

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° :...../2018.....



DOMAINE : Sciences de la matière

FILIERE : Physique

OPTION Physique Energétique
et Energies Renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par: REZZIG Amina

Intitulé

**Etude énergétique comparative d'un échangeur
de chaleur de tubes à ailettes annulaires**

Soutenu le 25 /06 /2018 devant le jury composé de:

Pr. SIABDALLAH Mayouf	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Président
Dr. TAHROUR Farouk	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Rapporteur
Dr. BOURASSE Abdelkarime	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Examineur

Année universitaire : 2017/2018

يقول العماد الأصفهاني

لله إني رأيت انه لا يكتب احد كتابا في يومه إلا قال في غده

لو غير هذا لكان أحسن

و لو زيد هذا لكان يستحسن

و لو قدم هذا لكان أفضل

و لو ترك هذا لكان أجمل لله

و هذا من أعظم العبر

وهو دليل على استيلاء النقص على جملة البشر

فالكمال لله وحده.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

Aux personnes les plus chères a mon cœur et qui ont attendu avec patience les fruits de leur
bonne éducation:

A mes chères parents que lieu les gardent pour moi

A ma mère **FAYZA** et mon père **NOUR ELDINE**

Pour leur patience et leur amour

Mes frères et mes sœurs

Et je dédie ce mémoire particulièrement à mon encadreur « **TAHROUR FAROUK** »

A tout mes enseignants par son nom

Tout mas famille

A tout mes amis

A touts mes collègues chacun par son nom

A chaque personne qui m'a aidée

Remerciement

Je remercie dieu puissant qui moi donnée le pouvoir, le courage et la patience à l'élaboration de cet œuvre.

Je remercie profondément : mon encadreur Mr : « TAHROUR FAROUK » tous les enseignants de notre spécialité physique énergétique.

Je tiens aussi à remercier le Docteur Mayouf SIABDALLAH de pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma soutenance, et le Docteur Abdelkarime BOURASSE de l'université Mohammed BOUDIAF de M'sila, pour avoir accepté d'examiner mon travail de mémoire.

Je remercier finalement tout qui a participer de loin ou de proche pour terminer ce travail.

Sommaire

Sommaire.....	i
Liste des figures	iii
Nomenclature	v
Introduction générale	1
Chapitre 1 Introduction au domaine des échangeurs de chaleur	
1.1 Introduction	3
1.2 Définition de l'échangeur de chaleur	3
1.3 Principe de fonctionnement	3
1.4 Critères de classement des échangeurs	4
1.4.1 Type de contact	4
1.4.2 Classement suivant la direction des écoulements	4
1.4.3 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	5
1.4.4 Classement suivant la construction de la géométrie	5
1.4.4.1 Les échangeurs à tube coaxial	5
1.4.4.2 Echangeur compacts	6
1.4.4.3 Echangeur à ailettes	6
1.4.4.4 Echangeur à tube U	7
1.4.4.5 Echangeur à plaques	7
1.5 Coefficient d'échange global	7
1.6 Méthodes de calcul thermique des échangeurs	8
1.6.1 Méthode DTLM	8
1.6.2 Méthode NUT	9
1.7 Efficacité d'un échangeur de chaleur	9
1.8 Généralités sur les ailettes	10
1.8.1 Définition d'une ailette	10
1.8.2 Différents types d'aillettes	11
1.8.2.1 Ailettes continues	11
1.8.2.2 Ailettes indépendantes	12
1.8.3 Efficacité de l'ailette	14
1.9 Analyse de l'effet des paramètres géométriques.....	14
1.9.1 Effet de la géométrie d'ailette	15
1.9.1.1 Ailettes continues	15

1.9.1.2 Ailettes annulaires	16
1.9.1.3 Ailettes dentelées	17
1.9.2 Effet de diamètre extérieur des tubes	18
1.9.3 Effet du nombre de rangées	20
1.9.4 Effet de l'espacement entre ailettes	21
1.9.5 Effet de matériau et de l'épaisseur des ailettes	24
1.9.6 Effet de l'espacement entre tubes	24
Références bibliographiques	26

Chapitre 2 Approche numérique

2.1 Introduction	29
2.2 Equations gouvernant les problèmes étudiés	29
2.3 Nombres adimensionnelles utilisés	30
2.4 Méthode de résolution	30
2.4.1 Méthode des volumes finis	31
2.5 Présentation de « Fluent »	32
2.6 Les différentes étapes de l'approche numérique	32
2.7 Domaine de calcul	34
2.8 Maillage	36
2.9 Conditions aux limites	38
2.10 Définition des propriétés physiques.....	38
Référence	39

Chapitre 3 Résultats

3.1 Evaluation du coefficient d'échange thermique et des pertes de charge	40
3.2 Résultats	40
3.2.1 Effet de la forme des ailettes	40
3.2.2 Effet de l'arrangement des tubes	45
Conclusion générale	47

Liste des figures

Figure 1.1.	principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur: exemple simplifié, analogie électrique et notations principales.....	4
Figure 1.2.	Types d'échangeurs suivant la direction des échangeurs.....	5
Figure 1.3.1.	Echangeur tubulaire à courant Parallèle.....	5
Figure 1.3.2.	Echangeur à tube à contre Courant.....	5
Figure 1.4.	Echangeur compact à courant croisé.....	6
Figure 1.5.	Echangeur de chaleur à plaque.....	7
Figure 1.6.	Exemple d'une surface à ailette.....	10
Figure 1.7.	Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes planes, (b) ailettes ondulées lisses, (c) ailettes ondulées interrompues.....	11
Figure 1.8.	Ailettes annulaires circulaires.....	12
Figure 1.9.	Configurations des ailettes annulaires : (a) ailettes annulaire (b) ailette spiralée.....	13
Figure 1.10.	Ailette longitudinales.....	14
Figure 1.11.	Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique.....	15
Figure 1.12.	Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace.....	17
Figure 1.13.	Géométries d'ailettes: (a) ailette dentelée avec vrillage (b) ailette dentelée sans vrillage (c) ailette pleine.....	18
Figure 1.14.	Effet de diamètre extérieur des tubes sur : (a) la chute de pression, (b) le coefficient de transfert convectif.....	19
Figure 1.15.	Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ($Re=3000$).....	20
Figure 1.16.	Effet du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement.....	21
Figure 1.17.	Effet de diamètre extérieur des tubes sur le coefficient de transfert convectif et la chute de pression.....	22
Figure 1.18.	Effet du pas d'ailettes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.....	23
Figure 2.1	Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées des ailettes circulaire pour deux arrangement : (a) arrangement linéaire, (b) arrangement quinconcé.....	35

Figure 2.2.	Section longitudinale du domaine de calcul	35
Figure 2.3.	Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées des ailettes carrée pour deux arrangement : (a)arrangement linge, (b)arrangement quinconce.....	36
Figure 2.4.	Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes annulaires.....	37
Figure 3.1.	Variation le taux de transfert de chaleur avec la vitesse d'air pour l'arrangement en ligne.....	41
Figure 3.2.	Variation de la chute de pression avec la vitesse d'air pour arrangement en ligne.....	42
Figure 3.3.	Variation le taux de transfert de chaleur avec la vitesse d'air pour l'arrangement en quinconce.....	43
Figure 3.4.	Variation de la chute de pression avec la vitesse d'air pour l'arrangement en quinconce	43
Figure 3.5.	Ligne isothermes pour les deux formes d'ailettes : (a) Ailettes circulaire et (b) Ailette carrée avec ($V=9\text{m/s}$).....	44

Liste des tableaux

Tableau 1.1	Avantages et inconvénients d'un échangeur à ailettes	6
Tableau 1.2	Avantages et inconvénients d'un échangeur à tubes en U.....	7
Tableau 3.1	Effet de l'arrangement des tubes sur les pertes de charge.....	45
Tableau 3.2	Effet de l'arrangement des tubes sur le flux thermique échangé.....	46

Nomenclature

Symboles Latins	Signification	Unité
A	Surface	[m ²]
C_p	Chaleur spécifique	[J / (Kg . K)]
d_a	Diamètre d'ailette	[m]
d_t	Diamètre de tube extérieur	[m]
E	Epaisseur d'ailette	[m]
F	Facteur correctif	[/]
h	Coefficient de transfert convectif	[W/m ² .K]
h_a	Hauteur des ailettes	[m]
\dot{m}	Débit massique de fluide	[Kg/s]
P	Pression	[Pa]
ΔP	Perte de charge	[Pa]
P_l	Pas longitudinal des tubes	[m]
P_t	Pas transversal des tubes	[m]
S	Pas d'ailettes	[m]
T	Température	[K]
ΔT	Différence de température	[K]
T_0	Température de paroi	[K]
T_c^{ent}	Température d'entrée du fluide chaude	[K]
T_c^{sor}	Température de sortie du fluide chaude	[K]
T_f^{ent}	Température d'entrée du fluide froide	[K]
T_f^{sor}	Température de sortie du fluide froide	[K]
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmiques moyenne	[K]
V	Vitesse moyenne du fluide	[m/s]
x, y, z	Variable d'espace	[m]

Lettre grecques

Symboles	Signification	Unité
η_a	Efficacité de l'ailette	[/]
λ	Conductivité thermique	[W/m. K]
ε	Dissipation de l'énergie turbulente	[s ² /m ²]
μ	La viscosité dynamique	[Kg/m. s]
ν	La viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]
φ	Flux de chaleur	[W]

Indice

Indice	Signification
a	ailette
C	Chaude
ent	entrée
f	Froid
LM	Logarithmique moyenne
Max	Maximale
Min	Minimal
p	Paroi
Sor	Sortie
NUT	Nombre d'unité de transfert

Nombre adimensionnels

NUT	Nombre d'unité de transfert	$NUt = \frac{U A}{C_{min}}$
Nu	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h L}{\lambda}$
Pr	Nombre de Prandlt	$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{V D}{\mu}$

Introduction générale

Un échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations énergétiques. Ils sont utilisés dans de nombreux domaines à savoir (automobile, climatisation, chauffage, ...etc). La diversité des domaines d'applications des échangeurs thermiques entraîne un foisonnement de formes géométriques (tubulaires, multitubulaires, plaques, à ailettes, etc.). L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. La transmission de chaleur dans ces appareils est réalisée par : L'échange de chaleur entre le fluide chaude et une paroi séparatrice par convection thermique, l'échange de chaleur par conduction thermique à travers la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide froid par convection de chaleur.

Les contraintes du marché relatives au développement de ces échangeurs s'expriment en termes de réduction des coûts d'investissements de fabrication, de gain d'espace et d'amélioration de l'efficacité énergétique. Elles conduisent inévitablement à fabriquer des échangeurs thermiques de plus en plus compacts et à explorer diverses techniques d'intensification des échanges thermiques.

De nombreuses techniques d'intensification utilisées dans les échangeurs fonctionnant en mode sec permettent soit d'augmenter la surface d'échange, soit d'augmenter le transfert de chaleur à la paroi par modification de la structure de l'écoulement à proximité de la paroi.

Selon la compréhension traditionnelle du mécanisme de perfectionnement de transfert de chaleur, l'idée conventionnelle adoptée dans les surfaces d'ailettes est de distordre la structure de l'écoulement et de diminuer la taille de la couche limite. Cependant, la majorité des ailettes à rendement thermique élevé, telles que les ailettes ondulées, les ailettes perforées et les ailettes à générateurs des tourbillons sont suivies par des chutes de pression remarquables. En effet, une étude thermique d'un échangeur doit être nécessairement complétée par une autre étude dynamique. Pour éviter les chutes de pressions importantes ainsi qu'en raison de leur simple configuration, leur fabrication facile et leur bonne fiabilité, les échangeurs à ailettes annulaires sont couramment employés dans les applications technologiques.

La présente étude s'inscrit dans le cadre d'une étude énergétique comparative entre deux formes géométrique d'ailette, une ailette circulaire et une ailette carrée. Une série des

simulations numérique ont été effectués afin de voir et comparer entre les caractéristiques thermique et dynamique de ces deux configuration d'échangeur. La simulation numérique a été réalisé par le code de calcul commercial "FLUENT 6.2". Les résultats obtenus, au cours de cette étude, ont été présentés et analysé sous forme des courbes et des tableaux. La première forme contient une ailette circulaire et l'autre forme à une ailette carrée est tout ça pour un but de la comparaison entre les deux, pour voir l'effet des différents paramètres géométriques sur le flux de chaleur et le perte de charge, et leur arrangement soit en lignée ou décalée.

Le présent manuscrit comporte trois chapitres:

Dans la première partie de ce chapitre, on a donné des notions de base concernant la conception des échangeurs thermiques. La deuxième partie présente un état de l'art très important concernant l'effet de plusieurs paramètres géométriques sur les performances thermique et dynamique de l'échangeur de chaleur.

Le deuxième chapitre consacré à la présentation de la méthode de simulation par le code de calcul Fluent 6.2. L'explication générale de la modélisation numérique (par la méthode des volumes finis) d'un écoulement incompressible du fluide avec un transfert de chaleur associé complète cette présentation.

Le troisième et le dernière chapitre de ce manuscrit rapporte les résultats numériques liées aux deux configurations d'ailettes étudiés dans notre travail. Les résultats sont présentés sous formes des graphes et des tableaux.

Ces trois chapitres sont clôturés par une conclusion générale où les principaux résultats numériques tirés de notre étude seront présentés brièvement.

1.1 Introduction

Dans ce chapitre nous avons rappelé les définitions et les caractéristiques essentielles des échangeurs de chaleur. Nous avons présenté ensuite une recherche bibliographique détaillée sur l'effet des différents paramètres géométriques sur les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de tubes ailetés.

1.2 Définition de l'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus à des températures différentes. Dans un échangeur thermique, le fluide chaude et le fluide froid sont, généralement, séparés par une paroi solide bien adaptée. Comme principe, la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Exemples: radiateur d'automobile, évaporateur et condenseur d'un climatiseur, ...etc.

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique entre deux fluides (flux de chaleur perdu par le fluide chaude et le flux de chaleur gagné par le fluide froid) :

$$\varphi = \dot{m}_c C_{p,c} (T_c^{ent} - T_c^{sor}) = \dot{m}_f C_{p,f} (T_f^{sor} - T_f^{ent}) \quad (1.1)$$

Une seconde expression du flux de chaleur est déterminée en concevant un échange direct entre les deux fluides (le fluide chaud et le fluide froid) et en introduisant l'expression des résistances thermiques en série :

$$\varphi = U A \Delta T \quad (1.2)$$

Le rapport $\frac{1}{U}$ (Eq.1-1.2) représente la résistance thermique globale à l'échange.

1.3 Principe de fonctionnement

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs) voir la figure (1.1). L'échange de chaleur entre les deux fluides suit trois étapes:

- Transfert de chaleur par convection du fluide chaude vers la paroi;
- Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi;
- Transfert de chaleur par convection de la paroi vers le fluide froid [1].

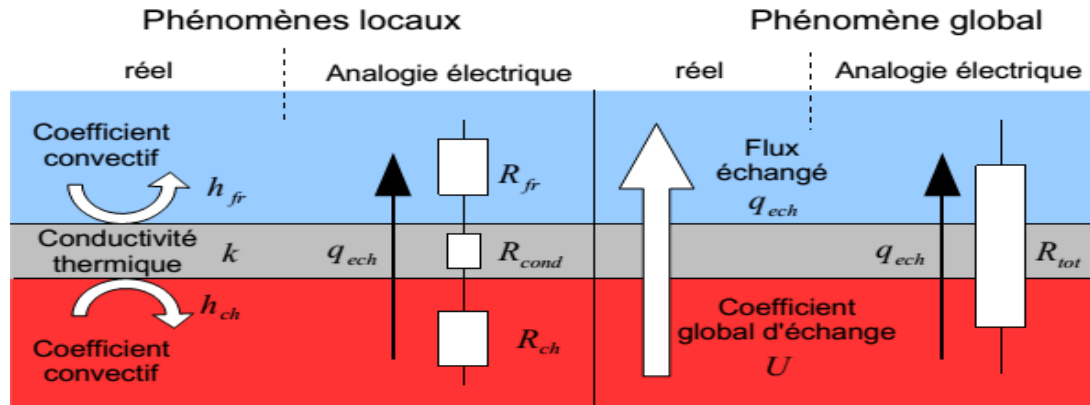


Figure 1.1 : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur: exemple simplifié, analogie électrique et notations principales [2].

1.4 Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des d'échangeurs thermiques.

1.4.1 Type de contact

Échangeur a contact direct: Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Échangeur a contact indirect: Les fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi [3].

1.4.2 Classement suivant la direction des écoulements

Dans les échangeurs a fluides séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en trois catégories voir la figure ci-dessous:

- Même sens « Co-courants ».
- Sens contraire « Contre-courants ».
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un a l'autre; il s'agit cette fois de « Courant Croisés » [3].

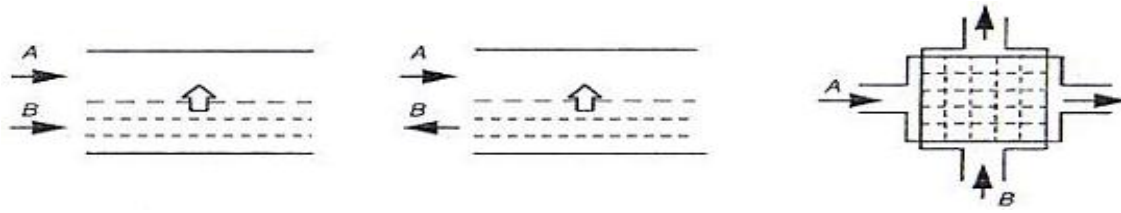


Figure 1.2 : Types d'échangeurs suivant la direction des écoulements [4].

1.4.3 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi:

- 1- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium.
- 2- Les échangeur non métallique en plastique, céramique, verre,...etc [3].

1.4.4 Classement suivant la construction de la géométrie

Il existe plusieurs configuration des échangeurs de chaleur : échangeurs tubulaires (tube, coaxial, échangeur multitubulaire: compact, a ailettes), échangeur tube et calandre (tube en forme U, échangeur de chaleur à plaques a tube, échangeur plaques et joints...etc).

1.4.4.1 Les échangeurs à tubes coaxial

Cet échangeur étant le plus simple, il est composé d'un tube à l'intérieur d'un autre tube où des fluides traversent les deux tubes. Le déplacement des fluides est à courant parallèle ou à contre-courant [5].

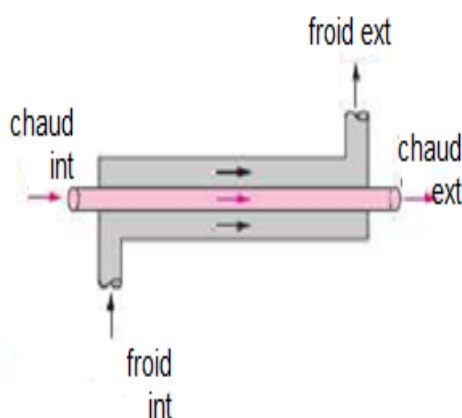


Figure 1.3.1 : Echangeur tubulaire à courant parallèle [6].

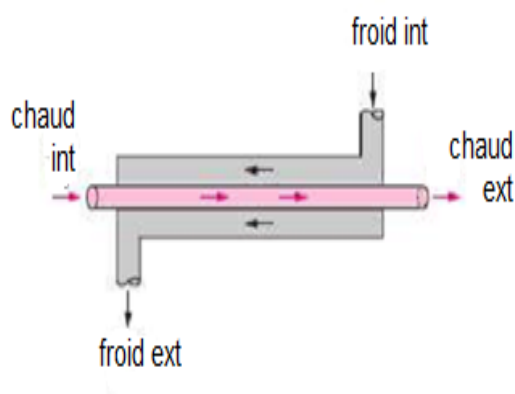


Figure 1.3.2 : échangeur à tube à contre courant [6].

1.4.4.2 Echangeur compacts

Ces échangeur sont habituellement à courant croisés, les mouvements des deux fluides sont perpendiculaires l'un à autre. Nous en retrouvons dans les radiateurs de voitures voire le figure (1.4) [5].

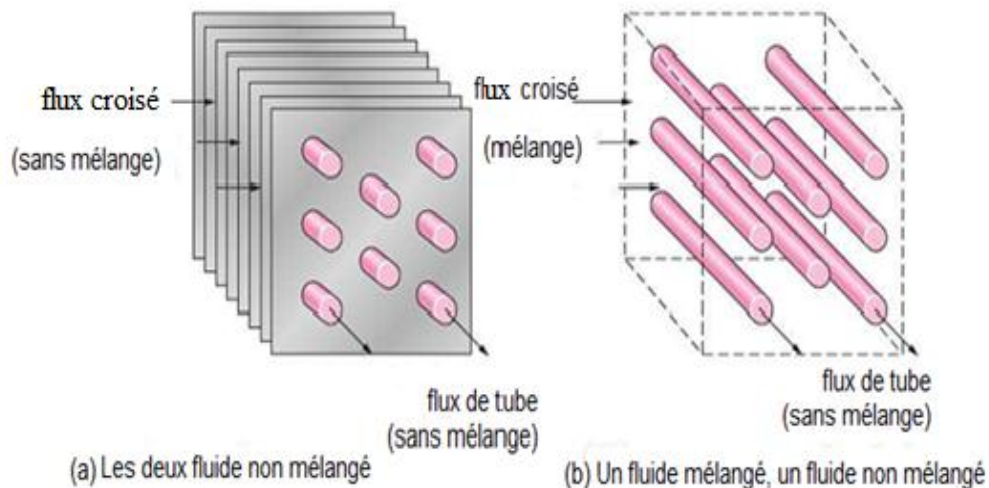


Figure 1.4 : Echangeur compact à courant croisé[6].

1.4.4.3 Echangeur à ailettes

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple: il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques (ailettes) de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans la conduite principale aux lames métalliques par conduction thermique; ces lames se refroidissent au contact de l'air, Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments.

Avantages	Inconvénients	utilisation
Bon rendement Peut prendre des formes précises.	Craint les chocs	Eau-Air Huile-Air Solide-Air

Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients d'un échangeur à ailettes.

1.4.4.4 Echangeur à tube U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [7].

Avantages	Inconvénients	Utilisation
Résiste aux fortes pressions	Encombrement	Vapeur-Eau
Libre dilatation des tubes et du corps	Prix de revient élevé	Eau surchauffée-Eau
Toute puissance	Débouchage difficile	Huile-Eau

Tableau (1.2) : Avantages et inconvénients d'un échangeur à tubes en U.

1.4.4.5 Echangeur à plaques

Dans un échangeurs à plaques et joints la surface d'échange est composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [6].

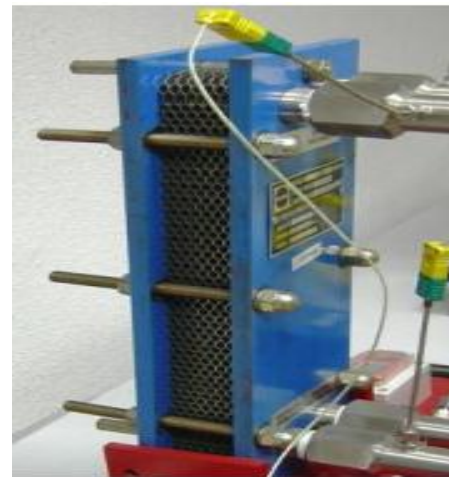
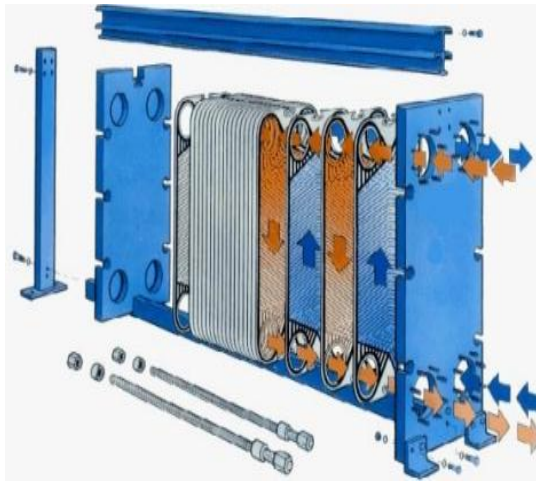


Figure 1.5 : Echangeur de chaleur à plaques [8].

1.5 Coefficient d'échange global

La détermination du coefficient global de transfert de chaleur U est essentielle dans le calcul des échangeurs thermique [4, 9].

Dans le cas d'un échangeur de tube ailetés, l'expression du coefficient d'échange U est (Eq.1.3)

$$\frac{1}{U} = \left[\frac{1}{(\eta h)_f} + R_{encrass}^{in,tube} + R_{contact} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{(2\pi\lambda)_t} + R_{encrass}^{ex,tube} + \frac{1}{(\eta h)_c} \right] \quad (1.3)$$

- η_f et η_c sont, respectivement les efficacités du tube et de l'ailette,
- $R_{convection}^{f,tube}$ et $R_{convection}^{c,ailette}$ sont, respectivement, les résistances thermiques convectives: entre l'ailette et le fluide froid et entre le tube et le fluide chaud.
- $R_{encrass}^{in,tube}$ et $R_{encrass}^{ex,tube}$ sont les résistances thermiques dues à l'encrassement des fluides respectivement à l'intérieur et à l'extérieur du tube.
- $\frac{\ln(d_e/d_i)}{(2\pi\lambda)_t}$ est la résistance thermique de nature conductive du tube, avec d_e et d_i sont, respectivement, les diamètres extérieur et intérieur du tube.
- $R_{contact}$ est la résistance thermique de contact entre le tube et l'ailette.

1.6 Méthodes de calcul thermique des échangeurs

L'étude thermique d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes.

1.6.1 Méthode DTLM

La méthode de la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) est la méthode classique de calcul; grâce à elle, la puissance thermique pour un échangeur tubulaire concentrique à contre-courant est déterminée avec la relation suivante:

$$\varphi = UA\Delta T_{LM} = UA \frac{(T_c^{ent} - T_f^{sor}) - (T_c^{sor} - T_f^{ent})}{\ln\left(\frac{T_c^{ent} - T_f^{sor}}{T_c^{sor} - T_f^{ent}}\right)} \quad (1.4)$$

Pour les échangeurs plus complexes que le type contre-courant pur, la quantité ΔT_{LM} évaluée selon la méthode précédente ne représente plus exactement la différence de température moyenne effectuée. On continue cependant à calculer ΔT_{LM} comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant pur, en corrigeant néanmoins le résultat obtenu, par l'introduction d'un facteur de correction "F" tenant compte de la véritable configuration des écoulements. On a donc :

$$\varphi = UAF\Delta T_{LM} \quad (1.5)$$

Le facteur correctif "F" est toujours inférieur à l'unité, la littérature fournit les valeurs de "F" sous la forme d'abaques pour la plupart des configurations courantes d'écoulements [5].

1.6.2 Méthode NUT

Cette méthode est basée sur le calcul de l'efficacité η de l'échangeur. L'efficacité fonctionnelle d'un échangeur η est définie comme le rapport entre la puissance thermique réelle de l'appareil considéré et sa puissance thermique maximale :

$$\eta = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}} \quad (1.6)$$

Le fluide qui a le plus faible taux de capacité thermique subit le maximum de différence de température.

$$\varphi_{max} = C_{min}(T_c^{ent} - T_f^{ent}) \quad (1.7)$$

Où :

$$C = \dot{m}c_p \quad (1.8)$$

Les expressions des flux échangés sont :

$$\varphi_c = C_c(T_c^{ent} - T_c^{sor}) \quad (1.9)$$

$$\varphi_f = C_f(T_c^{sor} - T_f^{ent}) \quad (1.10)$$

$$\varphi_{réel} = \eta C_{min}(T_c^{ent} - T_f^{ent}) \quad (1.11)$$

Le groupement sans dimension NUT (Eq. 1.11) est appelé nombre d'unités de transfert. Il représente le pouvoir d'échange de l'appareil et s'exprime comme le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1.12)$$

L'efficacité de l'échangeur est alors fonction du NUT, du rapport $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ et de la configuration d'écoulement [4].

1.7 Efficacité d'un échangeur de chaleur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal dans les conditions d'une surface d'échange illimitée.

L'efficacité d'un échangeur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité ($0 \leq \eta \leq 1$) [10].

$$\eta = \frac{\varphi}{\varphi_{max}} \quad (1.13)$$

Avec :

$$\varphi_{max} = \text{Min} (m_1 c_{p1}, m_2 c_{p2}) \quad (1.14)$$

Ou d'un autre façon, on peut écrire :

$$\eta = \frac{M_{max}(\Delta T_1, \Delta T_2)}{\Delta T_{max}} \quad (1.15)$$

1.8 Généralités sur les ailettes

1.8.1 Définition d'une ailette

Une ailette est un dispositif thermique visant à augmenter la surface de contact avec un fluide extérieur pour augmenter les échanges convectifs, et donc le transfert de chaleur. La chaleur se propage par conduction à travers l'ailette qui est refroidi ou réchauffé (par convection) par le fluide environnant [1].

D'une autre part, l'ailette permet aussi de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite), donc elle permet d'intensifier le transfert convectif dans la partie extérieure de l'ailette. Elle est utilisée, en particulier, dans les échangeurs industriels, les radiateurs de véhicules, de chauffage central, le refroidissement des composants électroniques, ...etc. [11].

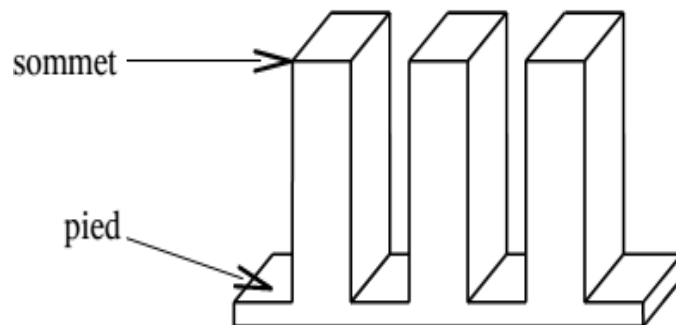


Figure 1.6 : Exemple d'une surface à ailettes [12].

1.8.2 Différents types d'ailettes

Les différents types d'ailettes sont regroupés en deux grandes parties :

- Ailettes continues.
- Ailettes indépendantes.

Les ailettes continues sont souvent utilisées dans les échangeurs de chaleur employés dans l'habitat, tandis que les échangeurs de chaleur industriels ont plutôt des ailettes indépendantes.

Dans chacun de ces parties, on distingue plusieurs catégories d'ailettes entrant dans la conception des échangeur de chaleur industriels [11].

1.8.2.1 Ailettes continues

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes, de forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes, elles peuvent être planes ou ondulées. L'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique. Les trois principaux types d'ailettes sont les ailettes plans et lisses, les ailettes ondulées et les ailettes persiennes (voir la figure 1.7) [13].

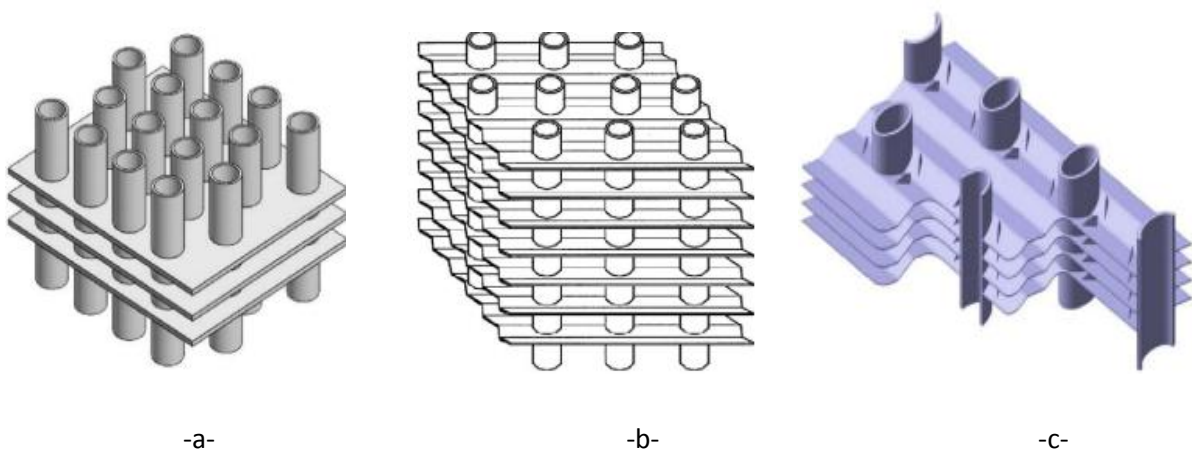


Figure 1.7 : Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes planes, (b) ailettes ondulées lisses, (c) ailettes ondulées interrompues [4].

- Les ailettes planes et lisses : constituent les géométries les plus couramment utilisées grâce à leur simplicité. Dans ce cas, le pas d'ailettes est généralement compris entre 1 et 8.7 mm, les tubes qui les traversent ont des diamètres variant entre 6 et 13 mm [13].

- Les ailettes ondulées : sont caractérisées par des ondulations régulières qui permettent une augmentation significative du coefficient convectif d'échange de chaleur. Ces ailettes sont, de nos jours, couramment utilisées et font l'objet de nombreuses publications sur l'évaluation expérimentale de leurs performances thermo aérauliques. Cependant, elles accroissent les pertes de charge [13].
- Les ailettes persiennes : sont des géométries très complexes mais permettent un gain significatif du coefficient d'échange thermique. Elles sont cependant pénalisantes en termes de perte de charge et sont sujettes à l'encrassement. Il n'existe que très peu de travaux publiés sur les ailettes persiennes malgré leur large utilisation notamment dans les radiateurs automobiles du fait de leur complexité [13].

1.8.2 .2 Ailettes indépendantes

Les ailettes indépendantes ou annulaires sont traversées par un seul tube (Figure 1.8). Elles peuvent être pleines ou segmentées.

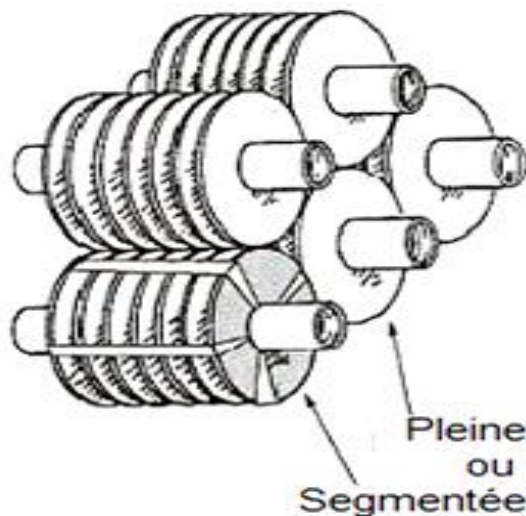


Figure 1.8 : Ailettes annulaires circulaires [13] .

Dans les ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles : ailettes transversales et longitudinales.

- Ailettes transversales :

Ailettes transversale généralement en forme carrée, rectangulaire, circulaire, elliptique, etc. peuvent être constituées de différents types:

- Ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines.

- Ailettes hélicoïdale (spirale), pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée [14].

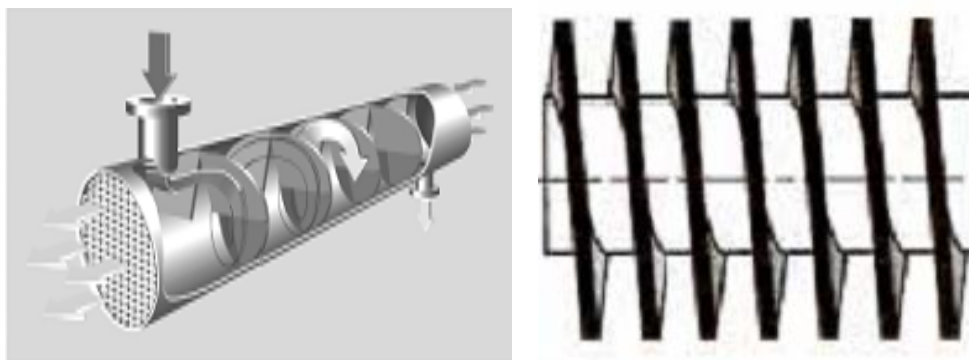
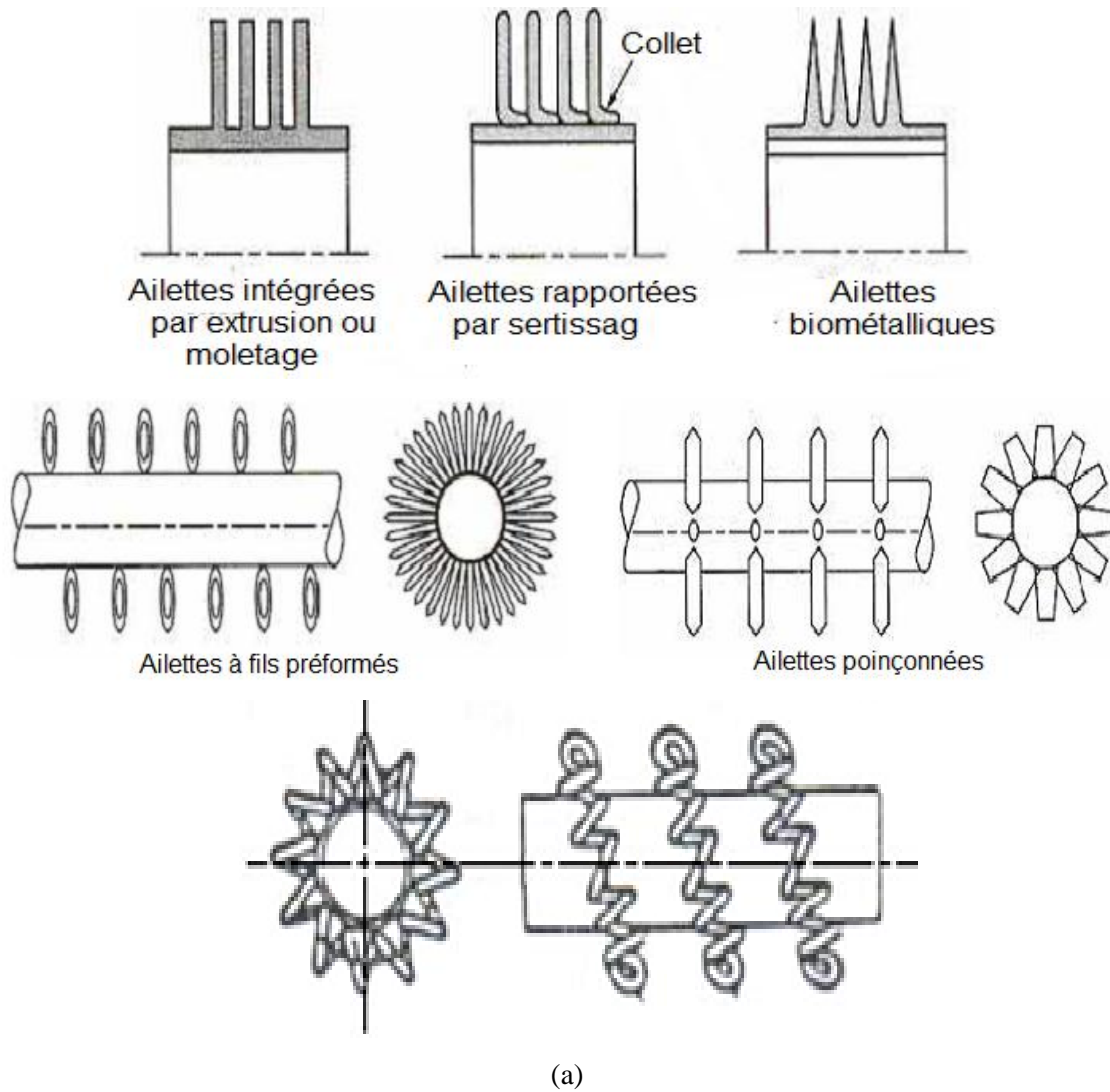


Figure 1.9 : Configurations des ailettes annulaires : (a) ailettes annulaire (b) ailette spiralee [13].

- Ailettes longitudinales

Elles sont disposées suivant l'axe des tubes (Figure 1.10); elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelques fois localement torsadées [13].

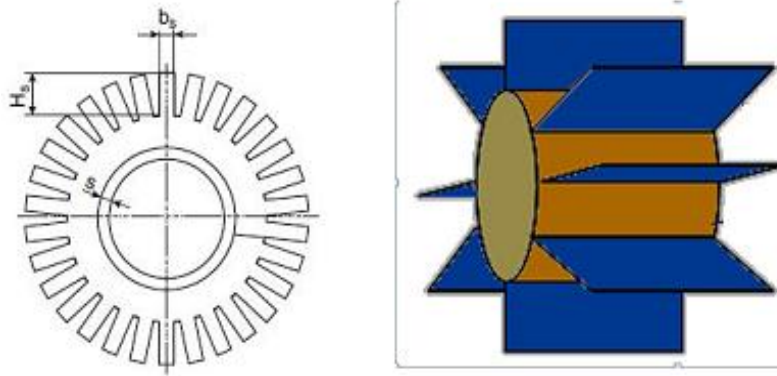


Figure 1.10 : Ailette longitudinales [13].

1.8.3 Efficacité de l'ailette

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée par l'ailette à la puissance thermique théorique qu'elle serait capable d'échanger si toute la surface de l'ailette est à la température de sa base T_b [15]. L'efficacité d'une ailette est comprise entre 0 et 1. Elle est donnée par [15]:

$$\eta = \frac{Q_{réel}}{Q_{th}} \quad (1.16)$$

1.9 Analyse de l'effet des paramètres géométriques

Dans cette partie de mémoire nous avons présentés quelques travaux de recherche concernant l'étude de l'effet des paramètres géométriques sur les caractéristiques de transfert de chaleur et des pertes de pression d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes. Les différents paramètres géométriques définissant un échangeur de chaleur ont été présentés sur la figure (1.11).

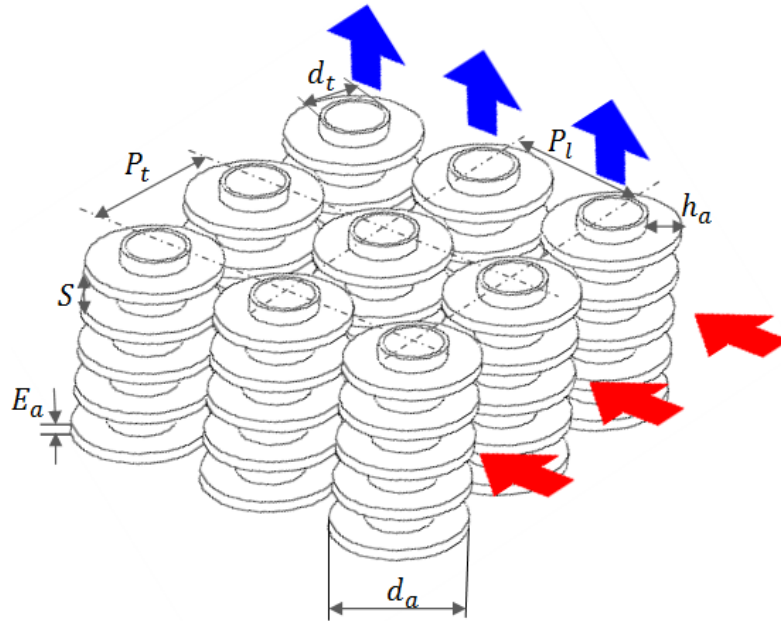


Figure 1.11 : Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique.

1.9.1 Effet de la géométrie d'ailette

L'addition des ailettes conduit à une augmentation du prix des échangeurs, leur poids et la puissance de pompage du fluide requise dans le cas de la convection forcée. Pour cette raison, il existe de nombreuses recherches dans la littérature sur l'optimisation des profils d'ailettes.

1.9.1.1 Ailettes continues

Nous retrouvons dans la littérature plusieurs travaux concernant les ailettes continues. **Wang et al. (1996)** ont conduit une étude expérimentale sur 15 modèles d'échangeurs de tubes à ailettes planes. Les auteurs analysent et comparent l'effet des différents paramètres géométriques, y compris le nombre de rangée et l'espacement entre tubes [16].

Une étude expérimentale suivie d'une simulation numérique a été effectuée par **Xie et al. (2009)** pour analyser l'effet des différents paramètres géométriques sur le fonctionnement d'un échangeur à ailettes planes. Le nombre de Reynolds est varié dans l'intervalle ($300 \leq Re \leq 7500$) [17].

1.9.1.2 Ailettes annulaires

Dans cette partie du travail, nous donnons un aperçu général sur les différentes géométries de ce type d'ailettes. Il existe principalement deux configurations de l'ailette annulaire :

A. Ailettes annulaires planes

La sélection d'un type particulier d'ailette annulaire dépend principalement de leur géométrie. **Mokheimer (2002)** 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 m (qui dépend de la variation locale du coefficient de transfert thermique h) [18].

Leonid et al. (2003) ont présenté une étude analytique pour trouver un volume minimal d'ailette de refroidissement en tenant compte de la longueur de l'arc. Le volume optimal de l'ailette circulaire trouvé, dans cette étude, est 6,21 à 8 fois plus petit que la forme parabolique optimale donnée par Schmidt. L'ailette optimale circulaire tend à être plus courte et a une longueur de sa base supérieure à l'ailette de Schmidt [19]. Une étude expérimentale de l'effet de la perforation des ailettes circulaires sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur a été réalisée par **Lee et al. (2012)**. Ils montrent que le coefficient de transfert de chaleur convectif à côté de l'air augmente 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%, respectivement [20].

B. Ailettes annulaires elliptiques

Jang et al. (1998) ont étudié numériquement et expérimentalement le comportement du fluide et du transfert thermique sur des ailettes elliptiques situées dans un faisceau de quatre rangées de tubes qui sont aussi elliptiques. Pour les deux arrangements des tubes, les résultats trouvés montrent que le coefficient de transfert thermique moyen pour les tubes à ailette elliptique était de 35–50% plus grand que celui de la forme circulaire, tandis que la chute de pression pour les tubes elliptiques est inférieure de 25-30% par rapport à la configuration circulaire. A la fin, les auteurs concluent que le rapport du coefficient d'échange thermique sur la chute de pression de la géométrie elliptique est 1,5 fois celui de la forme circulaire [21].

Dans cette tendance, **Kundi et al. (2007)** ont résolu l'équation gouvernant la conduction de la chaleur à travers des ailettes annulaires circulaires et elliptiques, en considérant un coefficient d'échange convectif uniforme le long de la surface d'ailette. L'étude montre que, pour une restriction d'un côté de l'ailette, la chaleur dissipée par les ailettes elliptiques est très inférieure à celle cédée avec l'ailette excentrique. Cependant, pour une restriction de l'espace des deux côtés, l'ailette elliptique a un très bon taux de transfert thermique par rapport à celui de l'ailette circulaire.

L'avantage de choisir une ailette elliptique au lieu d'une ailette circulaire est la performance élevée avec un volume particulier du premier type [22].

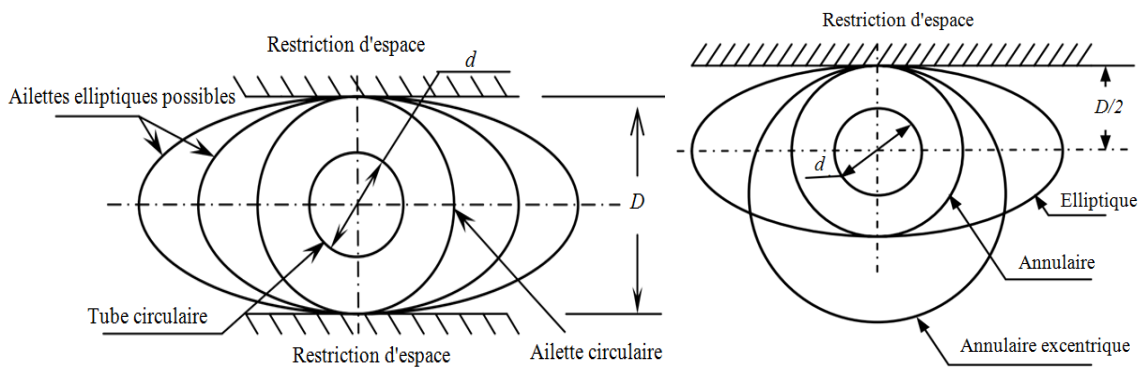


Figure 1.12 : Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restrictions d'espace [22].

1.9.1.3 Ailettes dentelées

Dans le cadre de l'amélioration de la performance thermique et dynamique des ailettes annulaires, plusieurs chercheurs se sont intéressés à la géométrie dentelée d'ailettes. L'efficacité des ailettes dentelées a été analysée théoriquement par **Kenichi et al. (2010)**, en utilisant un modèle analytique simplifié avec deux préentions : coefficient d'échange thermique uniforme sur la surface d'ailettes et isolation thermique de l'extrémité de la section segmentée[23].

Dans un faisceau de trois rangées de tubes, **Lemouedda et al. (2011)** ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques pour deux types d'ailettes dentelées différents (Figure 1.13). La première partie d'étude compare la performance thermique des tubes à ailettes avec et sans dentelures. La deuxième partie concerne l'effet du vrillage de la partie extérieure d'ailette sur la performance des tubes à ailettes dentelées [24].

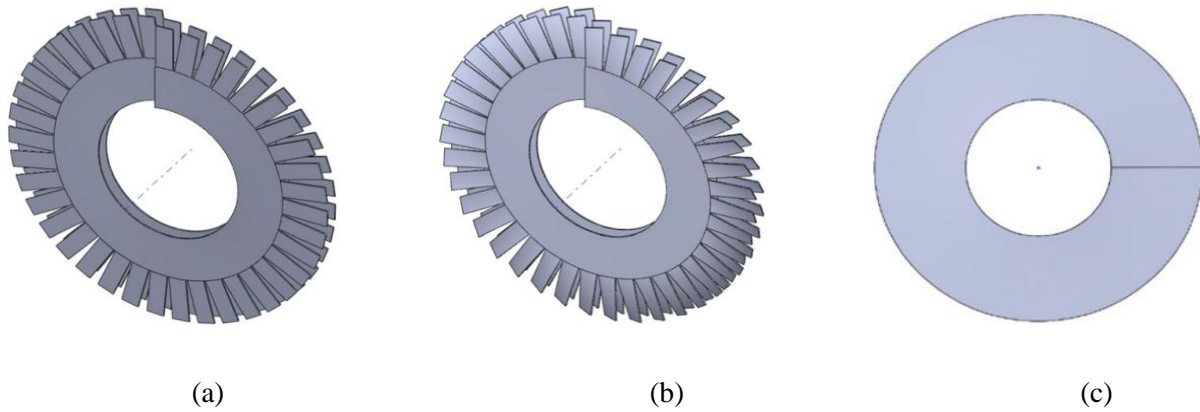


Figure 1.13 : Géométries d'ailettes: (a) ailette dentelée sans vrillage (b) ailette dentelée avec vrillage (c) ailette pleine [25].

Une étude expérimentale a été réalisée par **Ma et al (2012)**, pour caractériser le transfert thermique et les pertes de charge des faisceaux de tube à ailettes dentelées en disposition quinconce. Il ont conclu que le pas transversal de tubes a un effet négligeable sur le transfert thermique. Cependant, la variation du pas longitudinal de tubes a des effets importants sur le transfert thermique et la chute de pression [25].

1.9.2 Effet de diamètre extérieur des tubes

S. L. Jameson (1945) montre que le débit change lorsque le diamètre du tube varie et, par conséquent, la vitesse à la section transversale la plus étroite est augmentée. D'une autre part, les résultats de cette étude montrent que la zone de recirculation derrière le tube est également augmentée [26].

Avec deux rangées de tubes à ailettes plaques planes, **Torikoshi et al. (1995)** montrent qu'il n'y a pas un effet significatif du changement de diamètre des tubes sur le coefficient de transfert thermique moyen [27]. Avec des petits diamètres des tubes, **Wang et al. (2000)** ont montré expérimentalement que l'effet du diamètre des tubes sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur est très lié au pas d'ailettes. Cependant, la chute de pression pour $d_t=10,23$ mm est 5-15% plus grande que celle de $d_t=8,51$ mm [28].

Mon (2003) a étudié l'effet du diamètre des tubes sur les caractéristiques dynamiques et thermiques d'un faisceau de quatre rangées à ailettes circulaires pour un nombre de Reynolds ($8,6 \times 10^3 \leq Re \leq 4,3 \times 10^4$). Il trouve que pour les deux types d'arrangement des tubes et sous un rapport $\frac{P_t}{d_t}$ fixe, le coefficient du transfert thermique et les pertes de charges sont

diminuées avec l'augmentation du diamètre des tubes, tandis que l'efficacité de l'ailette est augmentée (voir la figure (1.14)) [29].

Quantitativement, les résultats trouvés montrent qu'une augmentation de diamètre de tube de 13,59mm à 24mm résulte une diminution de la chute de pression de 66,7% pour l'arrangement alignée et de 61,1% pour l'arrangement quinconcé.

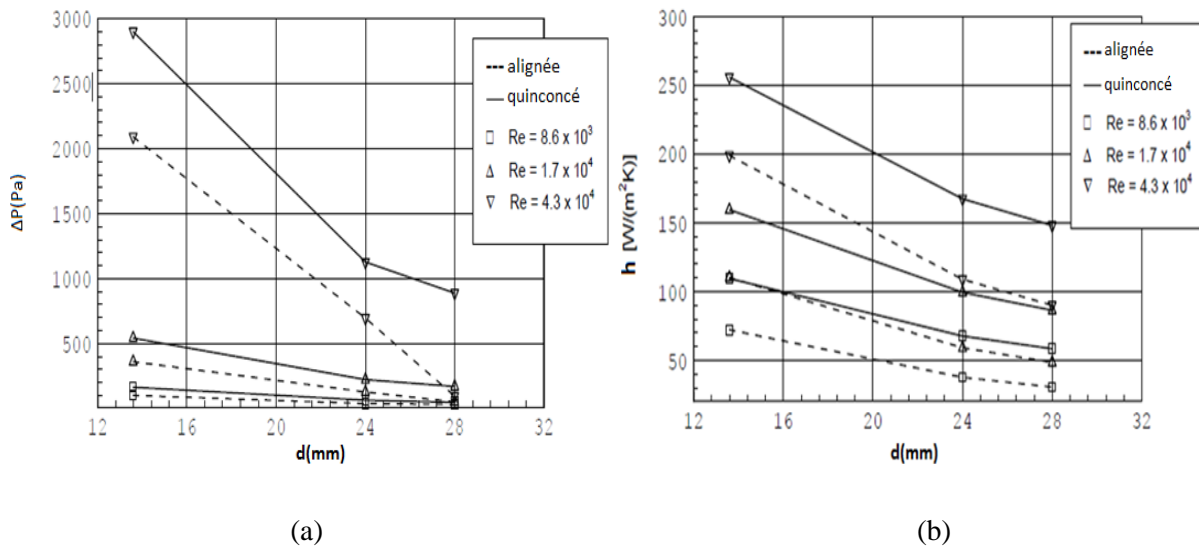


Figure 1.14 : Effet de diamètre extérieur des tubes sur : (a) la chute de pression, (b) le coefficient de transfert convectif [29].

Xie et al. (2009) effectuent une analyse numérique sur un modèle d'échangeur avec trois rangées de tube à ailettes plaques planes, et montre l'effet du diamètre de tube sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement. Le diamètre de tube est varié de 16 à 20 millimètres. On peut voir que le nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f augmentent avec l'augmentation du diamètre du tube. Cependant, le coefficient de transfert de chaleur h et la chute de pression sont diminués avec l'augmentation du diamètre du tube (voir la figure 1.15) [30].

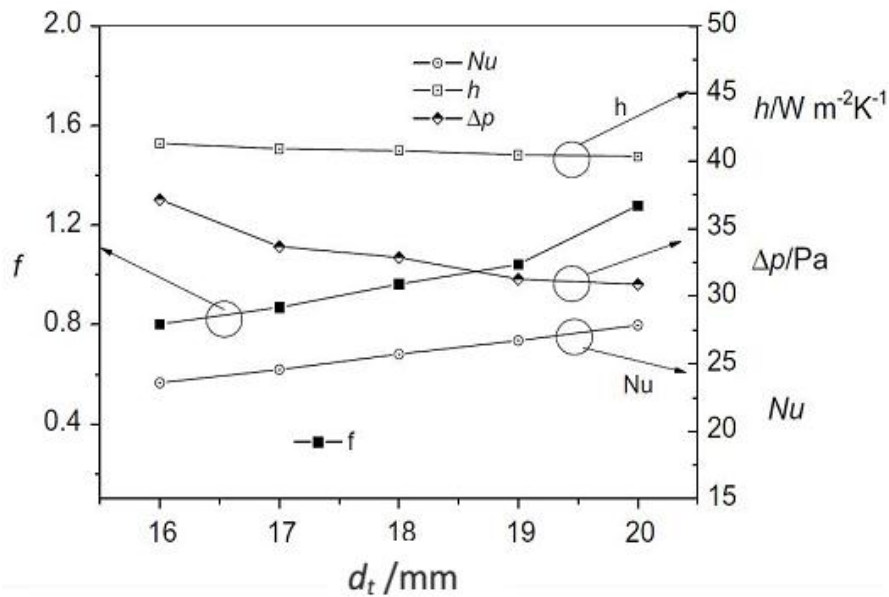


Figure 1.15 : Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ($Re=3000$) [30].

1.9.3 Effet du nombre de rangées

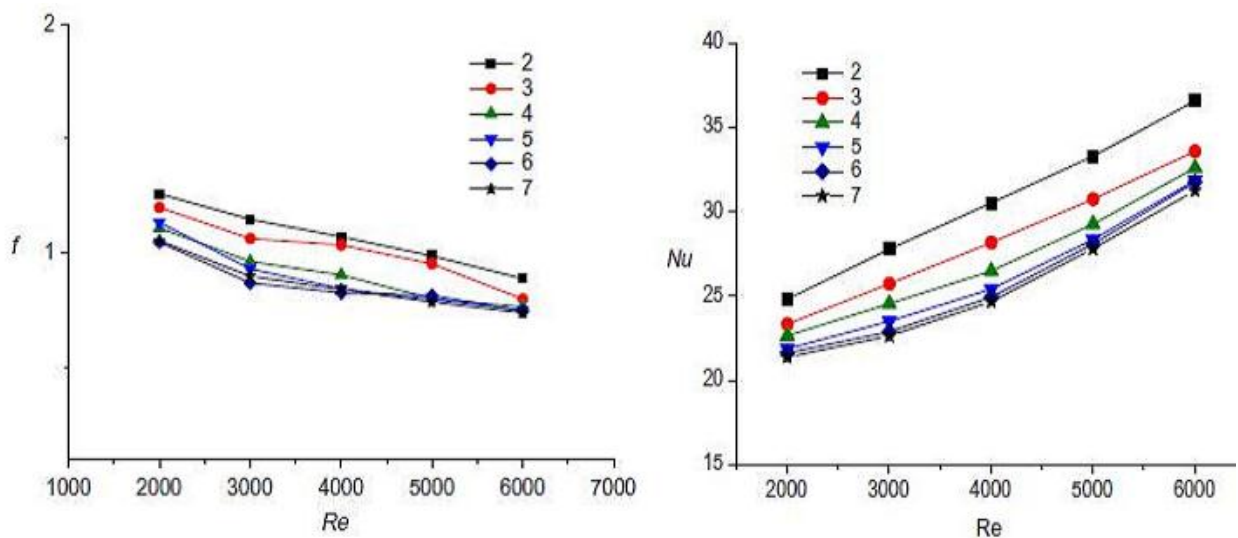
Rich (1975) ont effectué des tests expérimentaux sur quatorze modèles d'échangeur de chaleur, il ont trouvé que la chute de pression ne dépend pas du nombre de rangées des tubes[31]. Les résultats montrent également qu'il y a une décroissance du taux de transfert de chaleur si le nombre de rangées de tubes N croit pour des faibles nombres de Reynolds. Toutefois, pour des forts nombre de Reynolds une légère augmentation du transfert de chaleur est constaté lorsque N est grande [32].

Jang et al. (1996) affirment aussi par une étude numérique en 3D, que le transfert thermique est indépendant du nombre de rangées de tubes, mais seulement si ce dernier est supérieur à quatre. Cependant, le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement pour l'arrangement quinconce sont respectivement (15-27%) et (20-25%) plus supérieur à celui de l'arrangement en ligne [33].

Wang et al. (2000) indiquent que le coefficient d'échange thermique est diminué avec l'augmentation du nombre de rangées [34]. **Yan et Sheen (2000)** ont remarqué que, à base nombre de Reynolds, le facteur de colburn décroît quand N croit, cependant à forts nombre de Reynolds l'effet de N est négligeable. Par contre, aucune influence sur le facteur de frottement n'a été remarquée quelque soit le nombre de Reynolds [35].

Xie et al.(2009) réalisent une simulation numérique en trois dimensions basées sur l'algorithme SIMPLE en coordonnées cartésiennes, pour voir l'influence du nombre de rangées sur un transfert thermique laminaire. La figure ci-dessous (1.16) donne la variation du nombre de Nusselt et le facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds et pour un nombre de rangées allant de 2 jusqu'à 7 [17].

Les auteurs ont remarqué, que les caractéristiques du transfert de chaleur et de la chute de pression sont indépendants du nombre de rangées quand ($N \geq 6$). Dans la même étude, les chercheurs comparent les isothermes pour ($N=2$ et $N=7$). Ils trouvent qu'un plus grand gradient de température existe autour des tubes pour ($N=2$) que pour ($N=7$), indiquant un plus grand flux thermique entre les tubes et le fluide extérieur. Le faible gradient de température autour les trois dernières tubes pour ($N=7$) est dû principalement à la zone morte d'écoulement composée après chaque tube, ce qui réduit de façon non négligeable le taux de transfert thermique.



(a) Facteur de frottement

(b) Nombre de Nusselt

Figure 1.16 : Effet du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement [17].

1.9.4 Effet de l'espacement entre ailettes

Historiquement, il existe plusieurs travaux expérimentaux et numériques, dont le but est de voir l'influence de l'espace entre les ailettes sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Ward et Young (1959) ont montré que la chute de pression diminue lorsque l'espacement des ailettes passe de 201,97 à 407,87 ailettes par mètre [36].

En **1973, Rich** a étudié l'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur à partir des résultats expérimentaux sur huit échangeurs à quatre rangées de tubes. Il a conclu que le coefficient de transfert est indépendant du pas d'ailettes, en parallèle, il corrèle le facteur de Colburn au nombre de Reynolds [37].

Zhukauskas (1974) a trouvé que le coefficient de transfert de chaleur augmente lorsque l'espacement est élevé à 6mm. Une augmentation supplémentaire de l'espacement des ailettes (avec un intervalle du nombre de Reynolds de $4,8 \cdot 10^4$ à $7,6 \cdot 10^5$) ne change rien le taux de transfert thermique [38].

Les études expérimentales de **Rabas et Taborek (1987)** montrent que le coefficient de transfert thermique pour un espacement étroit entre les ailettes est plus fort que le coefficient correspondant à un espacement plus grand en raison de la variation d'épaisseur de la couche limite [39].

En **2003 Mon et Gross**, ont effectué des simulations numériques en trois dimensions sur un modèle d'échangeur de chaleur, tubes à ailettes annulaire, avec quatre rangées de tubes [40]. La variation du coefficient de transfert thermique et de la chute de pression en fonction du rapport pas d'ailettes sur leur hauteur, nombre de Reynolds et le type d'arrangement des tubes, sont présentés dans la figure ci-dessous.

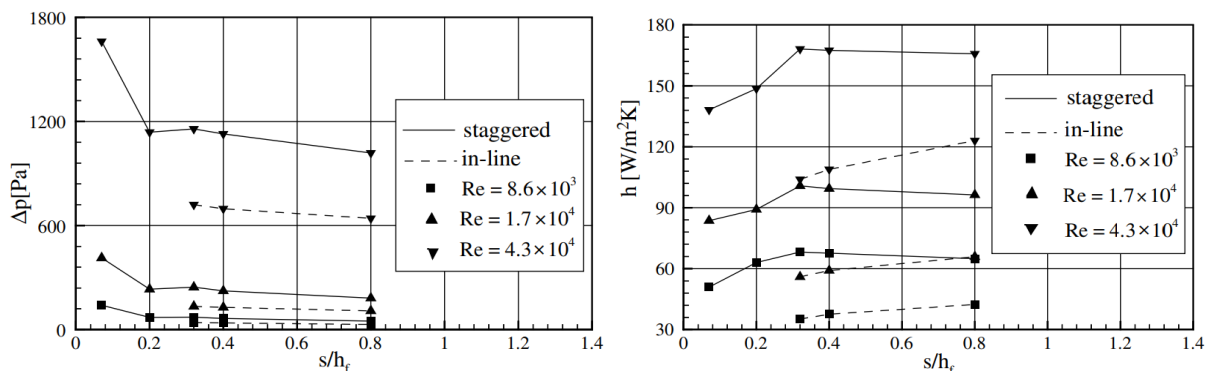


Figure 1.17 : Effet de diamètre extérieur des tubes sur le coefficient de transfert convectif et la chute de pression [40].

Dans le cas de l'arrangement en quinconce, on remarque que le coefficient de transfert thermique augmente jusqu'à la valeur ($S/h_f = 0,32$), puis il reste presque constant avec une

certaine tendance à diminuer (environ 1,4%). Par contre, dans le cas de l'arrangement en ligne des tubes, le coefficient de transfert de chaleur est augmenté dans tous les cas considérés avec l'augmentation du rapport (S / h_f). D'une autre part, pour les deux types d'arrangement, la chute de pression diminue avec l'augmentation du rapport S/h_f où les interactions des couches limites entre les ailettes sont réduites et même aussi les pertes par frottement [40].

En 2009, **Xie et al.** ont réalisé une investigation numérique en trois dimensions sur un modèle d'échangeur thermique avec trois rangées de tubes à ailettes planes continues et sous un nombre de Reynolds $Re = 3000$. Le pas d'ailettes varie de 1,5 à 4,5 mm [41]. L'effet du pas d'ailettes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement est présenté dans la figure ci-dessous.

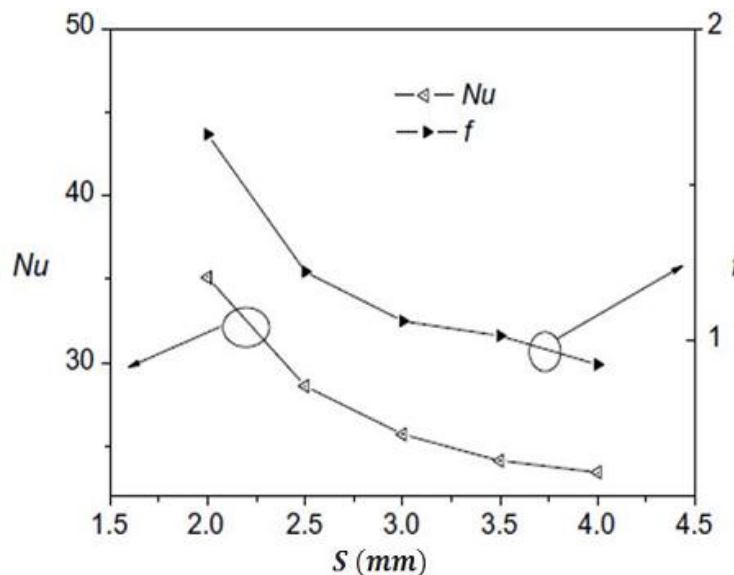


Figure 1.18 : Effet du pas d'ailettes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement [41].

De la figure, on peut voir clairement qu'avec l'augmentation du pas d'ailettes, en parallèle, on a une diminution considérable du nombre de Nusselt et du facteur de frottement, c'est-à-dire, une augmentation de taux de transfert thermique et de la chute de pression avec la diminution du pas d'ailettes. Cela peut être expliqué comme suite : la diminution de l'espace entre les ailettes signifie la diminution de la largeur du tunnel de passage d'écoulement, ce qui conduit à un gradient de vitesse et de température plus élevé, et par conséquent, au transfert de chaleur et une chute de pression plus grande.

Chen et Lai (en 2012) ont utilisé le schéma numérique inverse en combinaison avec les mesures expérimentales des températures pour étudier l'effet du pas d'ailettes sur le coefficient de transfert thermique moyen. La vitesse d'écoulement est variée entre (0,5 et 1,5 m/s). L'étude est réalisée sur un faisceau avec deux rangées de tubes (en arrangement en quinconce) à ailettes plaques planes, continues, en position verticale. Les résultats trouvés montrent que le coefficient d'échange thermique augmente avec l'augmentation du pas d'ailettes et de la vitesse d'écoulement jusqu'au pas optimum d'ailettes ($S = 15$ mm), où il reste par la suite constant [42].

Watel et al (en 1999) ont étudié l'influence de la vitesse d'écoulement et de l'espacement des ailettes sur le transfert de chaleur par convection forcée à partir d'un seul tube à ailettes annulaires. Ils ont trouvé que pour un nombre de Reynolds fixe, la réduction de l'espacement des ailettes conduit à une diminution du transfert de chaleur [10].

1.9.5 Effet de matériau et de l'épaisseur des ailettes

Ward et Young (1959) ont constaté que le nombre de Nusselt augmente avec l'épaisseur d'ailette [36]. Cependant, **Briggs et Young.(1959)** ont obtenu des résultats opposés en montrant que le coefficient de transfert de chaleur est indépendant de l'épaisseur d'ailette, ce coefficient diminue quand l'épaisseur de l'ailette augmente [43].

Wang et al (1996) ont rapporté que l'espacement entre-ailettes a un effet négligeable sur le coefficient de transfert de chaleur, et que les facteurs de frottement f et de Colburn j sont indépendants de l'épaisseur d'ailette [16].

Abu-Madi et al (1998) ont trouvé une faible augmentation du transfert de chaleur lorsque l'épaisseur d'ailette diminue [44].

1.9.6 Effet de l'espacement entre tubes

Indépendamment de l'effet de diamètre des tubes, l'intensité de turbulence à l'intérieur du faisceau dépend de l'espacement longitudinal et transversal des tubes et de la vitesse d'air.

Pour des arrangements équilatéraux des tubes, **Briggs et Young (1963)** ont effectué des essais pour deux espacements différents de tube. Les résultats trouvés montrent que l'échange

thermique reste presque identique dans les deux cas. Toutefois, la chute de pression augmente quand l'espacement entre les tubes est changé de 11.0 mm à 27.4 mm [45].

Mirkovic (1974) indique que les nombres de Nusselt et d'Euler augmentent parallèlement avec l'augmentation du pas transversal des tubes. En outre, l'auteur montre que l'agrandissement de l'espacement longitudinal des tubes, pour l'arrangement décalé, diminue les nombres du Nu et d'Eu [46].

Sparrow al. (1985) [26], ont montré que si le rapporte pas transversal sur le diamètre d'ailette ($\frac{S_t}{d_f}$) diminue de 1,52 à 1,07, le nombre adimensionnel de Nu augmente de 35 %. À des nombres de Reynolds plus élevés ($Re= 3.2 \times 10^4$), le nombre de Nu est relativement peu sensible au pas longitudinal. Par contre, dans le cas de deux rangée de tube en arrangement quinconcé, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de S_l , atteint une valeur maximum à ($\frac{S_l}{d_f}$) = 2.05 puis il diminué [47].

Stasiulevičius et Skrinska (1988) ont effectué une étude sur examiné des faisceaux de sept rangée, ils ont observé que le coefficient de transfert de chaleur augmente de 3 % si le rapporte ($\frac{S_t}{d}$) varie de 2,67 à 4,13 et de 20 % si le rapporte ($\frac{S_l}{d}$) augmente de 2,14 à 1,46 [48].

Références

- [1] B. Abbas, "Etude d'échangeurs de chaleur (Application à raffinerie de hassi messaoud)," in *génie mécanique*: Mouhamed Boudiaf-M'SILA-, 2016-2017.
- [2] Mathieu LEGAY, "Intensification des processus detransfert de chaleur par ultrasons,vers un nouveau type d'échangeur dechaleur : l'échangeur vibrant," 26 octobre 2012.
- [3] T. FARIDA, "Etude du comportement dynamique et thermique du deux ecooulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes)," in *génie mécanique*: Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCEN-, 23/06/2013, pp. 6-8.
- [4] F. TAHROUR, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in *Thèse de doctorat, Faculté des sciences*: El Hadj Lakhder -Batna, 2016.
- [5] Sabrina, "Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno," VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS, 04/06/2012.
- [6] D. Sabrina, "Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno," VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS, 04/06/2012.
- [7] A. Menidjel, "Expolitation des échangeurs à faisceaux et calandre," I.AP/ SPA. SKIKDA, 2009.
- [8] A. ALI NEHARI, "Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques.," in *Faculte des sciences departement de physique*: Universite ABOU-BAKR BELKAID DE TLEMCEN, 2011.
- [9] J. M. Jason, "Condensation des effluents gazeux dans les echangeurs de chaleur en présence d'incondensable," in *énergétique industrielle de l'ecole des mines de douai*: VALENCIENNES ET DU HAINAUT CAMBRESIS, 09-12-2003.
- [10] B. cherif, *Calcule et technologie des échangeur de chaleur*, 2012.
- [11] S. N, "Simulation numerique d'une batterie à ailette fonctionnant en régimes sec et humide," Batna, 1998, pp. 1-74.
- [12] "Thermique appliquée," Université Pierre et Marie Curie (Paris), 2011-2012.
- [13] E. Ammari, "Echangeur de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption : Dimensionnement d'un aéroréfrigérant," in *Génie Mecanique*: BISKRA, Juin 2013, pp. 50-52.
- [14] B. A and G. A, et al., "Echangeur de chaleur - Intensification des échangeur thermique-," in *Technique de l'ingénieur*, 1995, pp. 1-23.
- [15] R. HAFIED, "Étude des transferts de chaleur et de masse de l'ailette humide," in *Mécanique*: BATNA, 18 /02/2014.
- [16] C. C. Wang, Y. C. Hsieh, and Y. T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal Of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [17] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large nombre of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.
- [18] 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.
- [19] L. Hanin and A. Campo, ""A new minimum volume straight cooling fin taking into account the 'length of arc'," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 5145–5152, 2003.
- [20] 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.
- [21] J. Y. Jang and J. Y. Yang, "Experimental and 3D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 19, pp. 55-67, 1998.

- [22] B. Kundu and P. K. Das, "Performance analysis and optimization of elliptic fins circumscribing a circular tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 173–180, 2007.
- [23] H. Kenichi, M. Ryo, K. Tetsuya, and M. Takahiro, "Fin efficiency of serrated fins," *Heat Transfer Engineering*, vol. 23, pp. 6-14, 2010.
- [24] A. S. A. Lemouedda, E. Franz, M. Breuer, and A. Delgado, "Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1393-1401, 2011.
- [25] Y. Ma, Y. Yuan, Y. Liu, X. Hu, and Y. Huang, "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts," *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, pp. 314-323, 2012.
- [26] S. L. Jameson, "Tube spacing in finned tube banks," *ASME Transactions*, vol. 67, pp. 633-642, 1945.
- [27] K. Torikoshi and G. N. Xi, "A Numerical study of flow and thermal fields in finned and tube heat exchangers," *Presented at ASME Heat Transfer Division*, 1995.
- [28] C. C. Wang and 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*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [29] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers." Germany: Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2003.
- [30] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.
- [31] D. G. Rich, "The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transactions*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.
- [32] D. G. Rich, "The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transactions*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.
- [33] J. Y. Jang, M. C. Wu, and W. J. Cange, "Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 3057-3066, 1996.
- [34] C. C. Wang and 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*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [35] W. M. Yan and P. J. Sheen, "Heat transfer and friction characteristics of finned tube heat exchanger," *International Journal of Heat Mass Transfer*, pp. 1651-1659, 2000.
- [36] D. J. Ward and E. H. Young, "Heat transfer and pressure drop of air in forced convection across triangular pitch banks of finned tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 55, pp. 37-44, 1959.
- [37] 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*, vol. 79, pp. 137-145, 1973.
- [38] A. A. Zhukauskas, "Investigation of Heat Transfer in Different Arrangements of Heat Exchanger Surfaces," *Teploenergetika*, vol. 21, pp. 40-46, 1974.
- [39] T. J. Rabas and J. Taborek, "Survey of turbulent forced-convection heat transfer and pressure drop characteristics of low-finned tube banks in cross flow," *Heat Transfer Engineering*, vol. 8, pp. 49-62, 1987.
- [40] M. S. Mon and U. Gross, "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.
- [41] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.

- [42] H. T. Chen and J. R. Lai, "Study of heat transfer characteristics on the fin of tow-row plate finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 4088-4095, 2012.
- [43] D. E. Briggs and E. H. Young, "Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 59, pp. 1-10, 1959.
- [44] M. A. Madi, R. A. Johnus, and M. R. Heikal, "Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers," *International Journal Refrigeration*, pp. 507-517, 1998.
- [45] D. E. Briggs and H. E. Young, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 59, pp. 1-10, 1963.
- [46] Z. Mirkovic, "Heat Transfer and Flow Resistance Correlation for Helically Finned and Staggered Tube Banks in Cross Flow, Heat Exchangers: Design and Theory Source Book," *Hemisphere, Washington*, pp. 559-584, 1974.
- [47] E. M. Sparrow and F. Samie, "Heat transfer and pressure drop results for one and two-row arrays of finned tubes," *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259, 1985.
- [48] J. Stasiulevicius, and Skrinska, A., "Heat transfer of finned tube bundles in crossflow, hemisphere publishing," 1988.

2.1 Introduction

La difficulté principale d'application des méthodes numérique pour résoudre un problème d'échangeur de chaleur muni d'ailettes circulaire est sa géométrie complexe. Dans la réalité, dans un échangeur thermique, l'écoulement est turbulent, tridimensionnel et le temps de calcul est très long en comparant avec un écoulement bidimensionnel. A cause de cela, les études tridimensionnelles sur les échangeurs de tubes à ailettes annulaires sont très rares.

Dans cette étude de mémoire, le logiciel disponible pour la simulation d'écoulement de fluide FLUENT est utilisé pour déterminer le champ de vitesse et de transfert de chaleur. FLUENT est basé sur la méthode des volumes finis. La création de la géométrie et son maillage sont réalisés au niveau du "Gambit".

2.2 Equations gouvernant le problème étudié

Dans la présente étude, le régime d'écoulement turbulent est choisi pour tous les calculs. Le nombre de Reynolds est déterminé en se basant sur la vitesse d'entré d'air et le diamètre extérieur de tube [1, 2]. Ceci donne une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle ($5100 < Re < 15400$). Donc, l'écoulement dans le faisceau des tubes à ailettes a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Les équations de Navier-Stokes moyennées (équations de Reynolds), équation de continuité et l'équation d'énergie sont suffisamment rapprochées par :

- Continuité :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

- Quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_i u_j + P \delta_{ij} - \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) + \rho \overline{u'_i u'_j} \right) = 0 \quad (2.2)$$

La contrainte de Reynolds est définir suivante l'approximation de Boussinesq par:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho K + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.3)$$

- Equation d'énergie:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} ((\lambda_{air} + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (2.4)$$

λ_t est la conductivité thermique turbulent.

Dans la région solide des ailettes, l'équation d'énergie qui a été résolue dans le régime stationnaire prend la forme suivante:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{ail} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (2.5)$$

Pour le modèle de turbulence, nous avons choisir le modèle $k-\varepsilon$ (RNG). Pour plus de détails sur les équations de ce modèle voir les références [2, 3].

2.3 Nombres adimensionnelles utilisés

Lorsque le fluide est en écoulement forcé (turbulente), l'écriture sous forme universelle des corrélations de convection fait intervenir trois groupements adimensionnels :

- Le nombre de Nusselt qui représente le rapport entre les flux de chaleur transmis par convection et par conduction :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (2.6)$$

- Le nombre de Reynolds:

Dans le cas d'un cylindre:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.7)$$

Dans le cas d'une plaque plane :

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (2.8)$$

- Le nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.9)$$

2.4 Méthode de résolution

Les équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) régissant le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur peuvent être résolues numériquement, en tenant compte des conditions aux limites et initiales. Parmi les méthodes de résolution des EDP, il y a

essentiellement trois méthodes: la Méthode des Différence Finies (MDF), la Méthode des Eléments Finis (MEF) et la Méthode des Volumes Finis (MVF).

L'idée de base de la méthode des volumes finis est développée par Spalding et Patanker.

2.4.1 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre finis de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. En plus de ça la méthode des volumes finis consiste à :

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues), telles que les vitesses, pression, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

Comparativement avec les autres méthodes de calcul, les avantages de la méthode des volumes finis sont :

1. Approche très "physique" : bilan des flux
2. S'adapte pour une géométrie quelconque
3. Fournit plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires hyperboliques
4. Sa formulation donne la caractéristique de conservation de toute quantité, en bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans un autre.
5. La méthode des volumes finis est la base de fonctionnement de la majorité des codes de simulation : Fluent, Star-CD, CFX,...

Pour le cas étudié ici, le code de calcul Fluent discrétise les EDP de transport définissant notre problème par la méthode des volumes finis.

2.5 Présentation de « Fluent »

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et le transfert thermique dans les géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour les géométries complexes avec une facilité relative. Les types de mailles disponibles incluent: en cas 2D prends la forme triangulaire ou quadrilatère, pour le cas 3D il ya les mailles tétraédrique, hexaèdre, pyramide, et les mailles mélangées (hybrides). Le logiciel « Fluent » utilise la méthode des volumes finis, il est écrit dans le langage de programmation C et fait pleine utilisation de la flexibilité et de la puissance offerte par ce langage. Par conséquent, la véritable allocation dynamique de mémoire, structures des données efficaces et un contrôle souple du solveur sont rendus possibles. En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des machines en parallèles, pour une exécution plus efficace. L'utilisateur expérimenté peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de faire les modélisations suivantes:

- Ecoulement 2D ou 3D.
- Etats permanents ou transitoires.
- Ecoulement incompressibles ou compressibles en incluant toute la vitesse de régimes (subsonique, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- Ecoulements Newtonien ou non.
- Transfert de chaleur, par conduction, par convection (naturelle ou forcé) ou radiatif.
- Ecoulements avec changements de phases.
- Ecoulements en milieux poreux.

2.6 Les différentes étapes de l'approche numérique

On peut résumer les différentes étapes de cette approche numérique dans ce qui suit.

a) Choix entre simple précision ou double précision

Fluent offre deux modes de calcul : le mode "double précision" et le mode "simple précision". Dans le mode "double précision", les nombres à virgule flottante sont représentés

en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, le mode "double précision" est préconisé entre autres. Pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates.

b) Création de la géométrie et son maillage

Ces deux étapes sont réalisées au niveau du "Gambit".

c) Définition des conditions aux limites : De même cette étape est aussi réalisée en utilisant le "Gambit".

d) Résolution du problème avec le code FLUENT

Pour effectuer la simulation par ce logiciel, il faut décrire les paramètres de solution comme suit:

1^{ère} étape (choix du type de solveur): Dans cette étape, on a choisi le solveur segregated-implicit parmi les quatre types que FLUENT nous offre, puisque l'approche segregated offre de la souplesse dans le traitement de la solution et nécessite moins de mémoire. A la fin de cette étape, on fait le choix du type d'écoulement (laminaire ou turbulent).

2^{ème} étape (choix des matériaux): Ici on fait le choix des matériaux utilisés dans notre modèle à partir des listes existantes, sinon il faut les introduire selon nos besoins.

3^{ème} étape: introduction des conditions de fonctionnement (ici la pression, la température, la gravité).

4^{ème} étape (imposer les conditions aux limites): Pour cette étape, FLUENT nous offre une option qui permet à l'utilisateur d'imposer ses conditions aux limites et de définir les matériaux de chaque partie du domaine.

5^{ème} étape (choix du schéma de discrétisation) : Pour la pression, les équations de quantité de mouvement et de l'énergie le schéma « Upwind » avec une précision du 2nd ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective.

6^{ème} étape (choix des facteurs de sous relaxation): Les facteurs de sous relaxation sont très importants pour la stabilisation du processus itératif, ils varient dans l'intervalle [0, 1].

- Pression 0,3
- Densité 1,0
- Energie 1,0
- Quantité de mouvement 0,7
- Energie cinétique turbulent 0,8
- Taux de dissipation turbulent 0,8
- Viscosité turbulent 1,0

8^{ème} étape Définition des critères de convergence :

- Continuité=0,001
- $K=0,001$
- $\varepsilon=0,001$
- Vitesse (x, y, z) =0,001
- Energie= 10^{-6}

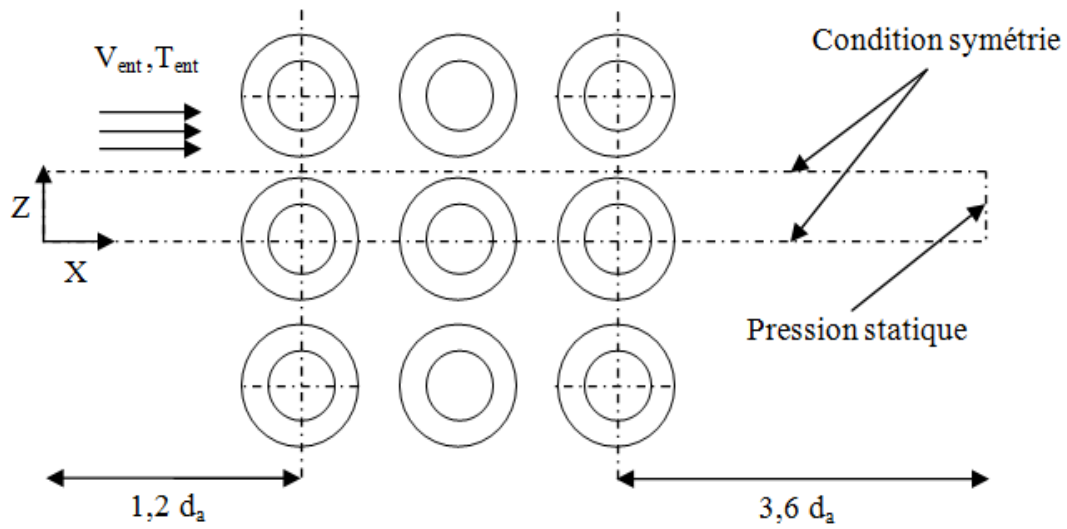
9^{ème} étape (initialisation): Il est nécessaire d'initialiser toutes les variables avant de commencer les calculs.

10^{ème} étape:

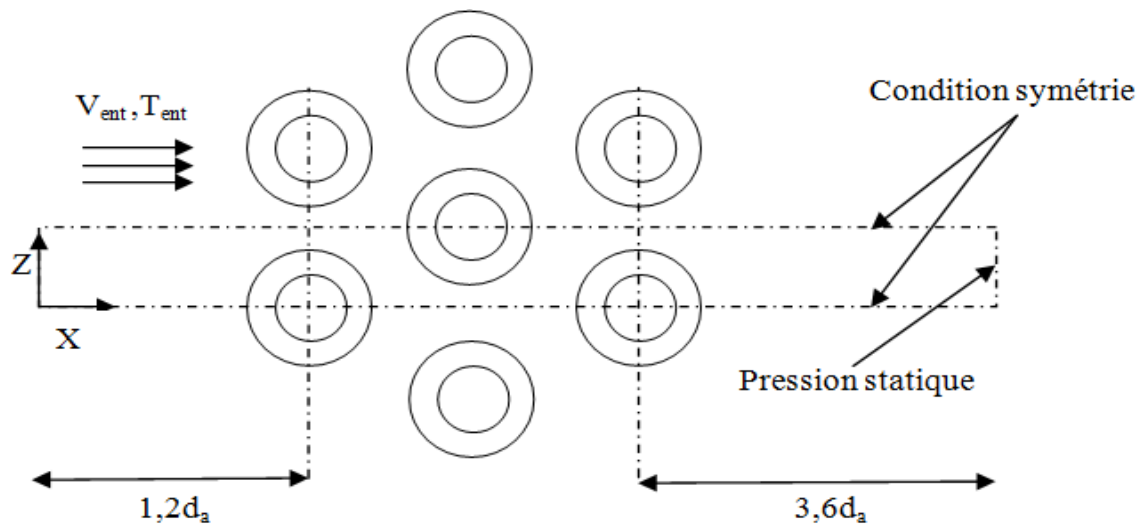
1. Calcul de solution.
2. Enregistrer les résultats.

2.7 Domaine de calcul

Une vue schématique du modèle qu'on a proposé pour un faisceau de trois rangées des tubes (avec les deux types d'arrangements) sont montrés dans les figures (2.1.a) et (2.1.b). Les figures sont présentées pour les deux géométries d'ailettes. Les domaines de calcul à considérer dans cette étude sont limités par les lignes pointillées qui présentent les conditions de la symétrie.



(a) arrangement en ligne



(b) Arrangement en quinconce

Figure 2.1: *Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées des ailettes circulaire pour deux arrangements: (a) arrangement en ligne, (b) arrangement en quinconce.*

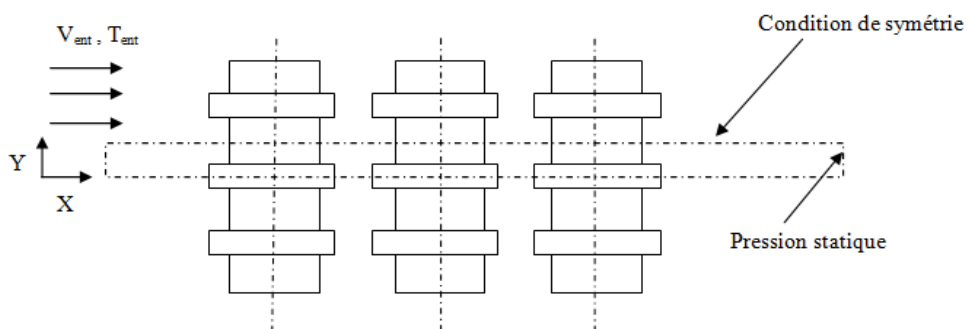
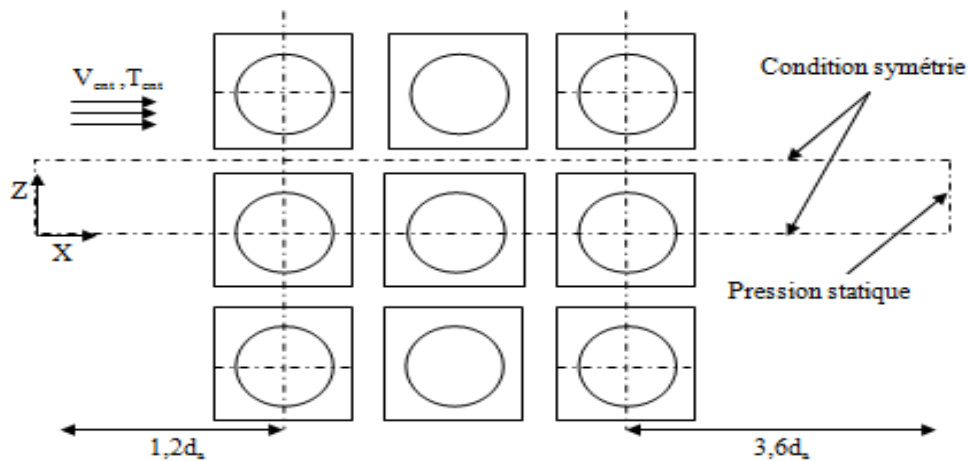
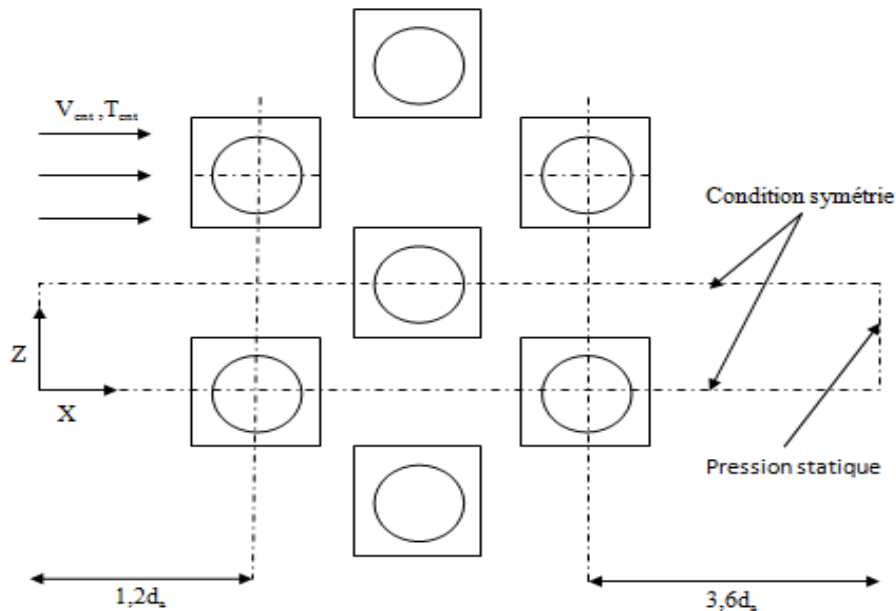


Figure 2.2: *Section longitudinale du domaine de calcul.*



(a) Arrangement en linge



(b) Arrangement en quinconce

Figure 2.3: *Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées des ailettes carrée pour : (a) arrangement en linge, (b) arrangement en quinconce.*

2.8 Maillage

La création de la géométrie, ainsi que le maillage se font sous le logiciel "Gambit". La génération du maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont indispensables avant d'entamer tout autre objectif. L'amélioration et la génération du maillage est importante pour prévoir le transfert de chaleur dans les géométries complexes.

Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages: maillage structuré, non structuré ou hybride.

Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille des mailles. Pour ce la, nous avons déterminé les valeurs du taux de transfert thermique pour différents maillages du domaine étudié.

Pour un faisceau de trois rangées, l'indépendance de la solution avec le nombre des mailles dépend du type d'arrangement des tubes. Pour l'arrangement en quinconce, un nombre de (850.000) mailles hexaèdres est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage, tandis que pour l'arrangement en ligne, un nombre de (650.000) mailles hexaèdres est suffisant.

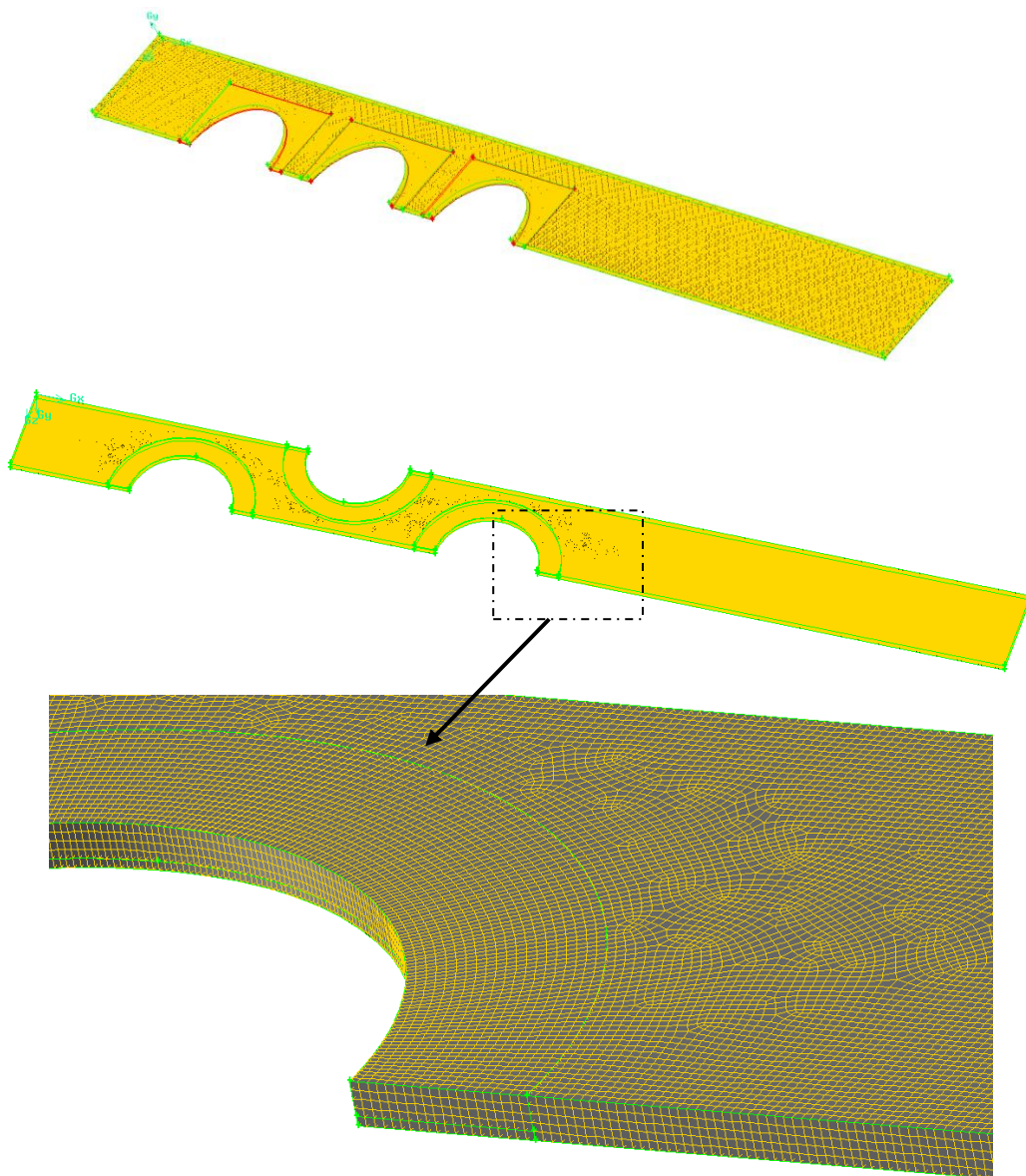


Figure 2.4: Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes annulaires.

2.9 Conditions aux limites

Pour l'approche numérique du problème, les conditions aux limites sont exigées à placer dans toutes les frontières du domaine de calcul. On assume que l'air sec entrant dans le domaine de calcul à une vitesse uniforme et constante V_{ent} (selon seulement la direction x), une température T_{ent} (308,15 K) et une intensité turbulent $I = 1\%$. La région solide inclut les ailettes, le reste c'est du fluide. Sur les surfaces solides des tubes et d'aillettes, la condition de non-glissement des vitesses est spécifiée. Une température constante T_p égale 283,15K est assignée sur la surface des tubes. Les températures dans les ailettes sont calculées en résolvant le problème de transfert de chaleur conjuguée (conduction-convection). La distribution de température sur les parois des tubes est uniforme et leur résistance thermique est négligeable.

Aux plans de symétries on a assumé un flux thermique nul. A ces plans, la composante normale de la vitesse est zéro, c.-à-d. aucun flux convectif à travers ces plans. Ainsi, les gradients de température et les composants tangentiels des gradients de vitesse dans la direction normale sont nulles. On assume que la sortie du domaine de calcul est maintient à une pression statique.

2.10 Définition des propriétés physiques

La définition des propriétés physique (conductivité thermique, densité, viscosité et chaleur spécifique) du fluide et du solide est un facteur nécessaire pour définir le modèle.

Dans cette étude, le débit d'air passant entre les ailettes transfère de la chaleur à la surface d'aillettes et de tube, d'où la chaleur est transférée au liquide réfrigérant. Cependant, dans cette étude, on suppose que l'air soit sec, on néglige l'effet de condensation. Les ailettes sont en Aluminium dans le cas où elles sont solides ($\lambda_{al} = 202,4 \text{ W/m K}$).

Dans "Fluent", les propriétés thermo-physiques de l'air (chaleur massique, conductivité thermique et viscosité dynamique) sont prises pour une température d'entrée de l'air.

Références

- [1] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [2] M. S. Mon and U. Gross, "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.
- [3] F. TAHROUR, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in *Sciences de la Matière: El Hadj Lakhder -BATNA-*, 2016.

3.1 Evaluation du coefficient d'échange thermique et des pertes de charge

Le débit massique d'enthalpie d'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur thermique a été calculé par:

$$\dot{H} = \int h\rho v dA \quad (3.1)$$

Les débits d'enthalpie à l'entrée \dot{H}_{ent} et à la sortie \dot{H}_{sor} du domaine de calcul ont été déterminés à l'aide de FLUENT. Après, le taux de dissipation thermique pour un débit d'air passe à travers le faisceau a été calculé selon l'équation suivante :

$$\dot{\phi} = \dot{H}_{ent} - \dot{H}_{sor} \quad (3.2)$$

La connaissance de la chute de pression permet de déterminer l'énergie de pompage requise pour le fonctionnement d'un échangeur de chaleur. Il est donc nécessaire de caractériser les chutes de pression afin de concevoir ces dispositifs thermiques. La chute de pression ΔP a été déterminée en utilisant la relation suivante :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (3.3)$$

La pression à l'entrée et la sortie du domaine d'étude a été évaluée comme suit:

$$P_{ent,sor} = \frac{\int P ds}{\int ds} = \frac{\sum_{j=1}^n P_j S_j}{\sum_{j=1}^n S_j} \quad (3.4)$$

3.2 Résultats

3.2.1 Effet de la forme des ailettes

A. Arrangement en ligne

Les courbes de la figure (3.1) donnent la variation du taux de transfert de chaleur avec la configuration d'ailette pour une vitesse d'air varie entre 3 et 9 m/s. Les ailettes circulaires et carrées ont une même surface d'échange thermique. Avec l'arrangement en ligne des tubes, les résultats montrent que l'échange thermique dans le cas des ailettes circulaires est supérieur à celui des ailettes carrés. D'une autre parte, les courbes de cette figure indiquent que le taux de transfert de chaleur augment (quelque soit la forme de l'ailette) avec la vitesse d'écoulement.

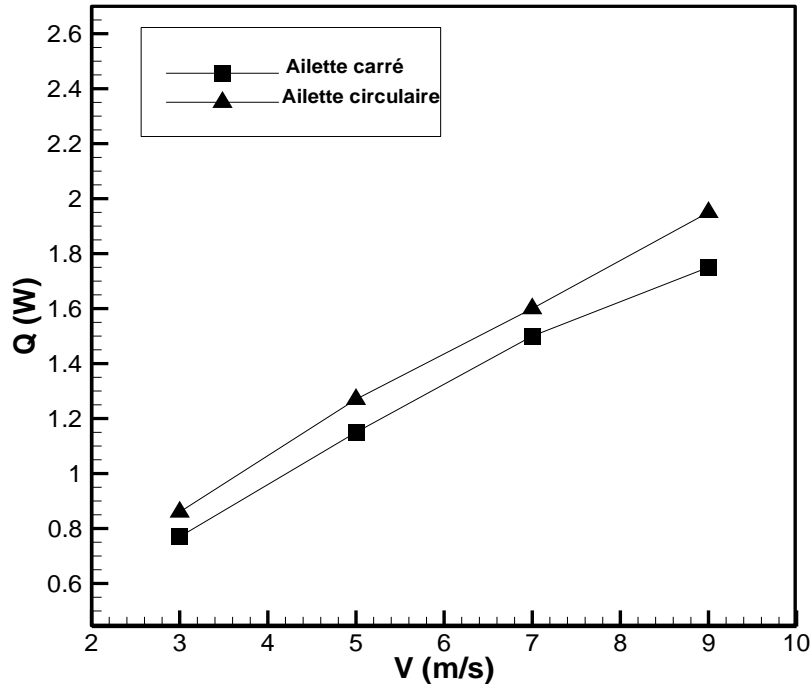


Figure 3.1: Variation le taux de transfert de chaleur avec la vitesse d'air pour l'arrangement en ligne.

Afin de construire un bon échangeur de chaleur la détermination et la minimisation des pertes de charge pour la prévision des performances fait actuellement une partie très utile. Ainsi, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces systèmes énergétiques est souvent suivie par des études de la chute de pression.

Comme nous avons indiqué sur les courbes de la figure (3.2), la chute de pression $\Delta P (Pa)$ pour l'ailette circulaire est grande comparativement avec l'ailette carrée. Cette remarque a été trouvée pour toutes les valeurs de la vitesse d'écoulement et la différence entre les deux géométries d'ailettes augment avec l'augmentation de la vitesse d'air. Quantitativement, la valeur de ΔP pour l'ailette circulaire augmente de 5% (avec $V_{ent} = 3m/s$) comparativement avec l'ailette carrée. Ce pourcentage devient 20% (avec $V_{ent} = 9m/s$).

D'une autre part, les courbes de cette figure indiquent qu'il ya, pour les deux configurations d'ailette, une proportionnalité entre la chute de pression et la vitesse de l'écoulement.

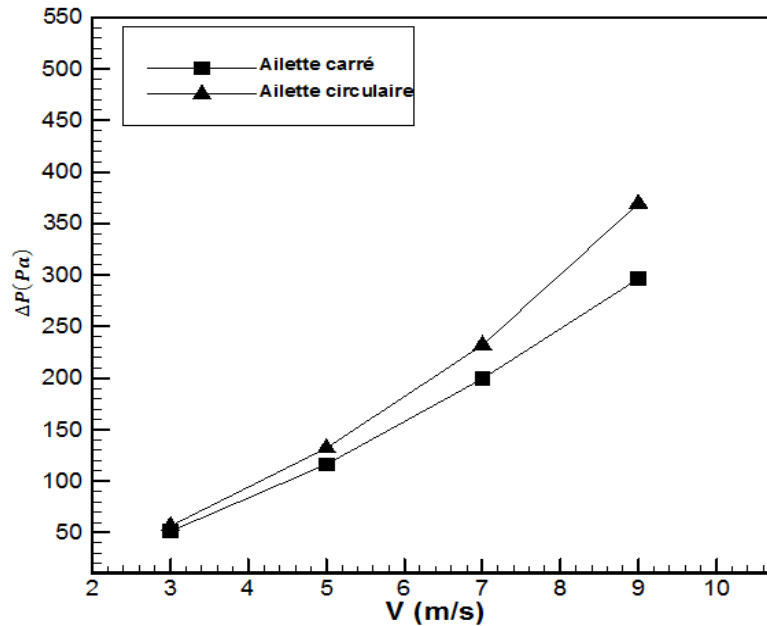


Figure 3.2: Variation de la chute de pression avec la vitesse d'air pour l'arrangement en ligne.

B. Arrangement en quinconce

D'une façon similaire à celle du cas d'un faisceau en arrangement aligné, les résultats de la figure (3.3), montrent que le taux de transfert thermique dissipé par une ailette circulaire est plus grand que celle d'une ailette carrée. Cette différence entre les ailettes examinées augmente avec la vitesse de l'écoulement. Parallèlement, les courbes de la figure ci-dessous indiquent que le transfert convectif autour des ailettes augmente avec la vitesse d'écoulement. Par exemple, le taux de transfert de chaleur varié de 190% pour l'ailette circulaire et de 200% pour l'ailette carrée si la vitesse de l'écoulement augmente de 3 jusqu'à 9 m/s.

L'étude numérique de l'effet de la forme des ailettes sur la chute de pression (avec l'arrangement en quinconce) ont été effectuées pour quatre vitesses d'entrée de l'écoulement (3m/s, 5m/s, 7m/s, 9m/s). de deux faisceaux, d'un faisceau de tubes en quinconce et on fixant les autres paramètres géométriques. Les courbes de la figure (3.4), montrent que la chute de pression générée par un faisceau de tubes à ailettes carrée est petite devant celle générée par des ailettes circulaire. Cela peut être expliqué par le fait que la section maximale de l'ailette (dans le sens perpendiculaire à l'écoulement) est plus grande que celle d'une ailette carrée. Par conséquent, une force de trainée considérable ce produite par une ailette circulaire que celle donnée par une ailette carrée.

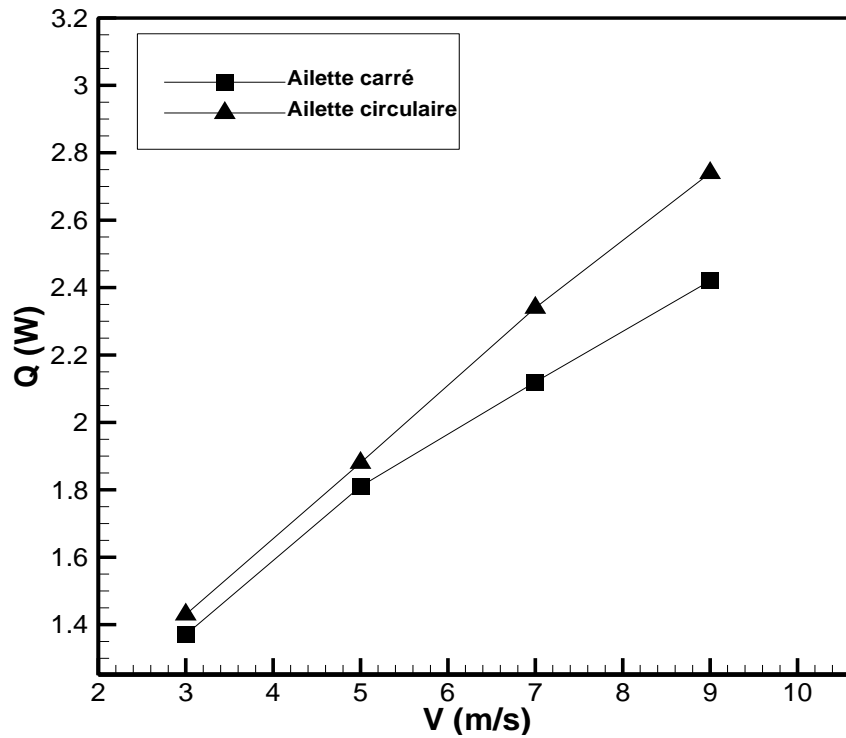


Figure 3.3: Variation de taux de transfert de chaleur avec la vitesse d'air pour l'arrangement en quinconcé.

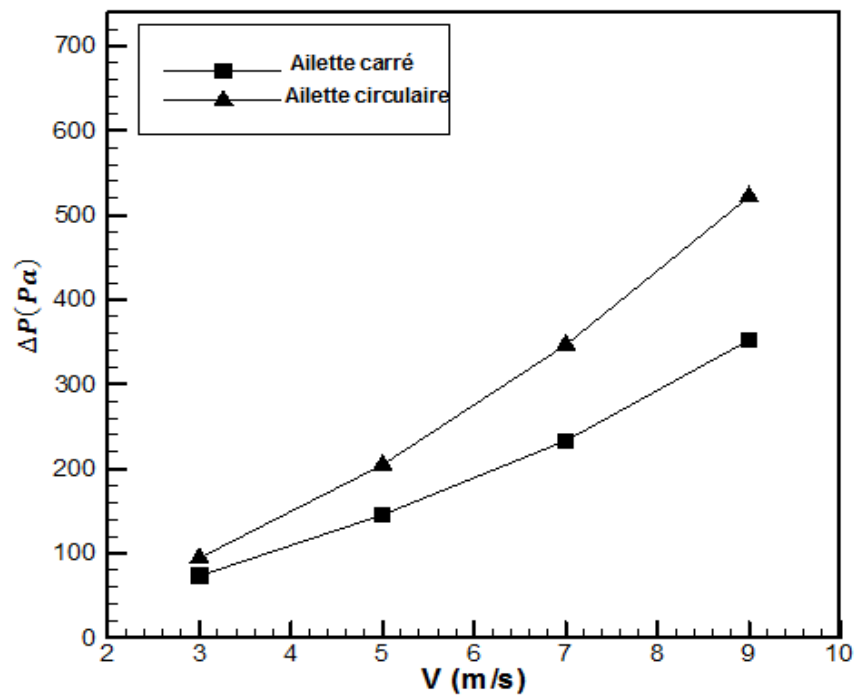


Figure 3.4: Variation de la chute de pression avec la vitesse d'air pour l'arrangement en quinconcé.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet de la géométrie d'ailette sur le taux de transfert thermique nous allons présenter dans ce qui suit, les isothermes de l'air ambiant sur la surface d'ailette pour un faisceau de tubes à ailettes circulaires et carrées en arrangement quinconcé. Les isothermes ont été tracés dans la section transversale située à une hauteur $y = 0,15$ mm, pour une vitesse d'entrée de l'air de 5 m/s.

Les isothermes présentées dans la figure (3.5) montrent que le gradient de température entre la paroi de tube et le bord de l'ailette est important, particulièrement dans la région avant des ailettes. Cela est dû au taux élevé du transfert thermique à cette partie d'ailette. Cependant, le faible gradient de température à la partie arrière des ailettes est dû à la zone de recirculation produite dans cette région. Comparativement avec l'ailette carrée, la zone avant le tube à ailettes circulaires, caractérisé par un gradient de température important, occupe une grande partie de la surface d'ailette. Cette remarque a été trouvée pour toutes les rangées du faisceau. En conséquence, nous pouvons déduire que, sous la même vitesse d'écoulement, les caractéristiques de transfert de chaleur augmentent si en utilisant des ailettes circulaires.

Les résultats de la figure ci-dessous montrent également que la plus grande échange thermique a été trouvé autour des tubes de la deuxième rangée pour la forme circulaire d'ailette et autour des tubes de la première rangée pour la forme carrée d'ailette. Dans tous les cas, le faible échange thermique a été observé sur les profondes rangées.

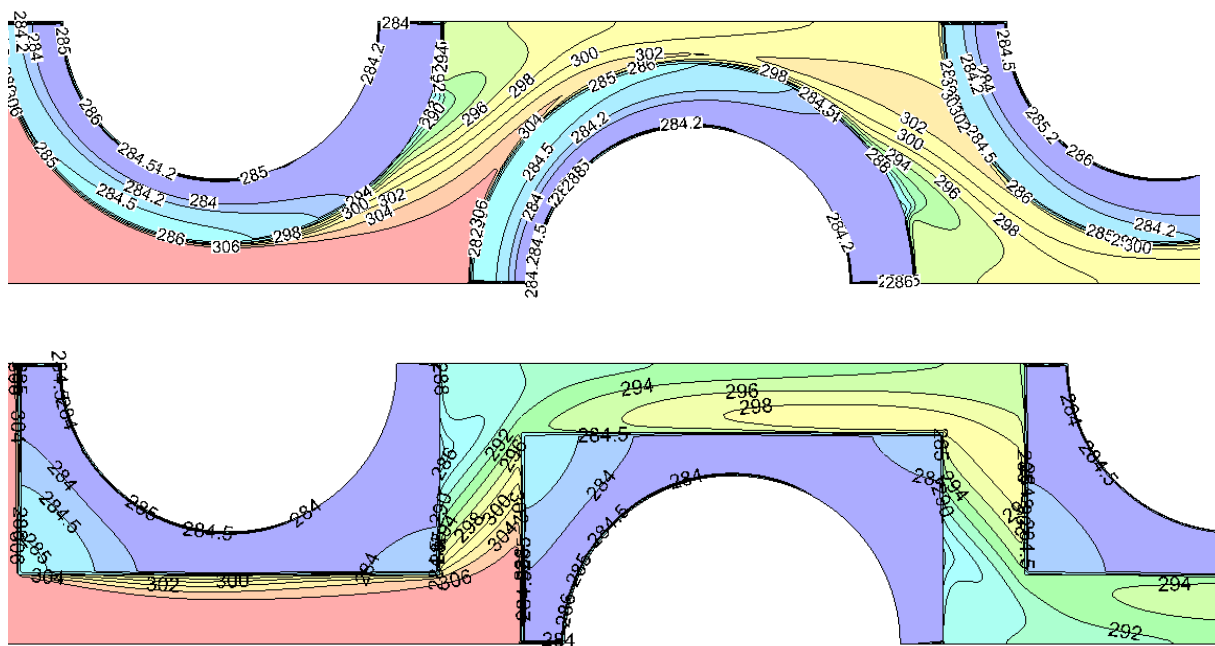


Figure 3.5 : Lignes isothermes pour les deux formes d'ailette: (a) Ailette circulaire et (b) Ailette carrée avec ($V = 9$ m/s).

3.2.2 Effet de l'arrangement des tubes

Comme nous avons mentionné dans l'analyse bibliographique du chapitre 1, le choix d'un bon arrangement des tubes reste un paramètre géométrique très important dans la conception des échangeurs thermiques. Le tableau 3.1 représente les résultats de la variation des pertes de charge (ΔP) pour les deux arrangements et les deux configurations d'ailettes en fonction de la vitesse d'écoulement dans les deux cas concernés (ailettes carrées, ailettes circulaire). Les résultats ont été présentés pour plusieurs valeurs de la vitesse d'entrée de l'écoulement. Le tableau montre que l'arrangement en quinconce des tubes généré une forte perte de charge comparativement avec l'arrangement aligné. Cette différence a été trouvée pour les types d'ailettes et les différentes vitesses d'écoulement.

Vitesse (m/s)	ΔP (Pa) (ailette carrée)		ΔP (Pa) (ailette circulaire)	
	Quinconcé	Aligné	Quinconcé	Aligné
3	73,4	51,31	94,6	56,55
5	145,54	116,26	204,9	132,09
7	233,31	199,42	346,8	232,07
9	352,42	296,47	522	369,2

Tableaux 3.1 Effet de l'arrangement des tubes sur les pertes de charge.

La variation du flux thermique échangé (φ) en fonction de l'arrangement du faisceau, la forme d'ailette et de la vitesse d'écoulement est présentée dans le tableau ci-dessous. On remarque de ce tableau que le taux de transfert de chaleur des deux géométries d'ailette est grand dans l'arrangement en quinconce que dans l'arrangement en ligne. La cause principale de cette différence est due au gradient de température utile qui se trouve autour des tubes en arrangement quinconcé.

Quantitativement, la différence du flux échangé entre les deux arrangements à ailettes carrées est de 77% (pour $V= 3\text{m/s}$) et de 38% (pour $V= 9\text{m/s}$). Pour l'ailette circulaire ces pourcentages deviennent 66% (pour $V= 3\text{m/s}$) et de 40% (pour $V= 9\text{m/s}$).

D'une autre part, les résultats de ce tableau affirment que le flux thermique échangé augmente avec la vitesse de l'écoulement quelque soit la forme des ailettes et l'arrangement des tubes.

Vitesse (m/s)	Flux échangé (ailette carrée)		Flux échangé (ailette circulaire)	
	Quinconcé	Aligné	Quinconcé	Aligné
3	1,37	0,77	1,43	0,86
5	1,81	1,15	1,88	1,27
7	2,12	1,5	2,34	1,6
9	2,42	1,75	2,74	1,95

Tableaux 3.2 *Effet de l'arrangement des tubes sur le flux thermique échangé.*

Conclusion

Dans ce travail de mémoire, nous avons effectuée une série des simulations numériques afin de voir le transfert thermique conjugué conducto-convectif dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes circulaires et carrées. Notre étude a été réalisée numériquement sur quatre faisceaux de trois rangées de tubes à ailettes (circulaires et carrées) en arrangement alignée et en quinconce.

Les simulations numériques des phénomènes thermiques et dynamiques ont été effectuées en utilisant le logiciel Fluent 6.2. Ce code de calcul est basé sur la discrétisation des équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie par la méthode des volumes finis. Le choix de modèle de turbulence $K - \varepsilon$ (RNG) a été choisi pour le calcul du champ d'écoulement et l'algorithme simple couplage vitesse-pression.

L'analyse de la partie bibliographique et des différents résultats obtenus dans la partie de la simulation numérique concernant un échangeur de tube à ailettes circulaires et carrées nous a permis d'arriver aux résultats suivantes :

- Dans la construction des échangeurs de chaleur, il faut choisir une géométrie qui donne un bon échange thermique et une minimum perte de charge.
- Le taux de transfert de chaleur (Q) et la chute de pression (ΔP) augmentent avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement.
- Le taux de transfert thermique donné par une ailette circulaire est plus grand que celle donné par une ailette carré.
- La chute de pression à travers un faisceau de tube à ailettes carrées est petite devant celle d'un faisceau à ailettes circulaires.
- L'échange thermique est généré essentiellement à la deuxième rangée pour l'arrangement en quinconce et à la première rangée pour l'arrangement en ligne.
- Les résultats dérivés de notre simulation numérique affirment que l'arrangement quinconcé des tubes rapporte clairement un transfert de chaleur important, alors que la chute de pression de cet arrangement est généralement plus élevée que l'arrangement aligné.

ملخص

يعتبر المبادل الحراري من أهم العناصر الأساسية لحسن استعمال الطاقة, ولذلك قمنا بدراسة محول حراري يتكون من ثلاثة صفوف من الأنابيب مزودة بزعانف, الدراسة تمت بالمقارنة بين نوعين من الزعانف الدائرية و المربعة بهدف معرفة النوع الجيد باستعمال برنامج المحاكاة الرقمية "فلوانت" الذي يعتمد على طريقة الحجوم المنتهية. كما تم معرفة من خلال هذه الدراسة على مدى تأثير ترتيب الصفوف, رقم الصف وكذلك سرعة جريان المائع.

لقد بينت هذه الدراسة إن شكل و ترتيب الزعانف لها تأثير كبير على التدفق الحراري و انخفاض الضغط حيث لوحظ أن الزعانف الدائرية تعطي تدفق حراري أحسن نسبيا من الزعانف المربعة بينما تعطي انخفاض في الضغط أكثر نسبيا من الشكل المربع.

الكلمات المفتاحية: محول حراري, فلوانت, زعانف مربعة, زعانف دائرية, التدفق الحراري, انخفاض الضغط.

Résumé

L'objectif de cette étude est de simuler le transfert thermique et de l'écoulement du fluide incompressible dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes annulaires. Nous sommes intéressés principalement à la détermination et la comparaison des caractéristiques thermiques et dynamique des échangeurs à ailettes circulaires et carrées. Des simulations ont été effectuées sur un maillage hexaédrique irrégulier avec le Logiciel « *FLUENT* » qui résout les équations de Navier-Stokes et d'énergie par la méthode des volumes finis. Des simulations numériques stationnaires ont été faites dans des conditions de turbulence permettant de comparer entre la forme circulaire et carrée des ailettes et entre l'arrangement en ligne et en quinconce du faisceau.

Les résultats obtenus montrent que la dissipation thermique autour de l'ailette circulaire est plus élevée que celle donné par une ailette carrée. Cette étude montre également que le taux de transfert thermique de l'arrangement quinconcé est plus élevé que l'arrangement aligné. Cependant, ce dernier généré des pertes de charge faible par rapport à la première configuration.

Mots clés : échangeur de chaleur, *Fluent*, ailette carrée, ailette circulaire, flux de chaleur, chute de pression.

Abstract

3-D computational fluid dynamics (CFD) is proposed to simulate the conjugate conduction-convection of heat transfer problems in annular finned tube heat exchangers. The numerical simulation results allow us to evaluate the heat transfer and flow characteristics over fin surfaces. The aim of the present paper is to compare between circular and square fin of finned-tube heat exchangers in forced convection. In addition, this study analyzes the effects of fin geometry and tube arrangement on heat transfer and flow characteristics for a range of flow velocity ($3 \leq V_{in} \leq 9 \text{ m/s}$). The results show that the heat transfer and pressure drop of circular finned tube are higher when compared under the same condition applied for the square finned tube heat exchanger. The present estimates also show that the staggered array clearly yields a higher heat transfer rate, while the pressure drop of the staggered array is generally higher than for the in-line arrangement.

Keywords: heat exchanger, *Fluent*, square fin, circular fin, heat flux, pressure drop.