

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE 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**

Réalisé par:

MECHTA Nesrine

ABDELATIF Ibtissam

Intitulé

**Etude de la convection forcée autour d'un
faisceau de tubes à ailettes plaques planes**

Soutenu le 14 /09 /2020 devant le jury composé de:

Dr. HADAD Zakaria	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Président
Dr. TAHROUR Farouk	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Rapporteur
Dr. BENMANSOUR Nadia	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Examineur

Année universitaire : 2019/2020

Remerciement

En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous voudrions remercier Dr. **TAHROUR Farouk** de nous avoir supervisés tout au long de cette recherche. Ses précieux conseils, son expérience, son efficacité et ses connaissances nous ont été d'une grande utilité dans le bon fonctionnement de cette entreprise.

Nous veulents exprimer, également, notre profond respect à tous les enseignants qui nous 'ont encadré durant toute la période de nos études au département de physique, surtout en (physique Énergétique)en particulier notre encadreur Dr. **SALMI Mohamed** pour son conseils et l'aide qu'il nous a apporté.

Nous tenons à remercier tous les membres de jury Dr. **HADAD Zakaria** et

Dr : **BENMANSOUR Nadia** qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger notre travail.

Dédicace

Avec tout mon amour, je dédie cet humble travail:

*À mes très chers parent qui ont, toujours été la pour moi, et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance, à toi mon père **Fouad**, et ma vie Maman **Auira Nbila**.*

Merci pour tout le soutien et l'amour que vous m'avez témoigné depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction sera toujours avec moi, "dieu les garde pour moi. "

*À mes frères, **Aissa, Bader et Mouhammed**.*

*À mes sœurs, **Djihad, Ahlem et Safa**.*

pour leur conseils, aides, et encouragement, Vous vous êtes dépensés pour moi sans compter.

*À mon fiancé **Choubane Oussama**.*

*À mes copines aux beaux jours **Madiha, Naima, Ilham et Yamna**.*

À tous mes maitres.

À tous ceux qui utilisent la science pour le bien et prospérité des gens.

Mechta Nesrine

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Tous ceux qui m'ont soutenu et ont saisi ma main pour continuer et m'encourager; peu importe comment j'allais de l'avant et ouvrais les routes devant moi et atteignais tout ce dont je rêvais, je n'oublie pas qui était la raison de mon succès, grâce à Dieu

Mes parents, mes frères et mes collègues dans ma carrière universitaire, vous méritez toutes les significations d'appréciation et de gratitude ...

Merci beaucoup

Sommaire

Sommaire	i
Liste des Figures	iv
Liste de tableau	vi
Nomenclature	vii
Introduction général	1

Chapitre 1 Analyse : bibliographique

1.1 Définition de l'échangeur de chaleur	3
1.2 Principe de fonctionnement	3
1.3 Critères de classement des échangeurs de chaleurs	4
1.3.1 Processus de transfert	4
1.3.2 Mécanisme de transfert de chaleur	4
1.3.3 Classement suivant l'arrangement des écoulements	5
1.3.4 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échangeur	5
1.3.5 Classement suivant la construction géométrique	5
1.3.5.1 Echangeurs tubulaires	5
1.3.5.2 Échangeurs de surfaces à ailettes	6
1.4 Coefficient d'échange global	7
1.5 Méthode de calcul des échangeurs de chaleur	8
1.5.1 Méthode DTML	9
1.5.2 Méthode NUT	10
1.6 Choix d'un échangeur thermique	10
1.6.1 Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur	11

1.6.2 Applications des échangeurs de chaleurs	11
1.7 Généralité sur les ailettes	12
1.7.1 Définition d'une ailette thermique	13
1.7.2 Efficacité d'une ailette	13
1.8 Analyse de l'effet des paramètres géométriques	13
1.8.1 Effet de la géométrie d'ailette	14
1.8.1.1 Ailettes continues	14
1.8.1.2 Ailettes indépendantes	17
1.8.2 Effet de diamètre extérieur des tubes et de leur arrangement	20
1.8.3 Effet de l'épaisseur des ailettes	21
1.8.4 Effet de l'espacement entre ailettes	22
1.8.5 Effet du rang et du nombre de rangées	23

Chapitre 2 : Effet des paramètres géométriques

2.1 Introduction	28
2.2 Equations gouvernantes	28
2.3 Méthode de résolution	30
2.3.1 Méthode des volumes finis	30
2.4 Outil de simulation Gambit et Fluent	32
2.4.1 Gambit	32
2.4.2 Code FLUENT	33
2.4.2.1. La procédure de calcul par Fluent	33
2.5 Domaine de calcul	38

2.6 Maillage	40
2.7 Conditions aux limites	41
2.8 Définition des propriétés physiques	41
 Chapitre 3 : Résultats et discussion	
3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydraulique d'écoulement	43
3.2 Résultats	43
3.2.1 Effet du nombre de rangées	43
3.2.2 Effet de l'espacement entre ailettes	46
3.2.3 Effet du diamètre extérieur des tubes	47
3.2.4 Effet du nombre de Reynolds.....	48
Conclusion générale	50

Liste des figures

Figure 1.1.	Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur	4
Figure 1.2.	Type de contact entre les fluides d'un échangeur de chaleur	4
Figure 1.3.	Types d'échangeurs suivant la direction des écoulements	5
Figure 1.4.	Différents types d'échangeurs tubulaires	6
Figure 1.5.	Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes	7
Figure 1.6.	Ailettes continues ou indépendantes	7
Figure 1.7.	Résistances thermiques associées à un échange thermique pour un échangeur de chaleur à deux tubes	8
Figure 1.8.	Échangeur de chaleur avec écoulement co-courant	9
Figure 1.9.	Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant	10
Figure 1.10.	Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique ..	14
Figure 1.11.	Schéma des cinq configurations d'ailettes testées	15
Figure 1.12.	Schéma des tubes à ailettes : (A) ailette circulaire, (B) ailette dentelée, (C) ailette spirale sertie, (D) ailette plaque plane, (E) ailette ondulée, (F) ailette avec un paire des inserts delta	16
Figure 1.13.	Géométries des ailettes : (A) ailette ondulée traditionnelle, (B) ailette ondulée perforé, (C) ailettes ondulées en quinconce, (D) ailette ondulée discontinuée	17
Figure 1.14.	Détails techniques de la cellule unitaire	18
Figure 1.15.	Formes d'ailettes examinées dans la référence	18
Figure 1.16.	Comparaison des efficacités des ailettes	19
Figure 1.17.	Géométries des ailettes comparés dans la référence	20
Figure 1.18.	Effet du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement (f)	24

Figure 2.1.	Volume de contrôle typique pour une situation 2D	31
Figure 2.2.	Schéma du maillage	31
Figure 2.3.	Vue globale de Gambit	32
Figure 2.4.	Définition du modèle	34
Figure 2.5.	Définition du model d'écoulement	34
Figure 2.6.	Définition des propriétés des matériaux	35
Figure 2.7.	Insertion des valeurs de référence	35
Figure 2.8.	Choix des schémas de discrétisation	36
Figure 2.9.	Les résidus des calculs	37
Figure 2.10.	Enregistrement des données insérées	37
Figure 2.11.	Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées: (a) section transversale, (b) section longitudinale, (c) section transversale du domaine de calcul	39
Figure 2.12.	Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes plaque plan	40
Figure 3.1.	Effet du nombre de rangées sur le flux thermique échangé	44
Figure 3.2.	Contours de températures pour différents nombres de rangées avec (Re=6000).....	45
Figure 3.3.	Effet du nombre de rangées sur la chute de pression	45
Figure 3.4.	Effet de l'espacement entre ailettes sur le flux thermique échangé	46
Figure 3.5.	Effet de l'espacement entre ailettes sur la chute de pression	47
Figure 3.6.	Effet du diamètre extérieur des tubes sur le flux thermique échangé	48
Figure 3.7.	Effet du diamètre extérieur des tubes sur la chute pression	48
Figure 3.8.	Distribution de température autour d'un faisceau de trois rangées de tubes pour (a) Re= 4000 ; (b) Re= 8000	49

Liste des tableaux

Tableau 1.1	Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur	11
Tableau 2.1	Dimensions de l'échangeur de chaleur.....	38
Tableau 3.1	Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression..	49

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_a	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
<i>a</i>	ailette
<i>c</i>	Chaude
<i>ent</i>	entrée
<i>f</i>	Froid
<i>LM</i>	Logarithmique moyenne
<i>Max</i>	Maximale
<i>Min</i>	Minimal
<i>P</i>	Paroi
<i>sor</i>	Sortie
<i>NUT</i>	Nombre d'unité de Transfer

Nombre adimensionnels

<i>NUT</i>	Nombre d'unité de transfert	$NUT = \frac{K.A}{C_{\min}}$
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h.L}{\lambda}$
<i>Pr</i>	Nombre de Prandlt	$Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda}$
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{V.D}{\mu}$

Introduction générale

Les échanges de chaleur se produisent dans de nombreux secteurs de l'activité humaine. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur devrait se produire sans changer les environnements impliqués dans le transfert de chaleur. Il est donc nécessaire d'utiliser un équipement d'échange spécifique. Ces dispositifs sont appelés échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles où l'extraction de chaleur a lieu.

Les échangeurs de chaleur sont définis comme un équipement qu'il permet de l'échange des calories entre deux fluides ou plus à des températures différentes. Dans la plupart des cas, la chaleur traverse la surface d'échange à phase solide. Dans l'industrie, il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur qui varient sous différentes formes géométriques (tubulaires, multi-tubes, feuilles, ailettes,...etc.), en fonction d'une variété d'applications. L'utilisation de ces systèmes pour assurer le transfert thermique s'est propagée à deux liquides ou plus dans de nombreux secteurs industriels tels que : les centrales nucléaires, réfrigérateurs, climatisation des habitats, les voitures, ...etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés. L'objectif principal du calcul des échangeurs de chaleur est toujours d'améliorer les coûts d'investissement; cela se fait en satisfaisant la duplication entre le transfert de chaleur et la chute de pression, c'est-à-dire un compromis entre maximiser le transfert de chaleur et minimiser la chute de pression dans la limite.

Pour augmenter les performances thermiques des échangeurs de chaleur, il est nécessaire et efficace d'utiliser de grandes surfaces (ou appelées surfaces d'ailettes). Il en existe plusieurs configurations des ailettes : ondulée, ailette circulaire, ailette plaque plane, ailette spirale,...etc. Les effets de paramètres tels que le nombre de Reynolds, le nombre de rangées de tubes, le diamètre du tube, la distance entre les ailettes ... etc. ont un effet significatif sur le transfert de chaleur à travers l'échangeur de chaleur.

Dans ce travail, nous présentons une investigation numérique afin de déterminer les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un écoulement d'air qui traverse un échangeur de

plusieurs rangées de tubes à ailettes plaque plane. La simulation numérique est réalisée avec le code de calcul commercial "Fluent 6.2". Le but essentiel de ce travail de mémoire est de découvrir l'effet des paramètres géométriques à savoir : nombre de rangs, diamètre des tubes, pas inter-ailettes et nombre Reynolds sur les performances d'un échangeur de chaleur.

La problématique posée dans ce travail d'étude nous a amené à développer trois chapitres:

Dans le premier chapitre, nous avons mentionné les généralités et les concepts de base concernant la conception des échangeurs de chaleur et des ailettes, ainsi que nous avons présenté diverses recherches menées dans le l'axe de l'effet des différents paramètres géométriques sur le fonctionnement des échangeurs de chaleur.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la méthode de simulation par le code de calcul Fluent et le logiciel Gambit qu'il permet de dessiner la géométrie et leur maillage. Nous avons présenté également, dans ce chapitre, les équations de dérivés partielles gouvernent notre problème d'étude, les conditions aux limites qu'ils conviennent et aussi les dimensions de notre domaine de calcul.

La troisième et le dernier chapitre de ce manuscrit rapporte les résultats numériques liées aux différentes configurations de l'échangeur étudié dans notre travail. Les résultats sont présentés sous formes des courbes, des contours et des tableaux.

Enfin, ce manuscrit a terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre 1

Analyse bibliographique

1.1 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer la chaleur entre un ou plusieurs fluides ayant une température différente. Généralement, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'une paroi solide sans que les fluides se mélangent. De nombreuses applications nécessitent l'utilisation d'un échangeur de chaleur, par exemple le radiateur d'une automobile, le condenseur et l'évaporateur d'une machine frigorifique,...etc.

1.2 Principe de fonctionnement

Dans un échangeur thermique, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases. Un échangeur thermique ne mélange pas, généralement, les deux fluides, il permet simplement le transfert de chaleur entre les deux. Pour cela, les deux fluides sont séparés par une paroi très conductrice de la chaleur (Cuivre, Aluminium, Fer,...). L'écart de température entre les deux fluides permettra le transfert de chaleur, la chaleur allant toujours du fluide plus chaud vers le plus froid. De ce fait, au niveau de l'échangeur, le premier fluide entre chaud et ressort refroidi, tandis que le second fluide entre froid et ressort plus chaud.

Généralement, dans un échangeur thermique, les fluides s'écoulent d'une façon parallèle (co-courant ou contre-courant) ou à courant croisé (l'un des fluides s'écoule dans le sens perpendiculaire avec l'autre fluide). Cette technique permet d'améliorer le transfert de chaleur par rapport à une évolution parallèle.

L'intensité de transfert de chaleur dépend de plusieurs caractéristiques : le type de paroi, le type de fluide, la vitesse du fluide (plus exactement s'il est en régime laminaire ou turbulent), l'écart de température entre les deux fluides. Pour améliorer l'échange, certains échangeurs augmentent la vitesse du fluide, par exemple en utilisant des ventilateurs ou des compresseurs : on parle ici de la convection forcée. Pour un radiateur classique, sans ventilation, on parlera de convection naturelle.

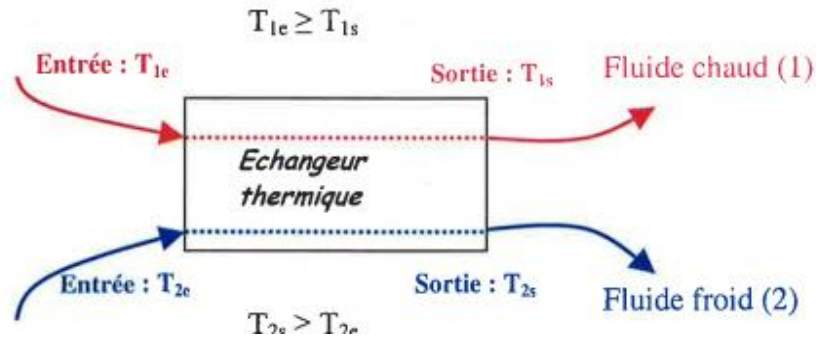


Figure 1.1 : Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur [1].

1.3 Critères de classement des échangeurs de chaleurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs.

1.3.1 Processus de transfert

- a) **Échangeurs à 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.
- b) **Échangeurs à contact indirect :** les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

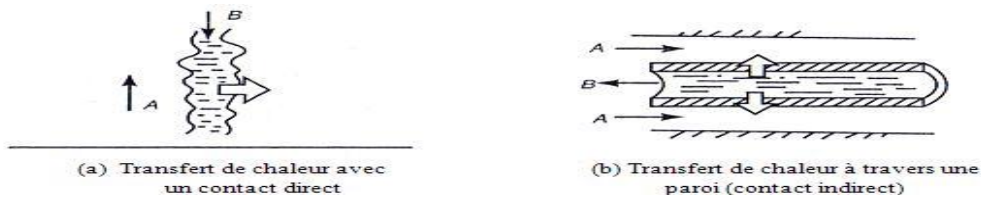


Figure 1.2 : Type de contact entre les fluides d'un échangeur de chaleur [2].

1.3.2 Mécanisme de transfert de chaleur

a) Échangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

b) Échangeur avec changement de phase

Les échangeurs avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

1. L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
2. Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

3. Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état. Ils sont appelés condenseurs

1.3.3 Classement suivant l'arrangement des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger, en deux catégories :

- Même sens « Co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois d'un échangeur à «courant croisés».

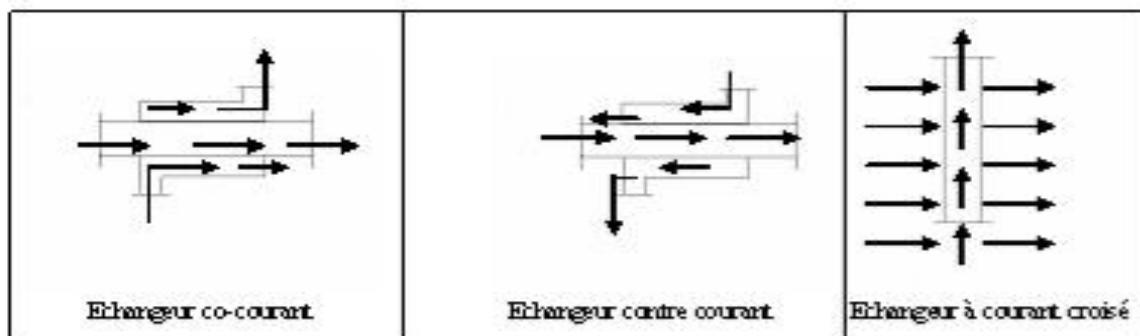


Figure 1.3 : Types d'échangeurs suivant la direction des écoulements [3].

1.3.4 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échangeur

On trouve deux types de paroi.

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, graphite, verre,...etc.

1.3.5 Classement suivant la construction géométrique

Parmi les échangeurs à contact indirect, il ya quatre configurations géométriques.

1.3.5.1 Echangeurs tubulaires

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisent les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir une meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- a) **échangeur monotube**, (figure 3.a) dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent
- b) **échangeur coaxial**, (figure 3.b) dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés, en général, le fluide chaud s'écoule dans le tube intérieur.

c) **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :

- échangeur à tubes séparés, (figure 3.c).
- échangeur à tubes rapprochés, (figure 3.d).
- échangeur de tubes à ailettes, (figure 3.e).
- échangeur à tubes et calandre, (figure 3.f).

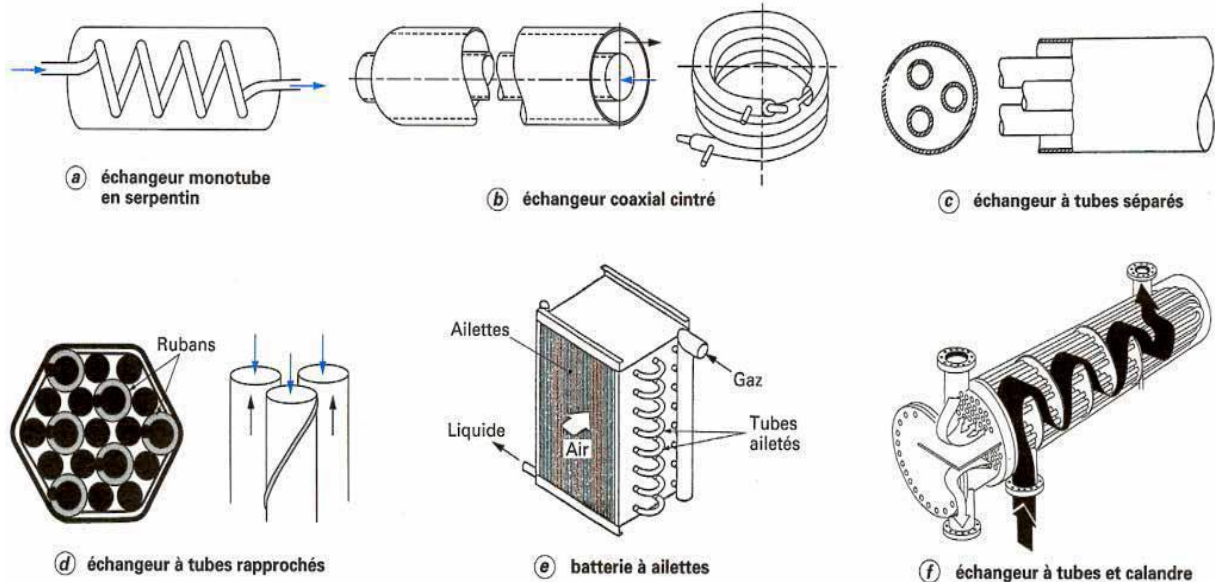


Figure 1.4 : Différents types d'échangeurs tubulaires[4].

1.3.5.2 Échangeurs de surfaces à ailettes

Il consiste d'une conduite cylindrique ou rectangulaire sur laquelle des lames métalliques de différentes formes sont fixées. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal 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 : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. Il existe différentes formes d'échangeur à ailette.

a. Échangeurs à plaques avec ailettes

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire. La figure 1.5 montre un exemple. D'autres géométries sont possibles selon le type d'échangeur de changeur à plaques. Dans des applications gaz-liquide, les ailettes sont généralement utilisées seulement du côté gaz de l'échangeur. Les échangeurs à plaques avec ailettes sont regroupés en trois catégories : ailettes non coupées, comme triangulaires ou rectangulaires, ailettes non coupées de forme sinusoïdale et ailettes interrompues.

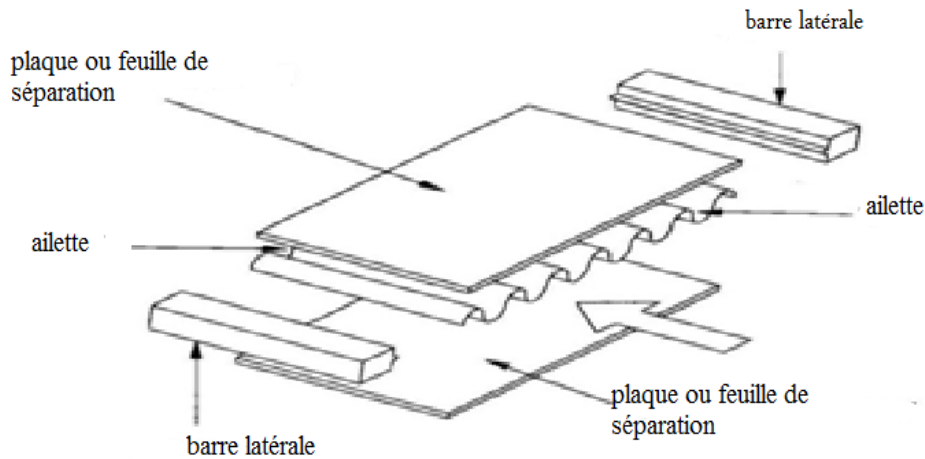


Figure 1.5 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes [1].

b. Échangeurs de tubes avec ailettes

Pour augmenter la performance thermique des échangeurs de chaleur, il est nécessaire et efficace d'utiliser les surfaces prolongées (surfaces à ailettes) sur le côté gaz pour compenser le coefficient de transfert convectif, qui peut-être 10 à 100 fois plus petit que cela du côté liquide. Pratiquement, il existe plusieurs formes des ailettes et des tubes. La configuration d'une ailette a une influence remarquable sur le développement des couches turbulentes tridimensionnelles, réduction de l'épaisseur de la sous-couche laminaire près de la paroi et intensification de la vorticité, ainsi les transferts convectifs dans la section de l'écoulement.

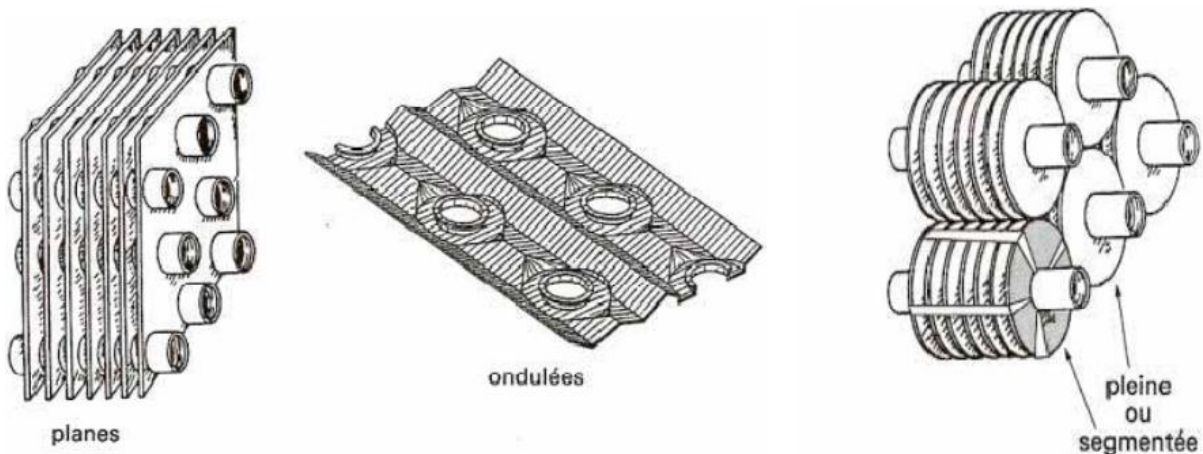


Figure 1.6 : Ailettes continues ou indépendantes [4].

1.4 Coefficient d'échange global

La connaissance du coefficient d'échange thermique global entre deux fluides est très importante dans les calculs des échangeurs de chaleur. La figure ci-dessous donne l'allure qualitative du profil des températures pour un échange à travers une paroi cylindrique, ainsi que la représentation de cet échange par analogie électrique [2].

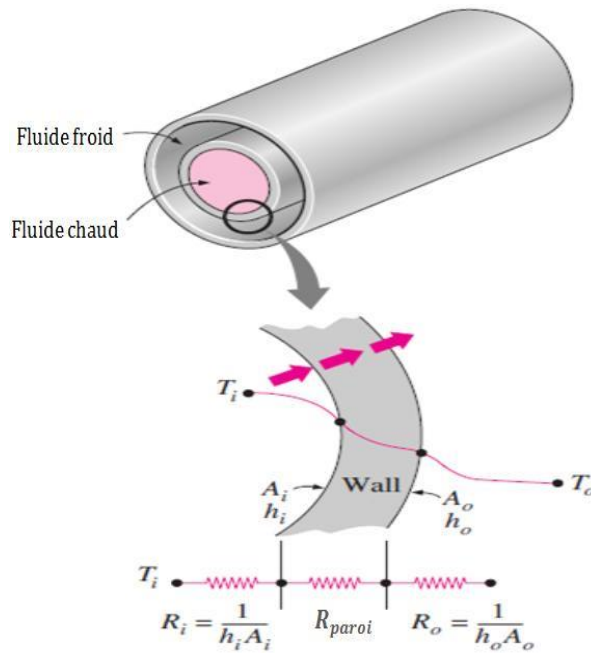


Figure 1.7 : Résistances thermiques associées à un échange thermique pour un échangeur de chaleur à deux tubes [2].

Dans le cas d'un échangeur de tubes à ailettes, l'expression du coefficient K est

$$K = \left[\underbrace{\frac{1}{(\eta h)_f}}_{(I)} + \underbrace{R_{encrass}^{in}}_{(II)} + \underbrace{R_{contact}}_{(III)} + \underbrace{\frac{\ln(d_e / d_i)}{(2\pi\lambda)_t}}_{(IV)} + \underbrace{R_{encrass}^{ex}}_{(V)} + \underbrace{\frac{1}{(\eta h)_c}}_{(VI)} \right]^{-1} \quad (1.1)$$

Coté fluide froid
Coté fluide chaud

- η_f et η_c sont, respectivement, les efficacités de la partie extérieure (qui inclut généralement des ailettes) et la partie intérieure du tube.
- (I) et (VI) sont, respectivement, les résistances thermiques convectives : entre l'ailette et le fluide froid et entre le tube et le fluide chaud.
- (II) et (V) sont les résistances thermiques due à l'encrassement des fluides respectivement à l'intérieur et à l'extérieur du tube.
- (IV) est la résistance thermique de nature conductive du tube, avec d_e et d_i sont, respectivement, les diamètres extérieur et intérieur du tube.
- (III) est la résistance thermique de contact entre le tube est l'ailette.

1.5 Méthode de calcul des échangeurs de chaleur

Les méthodes analytiques suffisent pour dimensionner un échangeur ou pour évaluer les performances d'un échangeur sont déjà définies dans le cadre d'un procédé industriel. Elles s'appuyant sur des bases de données de performances, pertes de pression et coefficients

d'échange, selon des mesures réalisées sur leurs échangeurs. Les deux principales méthodes sont la méthode DTLM et la méthode NUT.

1.5.1 Méthode DTML

La méthode DTLM (**D**ifférence de **T**empérature **M**oyenne **L**ogarithmique) est particulièrement adaptée pour le dimensionnement des échangeurs thermiques. Cette méthode nécessite la connaissance des températures d'entrée et de sortie du deux fluides.

Le flux thermique échangé par un échangeur de chaleur est : $\phi = K.A.\Delta T_{LM}$

- **Écoulement Co-courant**

Dans ce cas, la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{ML} s'écrit :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{e1} - T_{e2}) - (T_{s1} - T_{s2})}{Ln \frac{T_{e1} - T_{e2}}{T_{s1} - T_{s2}}} \quad (1.2)$$

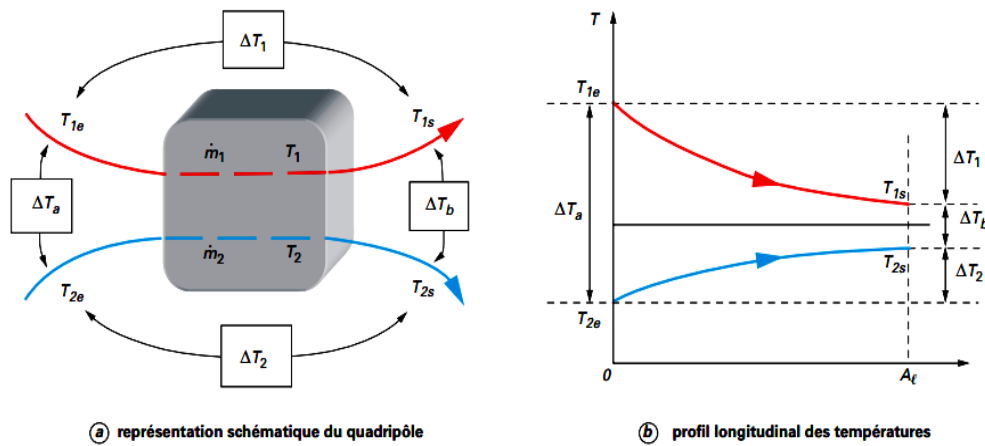


Figure 1.8 : Échangeur de chaleur avec écoulement co-courant [5].

- **Écoulement contre courant**

Dans ce cas, la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{ML} s'écrit:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{e1} - T_{s2}) - (T_{s1} - T_{e2})}{Ln \left(\frac{T_{e1} - T_{s2}}{T_{s1} - T_{e2}} \right)} \quad (1.3)$$

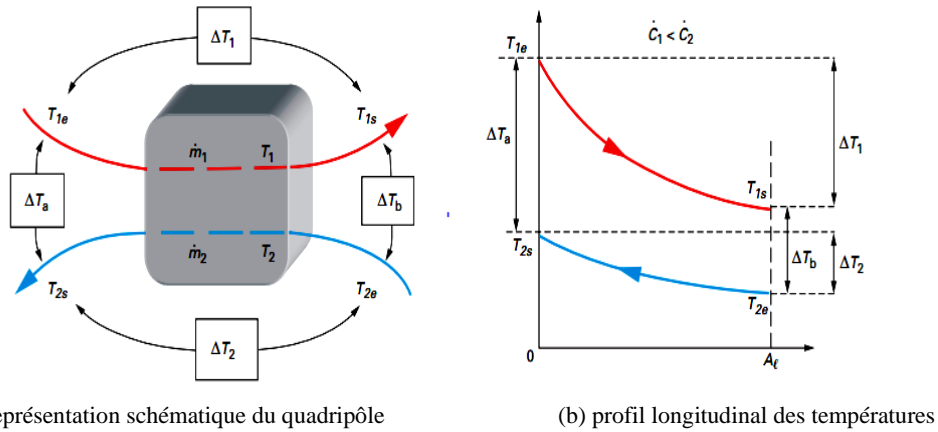


Figure 1.9 : Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant [5].

1.5.2 Méthode NUT

La méthode NUT (**N**ombre d'**U**nités de **T**ransfert) est basée sur le calcul de l'efficacité η de l'échangeur. L'efficacité d'un échangeur η est définie comme le rapport entre la puissance thermique réelle de l'appareil considéré $\dot{\Phi}$ et sa puissance thermique maximale $\dot{\Phi}_{max}$ [2].

$$\eta = \frac{\dot{\Phi}_{réel}}{\dot{\Phi}_{max}} \quad (1.4)$$

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

$$\dot{\Phi}_{max} = C_{min} (T_c^{ent} - T_f^{ent}) \text{ avec } C_{min} = (\dot{m}C_p)_{min} \quad (1.5)$$

Les expressions des flux échangés sont :

$$\dot{\Phi}_c = C_c (T_c^{ent} - T_c^{sor}) \quad (1.6)$$

$$\dot{\Phi}_f = C_f (T_f^{sor} - T_f^{ent}) \quad (1.7)$$

$$\dot{\Phi}_{réel} = \eta C_{min} (T_c^{ent} - T_f^{ent}) \quad (1.8)$$

Le nombre NUT représente le pouvoir d'échange de l'appareil, il s'exprime comme le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{K.A}{C_{min}} \quad (1.9)$$

1.6 Choix d'un échangeur thermique

Le choix de l'échangeur de chaleur, pour une application spécifique, dépend de nombreux critères techniques et économiques, parmi lesquels nous mentionnons :

- Critère de coût de l'échangeur.

- Critère de restriction d'espace et de maintenance doivent également prises en compte.
- Critère sur les exigences d'étanchéité de l'échangeur et les risques de fuite des fluides.
- Critère d'encrassement des échangeurs thermiques, (Bouchage, Colmatage).
- Critère des propriétés physiques des fluides, maximales d'usage de l'échangeur, pertes de charge maximales acceptables.
- Critère de l'efficacité de l'échangeur.

1.6.1 Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur

Les avantages et les inconvénients des différents types d'échangeurs thermiques sont classés dans le tableau suivant :

Types d'échangeurs	Avantages	Inconvénients
Échangeurs tubulaires	<ul style="list-style-type: none"> • Équipement fiable et robuste • Résistance aux pressions élevées • Accepte de grands écarts de température. 	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrant. • Difficulté de nettoyage • Sensible aux vibrations
Échangeurs à plaques	<ul style="list-style-type: none"> • Compacte. • Modulable. • Prix compétitifs. • Peu de perte thermique. • Très bon coefficient de transfert. 	<ul style="list-style-type: none"> • Perte de charge importante. • Faible écart de température envisageable. • Pression de travail limitée.
Échangeur à ailettes	<ul style="list-style-type: none"> • Bon rendement. • Peut prendre des formes précises. • Faible poids et volumes. 	<ul style="list-style-type: none"> • Craint les chocs. • Difficiles à nettoyer. • Difficiles à réparer.
Échangeurs régénérateurs	<ul style="list-style-type: none"> • Rendement très élevé (de 75 à 95%). • Faible encombrement pour la roue. • Perte de charge relativement faible en comparaison avec l'efficacité. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consommation d'énergie pour l'entraînement de la roue • Contamination de l'air neuf.

Tableau 1.1 Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur.

1.6.2 Applications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux domaines et ont nombreux applications, telles que :

➤ **Échangeurs à plaques**

- Chauffage de produits thermosensibles (pasteurisation du lait).
- Réfrigération des liquides à des températures inférieures à l'ambiante.
- Chauffage et refroidissement des produits visqueux.
- Récupération de chaleur sur eaux usées.

➤ **Échangeurs de plaque à ailettes**

- Séparation des constituants de l'air.
- Liquéfaction de gaz naturel.
- Industrie du papier.
- Chauffage et climatisation des habitats.

➤ **Échangeurs spirales**

- Chauffage et refroidissement des produits encrassant.
- Chauffage des produits thermosensibles.

➤ **Échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire**

- Radiateurs des automobiles.
- Industrie de construction mécanique.
- Centrales solaires thermodynamique.
- Industrie chimique.
- Machines frigorifiques.

1.7 Généralité sur les ailettes

Afin d'équilibrer les résistances thermiques externes et internes, on augmente la surface d'échange extérieur. Ces ailettes peuvent être plates ou plus souvent ondulées ou gaufrées afin d'améliorer le coefficient d'échange thermique extérieur. L'ailette est un dispositif qui permet 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), mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique. Elle est utilisée, en particulier, dans les échangeurs industriels, les radiateurs de véhicules, le chauffage central, et le refroidissement des composantes électroniques,...etc.

1.7.1 Définition d'une ailette thermique

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 chaleur industriels à faisceaux de tubes à ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : ailettes transversales et longitudinales. La forme des ailettes transversales, peut être carrée, rectangulaire, circulaire, elliptique,...etc.

1.7.2 Efficacité d'une ailette

Elle définit les performances d'une ailette en comparant le flux dissipé à celui qui serait dissipé dans une ailette de mêmes dimensions mais dont la température serait uniforme et égale à celle de la base (conductivité thermique $\lambda \rightarrow \infty$, pas de résistance thermique de conduction, donc pas de chute de température dans l'ailette).

Pour un faisceau de plusieurs rangées de tubes, l'efficacité d'une ailette plaques planes est calculée par la méthode d'approximation décrite par Schmidt :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(mr_c\psi)}{mr_c\psi} \quad (1.12)$$

Avec:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{ail} \cdot E_{ail}}}$$

$$\psi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right]$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1,27 \frac{X_m}{r_c} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0,3 \right)^{0,5}$$

$$X_L = \sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2/2}$$

$$X_M = P_t/2$$

1.8 Analyse de l'effet des paramètres géométriques

Dans cette partie de mémoire, nous avons présenté quelques travaux de recherches et études trouvés dans la littérature qui montrent l'effet des paramètres géométriques sur le fonctionnement d'un échangeur thermique. Ces paramètres sont mentionnés sur la figure ci-dessous.

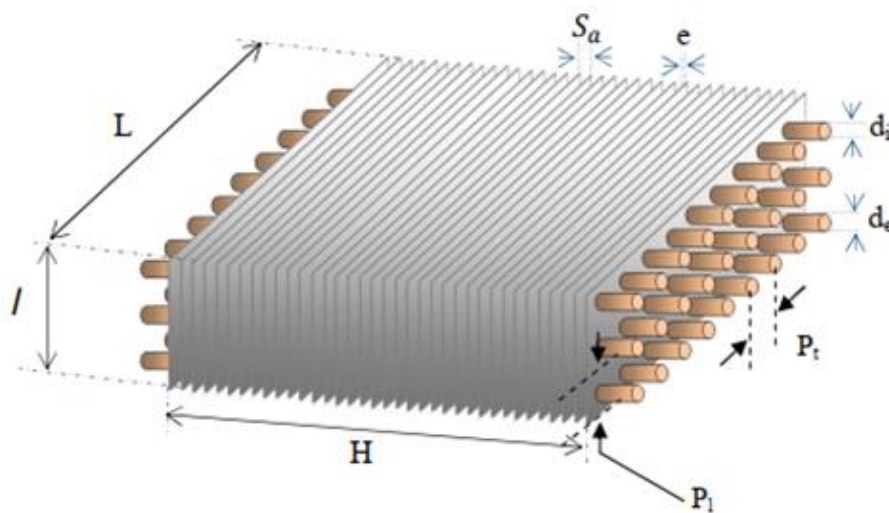


Figure 1.10 : Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique [6].

.18.1 Effet de la géométrie d'ailette

L'une des techniques efficaces d'amélioration du rendement d'un échangeur de chaleur est de construire une bonne forme géométrique des ailettes.

1.8.1.1 Ailettes continues

Une étude expérimentale a été effectuée par **Lozza et al.** [7] sur l'intensité du transfert de chaleur et de la chute de pression dans les échangeurs de tubes avec différentes géométries d'ailette (plate, ondulée, à persiennes ou à petites ailettes). Les résultats obtenus sur 15 prototypes de faisceaux testés montrent que le type d'ailette influence fortement sur la performance de l'échangeur de chaleur. Cependant, les ailettes à persiennes donnent généralement des meilleurs résultats que ceux des ailettes ondulées.

Tang et al.(2007)[8], ont effectué une simulation numérique tridimensionnelle des propriétés de transfert de chaleur et de frottement dans l'air pour les échangeurs de chaleur à 6 rangées de tubes avec 5 types d'ailettes différents : ailette plane, ailette à persiennes, ailette avec générateurs de vortex et ailettes avec deux formes et positions des inserts (voir la figure 1.11). Ils ont constaté qu'une ailette à persiennes donne un transfert de chaleur et une chute de pression plus élevée que les autres ailettes. Les résultats montrent également que l'ailette plane offre les plus faibles taux de transfert de chaleur et de la chute de pression, avec un nombre de Re varié de 4000 à 8000. Lorsque le nombre de Re est inférieure à environ 5100, les auteurs ont trouvé que l'ailette avec des générateurs de vortex donne des meilleures performances que la deuxième ailette à des inserts mixtes..

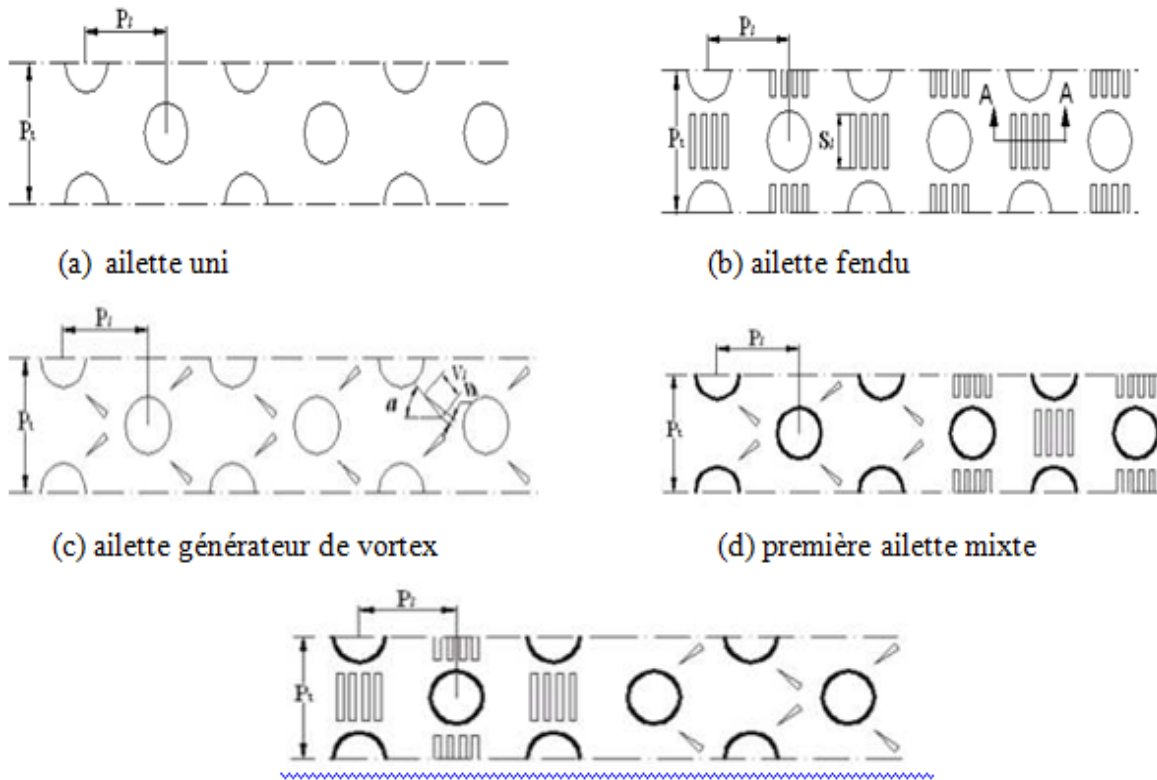


Figure 1.11 : Schéma des cinq configurations d'ailettes testées.[8].

A. Kumar et al. [9] ont utilisé le code de calcul OpenFOAM-2.2 pour comparer les caractéristiques thermo-hydrauliques des ailettes annulaires de forme (circulaire, ailette spirale sertie, ailette dentelée) et des ailettes continues de forme (plaque plane, ondulée et ailette avec un paire des inserts delta). Avec un nombre de Re fixe, les résultats de ce travail de recherche montrent que le rapporte du transfert de chaleur sur la puissance de pompage des ailettes annulaire est de 140-170%, il est plus élevé par rapport aux ailettes continues.

Cependant, l'efficacité d'ailette est variée dans l'intervalle 77-83% pour les ailettes annulaires et de 55-66% pour les ailettes continues avec une gamme de variation du nombre de Re : $(2500 \leq Re \leq 4000)$.

Parmi les ailettes annulaires examinées, seulement l'ailette spirale sertie fournit un facteur de qualité de volume plus élevé par rapport aux ailettes continues. En général, les chercheurs ont affirmé qu'un échangeur de chaleur plus compact peut être conçu en utilisant des ailettes continues mais avec un coût de la puissance de pompage plus élevé.

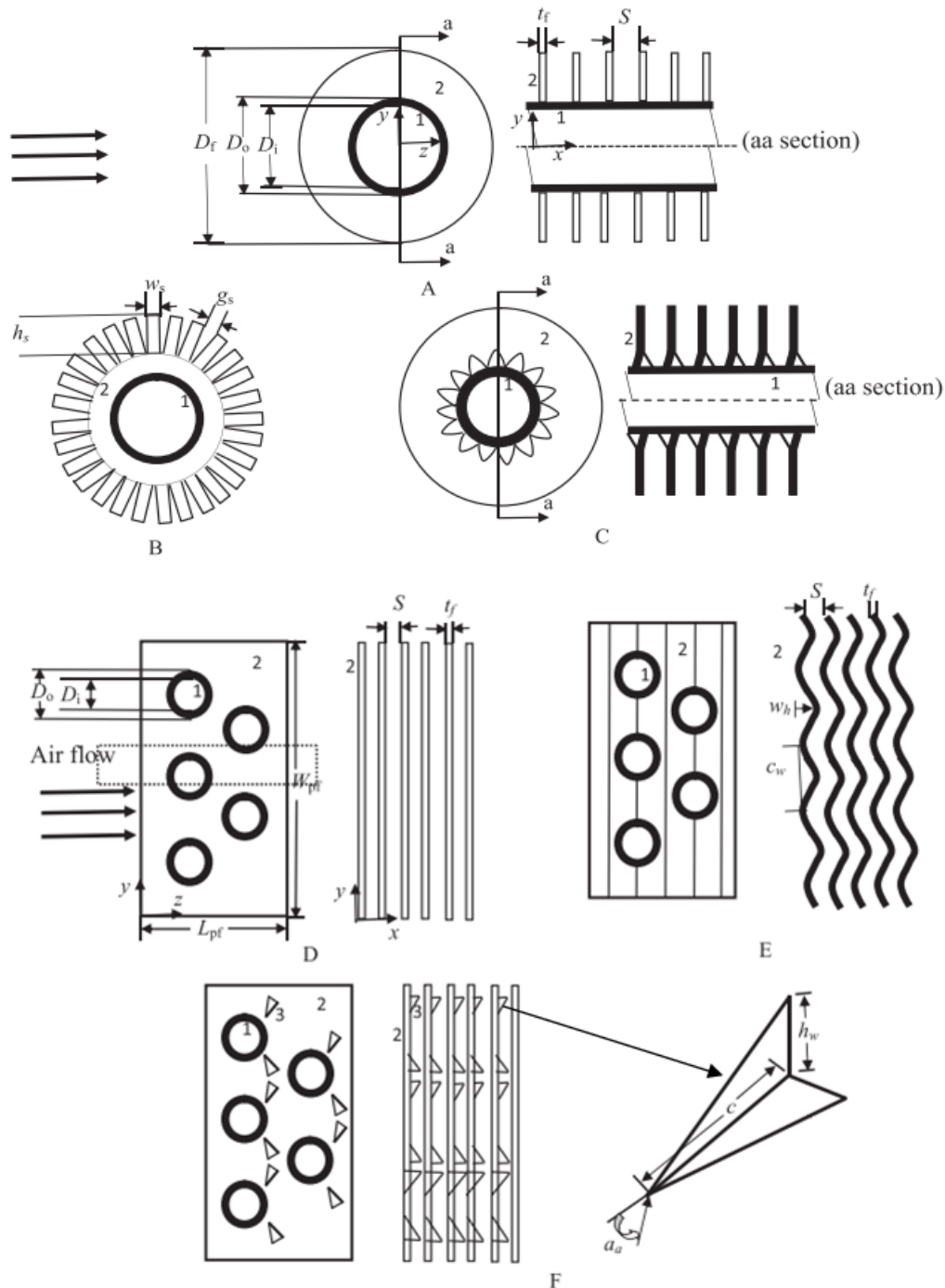


Figure 1.12 : Schéma des tubes à ailettes : (A) ailette circulaire, (B) ailette dentelée, (C) ailette spirale sertie, (D) ailette plaque plane, (E) ailette ondulée, (F) ailette avec un paire des inserts delta [9].

Pour augmenter le flux thermique échangé par un échangeur de chaleur à ailettes ondulées, trois nouvelles forme d'ailettes ondulées, à savoir ailettes ondulées perforés, ailettes ondulées en arrangement quinconcé et ailettes ondulées discontinus, ont été proposé et étudiés numériquement par **Y. Xue et al.** [10] (voir Fig. 1.13). Les auteurs ont constaté qu'en raison de l'écoulement tourbillonnaire et du mélange efficace du fluide, toutes les techniques proposés pour le perfectionnement du transfert chaleur ont des avantages par rapport à l'ailette

ondulée traditionnel. D'une autre part, grâce aux critères d'évaluation des performances, l'ailette ondulée en quinconce a un avantage pour le cas des petits rapports (amplitude/longueur d'onde). Cependant, avec l'augmentation de ce rapport d'ondulation, cette prédominance est progressivement dépassée par l'ailette ondulée perforée. Les résultats de ce travail montrent aussi que l'avantage de l'ailette ondulée discontinue est la plus petite et presque reste invariable.

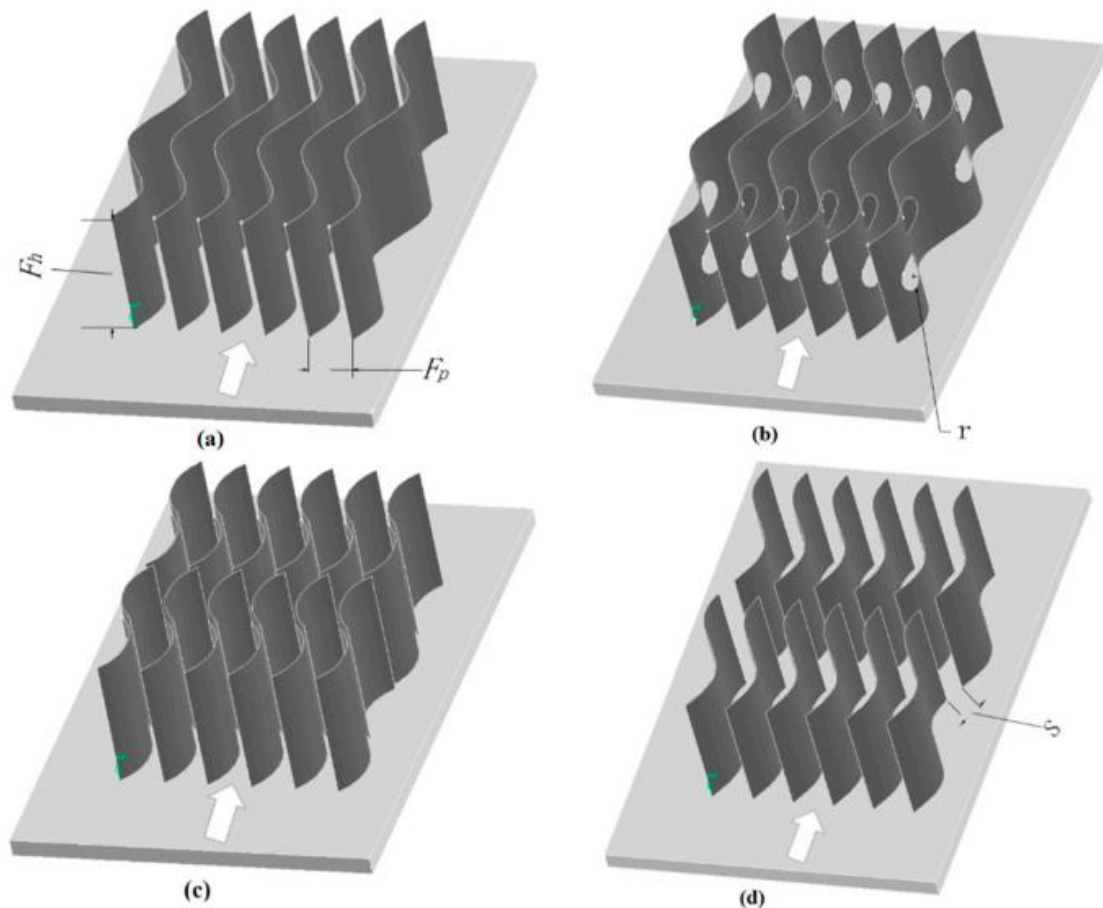


Figure 1.13 : Géométries des ailettes : (A) ailette ondulée traditionnelle, (B) ailette ondulée perforée, (C) ailettes ondulées en quinconce, (D) ailette ondulée discontinue [10].

1.8.1.2 Ailettes indépendantes

Dans un faisceau de trois rangées de tubes, **Lemouedda et al.** (2011) [11] ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques pour deux types d'ailettes dentelées. Le nombre de Re est varié dans l'intervalle (600 à 2600). 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, d'un angle de 0 jusqu'à 25°, sur la performance des tubes à ailettes dentelées. Les investigations numériques effectuées dans cette étude montrent l'avantage des ailettes dentelées en améliorant la performance d'un tube ailettes. C'est principalement dû au fait que l'interruption des ailettes dans ces dispositifs

améliore la reconstruction de la couche limite près des surfaces de transfert thermique et augmente le niveau de mélange du fluide dans le domaine d'écoulement. D'une autre part, le vrillage des segments par un angle varié de 0 à 10° augmente les performances des ailettes dentelées. En outre, l'augmentation du nombre de segments d'ailette par période mène à plus d'interruption de la couche limite et à plus de mélange de l'écoulement. Ceci améliore généralement l'échange thermique dans les tubes à ailettes dentelés.

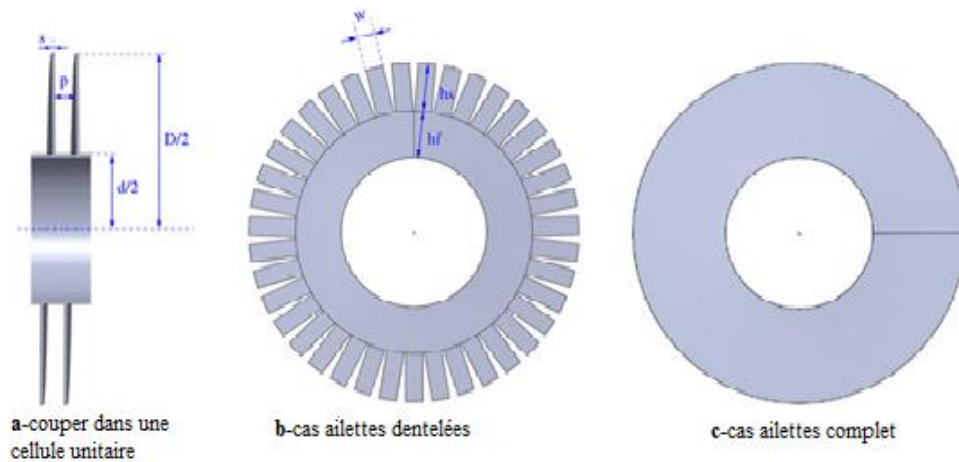


Figure 1.14 : Détails techniques de la cellule unitaire [11].

La technique de pliage d'ailettes et des tubes ovales à ailettes incomplètes ont été proposés par **Pis'mennyi** [12] afin d'augmenter la performance des ailettes annulaires. L'analyse expérimentale faite ici montre que le perfectionnement marqué du transfert de chaleur, sans croissance excessive de la traînée aérodynamique, peut être atteint en améliorant le parcours du fluide entrant dans le faisceau. Selon les paramètres de pliage d'ailettes, l'arrangement des tubes et le nombre de Re; l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur convectif s'étend de 15% à 77%. Il trouve qu'il y a une croissance de la traînée près de 40% à 117% en comparaison avec l'utilisation d'ailettes plates. L'étude montre également qu'un faisceau de tubes ovales à ailettes incomplets ne réduit pas le flux thermique d'un faisceau de tubes à d'autres choses étant égales, malgré qu'il y a une diminution de la surface d'échange.

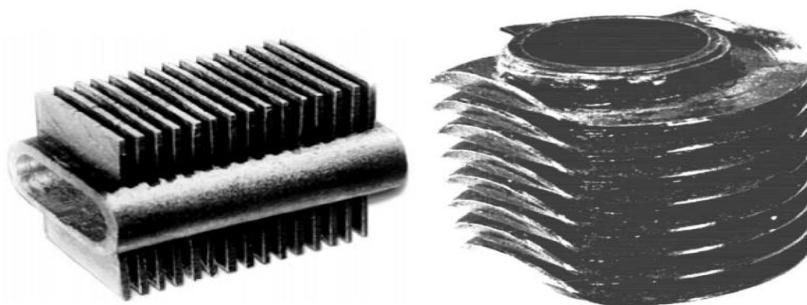


Figure 1.15 : Formes d'ailettes examinées dans la référence [12].

Le logiciel Maple v.16 a été utilisé par **Mehemmai et al.** (2016) [13], afin d'étudier le transfert de chaleur autour de différents profils d'ailette. Ils ont constaté que l'augmentation de la conductivité thermique et de l'épaisseur des ailettes et la réduction du coefficient d'échange de chaleur amélioraient l'efficacité des ailettes. Suivant les courbes de la figure ci-dessous, l'ailette triangulaire est la plus performante de différents types d'ailettes examinées. Ce travail de recherche indique aussi que l'efficacité des ailettes diminue avec l'augmentation de la longueur d'ailette (L) et du coefficient d'échange thermique (h). Cependant, cette efficacité augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique (k) et de l'épaisseur d'ailette (W).

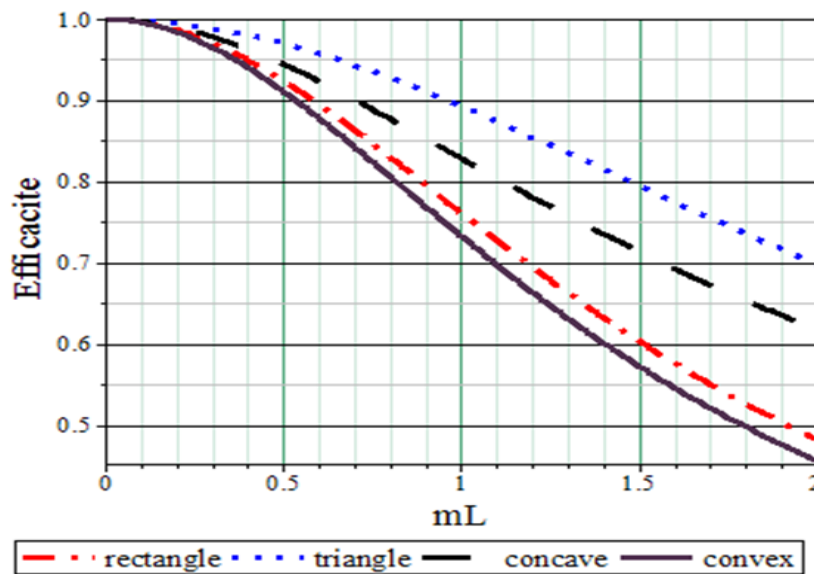


Figure 1.16 : Comparaison des efficacités des ailettes [13].

La méthode de différence finie avec les données expérimentales de la température a été utilisée par **Chen et al.** (2018) [14] pour estimer le coefficient de transfert de chaleur sur un tube à ailette elliptique. Après cela, le code de calcul Fluent avec ses différents modèles d'écoulement et les coefficients de transfert de chaleur prévus sont employés pour déterminer la température et la vitesse de l'écoulement, la température de la surface d'ailette et le coefficient de transfert convectif de l'ailette. Les résultats publiés dans cet article montrent aussi que l'efficacité d'une ailette annulaire elliptique est supérieure que celle d'une ailette annulaire circulaire.

Dans le travail de recherche de **Nemati et al.** (2020) [15], un échangeur de chaleur à quatre rangées de tubes à ailettes annulaires a été optimisé en variant localement la forme des ailettes annulaires, résultant ainsi en faisceaux de tubes non uniformes. L'objectif principale de cette investigation est de comparer entre le cas classique (tous les rangées sont à ailettes

circulaires) et un cas des ailettes mixtes (l'une des rangées est à ailettes circulaires et les trois autres rangées sont à ailettes elliptiques, voir la Fig. 1.17). Ils sont montrés que les ailettes elliptiques minimisent la chute de pression et la génération d'entropie, tandis que les ailettes de forme circulaire à la première rangée peuvent être utilisées pour maximiser le transfert de chaleur. Les résultats montrent également que, pour le scénario dans lequel la densité de transfert de chaleur est maximale et la chute de pression est minimisée, la chute de pression est réduite jusqu'à 31%, le poids des ailettes est réduit jusqu'à 23%, avec aussi une diminution de 14% du transfert de chaleur total côté air, par rapport au cas où toutes les ailettes à travers le faisceau de tubes sont circulaires.

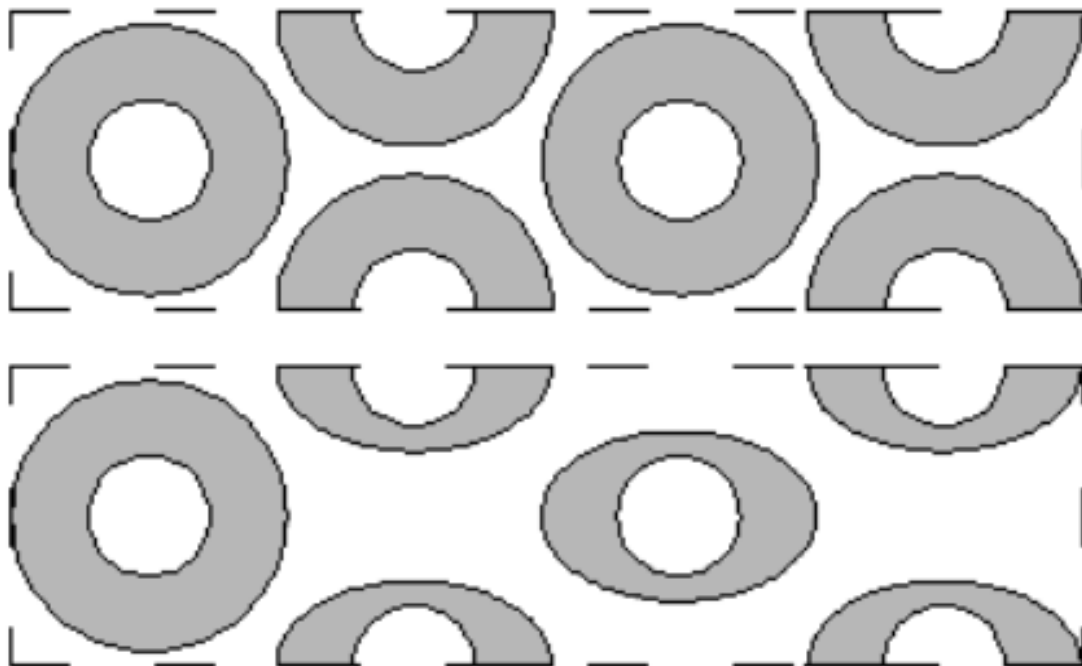


Figure 1.17 : Géométries des ailettes comparés dans la référence [15].

1.8.2 Effet de diamètre extérieur des tubes et de leur arrangement

Afin de construire un échangeur de chaleur compacte, efficace et moins cher, il est important de choisir la bonne forme du tube et le meilleur arrangement du faisceau.

Des études expérimentales ont été développées par **Rosman et al** [16] et **Rocha et al.** [17], ils ont déterminé les coefficients de transfert de chaleur locaux et moyens pour les tubes à sections circulaires et elliptiques dans des échangeurs tubulaires à ailettes continues.

Torikoshi et Xi (1995) [18], trouvent que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression dépend principalement du diamètre de tube.

En (2003) **Jin-Yoon Kim**. [19], a analysé par la technique de la sublimation de naphthalène l'effet du rapport entre la distance inter-tubes et de leurs diamètres (S/D), pour

deux valeurs du nombre de Reynolds 1770 et 2660 sur le transfert de chaleur dans un échangeur à ailettes planes continues. Ils ont constaté qu'avec l'augmentation du rapport (S/D), les transferts de chaleur et de masse sur les ailettes augmentent et ils atteignent l'état de stagnation à $(S/D)=0.5$. On le constate également que l'arrangement décalé de tubes donne le plus grands taux de transfert de chaleur et de masse que l'arrangement aligné. Cela est dû que les vortex en fer à cheval formés devant le premier tube se prolonge au deuxième tube et augmente ainsi le transfert de chaleur et de masse autour de la deuxième rangée.

Bejan et al. (2004) [20] ont mené une étude numérique et expérimentale pour prouver que les échangeurs de chaleur avec des tubes circulaires et ovales à ailettes peuvent être améliorés, et ils a remarqué une augmentation du transfert de chaleur jusqu'à 20% dans les tubes elliptiques par rapport aux tubes circulaires conventionnels. Due

En 2009, **Talaat et Gomaa** [21], ont réalisé une étude expérimentale et numérique (par un code de calcul en CFD), pour déterminer les caractéristiques thermiques d'un écoulement à travers des faisceaux de tubes elliptiques et circulaires arrangés en quinconce. Cette investigation a couvert les effets du nombre de Reynolds (5600-40000), de l'angle d'impaction de l'écoulement sur les tubes (0° - 150°). Les auteurs ont observé que le nombre de Nusselt est maximal lorsque les grands axes des tubes elliptiques sont perpendiculaires à l'écoulement (angle d'attaque $\phi=0$). Ils ont constaté aussi que le nombre de Nusselt correspondant à cette situation est plus élevé de 30 % que celui de l'échangeur dont les grands axes de ses tubes sont parallèles à l'écoulement.

1.8.3 Effet de l'épaisseur des ailettes

Parmi les auteurs traitant l'effet de l'épaisseur et du matériau d'ailette, nous citons :

En 1996, **Wang et al.** [22], ont rapporté que l'espacement entre-ailettes a un effet négligeable sur le coefficient de transfert de chaleur, et que les facteurs de frottement et de colburn sont indépendants de l'épaisseur d'ailette.

Abu-Madi et al. (1998) [23], ont rapporté que lorsque l'épaisseur de l'ailette diminue, le transfert de chaleur augmente d'un manière faible. Ils ont aussi établi des corrélations pour le facteur de Colburn et de frottement en fonction du nombre de Reynolds, le nombre de rangées et de grandeurs géométriques adimensionnelles.

En (2004) **Wangwises et al.** [24], ont étudié l'influence de l'épaisseur d'ailette sur les caractéristiques thermo-hydraulique d'un échangeur thermique. Les résultats, présentés dans cette étude, montrent que pour un nombre de rangés ($N=2$) le facteur de Colburn augment

avec l'épaisseur des ailettes, alors que si le nombre de rangés ($N \geq 4$) le facteur de Colburn diminue.

En 2012, **Pongsoi et al.** [25], ont étudié les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur à ailettes en spirale et des échangeurs de chaleur à tubes dans le nombre élevé de Reynolds (3000 - 13000). Les échantillons d'essai (ailettes) étaient en cuivre et en aluminium avec un nombre différent de tubes en rangée, et ils ont constaté qu'il n'y avait pas d'effet significatif du matériau des ailettes sur les performances de transfert de chaleur dans Nombre élevé de Reynolds.

1.8.4 Effet de l'espacement entre ailettes

Dans le domaine des fabrications industrielles, les chercheurs ont réalisé plusieurs travaux (expérimentaux et numériques), qui visaient à voir l'effet de l'espace entre les ailettes sur l'efficacité des échangeurs thermique.

Grey et al. [26] ont développé deux corrélations pour le calcul du facteur de Colburn j en fonction du nombre de Reynolds, les pas transversaux et longitudinaux, le pas entre ailettes, le nombre de rangées et le rapport de la surface totale d'échange par rapport à la surface des tubes. Les résultats de cette investigation indiquent que le facteur de frottement augmente avec la diminution de l'espacement des ailettes.

Rich et al.[27] ont mené une étude sur des échangeurs à quatre rangées de tubes et ont trouvé que le coefficient de transfert et le facteur de frottement sont indépendants de l'espacement des ailettes.

Wang et al. (1996) [28], ont rapporté que le coefficient de transfert thermique est faiblement affecté par l'espacement entre les ailettes, par contre, le coefficient de frottement f et le coefficient de Colburn j sont indépendants de l'épaisseur de l'ailette.

Yan et al. (2000) [29], ont étudié l'effet du nombre de Re sur le facteur de frottement f et de Colburn j à des faibles espacement d'ailettes compris entre 1.4 et 2.0 millimètres. Ils ont conclu qu'à des grands nombres de Re , les facteurs f et j augmentent avec l'espacement entre-ailettes

Mon et al. (2004) [30], ont effectué une simulation numérique d'un écoulement turbulent tridimensionnel dans un échangeur constitué d'un faisceau de quatre rangées de tubes à ailettes circulaires. Ils ont considéré les deux types d'arrangements pour des nombres de Reynolds $6.8 \times 10^3 \leq R_e \leq 4.3 \times 10^4$ et pour plusieurs paramètres géométriques (espacement d'ailettes, diamètres des tubes et les espacements entre les tubes). Les auteurs ont présenté, à partir des résultats numériques, une analyse de la topologie de l'écoulement entre les ailettes

(développement des couches limites dynamique et thermique et de la structure tourbillonnaire en fer à cheval). Les auteurs ont montré que le coefficient de transfert de chaleur dans l'arrangement en quinconce augmente quand le rapport entre l'espacement entre les ailettes et leurs hauteurs $\left(\frac{S}{l_a}\right)$ augmente jusqu'à $\left(\frac{S}{l_a}\right)=3,2$.

Chen et al. (2007) [31], ont publié les résultats d'une étude dans laquelle ils ont analysé les effets de l'espacement entre ailettes S sur le coefficient de transfert de chaleur et sur l'efficacité d'une ailette plane carrée située au milieu d'un ensemble de tube ailettes. Cette étude a concerné la convection forcée. Les résultats montrent qu'avec l'augmentation de S , le transfert de chaleur augmente et l'efficacité de l'ailette diminue.

Chen et al. (2018) [14], ont mené une étude sur les propriétés de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide des échangeurs de chaleur à ailettes annulaires. Ils ont constaté que le facteur de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de l'espacement entre les ailettes et que le meilleur espacement pour les ailettes est d'environ 18 mm.

1.8.5 Effet du rang et du nombre de rangées

Saboya et Sparrow [32], ont mesuré par la technique de sublimation de naphthalène le coefficient de transfert de masse sur les ailettes planes continues dans un échangeur à deux rangées de tubes. Avec l'utilisation de l'analogie entre le transfert de chaleur et de masse, les auteurs ont constaté que l'effet de la couche limite sur le transfert de chaleur est presque négligeable dans la deuxième rangée de tubes et que les tourbillons qui se développent devant les tubes sont les seuls qui favorisent le transfert de chaleur dans cette rangée. Ils ont aussi observé, pour un nombre de Reynolds égal à 2500, une augmentation de 50% du coefficient de transfert thermique local maximum en allant de la première rangée vers la deuxième rangée.

Neal et al. (1996) [33], ont analysé le transfert de chaleur autour des ailettes circulaires pour quatre arrangements en quinconce. Il a constaté, pour trois arrangements, des augmentations différentes du coefficient de transfert thermique entre la deuxième et la sixième rangée. Par contre, pour le quatrième arrangement, ce coefficient diminue. Ces différences dans la variation du coefficient de transfert de chaleur résultent du changement dans le taux de développement de la turbulence à travers les différents arrangements.

En 2005, **Kim et al.** [34], ont effectué des tests expérimentaux des propriétés de transfert de chaleur dans l'air pour les échangeurs de chaleur à ailettes plates en modifiant l'espacement entre ailettes, le nombre de rangées et l'alignement des tubes. Leurs résultats

montrant que le coefficient de transfert convectif diminue avec la diminution du pas entre ailettes et aussi avec l'augmentation du nombre de rangées. Avec tous les espacements des ailettes examinés, le coefficient de transfert de chaleur diminue avec de l'augmentation du nombre de rangées de 1 à 4.

Yoo et al. (2007) [35], ont analysé dans leur publication les effets du pas des tubes, le rang des tubes et du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur dans un échangeur tubulaire à ailettes continues dont les tubes sont arrangés en quinconce. La technique de sublimation de naphthalène a été employée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur local. Les résultats de l'étude réalisée sur six rangées de tubes affirment que la variation du coefficient de transfert de chaleur autour des tubes change de la première rangée à la troisième rangée. Cependant, le nombre de Nu moyen sur les tubes de la deuxième rangée et la troisième rangée sont, respectivement supérieurs de 30% et 65% par rapport à celui de la première rangée.

Pour voir l'influence du nombre de rangées sur le transfert thermique laminaire à travers un faisceau de tubes ailetés, **Xie et al.** [36] (2009) réalisent une simulation numérique en trois dimensions basées sur l'algorithme SIMPLE. Les résultats de la variation du nombre de Nu et du facteur de frottement en fonction du nombre de Re et de nombre de rangées sont présentés dans la figure ci-dessous. Les courbes de cette figure montrent clairement que les caractéristiques du transfert de chaleur et de la chute de pression sont indépendants du nombre de rangées quand ($N \geq 6$).

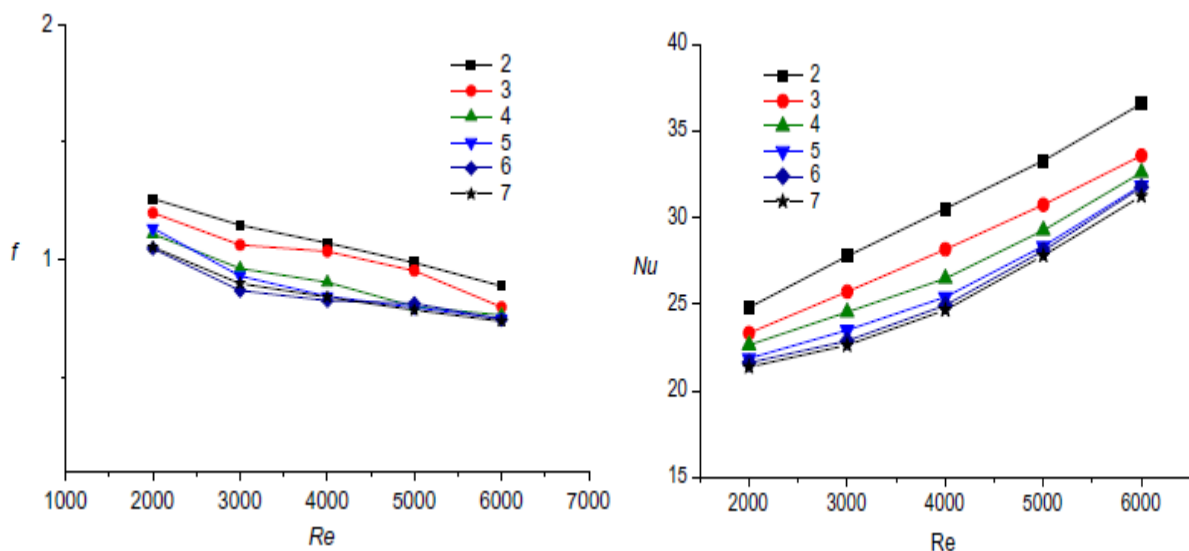


Figure 1.18 : Effet du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement (f) [36].

Références

- [1] F.Michel, "Optimisation des échangeurs compacts à ailettes etude numérique et expérimentale," in *mécanique et énergétique: Joseph oseph fourier*, 2003.
- [2] F. Tahrou, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in *Thèse de doctorat, Département de physique, Université El Hadj Lakhder -BATNA-*. Batna: El Hadj Lakhder, 2016.
- [3] F.Taourit, "Etude de comportement dynamique et thermique de deux écoulement du fluid dan une échangeur de chaleur (comparaison ente le cas simple le cas avec ailettes)," in *génie mécanique*. Tlemcen: Abou bakr belkaid, 2013.
- [4] A.Nehari, "A-Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques," in *Physique*. Telmcen.: Abou-Bakr Balkaid, 2011.
- [5] A. Bontemps, "Echangeur de chaleur dimensionnement thermique," in *Technique de l'Ingénieur*, 2015.
- [6] E.Ammari, "Echangeur de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption : Dimensionnement d'un aéroréfrigérant," in *Génie Mécanique*. Mémoire de Master, Département de génie mécanique, Université de BISKRA, 2013, pp. 50-52.
- [7] L. Giovanni and M. Umberto, "An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 409-416, 2001.
- [8] L-H.Tang, G-N.Xie, M.Zeng, M.Lin, and W.Wang, "Numerical simulation of fin patterns on air-side-heat tansfer and flowfriction characteristics of fin-and-tube heat exchangers," presented at 1st Asian Symposium on Computational Heat Transfer and Fluid Flow, China, October 18-21, 2007.
- [9] A. Kumar, J. B. Joshi, and A. K. Nayak, "A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109, pp. 336-356, 2017.
- [10] Y. Xue, Z. Ge, X. Du, and L. Yang, "On the heat transfer enhancement of plate fin heat exchanger," *energies*, vol. 11, pp. 1398, 2018.
- [11] A. Lemouedda, A. Schmid, 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.
- [12] N.Pis'menny, "Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 1050-1063, 2014.
- [13] A.MEHIRA and al, "Comparaison des efficacités des ailettes en cascade, in Third International Conference on Energy," presented at Materials, Applied Energetics and Pollution, Constantine.Algeria, October 30-31, 2016.
- [14] H.-T. Chen, P.-C. Chen, Y. Lin, and K.-C. Liu, "Numerical simulation of natural convection heat transfer for annular elliptical finned tube heat exchanger with experimental data," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127, pp. 541-554, 2018.
- [15] H. Nemati, M. A. Moghimi, P. Sapin, and C. N. Markides, "Shape optimisation of air-cooled fnned-tube heat exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 150, pp. 106233, 2020.
- [16] R-C.Rosman, Carajilescov, and E.Saboya, "Performance of one and two row and plate fin heat exchangers," *ASME J Heat Transfer*, vol. 106, pp. 627-632, 1984.

- [17] L.Rocha, E.Saboya, and J.Vargas, "A comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers," *Int J Heat Fluid Flow*, vol. 18, pp. 247-252, 1997.
- [18] K. Torikoshi and G.-N. Xi, "A numerical steady of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers," *ASME Heat Transfer Division*, vol. 317-1, pp. 453-457, 1995.
- [19] J.-Y. Kim and T.-H. Song, "Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tube assembly: naphthalene sublimation results," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3051–3059, 2003.
- [20] A.Bejan and al, "Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1347-1359, 2004.
- [21] A.Gomaa and I.Talaat, "Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 2148-2158, 2009.
- [22] C.-C.Wang, Y.-C.Hsieh, and Y.-T.Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate finand-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal Of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [23] M.A-Madi, R.Johnus, and M.Heikal, "Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers," *International Journal Refrigeration*, pp. 507-517, 1998.
- [24] S.Wongwises and Y.Chokeman, "Effect of fin thickness on air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 147–154, 2004.
- [25] P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, C.-C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of number of tube rows on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchanger with a multipass parallel and counter cross-flow configuration.," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 1403-1411, 2012.
- [26] D.Webb and D-L.Gray, "Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangershaving plain fins. Proceeding 8th," *International Journal of Heat and Mass Transfer Conference*, vol. 6, pp. 2745-2750, 1986.
- [27] D.-G. Rich, "The effect of fin spacing the heat transfer and friction performance of multi-row,smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transactions*, vol. 79, pp. 137-145, 1973.
- [28] C.-C. Wang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate finand-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal Of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [29] W. Shenn and W.-M. Yan, "Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1651-1659, 2000.
- [30] M.Gross, S.Mon, and al, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [31] H.Hsu and T.Chen, "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. 45-578, 2007.
- [32] F.-E. Sparrow and M. Saboya, "Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations," *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 19, pp. 41-49, 1976.
- [33] S.Hitchcock and al, "A study of the heat transfer processes in banks of finned tubes in cross flow using a large scale model technique," *Transfer: Proc 3rd Int Heat*, vol. 3, pp. 290-298, 1996.

- [34] Y. Kim and Y. Kim, "Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 851-858, 2005.
- [35] S.-Y. Yoo, H.-K. Kwon, and J.-H. Kim, "A study on heat transfer characteristics for staggered tube banks in cross-flow. *Journal of Mechanical Science and Technology*," vol. 21, pp. 505-512, 2007.
- [36] 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.

Chapitre 2

Etude numérique

2.1 Introduction

Dans le passé, il était difficile d'appliquer des méthodes numériques pour résoudre le problème d'un échangeur de chaleur à ailettes. Aujourd'hui, grâce au développement des méthodes numériques et des codes de calcul en CFD de plus en plus puissants avec une grande capacité de mémoire, nous a permis d'effectuer des calculs tridimensionnels dans un échangeur thermique dans lequel l'écoulement du fluide et le phénomène de transfert thermique sont très complexe. Des solutions très satisfaisantes peuvent être obtenues pour plusieurs géométries et avec un temps très court.

Parmi les logiciels de calcul de la dynamique des fluides (CFD) on peut citer : CFX, Fluent, Numerica, Star-CD, Openfoam etc....

Ce chapitre expose la description physique et mathématique de notre problème et les étapes suivies pour faire la simulation par le code de calcul FLUENT. La construction de la géométrie avec la génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le logiciel GAMBIT.

Les outils de simulation numérique, nous permettent de modéliser un échangeur entier, c'est à dire de simuler l'écoulement et le transfert de chaleur couplés dans les fluides et la conduction thermique dans les solides (ailettes).

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'entrée d'air et le diamètre extérieur du collier d'ailette d_c ($d_c = d_t + 2 E_a$) [1, 2]. Ceci donne une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle ($4500 < Re < 8000$). Donc, l'écoulement autour d'un tube à ailettes plaque plane 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:**

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

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

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

➤ **Equation d'énergie:**

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\lambda_{air} + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.3)$$

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:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (2.4)$$

λ_a : est la conductivité thermique de l'ailette.

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

2.3 Méthode de résolution

Les écoulements de fluides, que ce soit en régime laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles (E.D.P). Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement.

Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tels systèmes du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est-à-dire non linéaires d'une part et couplées d'autre part. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir des résultats corrects.

Parmi les méthodes numériques fréquemment utilisées dans la résolution des problèmes d'écoulements et de transferts thermiques on trouve la méthode des volumes finis.

2.3.1 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation qui convient pour la simulation numérique des différents types d'équations de lois de conservation.

Cette méthode est largement utilisée dans les phénomènes qu'étudient le physicien et l'ingénieur, tel que la mécanique des fluides, le transfert de masse et de chaleur ou la pétrochimie. Quelques-unes des caractéristiques importantes de la méthode des volumes finis sont similaires à celles de la méthode des éléments finis : elles peuvent être utilisées sur la géométrie orbitaire, utilisant des maillages structurés ou non structurés et elles mènent aussi à des schémas robustes.

Le principe de la méthode des volumes finis consiste essentiellement:

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.
- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations.
- Le modèle doit être stable et convergent.

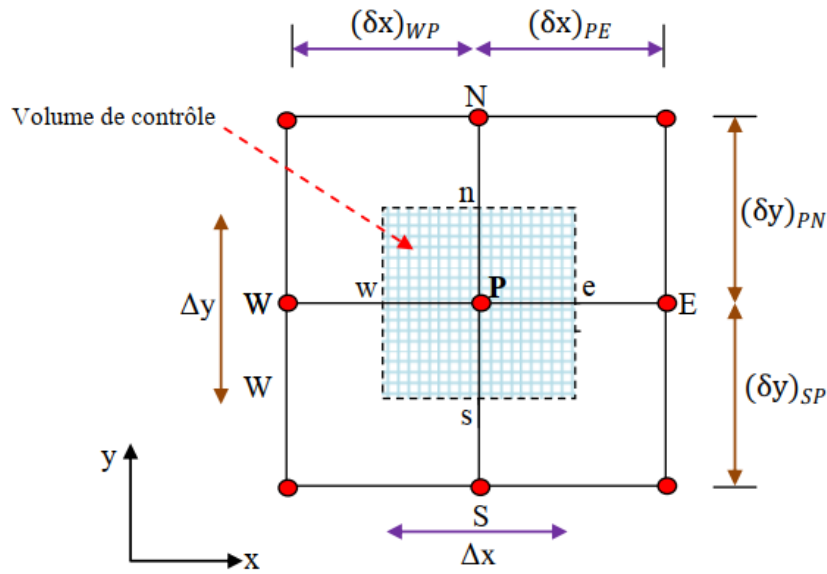


Figure 2.1 : Volume de contrôle typique pour une situation 2D [4].

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, comme indiqué dans la figure (2.1). Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant le point P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction y.

Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P du maillage (voir fig. 2.2), tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. Les différentes équations de conservation sont intégrées sur le volume de contrôle afin de déterminer les variables scalaires et vectorielles du problème concerné.

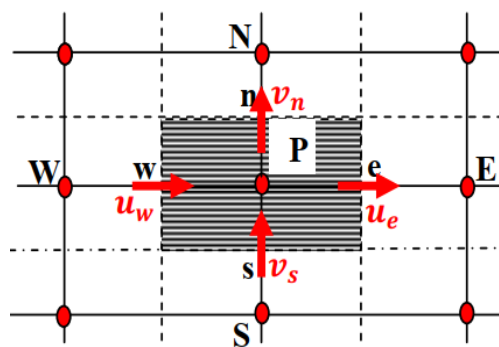


Figure 2.2 : Schéma du maillage [4].

2.4 Outil de simulation Gambit et Fluent

2.4.1 Gambit

C'est un logiciel conçu pour aider les analystes et les concepteurs à construire et à mailler des modèles pour les problèmes d'écoulement des fluides et d'autres applications scientifiques.

Gambit reçoit les données de l'utilisateur au moyen de l'interface graphique (GUI). Cette dernière réalise les étapes de base de construction et du maillage. De plus, il est assez souple pour adapter plusieurs applications de modelage. Il comprend un ensemble complet d'outils de génération de maillages surfaciques et volumiques qui permettent de réaliser rapidement des maillages de qualité et garantissent une précision des résultats, notamment, la génération automatique du maillage volumique en tétraèdre. Il a, aussi, l'avantage d'importer des fichiers CAO grâce à l'interface (au format CAD,..), qui transforme la géométrie directement en une série de maillages surfaciques ou volumiques. Gambit possède une interface facile à manipuler et qui est constituée de plusieurs fenêtres d'outils d'opération destinées à construire le modèle, générer le maillage et incorporer les conditions aux limites.

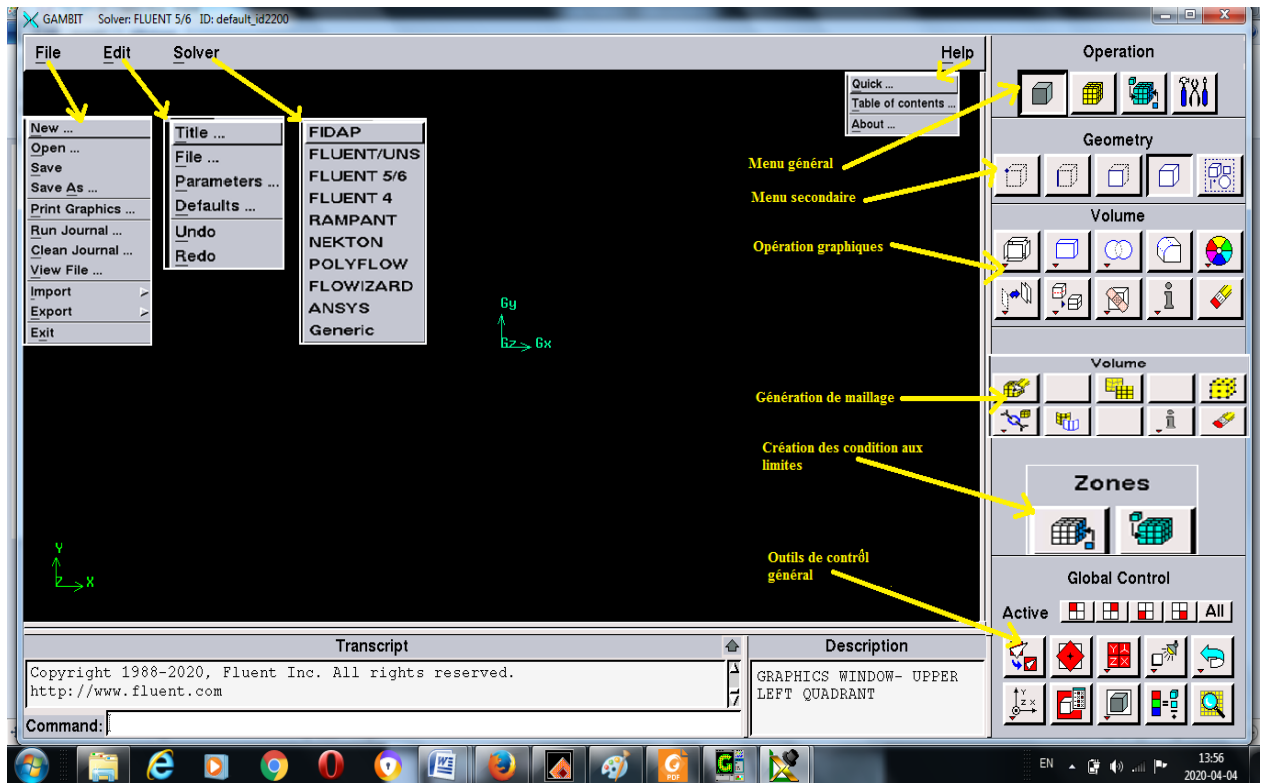


Figure 2.3 : Vue globale de le fenêtre Gambit.

2.4.2 Code FLUENT

Est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert thermique dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité d'adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet de résoudre les différentes équations de conservation, avec plusieurs types de schémas de discrétisation. Les résultats obtenus par Fluent peut être fournis sous forme des contours, des valeurs numériques ou par des courbes. Cela donne une bonne lecture et une meilleure exploitation des résultats.

Fluent est écrit en langage C, il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il a une architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs machines. Fluent dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

Le logiciel FLUENT propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de bilan et des équations de transport des scalaires supplémentaires. L'utilisateur a le choix entre un écoulement tridimensionnel ou bidimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non), turbulent ou laminaire, permanent ou transitoire.

.24.2.1 La procédure de calcul par Fluent

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

Étape 1 : Mise en place du problème (lire le fichier .msh) dans FLUENT :

- Démarrer la version 3ddp de FLUENT
- Lire le fichier (exemple: Diamater16.msh)

File > Read > Case

- Vérifier l'unité des dimensions du domaine de calcul

Grid > Scale

- Préciser le solveur de propriétés

Define > Models > Solver

Pour notre cas, nous avons choisi un solveur basé sur la pression avec une formulation implicite pour un cas 3D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).

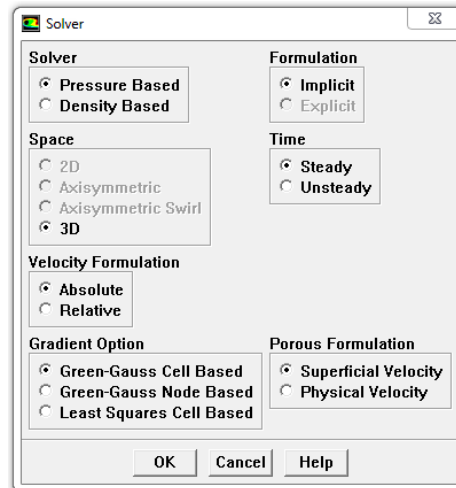


Figure 2.4 : Définition du modèle de calcul.

Formulation de l'équation d'énergie :

Define > Models > Energy

Define > Models > Viscous

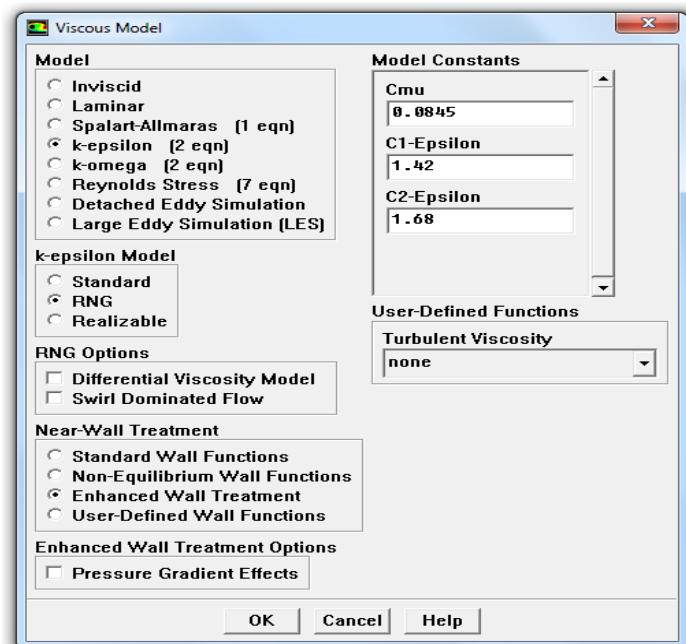


Figure 2.5 : Définition du modèle de turbulence.

- Définir les propriétés des matériaux

Define > Materials...

C'est le choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

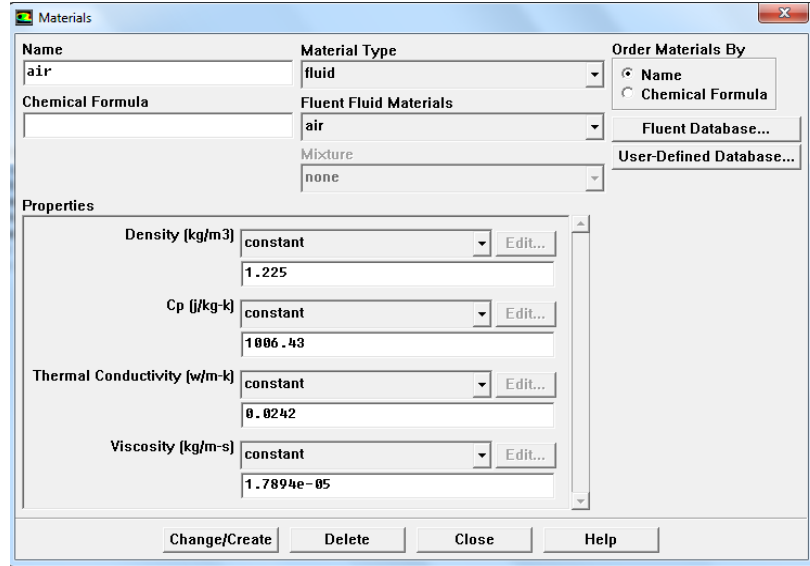


Figure 2.6 : Définition des propriétés des matériaux

- Définir les conditions de références : Introduction des conditions de fonctionnement (ici la pression, la température, la gravité).

Define > Operating Conditions...

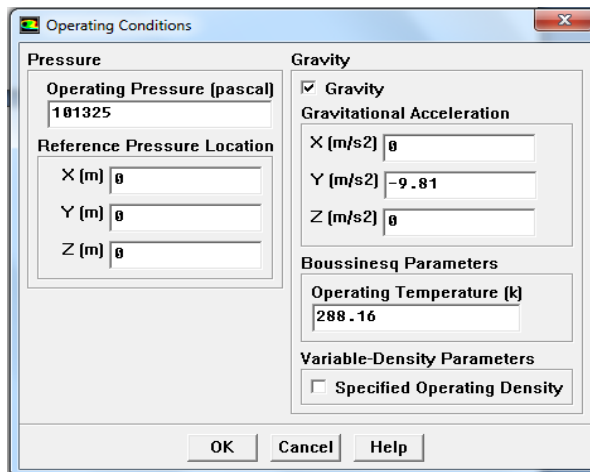


Figure 2.7 : Insertion des valeurs de référence.

- Définir les conditions aux limites:

Define > Boundary Conditions...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre "Boundary condition".

Après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites.

Étape 2 : solution

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. On doit choisir aussi les facteurs de sous relaxations et les algorithmes pour le couplage pression-vitesse.

Solve > Controls > Solution...

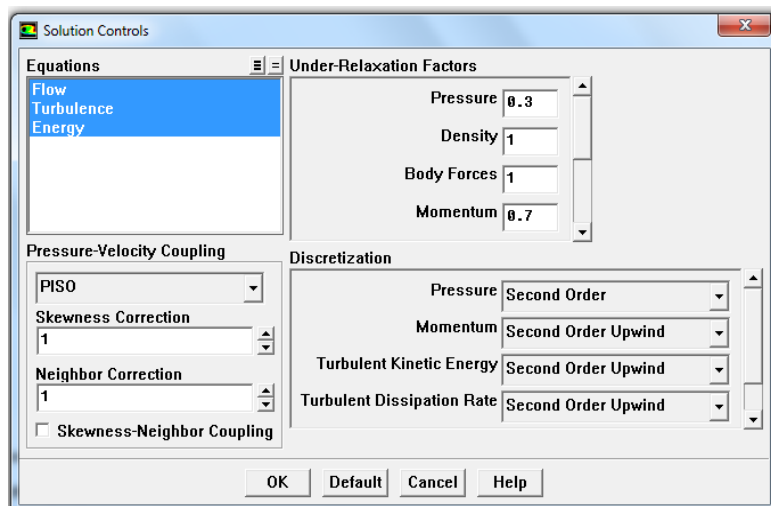


Figure 2.8 : Choix des schémas de discrétisation.

- Faire activer l'option "plot" dans la fenêtre "residual monitor" et choisir les critères de convergence.

Solve > Monitors > Residual...

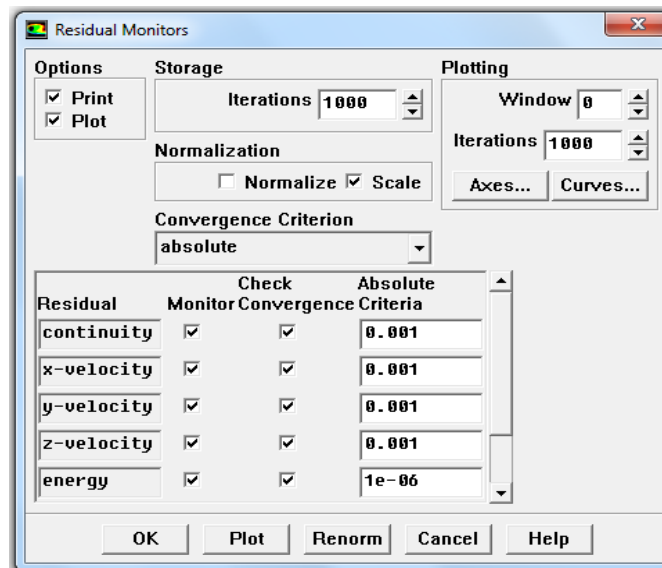


Figure 2.9 : Les résidus des calculs.

- Initialisation de tous les variables avant de commencer les calculs

Solve > Initialize ...

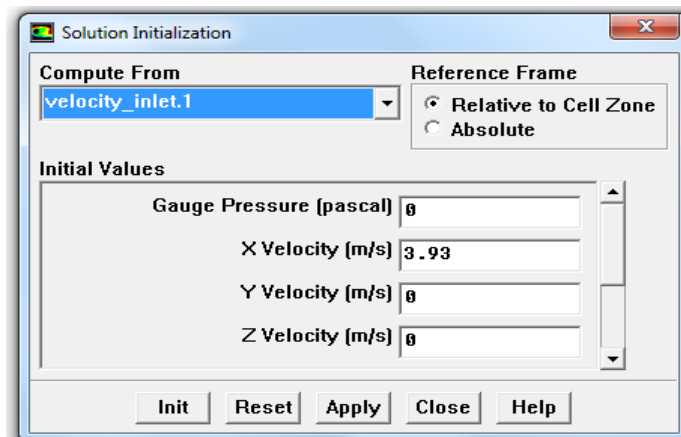


Figure 2.10 : Enregistrement des données insérées.

- Lancement des itérations jusqu'à la convergence, puis enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie graphique.

Solve > Iterate

2.5 Domaine de calcul

L'échangeur sous forme d'une batterie à ailettes peut avoir plusieurs rangées et plusieurs passes par rangées. Le nombre total de tubes restant constant d'une rangée à une autre.

Pour étudier le transfert de chaleur conjugué (conductivité thermique), des simulations numériques sur un faisceau de tubes à ailettes continues ont été réalisées, la zone de calcul est clairement définie. Avec la condition au limite de symétrie, le domaine de calcul comprend seulement la moitié de l'espacement entre deux ailettes adjacents. Seulement le cas de trois rangées de tubes sont représentés schématiquement (cependant, dans ce travail d'étude, l'effet de la variation de nombre de rangs entre un et sept rangs de tubes ont été examinés). La forme géométrique de l'échangeur étudiée ainsi que les conditions aux limites sont représentées sur la figure (2.11).

Le tableau (2.1) représente les différentes dimensions géométriques qui définissent un échangeur à tubes et ailettes.

Paramètre géométrique	Longueur (mm)
Diamètre de tube D_t	12 - 14 - 16 - 18 - 20
Longueur d'ailette L_{ail}	68-102-136-170-204-238-272
Pas longitudinal P_l	34
Epaisseur d'ailette E_a	0,3
Nombre de rangées N	1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7
Pas transversal P_t	42
Espacement entre ailettes S	1,4 - 2 - 2,7 - 3,4

Tableau 2.1 : Dimensions de l'échangeur de chaleur.

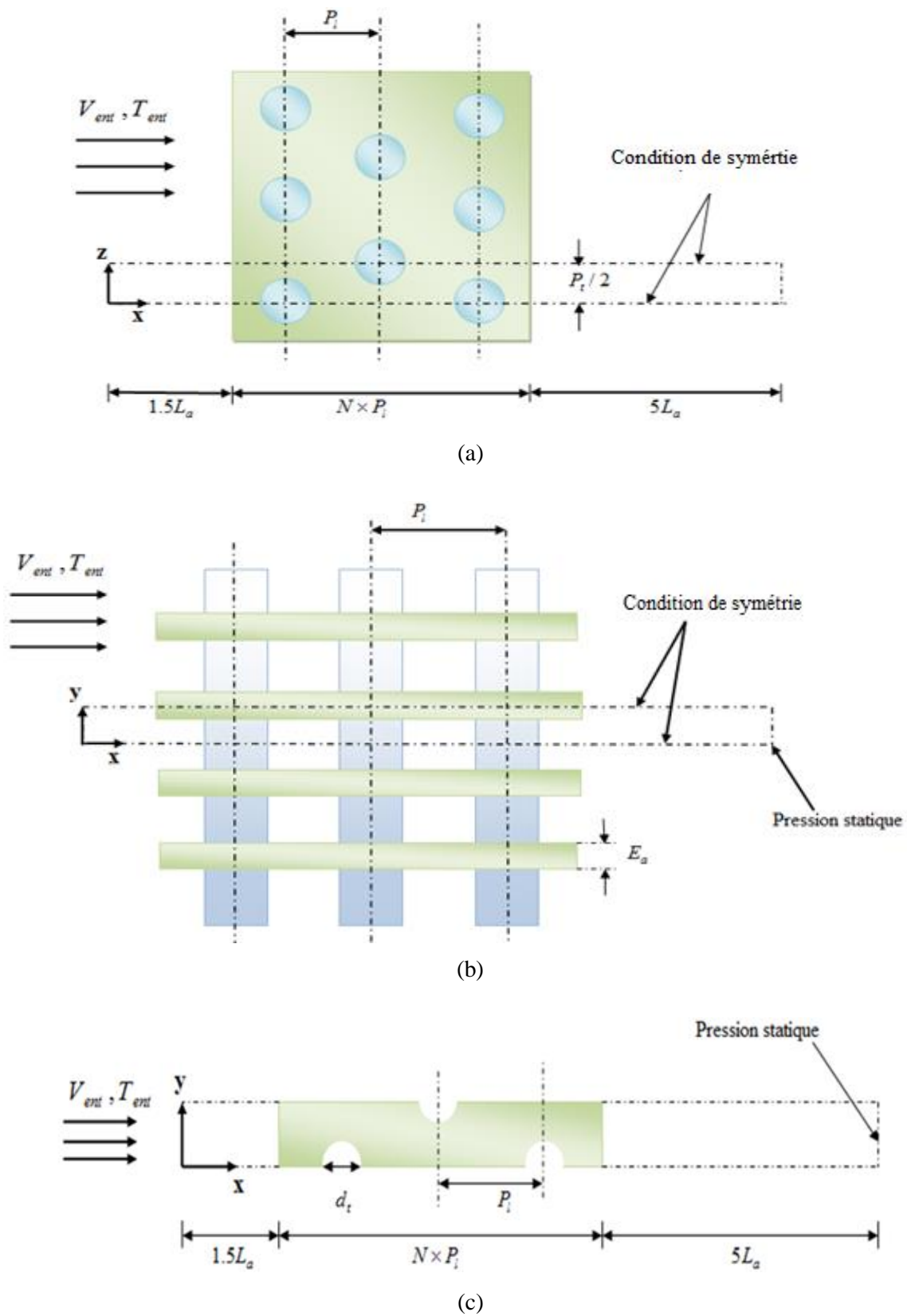


Figure 2.11 : Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées: (a) section transversale, (b) section longitudinale, (c) domaine de calcul complet.

2.6 Maillage

Avant d'examiner les effets des paramètres géométriques sur les performances de transfert de chaleur, il est nécessaire d'adopter un système de grille approprié pour les calculs. La géométrie ainsi que le maillage sont créés par le logiciel "Gambit" qui permet des solutions étendues à des géométries complexes.

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 flux thermique échangé et la chute de pression 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, avec sept rangs de tubes, un nombre de 850.000 des mailles hexaèdres est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage, tandis que pour l'arrangement en ligne, un nombre de 760.000 des mailles hexaèdres est suffisant.

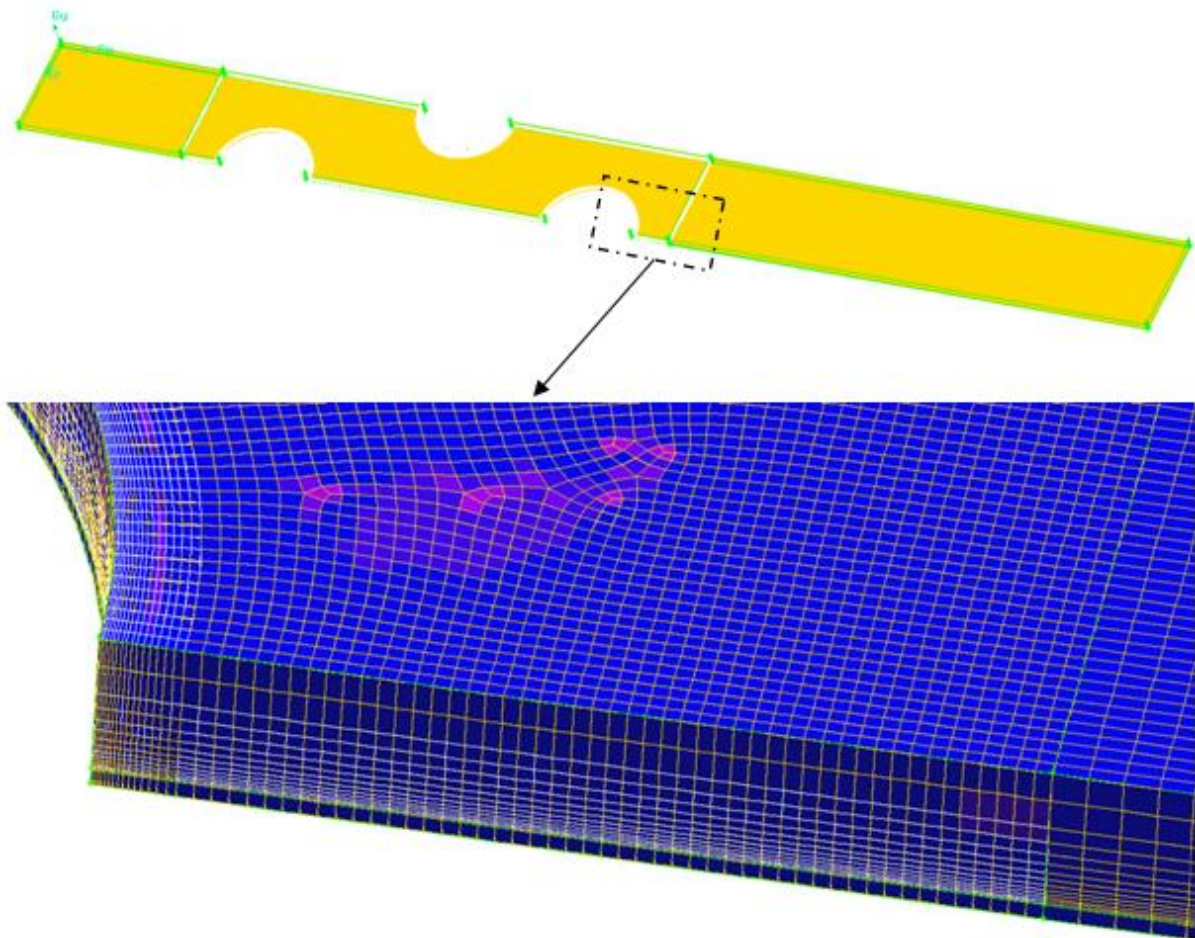


Figure 2.12 : Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes plaques plan.

2.7 Conditions aux limites

Pour résoudre un problème physique par une approche numérique, les conditions aux limites sont exigées à placer dans toutes les frontières du domaine de calcul.

Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites. Le logiciel GAMBIT propose différents types de conditions aux limites. Nous en utilisons quatre :

- Condition d'entrée: on assume que l'air sec entrant dans le domaine de calcul à une vitesse uniforme et constante (selon seulement la direction x) et à une température ($T_{ent} = 403.15K$) et une intensité turbulent „ $I = (25\%)$.
- Condition de sortie : On assume que la sortie du domaine de calcul est maintient à une pression statique (pression atmosphérique).
- Condition de parois : Une température constante $T_p = 308K$ est assignée sur la surface des tubes. Sur les surfaces solides des tubes et d'ailettes, la condition de non-glissement des vitesses est spécifiée.
- Conditions de symétrie : Aux plans de symétries on a assumé un flux thermique et un débit d'écoulement nuls. 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.

2.8 Définition des propriétés physiques

La définition des propriétés physiques (conductivité thermique, densité, viscosité, chaleur spécifique) des fluides et des solides est un facteur nécessaire pour faire marcher le modèle de calcul. Dans cette étude, l'air est forcé pour passer entre les ailettes, où la chaleur est transférée entre elles. Les ailettes sont en cuivre ($\lambda_{ail} = 398 \text{ W/m.K}$). Dans "Fluent", les propriétés thermo-physiques de l'air (chaleur massique, conductivité thermique et viscosité dynamique) sont prises pour une température de référence ($T_{ref} = 288,15K$).

Références

1. H.Bilirgen, S.Dunbar, and E-K.Levy, *Numerical modeling of finned heat exchangers*. Applied Thermal Engineering, 2013. **61**: p. 278-288.
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, 2004. **47**: p. 1953-1964.
3. F.Tahrour, *Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes*, in *Sciences de la Matière*. Thèse de doctorat 2016, El Hadj Lakhder -BATNA.
4. M.Guestal, *Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement*. 2010, Université Constantine.

Chapitre 3

Résultats et discussion

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un faisceau à plusieurs rangées de tubes ailettes plaques planes. Ces résultats ont été obtenus pour un intervalle de nombre de Reynolds ($4000 \leq Re \leq 8000$).

Ce chapitre traite la plupart du temps les résultats des investigations réalisées sur l'effet de nombre de rangées, diamètre des tubes, espacement entre ailettes et de nombre de Reynolds sur les performances thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes plaques planes. Les résultats ont été présentés sous forme des courbes, des tableaux et de contours de température.

3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydrauliques de l'écoulement

Le flux thermique échangé pour chaque cas a été calculé par la relation suivante :

$$\dot{q} = \dot{m}C_p(T_e - T_s) \quad (3.1)$$

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 bien ces dispositifs thermiques. La chute de pression ΔP a été déterminée en connaissant la relation suivante :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (3.2)$$

P : est la pression totale du fluide.

3.2 Résultats

3.2.1 Effet du nombre de rangées

Tout d'abord, l'effet du nombre de rangées de tubes sur le transfert de chaleur turbulent est examiné les dimensions de l'échangeur suivants : $D_t = 18$ mm, $P_t = 42$ mm, $P_l = 34$ mm, $E_a = 0.3$ mm, tandis que le nombre de rangées de tubes est varié de deux à sept ($N =$

2–7). Les résultats numériques du flux thermique échangé et de la chute de pression avec un nombre différent de rangées de tubes sont représentés sur les figures (3.1) et (3.3). Il est très clair que, quelque soit le nombre de Reynolds, le flux convectif échangé est la chute de pression augmentent avec le nombre de rangées. Si le nombre de rangées varie entre ($N= 1$) et ($N= 5$), le flux thermique augmente par : 173% (pour $Re= 4000$), 197% (pour $Re= 6000$) et par 216% (pour $Re= 8000$). Cependant, la variation du flux thermique échangé avec le nombre de rangées est devient négligeable (ne dépasse pas 3,9%) quand le nombre de rangs est devient plus que cinq. Cette remarque a été trouvée pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds. Néanmoins, l'augmentation de la chute de pression avec le nombre de rangs est due à la diminution rapide de la pression avec le choc entre le fluide et les corps solides des tubes à ailettes (augmentation de la force de traînée).

La figure (3.2) représente les contours de température pour le nombre de rangs ($N= 1$), ($N= 3$) et ($N= 7$), avec un Reynolds égale à 6000. On remarque, de cette figure, que le gradient de température suivante la direction de l'écoulement augmente avec le nombre de rangs, donc un transfert thermique importante se trouve avec un nombre de N élevé. Cela peut être expliqué par l'augmentation de la surface d'échange thermique avec le nombre de rangs.

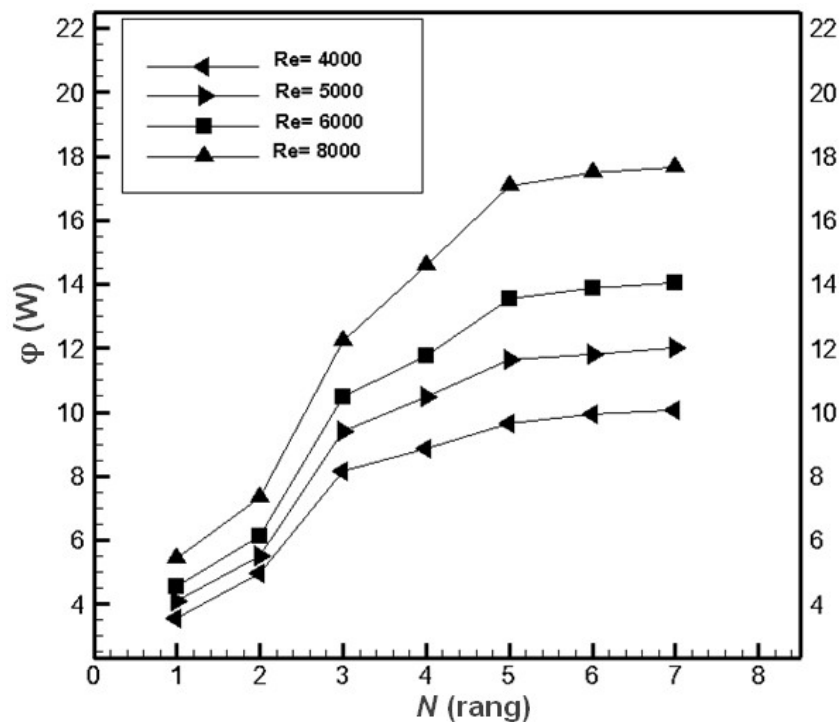


Figure 3.1 : Effet du nombre de rangées sur le flux thermique échangé.

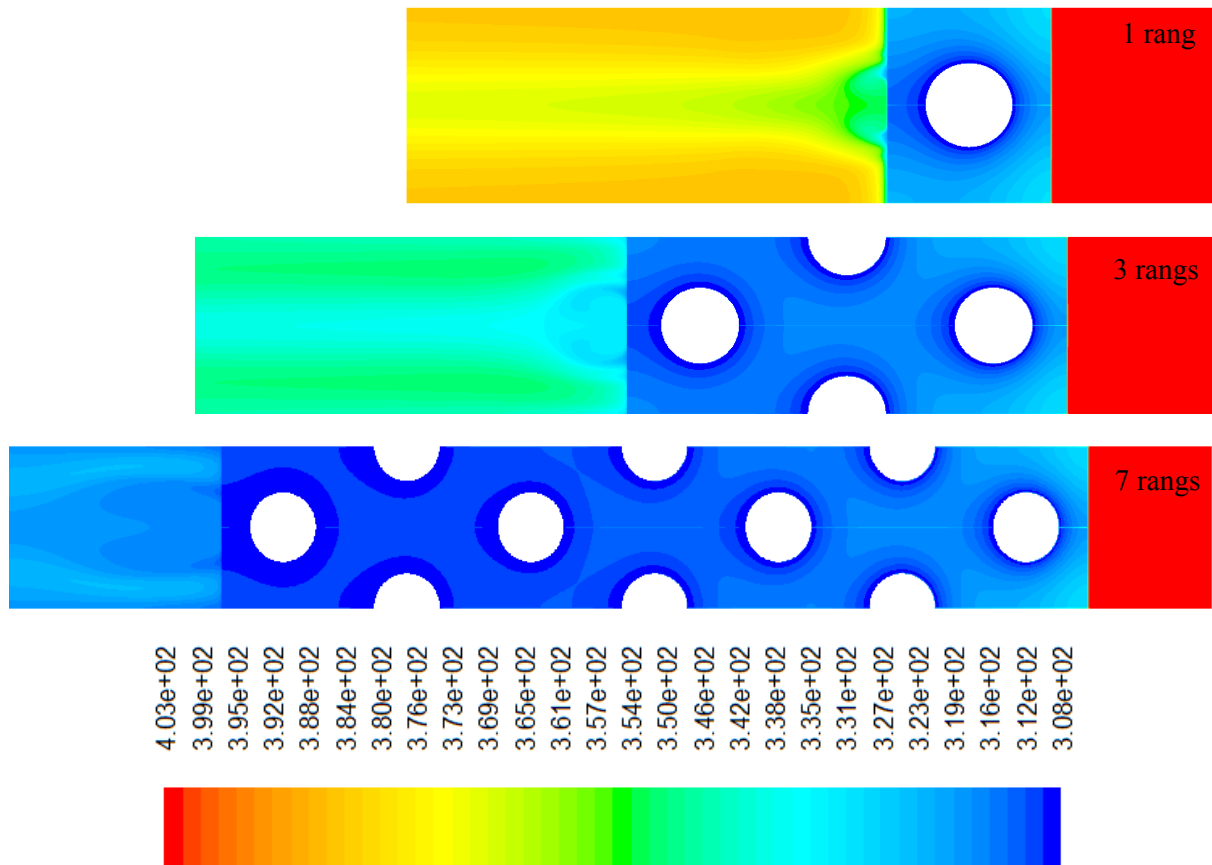


Figure 3.2 Contours de températures pour différents nombres de rangées avec ($Re=6000$).

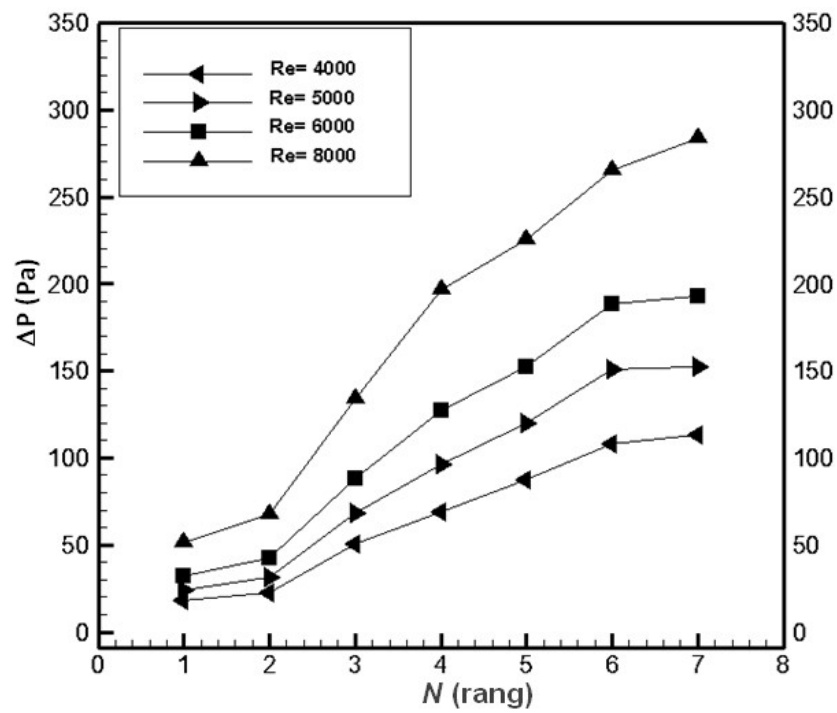


Figure 3.3 : Effet du nombre de rangées sur la chute de pression.

3.2.2 Effet de l'espacement entre ailettes

L'effet du pas inter-ailettes sur le flux thermique échangé et la chute de pression sont présentés, respectivement, sur les deux figures (3.4) et (3.5). L'espacement entre ailettes est compris entre 1,4 mm et 3,4 mm alors que le nombre de Re est varié entre 4000 et 8000. Les résultats de la figure (3.4) indiquent que l'échange thermique par convection augmente avec le pas entre ailettes S , cela peut s'expliquer par deux choses : (1) la surface d'échange thermique augmente avec l'espacement entre les ailettes et (2) le débit d'air qui traverse l'espacement entre deux ailettes augmente avec S . On peut le noter aussi que l'augmentation de l'échange thermique est dépend de la valeur du nombre de Re. Avec $Re= 4000$ le flux thermique augmente de 26,7%, tandis que, pour $Re= 8000$ le flux échangé augmente de 16,5%.

Cependant, la chute de pression ΔP diminue, quelque soit la valeur de Re, avec l'augmentation du pas inter-ailettes. Cette diminution est due à la réduction de l'interaction entre les couches limites quand S augmente. Si l'espacement entre deux ailettes augmente de 1,4 mm à 3,4 mm, la chute de pression est diminuée de : 68,1% (pour $Re= 4000$), 68% (pour $Re= 6000$) et de 65,8% (pour $Re= 8000$).

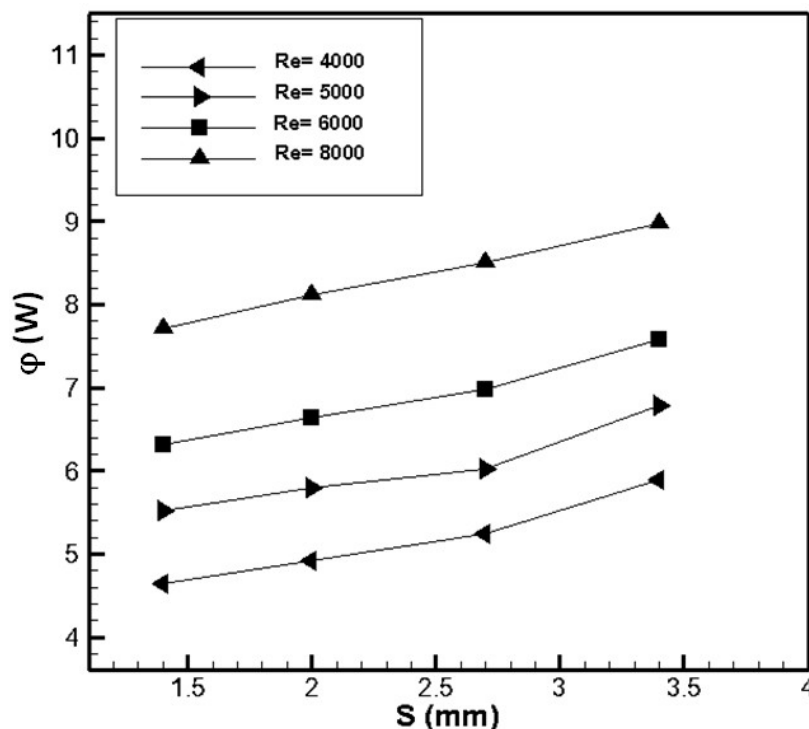


Figure 3.4 : Effet de l'espacement entre ailettes sur le flux thermique échangé.

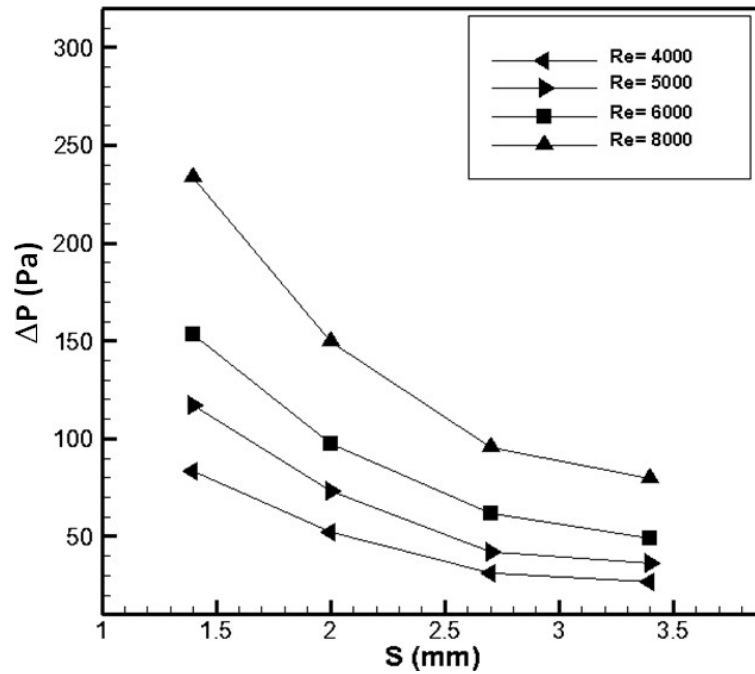


Figure 3.5 : Effet de l'espacement entre ailettes sur la chute de pression.

3.2.3 Effet du diamètre extérieur des tubes

Pour analyser l'effet du diamètre extérieur de tube sur le transfert de chaleur et la chute de pression, les autres paramètres géométriques étaient : $N=3$ rangs, $E_{ail}=0,3\text{mm}$, $S=2,7\text{mm}$, $P_r=42\text{mm}$, $P_f=34\text{mm}$. Cependant, le diamètre des tubes est varié entre 12 et 20mm avec un incrément de 2mm. Les résultats pour un intervalle de nombre de Re ($4000 \leq Re \leq 8000$) ont été calculés.

Malgré que la surface totale d'échange thermique diminue avec l'augmentation du diamètre des tubes, alors que les courbes de la figure 3.6 montrent que le flux thermique augmente graduellement, quelque soit la vitesse d'entrée de l'écoulement. Cela est dû au fait que le nombre de Reynolds augmente avec le diamètre extérieur des tubes. Le flux ϕ augmente de : 4,4% (si $V_{ent}=3,14\text{m/s}$), 4,2% (si $V_{ent}=3,93\text{m/s}$) et de 4,3% (si $V_{ent}=6,28\text{m/s}$) quand le diamètre des tubes varie entre 12mm et 20mm.

Quelle que soit la vitesse d'entrée de l'écoulement, la figure 3.7 illustre que la chute de pression augmente avec le diamètre des tubes qui est dû au fait que l'augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la paroi solide, à une position perpendiculaire à la direction de l'écoulement, et donc il y a une minimisation de la section de

passage du fluide. Par conséquent, une force de trainé considérable ce produit ici et, parallèlement, il y a une grande chute de pression.

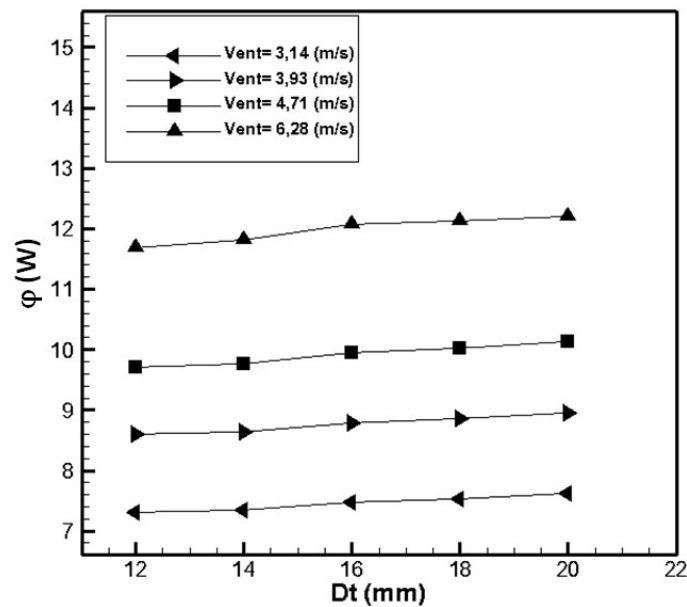


Figure 3.6 : Effet du diamètre extérieur des tubes sur le flux thermique échangé.

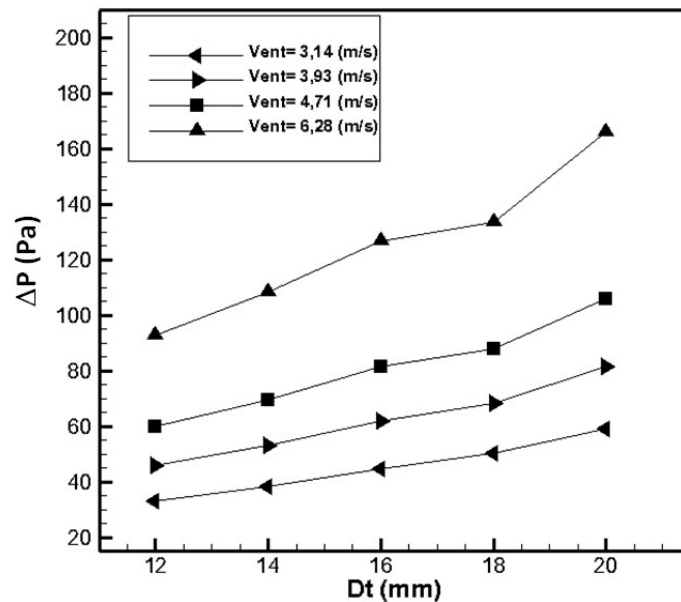


Figure 3.7 : Effet du diamètre extérieur des tubes sur la chute pression.

3.2.4 Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur la performance du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur est le développement de la couche limite où sa forme varie selon la vitesse d'écoulement, la géométrie du corps solide ainsi que de la nature du fluide concédera. Le nombre adimensionnel de Reynolds résume l'effet de ces paramètres. Le tableau ci-dessous

présente la variation du flux thermique échangé Q (W) et les pertes de charge ΔP (Pa) en fonction de nombre de Reynolds pour trois cas de nombre de rangées ($N=3$; $N=5$ et $N=7$ rangs). Comme nous avons vu au chapitre de la recherche bibliographique, les résultats présentés dans le tableau ci-dessous démontrent que, pour tous les nombres des rangées, le flux thermique échangé et la chute de pression sont augmentés avec le nombre de Reynolds.

Nombre de Reynolds	$N=3$ rangs		$N=5$ rangs		$N=7$ rangs	
	ϕ (W)	ΔP (Pa)	ϕ (W)	ΔP (Pa)	ϕ (W)	ΔP (Pa)
Re= 4000	8,16	50,17	9,67	87,13	10,79	113,36
Re= 5000	9,42	68,46	11,66	120,23	13,02	151,97
Re= 6000	10,49	87,98	13,53	152,46	15,04	193,12
Re= 8000	12,24	133,67	17,09	225,1	18,64	283,9

Tableau 3.1 : Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet du nombre de Re sur l'intensité de transfert thermique nous présentons, dans ce qui suit, les contours de température pour le cas d'un faisceau de trois rangées, avec deux valeurs de nombre de Reynolds (Re= 4000 et Re= 8000). Les contours de température ont été tracés dans la section transversale située au milieu de l'épaisseur de l'ailette, pour le cas de trois rangées. Il s'avère que le gradient de température dans l'ailette dans le cas de Re= 8000 est important comparativement avec le cas de Re= 4000, ce qu'il montre que l'échauffement de l'ailette augmente avec le nombre de Reynolds.

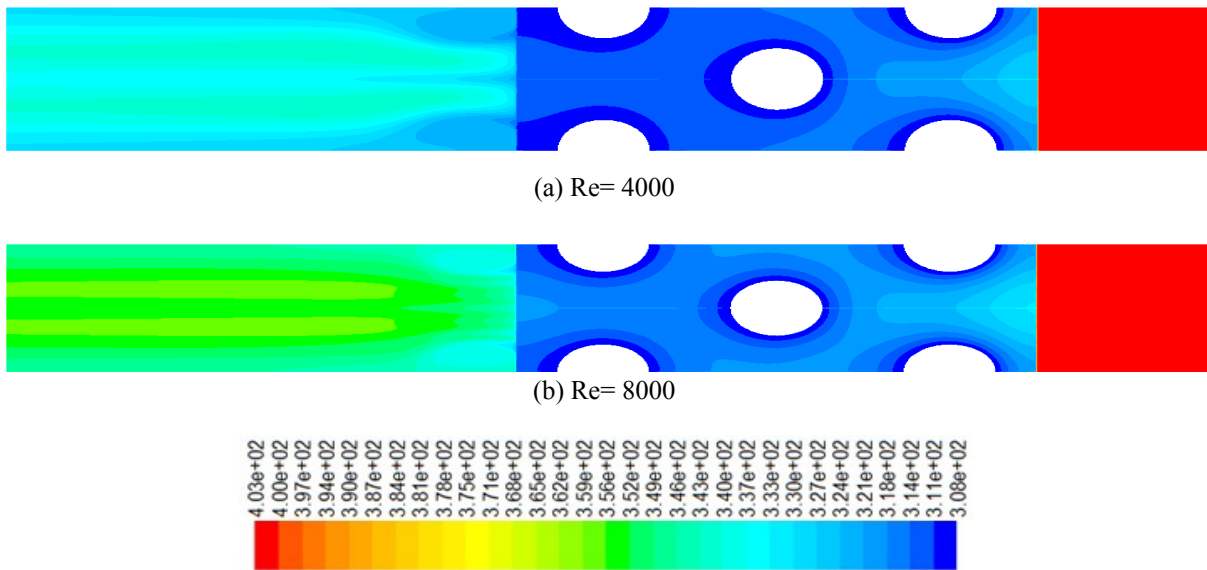


Figure 3.8: Distribution de température autour d'un faisceau de trois rangées de tubes pour :
(a) Re= 4000 ; (b) Re= 8000.

Conclusion générale

Dans ce travail de mémoire, des simulations numériques en 3D sur le transfert thermique conjugué conducto-convectif dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes planes sont effectués. L'objectif principale de cette étude est de déterminer l'effet du nombre de Reynolds, le nombre de rangées, le diamètre du tube, le pas inter-ailettes et l'arrangement des tubes sur les caractéristiques thermo-hydraulique de l'échangeur de chaleur. Cette approche numérique a été réalisée sur un faisceau de tubes à ailettes plaques planes en arrangement quinconcé et aligné, le nombre rangées de tubes est varié de deux à sept ($N = 2-7$ rangs), l'espacement entre ailettes est varié entre 1,4 et 3,4mm et le diamètre des tubes est varié entre 12 et 20mm.

Les simulations numériques des phénomènes thermiques et dynamiques, dans un faisceau de plusieurs rangées de tubes à ailettes planes, ont été effectuées en utilisant le logiciel Fluent 6.2. Les principaux résultats sont résumés comme suit:

- 1) Dans la construction des échangeurs de chaleur, il faut choisir une géométrie qui donne un bon échange thermique et une minimum perte de charge.
- 2) Le flux thermique et la chute de pression augmentent avec l'augmentation du nombre de rangées de tubes. Cependant, le transfert de chaleur devient presque constant lorsque le nombre de rangs est supérieur à cinq.
- 3) Augmenter la distance entre les ailettes augmente le transfert de chaleur et réduit la chute de pression.
- 4) L'échange thermique et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds.
- 5) Le flux thermique et la chute de pression augmentent graduellement, quelque soit la vitesse d'entrée de l'écoulement, avec le diamètre extérieur des tubes.

ملخص

اقترحنا استخدام برنامج حساب ثلاثي الأبعاد للسوائل الديناميكية (CFD) لمحاكاة مشكلة نقل الحرارة بالحمل و التوصيل في المبادلات الحرارية المشكلة من أنابيب ذات زعانف مسطحة مع عدد كبير من صفوف الأنابيب و قطر كبير للأنابيب. في هذه الدراسة تمت مناقشة تأثير كلا من عدد رينولدز، عدد صفوف الأنابيب، قطر الأنبوب والتباعد بين الزعانف. سمحت لنا نتائج المحاكاة العددية بتقييم معدل نقل الحرارة وانخفاض الضغط في مجال تغيير عدد رينولدز $4000 \leq Re \leq 8000$. أظهرت النتائج أن الاختلاف في خصائص نقل الحرارة وتدفق السوائل لا يكاد يذكر عندما يكون عدد صفوف الأنابيب أكبر من ستة. بالإضافة إلى ذلك، فإن قطر الأنبوب، عدد رينولدز وكذلك تباعد الزعانف لها تأثيرات كبيرة على الأداء الحراري و الهيدروليكي للمبادل الحراري.

الكلمات المفتاحية: أنبوب بز عنفة مسطحة، الحمل الحراري القسري، تدفق الحرارة، ضياع الضغط، فلوانت

Abstract

The use of 3-D computational fluid dynamics (CFD) is proposed to simulate the conjugate conduction-convection of heat transfer problems in plain fin-and-tube heat exchangers with large number of tube rows and large diameter of the tubes. The effects of parameters such as Reynolds number, the number of tube rows, tube diameter and fin spacing are examined. The numerical simulation results allow us to evaluate the heat transfer rate and the pressure drop for a range of Reynolds numbers, $4000 \leq Re \leq 8000$. It is found that the variation in heat transfer and fluid flow characteristics is negligible when the number of tube rows is greater than six. Also, the tube diameter, the Reynolds number as well as the fin spacing have significant effects on thermo-flow performance of heat exchanger.

Keywords: Plain fin-and-tube, Forced convection, Heat transfer rate, Pressure drop, Fluent.

Résumé

L'utilisation du code de calcul de la dynamique des fluides (CFD) en 3D est proposée pour simuler le problème de transfert thermique conducto-convectif dans les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes plaques planes avec un grand nombre de rangées de tubes et un grand diamètre des tubes. Les effets des paramètres tels que le nombre de Reynolds, le nombre de rangées de tubes, le diamètre des tubes et l'espacement inter-ailettes sont examinés. Les résultats de la simulation numérique nous permettent d'évaluer le taux de transfert de chaleur et la perte de charge pour un intervalle de nombre de Reynolds, $4000 \leq Re \leq 8000$. On constate que la variation des caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement du fluide est négligeable lorsque le nombre de rangées de tubes est supérieur à six. De plus, le diamètre du tube, le nombre de Reynolds ainsi que l'espacement des ailettes ont des effets significatifs sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur.

Mots clés : Tube à ailettes plats, Convection forcée, Taux de transfert thermique, Chute de pression, Fluent.