglunet, (1997). "Manuel de thermique : théorie et pratique", Hermes science publication, Paris, France
- [5] Laplante G, Bernier M, « Convection mixte défavorable et conjuguée dans un tube vertical », J. Heat Mass Transfer, vol. 40, No, 15, pp. 3527-3536, 1997
- [6] Marchio D, Reboux P, « cours Introduction aux transferts thermiques », École des mines de Paris, ParisTech, 2008.
- [7] : S. SADDAM, Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptique creuse. Thèse de Master Université de M'sila. 2015
- [8] Mon Mi Sandar, Gross Ulrich. « numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers » International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.47, pp. (1953–1964), 2004
- [9] Abdelmoumene Hakim Benmachiche, « Estimation du coefficient d'échange thermique local sur des ailettes circulaires planes d'un tube d'échangeur de chaleur à faisceau aligné ou quinconce », thèse de doctorat, Université Mohamed Khider, Biskra, 2012
- [10] Nora Boultif, « Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent et transitoire », thèse de doctorat, Université Mohamed Khider, Biskra, 2017
- [11] E. M. A. Mokheimer, « Performance of annular fins with different profiles subject to variable heat transfer coefficient », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, pp (3631–3642), 2002
- [12] D. H. Lee, J. M. Jung, J. H. Ha, And Y. I. Cho, « Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger », International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 39, pp. 161-166, 2012
- [13] S. Vintrou, D. Bougeard, S. Russeil, R. Nacereddine, And J.-L. Harion. « Quantitative infrared investigation of local heat transfer in a circular finned tube heat exchanger assembly »
- [14] Z. Guo, N.K. Anand, « Three-Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region », Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31, pp (21-30), 1997

Bibliographiques

- [15] Abdeslam OMARA, IMAKHLAF, Anis. *Analyse d'un problème inverse de conduction-convection forcée dans un échangeur de chaleur*. 2018. PhD Thesis.
- [16] Z.X. Yuan, W.Q.Tao « Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream wise-periodic rod disturbances », *Int. J.Numerical Methods in Fluids*, Vol. 28, pp (1371-87), 1998
- [17] Laboratoire de Modélisation en Mécanique CNRS UMR 7607 -- Université Paris VI Jussieu.
- [18] S. Vintrou, D. Bougeard, S. Russeil, R. Nacereddine, And J.-L. Harion. «Quantitative infrared investigation of local heat transfer in a circular finned tube heat exchanger assembly»
- [19] https://fr.wikipedia.org/wiki/Nombre_de_Prandtl, 26/01/2019, 16 :46
- [20] Jnana Ranjan Senapati*, Sukanta Kumar Dash, Subhranshu Roy. «3D numerical study of the effect of eccentricity on heat transfer characteristics over horizontal cylinder fitted with annular fins»,*International Journal of Thermal Sciences* 108 (2016) 28e39
- [21] Han-Taw Chen *, Wei-Lun Hsu. « Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.50, pp (1750–1761),2007.
- [22] https://fr.wikipedia.org/wiki/Nombre_de_Rayleigh,26/01/2019, 16:45
- [23]<https://www.technologuepro.com/cours-transfert-thermique/chapitre-3-convection-thermique>
- [24] Department of Mechanical Engineering, Aeronautical Engineering and Mechanics, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY 12180-3590
- [25] Shome, Biswadip. "Mixed convection laminar flow and heat transfer of liquids in horizontal internally finned tubes." *Numerical Heat Transfer, Part A Applications* 33.1 (1998): 65-83.
- [26] Mi Sandar Mon, Ulrich Gross “ Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers”*International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 1953–1964

Annexe

1) Propriétés physiques de l'air, de l'eau et de l'aluminium :

Les propriétés physiques suivantes de l'air sont considérées constantes :

- $\rho = 1.177 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
- $c_p = 1006 \left[\frac{J}{Kg.K} \right]$
- $\lambda = 0.0262 \left[\frac{W}{m.K} \right]$
- $\mu = 1.85 \cdot 10^{-5} \left[\frac{Kg}{m.s} \right]$

Les propriétés physiques de l'eau sont :

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot a$	Pr
°C	kg.m ⁻³	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹	Pa.s ⁻¹	m ² .s ⁻¹	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

Les propriétés physiques de l'aluminium constituant leurs ailettes sont :

- $\rho = 2719 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
- $c_p = 871 \left[\frac{J}{Kg.K} \right]$
- $\lambda = 202.4 \left[\frac{W}{m.K} \right]$

2) Conductivité thermique de cuivre $\lambda = 350 \left[\frac{W}{m.K} \right]$

ملخص

يتضمن هذا العمل دراسة مبادل حراري ذو جنيحات دائرية الشكل يخضع للحمل الحراري المختلط. لذلك قمنا في هذا العمل بإنجاز نموذج تجريبي لمبادل حراري يتكون من أنبوب مزود بجنيحات دائرية، وأنبوب أملس موضوعان أفقياً يتعرضان لجريان الهواء بسرعات مختلفة. ثم قمنا بدراسة الخصائص الحرارية لكل أنبوب في مجال الحمل الحراري المختلط في تدفقات مختلفة. من خلال النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها ، قمنا بحساب معامل التبادل الحراري ورقم نيوستل كدالة لأرقام رايلي و رينولدز. من أجل التحقق من دقة حساباتنا والنتائج التي تحصلنا عليها قارنا نتائجنا مع نتائج العلاقات الموجودة في المراجع.

كلمات مفتاحية: مبادل حراري، جنيحات دائرية، حمل حراري مختلط

Résumé

Le présent travail concerne une étude expérimentale des échangeurs de chaleur tubulaires opérant en convection mixte. Les applications ont été faites sur un tube à ailettes et un autre tube lisse. Les deux tubes ont été soumis à différents régimes d'écoulement d'air. Avec les résultats expérimentaux obtenus nous avons calculé le coefficient d'échange thermique et le nombre de Nusselt en fonction des nombres de Rayleigh et Reynolds. Pour mieux apprécier la fiabilité et l'exactitude de nos calculs, nous avons confronté nos résultats avec ceux des corrélations.

Mots clés : échangeur thermique, tube à ailettes, convection mixte

Abstract

The present work concerns an experimental study of tubular heat exchangers operating in mixed laminar convection. The applications were made on a finned tube and another smooth tube exposed to various flow regimes. With the experimental results obtained we calculated the heat exchange coefficient and the Nusselt number as a function of the Rayleigh and Reynolds numbers. To better appreciate the reliability and accuracy of our calculations, we compared our results with those of the correlation.

Key words : heat exchanger , finned tube , mixed convection