

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° :PhENR 07/2019



DOMAINE : Sciences de la matière

FILIERE : Physique

OPTION : Physique Energétique
et Energies Renouvelables

Physique Energétique et Energies Renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Réalisé par:

BENNACEUR Hedda

YETTOU Nourelhouda

Intitulé

**Etude de l'effet du décalage de tube sur les
performances d'un échangeur de chaleur**

Soutenu le /06 /2019 devant le jury composé de:

Dr. SALMI Mohamed	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Présidente
Dr. TAHROUR Farouk	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Rapporteur
Dr. BENMANSOUR Nadia	Université Mohamed Boudiaf- M'sila	Examineur

Année universitaire : 2018/2019

Remerciements

Nous remercions infiniment tout d'abord notre ALLAH pour nous avoir donner la

force et le courage pour faire ce modeste travail

Je tiens a remercier spécialement Dr .FAROUK TAHROUR pour nos avoir

propose ce sujet ,pour son encadrement et l'aide.

Finalement, nous remercions touts les gents qui nous aide pour réaliser ce mémoire

de fin d'étude

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

À Mes parents , symboles de courage et de volonté, qui ont consacré leur vie pour mon bien être.

À Mes frères ISSAM ,AYMEN ,et HOSSEM et AMI

À Mes sœurs SOAAD ,SAMIRA ,DJOHAINA

À Toute la famille BENNACEUR

Enfin à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de Ce travail, je dis merci.

HEDDA....

Dédicace

Je dédie ce travail à

Mon chère père pour son soutien, son aide.

Son patience et son amour

Mes frères

Mes sœurs

A tous mes enseignants chacun par son nom

Tout mas famille

A tous mes amis

A tous mes collègues chacun par son nom

A chaque personne qui m'a aidée

Nourelhouda...

Sommaire

Sommaire.....	i
Liste des figures	ii
Liste des tableaux.....	iii
Nomenclature	v
Introduction générale	1
Chapitre 1 Introduction au domaine des échangeurs de chaleur	
1.1 Définition d'un échangeur de chaleur.....	3
1.2 Classification des échangeurs de chaleur.....	3
1.2.1 Classification selon leurs procédés de transfert thermique.....	3
Échangeur à contact direct.....	3
Échangeurs à contact indirect.....	3
1.2.2 Classement suivant le type d'échange.....	3
1.2.2.1 Échangeur sans changement de phase.....	3
1.2.2.2 Échangeur avec changement de phase.....	4
1.2.3 Classification selon la configuration géométrique	4
1.2.3.1 Échangeurs tubulaires.....	4
A. Échangeur monotube	4
B. Échangeur coaxial.....	4
C. Échangeur multitubulaire.....	5
1.2.3.2 Echangeurs de tubes avec ailettes.....	5
1.2.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	6
1.3 Evaluation du coefficient global d'échange de chaleur.....	6
1.4.1 Méthodes de calcul des échangeurs thermiques.....	7

1.4.1 MéthodeDTLM.....	7
1.4.2 Méthode NUT.....	7
1.5 Généralités sur les ailettes.....	8
1.5.1 Efficacité de l'ailette.....	8
1.5.2 Différentes formes d'ailettes.....	9
1.5.2.1. Ailettes continues.....	9
1.5.2.2. Ailettes indépendantes	10
1.5.3 Choix des ailettes.....	11
1.6 Effet des paramètres géométriques.....	11
1.6.1 Effet de l'épaisseur et du matériau d'ailettes.....	12
1.6.2 Effet du nombre de rangées et de leur arrangement	12
1.6.3 Effet du diamètre extérieur des tubes.....	13
1.6.4 Effet de l'espacement entre ailettes.....	14
1.6.5 Effet de l'excentricité des tubes.....	15
Références	18
Chapitre 2 Approche numérique	
2.1 Introduction	19
2.2 Equations gouvernant les problèmes étudiés	19
2.3 Méthode de résolution	20
2.4.Principe de la méthode des volumes finis.....	21
2.5 Présentation du code FLUENT	21
2.6 Les différentes étapes de l'approche numérique	22

2.6.1 Création de la géométrie et son maillage.....	22
2.6.2 Définition des conditions aux limites.....	22
2.6.3 Résolution du problème avec le code FLUENT.....	22
2.7 Domaine de calcul	23
2.8 Maillage	25
2.9 Conditions aux limites	27
2.10 Définition des propriétés physiques.....	27
Référence	28
Chapitre 3 Résultats	
3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydraulique d'écoulement.....	29
3.2 Résultats	30
3.2.1 Effet de l'excentricité du tube sur le flux thermique échangé.....	30
3.2.2 Effet de l'excentricité du tube sur la chute de pression	31
3.3 Effet du nombre de Reynolds.....	33
References	36
Conclusion	37

Liste de tableau	
Tableau 2.1 Dimensions de l'échangeur de chaleur.....	23
Tableau 3.1 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression.....	33

Liste des figures

Figure 1.1	Echangeurs coaxiaux.....	4
Figure 1.2	Echangeurs à tubes rapprochés.....	5
Figure 1.3	Divers formes des tubes à ailettes transversales.....	6
Figure 1.4	Schéma d'une ailette à section constante.....	8
Figure 1.5	Différentes formes des ailettes continues.....	10
Figure 1.6	Différentes formes des ailettes indépendantes.....	10
Figure 1.7	Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique.....	11
Figure 1.8	Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ($Re = 3000$).....	13
Figure 1.9	Effet du rapport (S/h_f) sur ; (a) : le coefficient de transfert thermique (b) : la chute de pression; pour les deux types d'arrangement.....	15
Figure 1.10	Schéma d'un tube horizontal à ailettes circulaires excentriques.....	16
Figure 1.11	Effet d'excentricité et de diamètre du tube sur le flux thermique échangé.....	16
Figure 2.1	Domaine de calcul pour un tube à ailette centrique.....	23
Figure 2.2	Domaine de calcul pour un tube à ailette excentrique.....	24
Figure 2.3	Section longitudinale du domaine de calcul.....	25
Figure 2.4	Maillage du domaine d'étude (a) position centrique (b) position excentrique.....	26
Figure 3.1	Effet d'excentricité du tube sur le flux thermique échangé.....	31
Figure 3.2	Effet d'excentricité du tube sur la chute de pression.....	32
Figure 3.3	Lignes de courant autour d'un tube à ailette carrée.....	32
Figure 3.4	Distribution de température autour d'un tube à ailette concentrique pour (a) $V= 3\text{m/s}$, (b) $V= 12\text{m/s}$	34

Nomenclature

Symboles Latins	Signification	Unité
A	Surface	$[m^2]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J/(kg \cdot K)]$
d_a	Diamètre d'ailette	$[m]$
d_t	Diamètre extérieur du tube	$[m]$
E	Epaisseur d'ailette	$[m]$
F	Facteur correctif	$[/]$
h	Coefficient de transfert convectif	$[W/m^2 \cdot K]$
h_a	Hauteur de l'ailette	$[m]$
k	Energie cinétique turbulente	$[m^2/s^2]$
\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	$[m]$
Q	Flux de chaleur	$[W]$
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 logarithmique moyenne	$[K]$
V	Vitesse moyenne du fluide	$[m/s]$
x, y, z	Variable d'espace	$[m]$

Lettre grecques

Symboles	Signification	Unité
ε	Dissipation de l'énergie turbulente	$[s^2 / m^2]$
η_a	Efficacité de l'ailette	[/]
λ	Conductivité thermique	$[W/m. K]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg/m. s]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2 / s]$
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$

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

Nombre adimensionnels

<i>NUT</i>	Nombre d'unité de transfert	$NUT = \frac{KA}{C_{min}}$
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{hl}{\lambda}$
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_P}{\lambda}$
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$

Introduction générale

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération du milieu intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange de chaleur d'un milieu à un autre est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, avec ou sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou tous les systèmes de refroidissement. Dans tous les cas on rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

Le but principal dans le calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert thermique et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les coûts d'investissement.

Dans ce travail nous présentons une étude numérique pour étudier le transfert thermique d'un écoulement turbulent passe à travers un échangeur de chaleur de tube à ailette carrée avec de plusieurs positions du tube ($e = 0 ; 5 ; 10 ; 15$ mm). Les résultats obtenus ont été présentés par la variation du flux thermique échangé et de la chute de pression.

La méthodologie repose sur l'utilisation du logiciel Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Cette méthode permet de résoudre les équations de conservation de la masse, quantité de mouvement et d'énergie. Pour résoudre les équations de l'écoulement turbulent nous avons choisi le modèle de turbulence RNG ($k-\varepsilon$).

Notre travail comporte trois chapitres:

Nous abordons dans le premier chapitre une généralité sur les échangeurs thermiques et les ailettes, nous avons donné aussi une recherche bibliographique sur l'effet des paramètres géométriques sur les performances thermique et dynamique de l'échangeur de chaleur.

Dans le deuxième chapitre nous avons présenté la méthode de simulation par le code de calcul Fluent et logiciel Gambit qui réalise la géométrie et le maillage. Nous avons

présenté également les équations de dérivés partielles gouvernent notre problème d'étude et aussi les dimensions de notre domaine de calcul.

Le troisième chapitre consacré à la présentation et la discussion des résultats obtenus par la simulation numérique. Les résultats dérivés de la simulation numérique montrent l'effet de décalage du tube sur le comportement thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes carrées.

Finalement, 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 utilisé pour le transfert d'énergie (sous forme thermique) entre deux fluides ou plus, à des températures différentes. Les deux fluides sont, généralement, séparés par une paroi solide à travers de laquelle les échanges thermique se font par conduction. Le transfert de chaleur fluide-paroi se fait par convection.

Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants dans les applications industrielle tel que : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, refroidissement des stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération, ... etc.

1.2 Classification des échangeurs de chaleur

1.2.1 Classification selon leurs procédés de transfert thermique

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.

Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi [1].

1.2.2 Classement suivant le type d'échange

1.2.2.1 Échangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans les quels 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.

1.2.2.2 Échangeur avec changement de phase

Les échanges 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 [2].

1.2.3 Classification selon la configuration géométrique

Pratiquement, il existe plusieurs formes géométriques des échangeurs thermiques :

1.2.3.1 Échangeurs tubulaires

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant 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 la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

A. *échangeur monotube:*

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.

B. *Échangeur coaxial:* dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

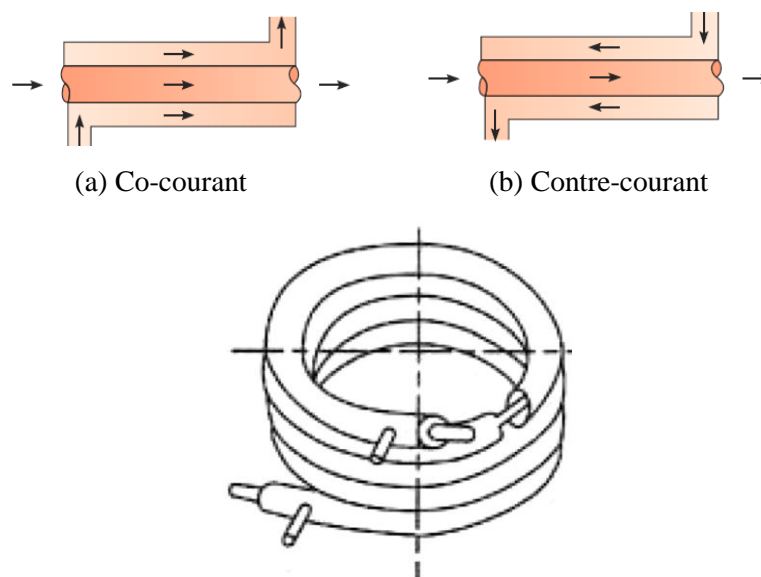


Figure 1.1 : Echangeurs coaxiaux [3].

C. Échangeur multitubulaire

Cette configuration existe sous deux formes :

- *échangeur à tubes séparés*:

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

- *échangeur à tubes rapprochés* :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

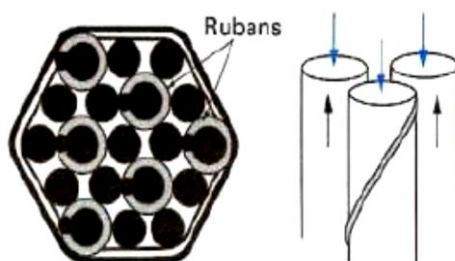


Figure 1.2 : Echangeurs à tubes rapprochés [3].

1.2.3.2 Echangeurs de tubes avec ailettes

Dans un échangeur liquide-gaz, le coefficient de transfert du côté du liquide est généralement plus grand que du côté du gaz. Afin d'obtenir une conductance balancée des deux côtés pour un échangeur de chaleur le plus petit possible, des ailettes sont ajoutées du côté gaz de l'écoulement. De plus, si la pression est haute pour un fluide, il est généralement économique d'utiliser des tubes.

Les tubes les plus communs sont ronds ou rectangulaires, par contre, des tubes elliptiques sont aussi utilisés. Les ailettes sont généralement placées sur l'extérieur du tube et sont fixées mécaniquement, collées, soudées, brasées ou extrudées.

Dépendamment du type d'ailettes, les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes sont regroupés dans les trois catégories de la figure ci-dessous [4].

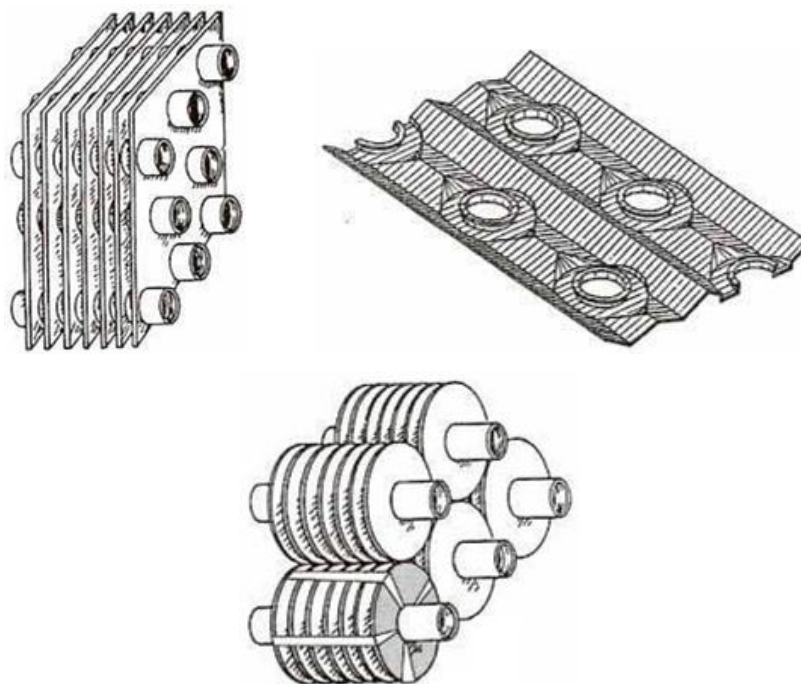


Figure 1.3 : Divers formes des tubes à ailettes transversales [4].

1.2.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [2].

1.3 Evaluation du coefficient global d'échange de chaleur

La surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides, donc il faut rapporter le coefficient global d'échange de chaleur "K" à la surface d'échange de chaleur du côté du fluide froid ou du côté du fluide chaud.

Par convention dans ce travail de mémoire, on rapporte le coefficient global d'échange 'K' à la surface extérieure du tube, donc :

$$K = \frac{1}{\left[\frac{1}{(\eta h)_{ext}} + R_{contact} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{(2\pi\lambda)_t} + \frac{1}{(\eta h)_{int}} \right]} \quad (1.1)$$

Où :

h_{ext} : coefficient d'échange de chaleur par convection côté extérieur en $(\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$.

h_{int} : coefficient d'échange de chaleur par convection côté intérieur en $(\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$.

d_e, d_i : diamètre interne et externe du tube en (m).

λ : conductivité thermique du tube en $(\text{W}/\text{m.K})$

1.4 Méthodes de calcul des échangeurs thermiques

L'évaluation de la performance thermique des échangeurs de chaleur, comme boîte noire, est souvent analysée au moyen de la méthode de différence de température logarithmique moyenne (DTLM) ou par la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) [5, 6].

1.4.1 Méthode DTLM

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

$$\varphi = KA\Delta T_{LM} = KA \frac{(T_c^{ent} - T_f^{sor}) - (T_c^{sor} - T_f^{ent})}{\left(\frac{T_c^{ent} - T_f^{sor}}{T_c^{sor} - T_f^{ent}}\right)} \quad (1.2)$$

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

$$Q = K A F \Delta T_{LM} \quad (1.3)$$

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

1.4.2 Méthode NUT

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

$$\eta = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}} \quad (1.4)$$

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

$$Q_{max} = C_{min}(T_c^{ent} - T_f^{ent}) \quad (1.5)$$

Où : $C = \dot{m} c_p$

Les expressions des flux échangés sont

$$Q_c = C_c(T_c^{ent} - T_c^{sor}) \quad (1.6)$$

$$Q_f = C_f(T_f^{sor} - T_f^{ent}) \quad (1.7)$$

$$Q_{reel} = (T_c^{ent} - T_c^{sor}) \quad (1.8)$$

Le groupement sans dimension NUT (Equation 1.9) est appelé nombre d'unités de transfert, il représente le pouvoir d'échange de l'appareil et s'exprime comme le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{KA}{C_{min}} \quad (1.9)$$

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

1.5 Généralités sur les ailettes

L'ailette comme son nom l'indique est un appendice que l'on dispose sur un dispositif que l'on désire refroidir ou chauffer efficacement. L'idée est d'augmenter la surface d'échange. L'ailette permet aussi de la création des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette, ce qu'il donne une intensification importante de l'échange thermique. On peut voir des ailettes sur les radiateurs de chauffage domestique, sur le radiateur de voitures, sur les microprocesseurs dans les systèmes électroniques.

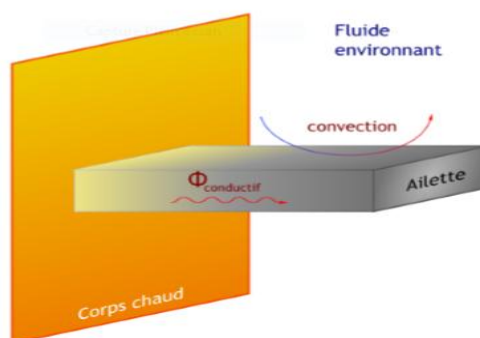


Figure 1.4 : Schéma d'une ailette à section constante [7].

1.5.1 Efficacité de l'ailette

L'efficacité de l'ailette η_{ail} définit les performances de l'ailette en comparant le flux réel dissipé à celui qui serait dissipé par la même ailette si la température serait uniforme et égale à celle de la base T_0 . Ainsi l'efficacité de l'ailette η_{ail} peut être exprimée, d'une façon générale, par :

$$\eta_{ail} = \frac{\int h(x,y,t)[T(x,y,t) - T_f]dA}{\bar{h} A_{ail}(T_0 - T_f)} \quad (1.10)$$

Pour le cas d'un échangeur de chaleur de tubes à ailettes annulaires l'efficacité de l'ailette a été donnée par la relation de Schmidt suivante [8]:

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(\psi m h_{ail})}{\psi m h_{ail}} \quad (1.11)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{ail} E_{ail}}} \quad (1.12)$$

$$\psi = 1 + 0,35 \ln \left(1 + 2 \frac{h_{ail}}{d_t} \right) \quad (1.13)$$

Le rendement d'une surface ailetés est défini comme le rapport du flux échangé sur toute la surface, sur le flux qui aurait été échangé si la totalité de la surface était à la température T_b :

$$\eta = \frac{Q_t}{h S_t (T_f - T_b)} \quad (1.14)$$

Sachant que :

$$S_t = n. S_a + S_b \quad (1.15)$$

Avec :

S_t : Surface d'échange totale (totalité des ailettes + base)

n : Nombre d'ailettes sur la surface du tube

S_a : Surface d'échange d'une ailette

S_b : Surface de la base à la température T_b .

On obtient l'expression suivante pour le rendement d'une surface à ailettes:

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_a) \frac{n S_a}{S_t} \quad (1.16)$$

1.5.2 Différentes formes d'ailettes

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

1.5.2.1 Ailettes continues

La forme continue des ailettes est la plus utilisée dans la conception des échangeurs thermiques. Cela est dû à leur simple configuration, leur fabrication facile et leur bonne fiabilité. Pratiquement, une grande variété d'ailettes planes ont été développées et mises en pratique. Cependant, la majorité des ailettes à rendement thermique élevé, telles que les ailettes ondulées, les ailettes perforées et les ailettes à générateurs des tourbillons sont suivies

par des chutes de pression remarquables (voire la figure ci-dessous). En effet, une étude thermique d'un échangeur doit être nécessairement complétée par une autre étude dynamique.

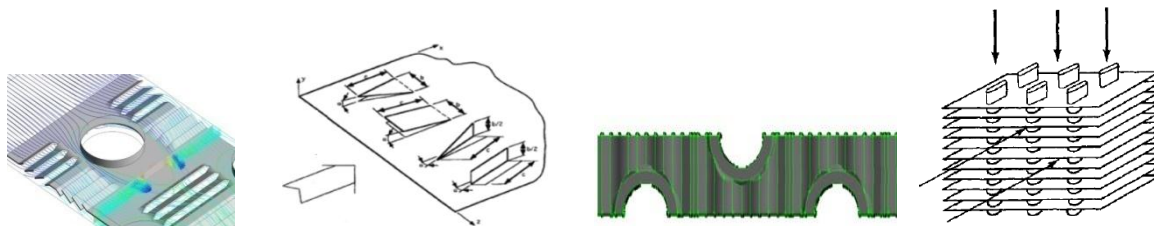


Figure 1.5 : Différentes formes des ailettes continues [9, 10].

1.5.2.2 Ailettes indépendantes

Les ailettes continues sont utilisées dans les échangeurs de chaleur employés dans l'habitat, tandis que les échangeurs de chaleur industriels ont plutôt des ailettes indépendantes. La forme indépendante d'ailette à une variété applications dans les échangeurs de chaleur compacts, les échangeurs à un seul et à double pipe, dans les équipements électriques chez lesquels la chaleur dissipée devrait être expéditivement absorbé et les moteurs à combustion interne. La sélection d'un type particulier d'ailette annulaire dépend principalement de leur géométrie.

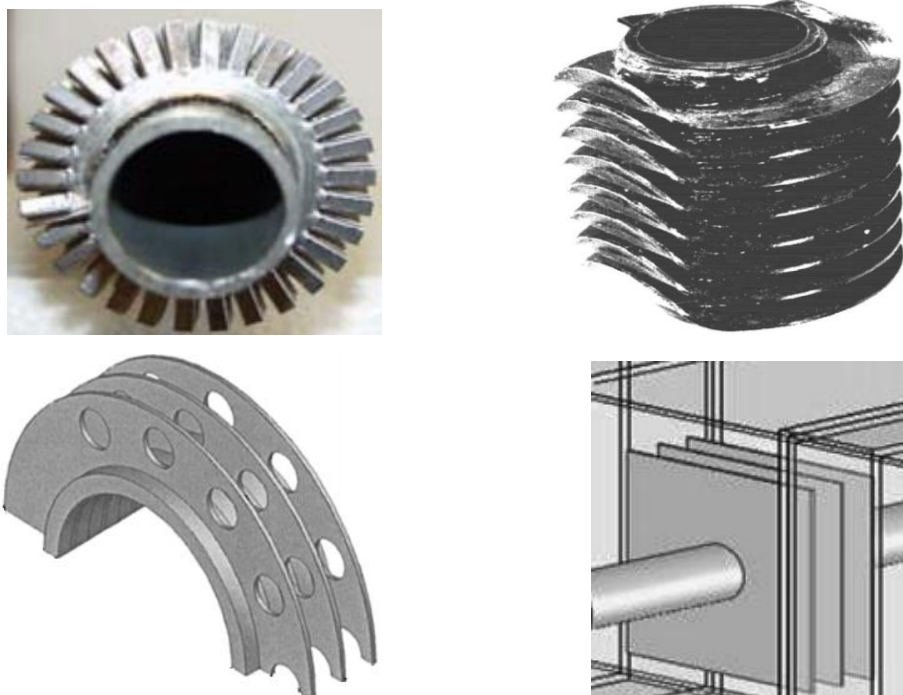


Figure 1.6 : Différentes formes des ailettes indépendantes [6, 11].

1.5.3 Choix des ailettes

Les ailettes sont utilisées lorsqu'il faut extraire une quantité de chaleur importante dans un encombrement réduit, exemples: radiateur d'automobile, carter de moteur refroidi par air, évaporateur de climatiseur,...etc. D'une façon générale, l'usage des ailettes est :

- peu utile pour les liquides car h est grand,
- utile dans le cas des gaz car h est faible.

Choisir une géométrie convenable d'une ailette exige un compromis aussi bien entre :

- Le prix.
- Le poids.
- L'espace disponible, la chute de pression et les propriétés du transfert de la chaleur des surfaces étendues.

Les ailettes étroites et rapprochées sont meilleur au point de vue transmission de la chaleur que les ailettes espacées et épaisses. Evidemment, les ailettes construites d'un matériau ayant une conductivité thermique élevée sont souhaitables.

1.6 Effet des paramètres géométriques

Plusieurs études trouvées dans la littérature montrent que les profils d'écoulement et les caractéristiques relatives de transfert de chaleur sont strictement liés et régis par la disposition et la forme d'ailettes, des tubes et aussi leurs dimensions (voire la figure ci-dessous). Dans cette partie de mémoire, nous présenterons les paramètres importants qui influencent le transfert de chaleur et la chute de pression dans un faisceau des tubes à ailettes.

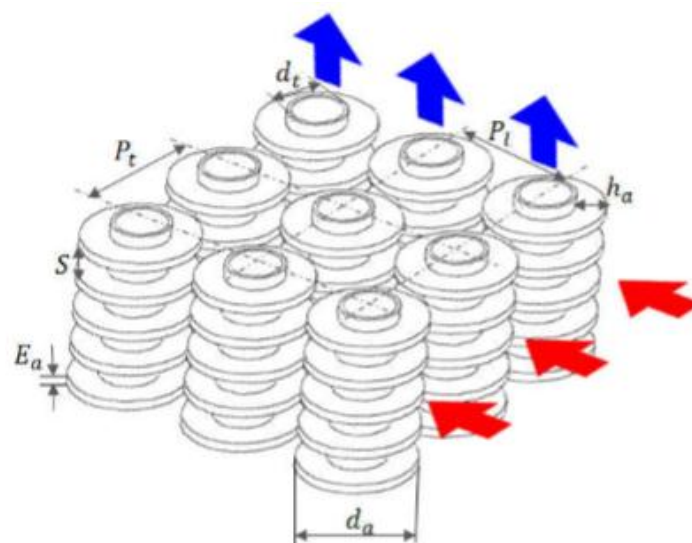


Figure 1.7 : Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique.

1.6.1 Effet de l'épaisseur et du matériau d'ailettes

Parmi les auteurs traitant l'effet de l'épaisseur et du matériau d'ailette, on retrouve Michel [12] et Ward et al. [13]. Dans leurs publications ils sont trouvés que l'épaisseur de 0,4mm bien que donne les meilleurs résultats d'échange thermique. D'une autre part, quand on recherche à minimiser les frottements il faut choisir une épaisseur d'ailette plus fine.

Ward et Young [13] ont observé que si l'épaisseur de l'ailette augment le nombre de Nusselt augmente aussi. Cependant, Briggs [14] montre que si l'épaisseur d'ailette augment le coefficient de transfert de chaleur diminue. Wangwises et Chokemen [15] 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, alors que si le nombre de rangés ($N \geq 4$) le facteur de Colburn diminue.

1.6.2 Effet du nombre de rangées et de leur arrangement

Le choix d'un nombre optimum des rangées et de nouveaux types d'arrangement du faisceau des tubes à ailettes est l'une des directions importantes d'amélioration des performances thermiques et hydrodynamiques des échangeurs de chaleur. Les recherches ci-dessous ont traité cet axe d'optimisation des échangeurs thermiques.

Pis'mennyi et al. [11] ont trouvé que le nombre de rangées de tube a une influence négligeable, ils prouvent que la chute de pression et le taux de transfert de chaleur augment légèrement avec l'augmentation du nombre de rangées. D'une autre part, les résultats de cette étude affirment que l'influence de nombre de rangée pour les faisceaux de tubes en quinconce est moins important que pour un faisceau aligné si ($n \geq 2$). Pour un pas d'ailettes faible et sous un nombre de Reynolds aussi faible ($Re \leq 3000$), Wang et al. [16] indiquent que le coefficient d'échange thermique est diminué avec l'augmentation du nombre de rangées. Tandis que, cet effet devient négligeable pour des pas d'ailettes utiles.

Tutar et Akocca [17] ont mené une simulation numérique tridimensionnelle et transitoire d'un écoulement dans un échangeur tubulaire à ailettes planes continues de 5 rangées. L'étude développée dans leur travail s'est intéressé à l'influence du nombre de Reynolds (60-1500), espacement entre-ailettes, du rang des tubes et de la géométrie des faisceaux de tubes en lignes ou en quinconce sur le coefficient de transfert thermique et sur les pertes de pression. Les résultats principaux de cette étude montrent que le coefficient de

performance thermique d'un faisceau de tubes en arrangement alignés est plus élevé qu'un faisceau en arrangement quinconce.

1.6.3 Effet du diamètre extérieur des tubes

Torikoshi and Xi [18] trouvent que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression dépende principalement du diamètre de tube. Mon (2003) [19] a indiqué que le coefficient du transfert thermique et les pertes de charge sont diminués avec l'augmentation du diamètre des tubes. Jin-yoon Kim et al. [20] ont analysé par la technique de la sublimation de naphtalène l'effet du rapport entre la distance entre-tubes et de leurs diamètres (S/d_t) pour deux valeurs du nombre de Reynolds 1770 et 2660 sur le transfert de chaleur dans un échangeur à ailettes planes continues et à deux rangées de tubes. Ils ont constaté qu'avec l'augmentation du rapport (S/d_t), les transferts de chaleur et de masse sur les ailettes augmentent et ils atteignent l'état de saturation à $(S/d_t)=0.5$. Pour la grande valeur du nombre de Re, l'effet de ces paramètres sur le transfert de chaleur devient très important.

Pour voir l'influence du diamètre extérieur du tube sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur, Xie et al. [21] effectuent une analyse numérique sur un modèle d'échangeur avec trois rangées de tube à ailettes plaques planes. La figure (1.8), montre l'effet du diamètre de tube sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement. Le diamètre de tube est varié de 16 à 20 millimètres. On peut voir que le nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f augmentent avec l'augmentation du diamètre du tube. Cependant, le coefficient de transfert de chaleur h et la chute de pression sont diminués avec l'augmentation du diamètre du tube.

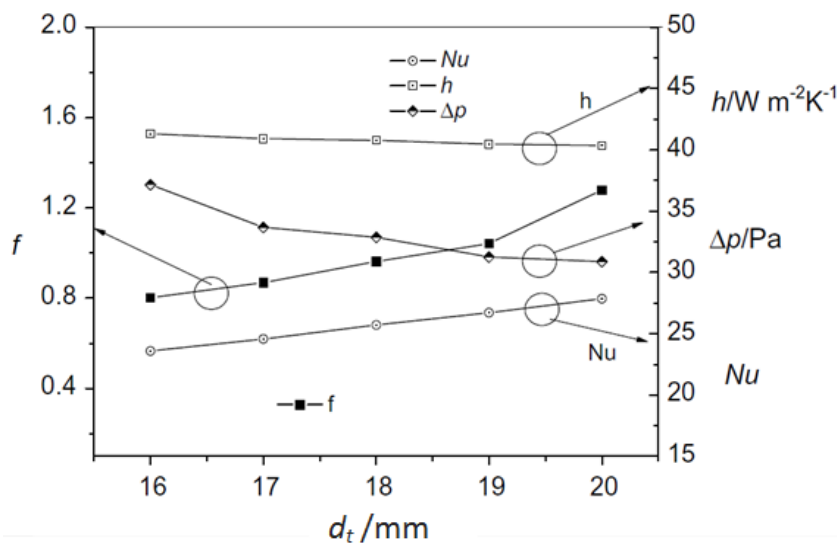


Figure 1.8 : Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ($Re = 3000$) [21].

1.6.4 Effet de l'espacement entre ailettes

Pour intensifier les échanges thermiques et la compacité d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire et efficace d'utiliser les surfaces à ailettes sur le côté-gaz pour compenser la valeur faible du coefficient de transfert convectif. Cependant, il est évident que la surface à ailettes peut être augmentée en augmentant la hauteur d'ailette ou le nombre d'ailettes par mètre. Donc le choix d'un pas d'ailettes correct est très important dans la réalisation d'un échangeur bien compact. Pour cela, le concepteur devrait optimiser la hauteur, le pas ou le nombre d'ailettes sur une longueur fixe du tube.

Historiquement, il existe plusieurs travaux (expérimentaux et numériques), dont le but est de voir l'influence de l'espace entre les ailettes sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur. Turaga, Lin et Fazio (1966) [22], trouvent que le facteur de Colburn décroît avec le pas d'ailettes et proposent des corrélations en présence et en l'absence de condensation.

En 1973, Rich [6] a étudié l'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur à partir des résultats expérimentaux sur huit échangeurs à quatre rangées de tubes. Il a conclu que le coefficient de transfert est indépendant du pas d'ailettes, en parallèle, il corrèle le facteur de Colburn au nombre de Reynolds. Par la suite, Mc Quiston (1978) [6] a combiné ses propres résultats expérimentaux avec ceux trouvés par Rich. Il a montré que le coefficient de transfert thermique croît avec le pas d'ailette. Il a établi aussi les corrélations larges connues du transfert de chaleur et de la chute de pression avec des déviations de $\pm 10\%$ et de $\pm 35\%$, respectivement.

Mon et Gross (2003) [23] ont effectué des simulations numériques en trois dimensions sur un modèle d'échangeur de chaleur, tubes à ailettes annulaire, avec quatre rangées de tubes. La variation du coefficient de transfert thermique et de la chute de pression en fonction du : rapport pas d'ailettes sur leur hauteur (S/h_f), nombre de Reynolds et le type d'arrangement des tubes, sont présentés dans la figure (1.9).

Dans le cas de l'arrangement en quinconce, on remarque que le coefficient de transfert thermique augmente jusqu'à la valeur ($S/h_f = 0,32$), puis il reste presque constant avec une certaine tendance à diminuer (environ 1,4%). Par contre, dans le cas de l'arrangement en ligne des tubes, le coefficient de transfert de chaleur est augmenté dans tous les cas considérés avec l'augmentation du rapport (S/h_f).

La partie (b) de la figure précédente montre que pour les deux types d'arrangement, la chute de pression diminue avec l'augmentation du rapport S/h_f où les interactions des couches limites entre les ailettes sont réduites et même aussi les pertes par frottement.

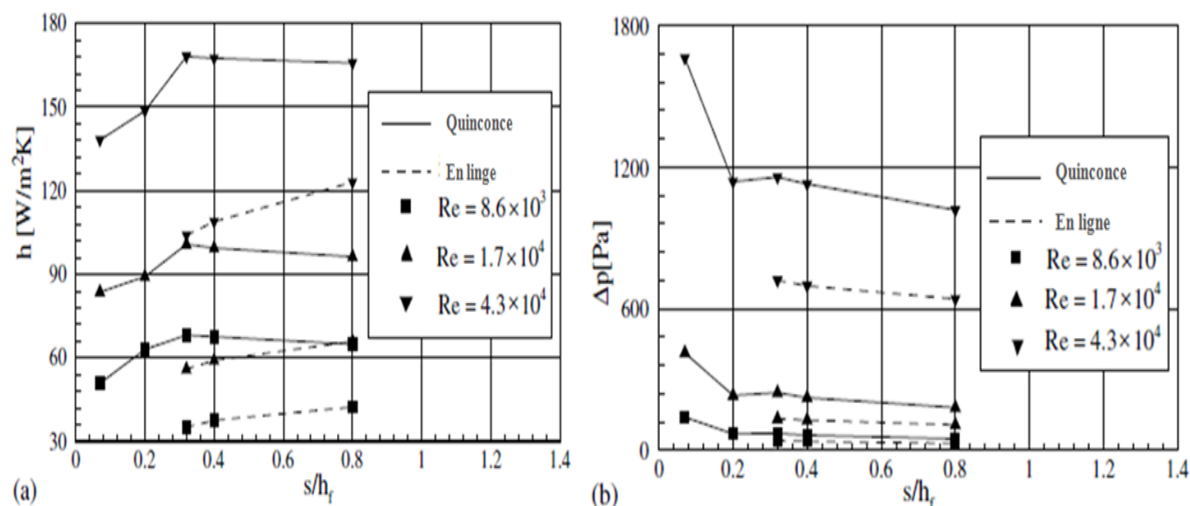


Figure 1.9 : Effet du rapport (S/h_f) sur ; (a) : le coefficient de transfert thermique (b) : la chute de pression; pour les deux types d'arrangement[23].

1.6.5 Effet de l'excentricité des tubes

Une étude numérique en CFD a été réalisée par Tahrour et al. [6] pour comparer entre la convection forcée dans un échangeur de tube à ailettes annulaire excentriques et concentriques. L'étude a été effectuée pour un seul tube à ailettes circulaires. Leurs résultats prouvent que le coefficient de transfert de chaleur moyen et le taux de transfert thermique de l'échangeur à tube excentrique sont plus grands que ceux de l'échangeur de tube concentrique pour un espacement entre ailettes inférieur de 5mm.

Benmachiche et al. [24] a également comparé la performance thermique et dynamique dans un faisceau de tubes à ailettes annulaire concentriques et excentriques. Les résultats expérimentale et numérique de cette étude affirment que (quelque soit l'arrangement des tubes), la position excentrique des tubes est plus performant comparativement avec la position concentrique.

Senapati et al. [25] ont présenté une étude numérique en 3D de l'effet de l'excentricité de tube sur la convection naturelle autour d'un cylindre horizontal mené d'ailettes circulaires avec plusieurs espacements et diamètre d'ailettes. Les auteurs ont constaté que le transfert de chaleur à partir des ailettes excentriques est inférieur à celui donné par les ailettes concentriques. Cependant, les résultats de cette étude montrent que le transfert convectif dans

le cas d'une excentricité négative est, un peut, élevé comparativement avec l'excentricité positive.

En 2019, Fourar et al. [26] effectuent une étude numérique en 3D utilisant le code Ansys Fluent pour comparer la convection naturelle dans un tube à ailettes concentriques et excentriques (avec quatre matériaux d'ailettes). L'étude a été effectuée pour un régime d'écoulement laminaire avec des nombres de Rayleigh varie dans l'intervalle $(4 \times 10^4 - 7 \times 10^4)$. Les résultats présentés par la figure ci-dessous montrent que l'effet de l'excentricité de tube sur le transfert thermique est dépend fortement de diamètre d'ailette et de leur matériau de construction.

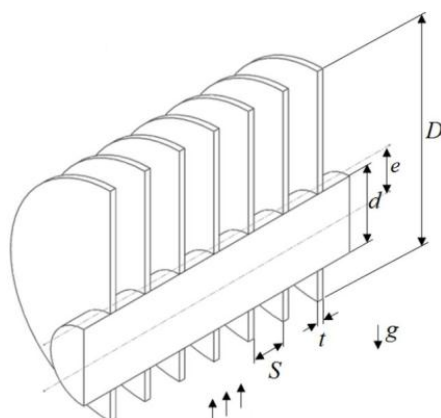


Figure 1.10 : Schéma d'un tube horizontal à ailettes circulaires excentriques [26].

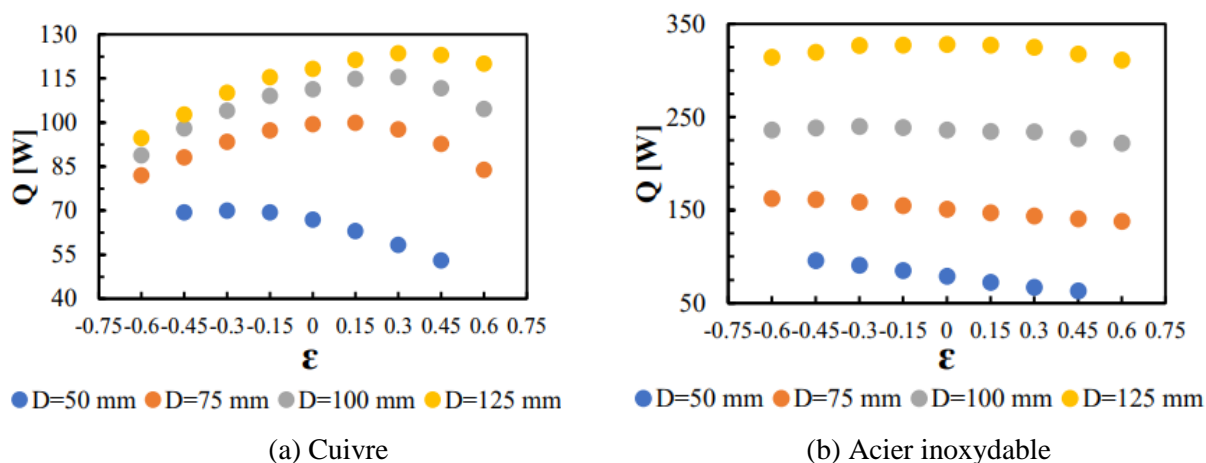


Figure 1.11: Effet d'excentricité et de diamètre du tube sur le flux thermique échangé [26].

Après cette recherche bibliographique, nous pouvons remarquer qu'il n'ya aucune étude concernant l'effet de l'excentricité des tubes dans le cas d'une ailette annulaire carrée. L'objectif de ce travail de mémoire est de voir le comportement d'écoulement et de transfert thermique pour cette nouvelle configuration d'échangeur de chaleur.

Références

- [1] N. Nouiri, "Calcul et dimensionnement des échangeurs de chaleur," Mémoire de master, Université de M'sila, 2017.
- [2] F. Taourit, "ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE ET THERMIQUE DE DEUX ECOULEMENTS DU FLUIDE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR (COMPARAISON ENTRE LE CAS SIMPLE ET LE CAS AVEC AILETTES)," Mémoire de master en génie mécanique, Université Abou Bakr Belkaid-TLEMEN, 2013, pp. 78.
- [3] M. Mehemmai, "ANALYSE DES CARACTERISTIQUES DE L'ECOULEMENT ET DES TRANSFERTS THERMIQUES DES ECHANGEURS DE CHALEUR A TUBES A AILETTES," Mémoire de magistère, Université de BATNA, 2014, pp. 103.
- [4] J.-S. Savard, M. Ibrahim, and A. Ilinca, "ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR THERMIQUE POUR UN SYSTÈME HYBRIDE DE TYPE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (JEDSAC)," Université du Québec à Rimouski, RECHERCHE DU MODÈLE 2008.
- [5] N. Boulouf, "Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent et transitoire," Thèse de doctorat, Université Mohamed Khider – Biskra, 2017, pp. 167.
- [6] F. Tahrour, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," Thèse de Doctorat, Université El Hadj Lakhder -Batna-, 2016, pp. 174.
- [7] T. Ouksel, "Cours Transfert Thermique," Université Larbi Ben M'hidi Oum El Bouaghi, 2017, pp. 61.
- [8] A. H. Benmachiche, "calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité," université de Biskra, Juin 2013, pp. 83.
- [9] M. J. Li, W. J. Zhou, J. F. Zhang, J. F. Fan, Y. L. He, and W. Q. Tao, "Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 734-744, 2014.
- [10] Z. Anxionnaz, "Etude de l'influence de la géométrie des canaux sur les performances d'un réacteur/échangeur," Thèse de Doctorat, Institut National polytechnique de Toulouse, Université de Toulouse, France, 2009, pp. 237.
- [11] E. N. Pis'mennyi, "Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5016-5031, 2012.
- [12] F. Michel, "Optimisation des Échangeurs Compacts à Ailettes : Etude Numérique et Expérimentale," Thèse de doctorat, Université JOSEPH FOURIER - GRENOBLE 1, 2003, pp. 260.
- [13] D. J. Ward and E. H. Young, "Heat transfer and pressure drop of air in forced convection across triangular pitch banks of finned tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 55, pp. 37-44, 1959.
- [14] D. E. Briggs and E. H. Young, "Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 59, pp. 1-10, 1959.
- [15] 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.
- [16] C.-C. Wang, Y.-M. Hwang, and Y.-T. Lin, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 673–680, 2002.
- [17] M. Tutar and A. Akkoca, "Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three-dimensional flat fin -and -tube heat exchangers," *Numerical Heat Transfer*, vol. 46, pp. 3001-3321, 2004.

- [18] K. Torikoshi and G. N. Xi, "A numerical steady of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers," presented at ASME Heat Transfer Division, 1995.
- [19] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctorat thesis, Universitat Bergakademie Freiberg , Germany, 2003.
- [20] J.-Y. Kim and T.-H. Song, "Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate and two-tube assembly: naphthalene sublimation results," *International Journal Of Heat Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3051-3059, 2003.
- [21] 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.
- [22] S. L. M. Turaga and P. P. Fazio, "Performance of direct expansion plate finned tube coil for air cooling and déhumidification," *Int J Refrig*, vol. 11, pp. 78-86, 1966.
- [23] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal Of Heat Mass Transfer*, vol. 27, pp. 1953-1964, 2004.
- [24] A. H. Benmachiche, F. Tahrouf, F. Aissaoui, M. Aksas, and C. Bougriou, "Comparison of thermal and hydraulic performances of eccentric and concentric annular-fins of heat exchanger tubes," *Heat Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2461–2471, 2017.
- [25] J. R. Senapati, S. K. Dash, and S. Roy, "Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder," *International Journal Of Heat Mass Transfer*, vol. 96, pp. 330-345, 2016.
- [26] I. Fourar, A. H. Benmachiche, and S. Abboudi, "Effect of material and geometric parameters on natural convection heat transfer over an eccentric annular-finned tube," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 10, pp. 215-235, 2019.

Chapitre 2

Etude numérique

2.1 Introduction

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement dans plusieurs configurations, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement de différents procédés industriels. Parmi le large éventail des codes de calcul de l'écoulement connus on peut citer : CFX, Fluent, Numerica, Star-CD, Openfoam etc....

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

2.2 Equations gouvernant le problème étudié

Dans la présente étude, le régime d'écoulement turbulent est choisi pour tous les calculs. Le nombre de Reynolds est déterminé en se basant sur la vitesse d'entrée d'air et le diamètre extérieur du collier d'ailette d_c ($d_c = d_t + 2 E_a$). Ceci donne une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle ($4500 < Re < 18000$). Donc, l'écoulement autour d'un tube à ailettes carrées 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 :

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

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

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

Equation d'énergie:

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

λ_t est la conductivité thermique turbulent.

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_i}) = 0 \quad (2.5)$$

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 [1, 2].

2.3 Méthode de résolution

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 les meilleures approximations.

Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans la résolution des équations différentielles de dérivées partielles on peut citer :

- La méthode des éléments finis ;
- La méthode des différences finies ;
- La méthode des volumes finis.

Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre, la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou instationnaire.

Dans la présente étude, on utilisera le code de calcul Fluent qui basé sur la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, sa fiabilité quand aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

2.4 Principe de la 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 arbitraire, 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

Pour plus de détails sur la technique de calcul de la méthode des volumes finis voir la référence [3].

2.5 Présentation du code FLUENT

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans transfert thermique. Le logiciel « Fluent » utilise la méthode des volumes finis. Il est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de l'espace mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur un seul PC de travail ou sur des machines en parallèles, pour une exécution plus efficace.

Fluent facilite à l'utilisateur sa manipulation à travers la simplicité de son interface graphique. Le code n'est pas limité uniquement par ces propres fonctions, mais il permet à son utilisateur d'injecter sa propre fonction, définir toutes les particularités de son problème et introduire les caractéristiques des matériaux selon le problème traité.

Le code de calcul FLUENT nous permet de traiter de nombreux problèmes dans plusieurs domaines. Parmi ces problèmes, on trouve: Les écoulements dans des zones déformables et/ou en mouvement, turbulence, transfert thermique, les écoulements réactifs, combustion non pré-mélangée, combustion pré-mélangée, combustion partiellement pré-mélangée, la formation de polluants, les écoulements multiphasiques, comme on peut prédire le bruit produit aérodynamiquement, et modéliser la solidificationetc.

2.6 Les différentes étapes de l'approche numérique

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

2.6.1 Création de la géométrie et son maillage: Ces deux étapes sont réalisées au niveau du "Gambit". Un maillage fin (serré proche des parois) doit être choisi à cause des gradients de vitesse de pression et de température élevés proche des parois.

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

2.6.3 Résolution du problème avec le code FLUENT

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

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

2^{ème} étape (choix des matériaux):

Ici on fait le choix des matériaux utilisés dans notre modèle à partir des listes existantes, sinon il faut les introduire selon nos besoins.

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

4^{ème} étape (imposer les conditions aux limites):

Pour cette étape, FLUENT nous offre une option qui permet à l'utilisateur d'imposer ses conditions aux limites et de définir les matériaux de chaque partie du domaine.

5^{ème} étape (choix du schéma de discrétisation):

Pour la pression, les équations de quantité de mouvement et de l'énergie le schéma « Upwind » avec une précision du 2nd ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective.

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

7^{ème} étape (initialisation):

Il est nécessaire d'initialiser toutes les variables avant de commencer les calculs.

2.7 Domaine de calcul

En prévoyant de simuler un problème, les considérations de base du modèle de calcul telles que les conditions aux limites, la taille du domaine de calcul, topologie du maillage, modèle 2D ou 3D sont nécessaires. Le domaine de calcul doit être alors clairement spécifié. Le domaine d'étude a été limité par les lignes pointillées qui présentent les conditions de la symétrie. Basé sur la configuration géométrique de la symétrie, la cellule entre deux surfaces adjacentes d'ailettes est simulée, c.-à-d., les surfaces d'ailettes incluent la moitié de l'épaisseur d'ailette au bas et au côté droite tandis que la circulation d'air est à l'intérieur d'un tunnel composé par les interfaces de contact solide-fluide et le tube.

Une vue schématique du modèle qu'on a proposé pour un seul tube à ailette carrée concentrique et excentrique sont montrés dans les figures (2.1), (2.2) et (2.3). Les dimensions de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail sont montrées dans le tableau 2.1.

Paramètre	Longueur (mm)
d_{tube}	20
L_{ail}	60
S	5
E_{ail}	1
Excentricité e	0 -5 -10 -15

Tableau. 2.1 Dimensions de l'échangeur de chaleur.

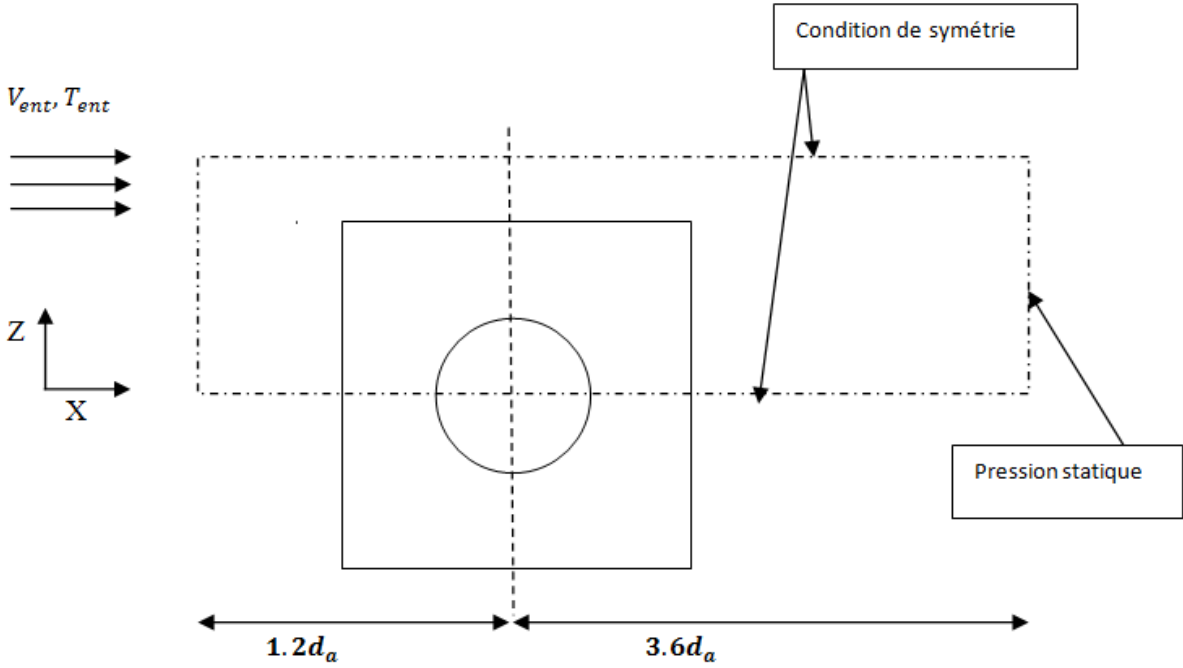


Figure 2.1 : Domaine de calcul pour un tube à ailette centrique.

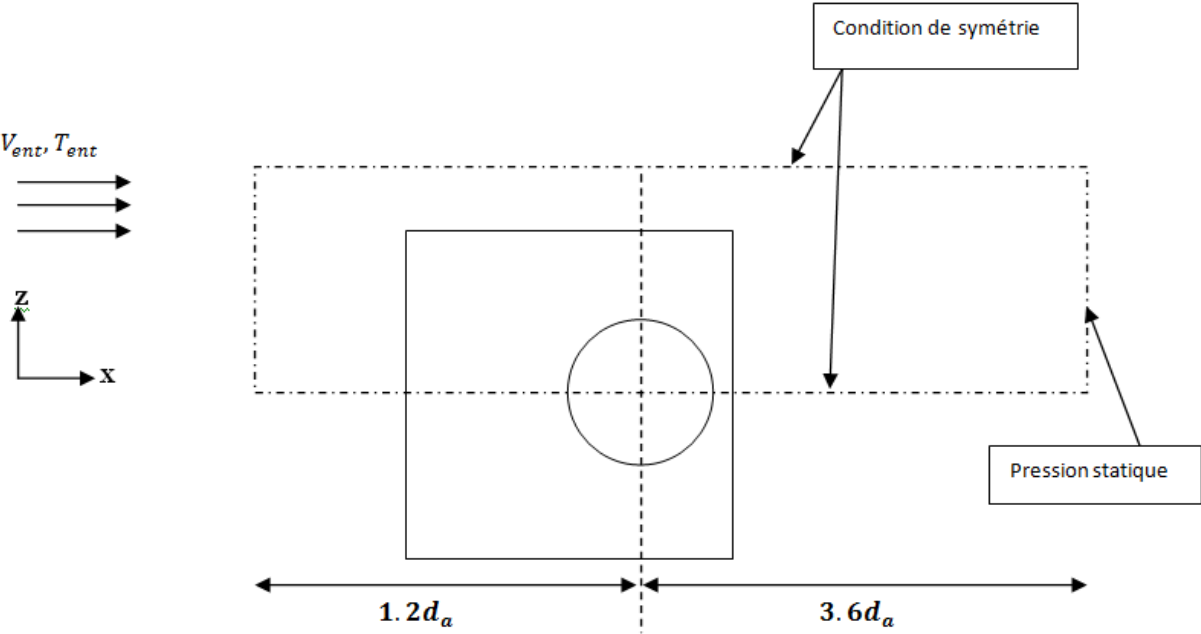


Figure 2.2 : Domaine de calcul pour un tube à ailette excentrique.

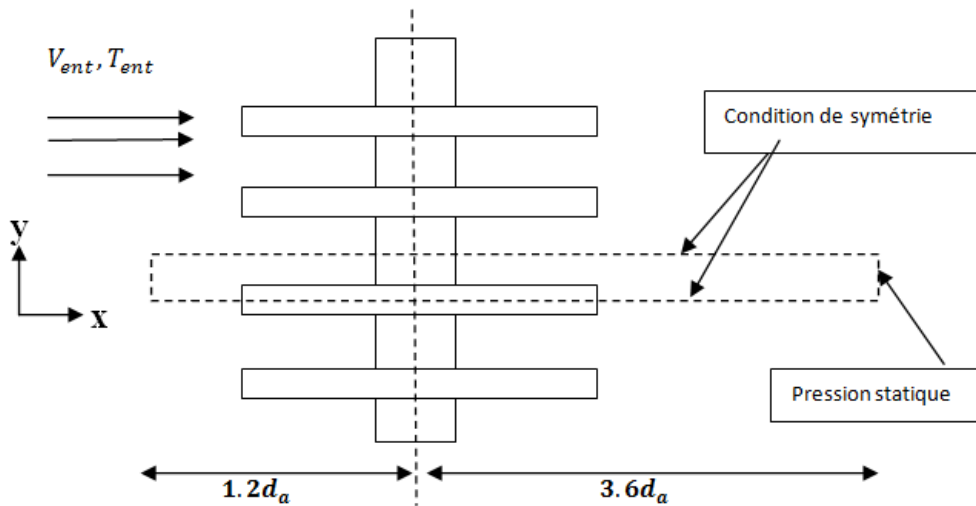
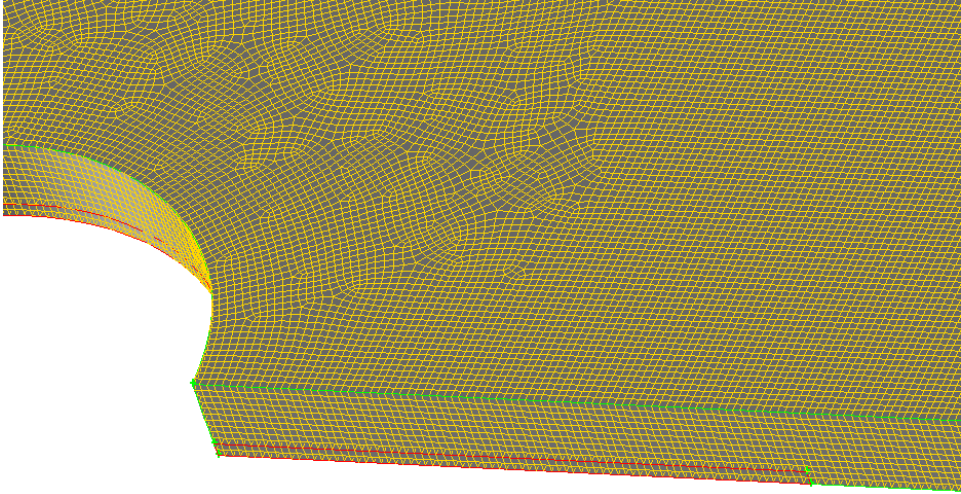
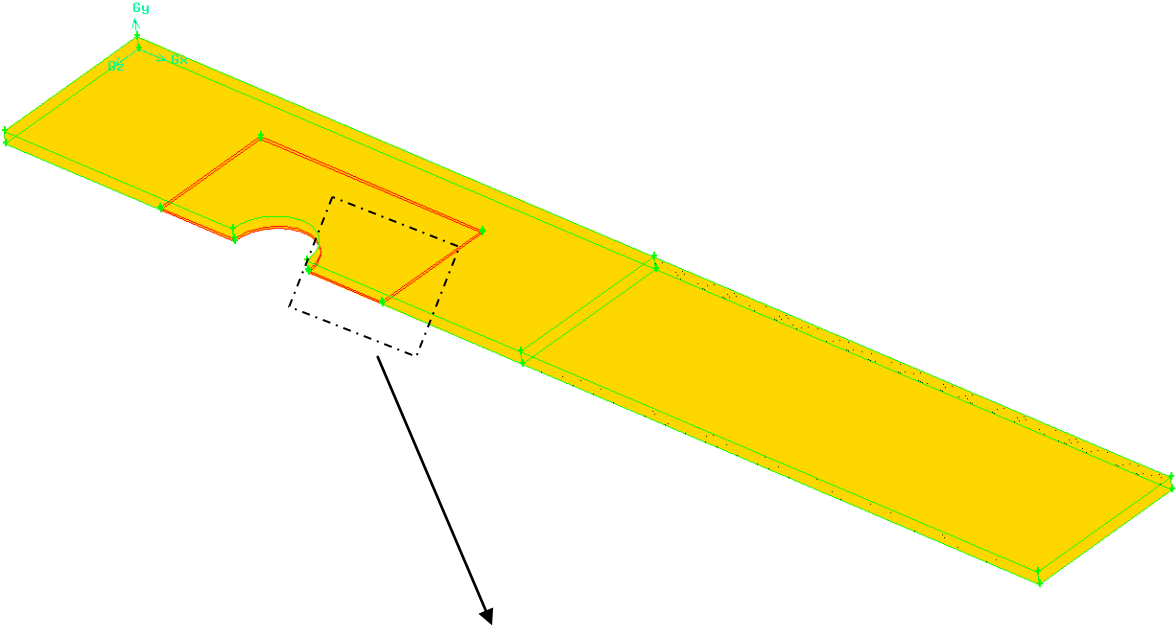


Figure 2.3 : Section longitudinale du domaine de calcul.

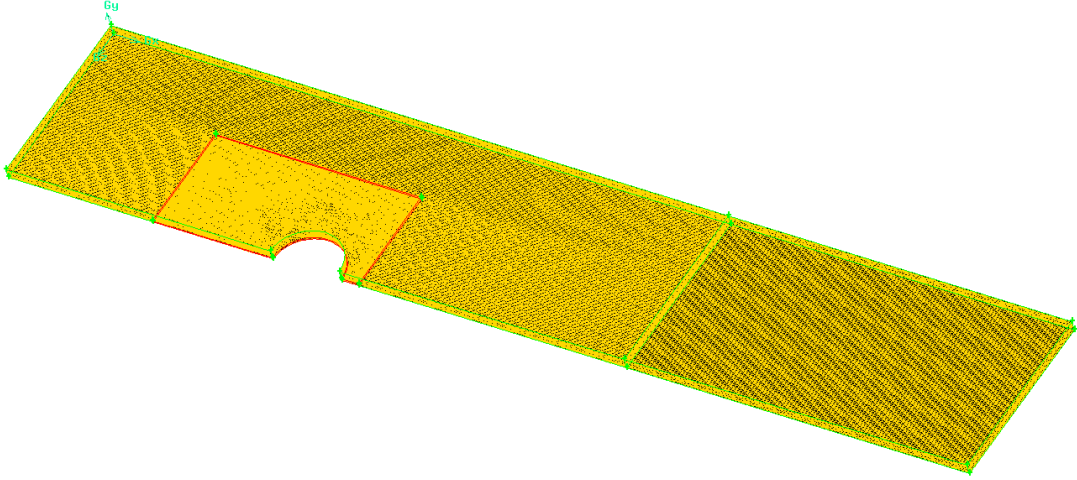
2.8 Maillage

La création de la géométrie, ainsi que le maillage se font sous le logiciel "Gambit". La génération du maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont indispensables avant d'entamer tout autre objectif. L'amélioration et la génération du maillage est importante pour prévoir le processus thermo-hydraulique dans les géométries complexes. Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages: maillage structuré, non structuré ou hybride.

Pour un seul tube ailette carrée, l'indépendance de la solution avec le nombre des mailles dépend de la valeur d'excentricité du tube. Dans tous les cas, un nombre de mailles hexaèdres entre (470.000) et (850.000) est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage.



(a) Position concentrique



(b) Position excentrique

Figure 2.4 : Maillage du domaine d'étude.

2.9 Conditions aux limites

Pour l'approche numérique du problème, les conditions aux limites sont exigées à placer dans toutes les frontières du domaine de calcul. On assume que l'air sec entrant dans le domaine de calcul à une vitesse uniforme et constante V_{ent} (selon seulement la direction x), une température T_{ent} (298 K) et une intensité turbulent $I = 1\%$. La région solide inclut les ailettes, le reste c'est du fluide. Sur les surfaces solides des tubes et d'ailettes, la condition de non-glissement des vitesses est spécifiée. Une température constante T_p égale 338 K est assignée sur la surface des tubes. Les températures dans les ailettes sont calculées en résolvant le problème de transfert de chaleur conjuguée (conduction-convection). La distribution de température sur les parois des tubes est uniforme et leur résistance thermique est négligeable.

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

2.10 Définition des propriétés physiques

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

Dans cette étude, le débit d'air passant entre les ailettes prend la chaleur de la surface d'ailettes et de tube. Cependant, dans cette étude, on suppose que l'air soit sec, on néglige l'effet de changement de phase. Les ailettes sont en Aluminium dans le cas où elles sont solides ($\lambda_{ail} = 202,4 \text{ W/m.K}$). Dans "Fluent", les propriétés thermo-physiques de l'air (chaleur massique, conductivité thermique et viscosité dynamique) sont prises pour une température d'entrée de l'air.

Références

- [1] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [2] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal Of Heat Mass Transfer*, vol. 27, pp. 1953-1964, 2004.
- [3] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, vol. 465829, first ed. New Yourk: McGRAW-HILL BOOK COMPANY, 1980.

Chapitre 3

Résultats et discussion

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un tube à ailette carrée concentrique et excentrique. Ces résultats ont été obtenues pour un intervalle de nombre de Reynolds ($4500 < Re < 18000$).

Ce chapitre traite la plupart du temps les résultats des investigations réalisées sur l'effet de décalage du tube sur les performances thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes carrées.

Les résultats ont été présentés sous forme des courbes, des tableaux et des contours de température et de vitesse.

3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydraulique d'écoulement

Le taux de dissipation thermique a été calculé par la relation suivante :

$$Q = \dot{H}_{sor} - \dot{H}_{ent} \quad (3.1)$$

Où \dot{H}_{sor} et \dot{H}_{ent} (W) sont respectivement les débits massiques d'enthalpie à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul, qui sont déterminés à l'aide du code de calcul Fluent :

$$\dot{H} = \int h \rho v \cdot ds \quad (3.2)$$

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

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

P : est la pression totale du fluide.

3.2 Résultats

3.2.1 Effet de l'excentricité du tube sur le flux thermique échangé

Afin d'étudier l'effet du décalage de tube, des investigations numériques ont été effectuées pour quatre configurations d'échangeurs de chaleur. Pour chaque cas, des simulations numériques ont été réalisées en faisant varier seulement la position de tube pour une épaisseur d'ailettes constante (1mm), un pas d'ailettes (5mm), un diamètre de tube (20mm) et une longueur du côté d'ailette ($L_{ail} = 60\text{mm}$) qui sont également constants. La meilleure position de tube dans la surface d'ailette carrée a été déterminée. L'investigation à pour objectif de déterminer le taux de transfert de chaleur et la chute de pression pour différents positions de tube.

Les résultats de la figure (3.1) montrent clairement l'influence de la position de tube sur le flux convectif échangé. Pour étudier l'effet de ce paramètre géométrique, des investigations numériques ont été effectuées en fixant le pas d'ailettes et en variant la valeur du nombre de Reynolds ($4500 <Re> 18000$).

Les courbes de cette figure montrent que, pour les cinq valeurs du nombre de Reynolds, les valeurs du flux de chaleur Q (W) augmentent lorsqu'on déplace le tube de la position $e = 0\text{mm}$ jusqu'à $e = 5\text{mm}$, à partir de cette position, ce grandeur diminue. Cette diminution est relativement faible entre ($e= 10\text{mm}$) et ($e= 15\text{mm}$). La figure (3.1) montre aussi que le flux thermique Q augmente avec le nombre de Reynolds.

D'une autre part, l'analyse quantitative, nous a permis de déterminer la valeur maximale du flux convectif échangé. Cette valeur a été atteinte pour la même position de tube $e = 5\text{mm}$. En comparaison avec la position concentrique de tube, le flux thermique échangé dans le cas excentrique ($e= 5\text{mm}$) augmente de: 21,5 % (pour $Re = 4500$) et 11,5% (pour $Re = 18000$). Ces résultats indiquent que le gain dans le transfert de chaleur augmente avec la diminution du nombre de Reynolds. Par conséquent, nous proposons d'utiliser ce type d'échangeur (avec un seul tube à ailettes excentriques) pour les petits nombres de Reynolds.

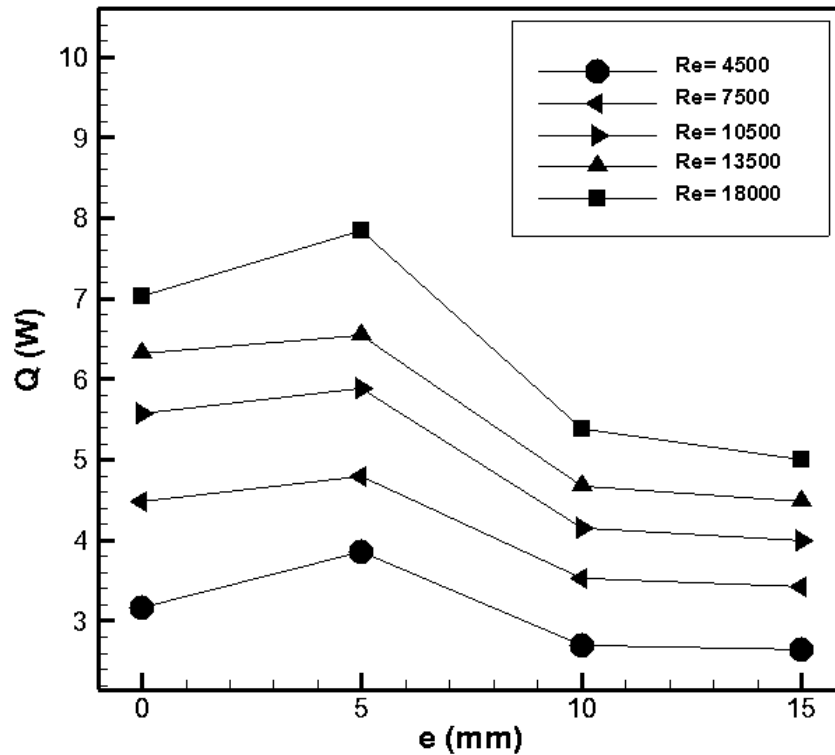


Figure 3.1 : Effet d'excentricité du tube sur le flux thermique échangé

3.2.2 Effet de l'excentricité du tube sur la chute de pression

La détermination et l'utilisation des pertes de charge pour la prévision des performances fait actuellement une partie utile dans la construction des échangeurs de chaleur. Ainsi, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces systèmes énergétiques est souvent suivie par des études de la chute de pression.

Comme indiqué dans les courbes de la figure (3.2), la chute de pression est diminuée considérablement quand le décalage de tube est varié de (0 mm) à (15 mm). Cette remarque a été trouvée pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds.

En comparaison avec la position concentrique de tube, la chute de pression dans le cas excentrique ($e = 5\text{ mm}$) diminue de: 9,3 % (pour $Re = 4500$) et 19% (pour $Re = 18000$). Cela est dû à la réduction de la zone de recirculation derrière le tube (voire la figure. Cette figure montre bien que la position ($e = 15\text{ mm}$) de tube réduit la zone de recirculation et le sillage généré dans ce cas est déplacé jusqu'à l'extrémité de l'ailette. Cependant, la position concentrique de tube ($e = 0\text{ mm}$) augmente la taille et le degré de sillage se formant sur la partie arrière de la surface d'ailette. D'ailleurs, on voit sur ces figures deux tourbillons qui se

forment derrière le tube, l'un à la jonction ailette-tube et l'autre à l'extrémité de l'ailette (voire la figure. 3.3).

On constate également que, quelque soit la position du tube, la chute de pression augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

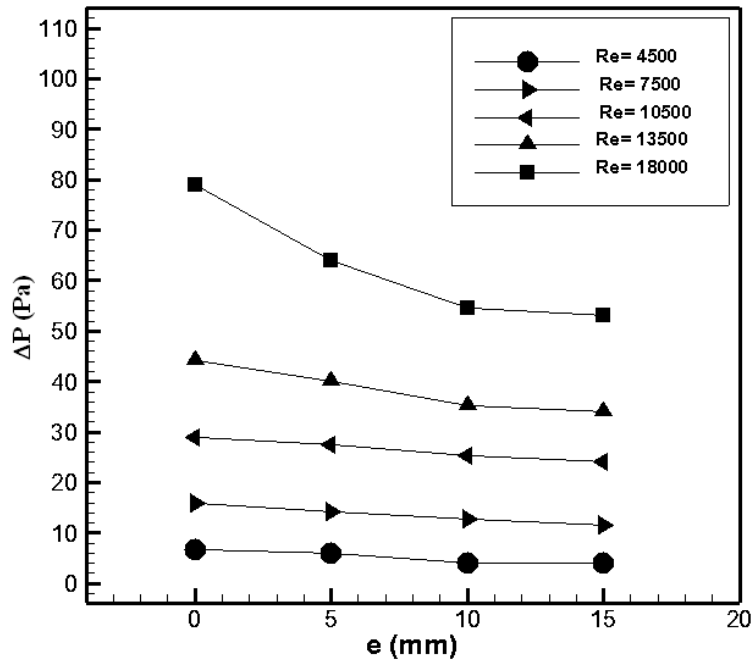
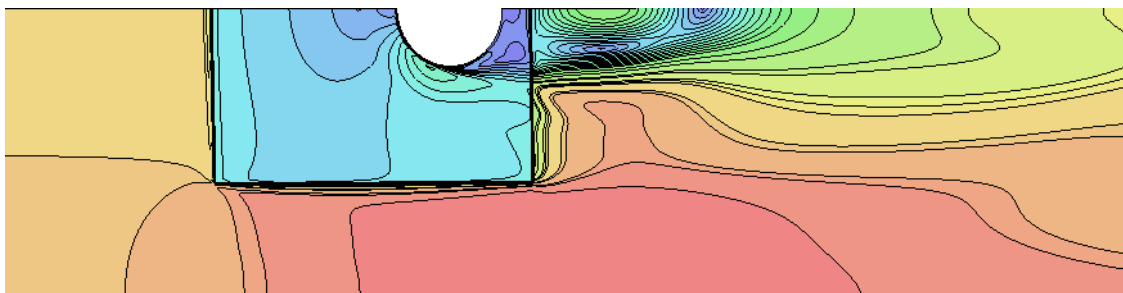
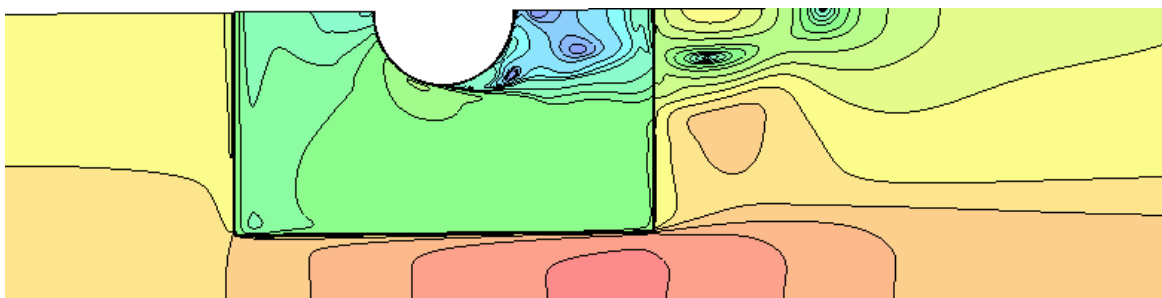


Figure 3.2 : Effet d'excentricité du tube sur la chute de pression.



(a) e= 15mm



(b) e= 0mm

Figure 3.3 : Lignes de courant autour d'un tube à ailette carrée.

3.3 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 indique la variation du flux thermique échangé Q (W) et les pertes de charge ΔP (Pa) en fonction de nombre de Reynolds pour trois positions de tube ($e=0$; $e=5$ et $e=15$ mm).

Les résultats de ce tableau indiquent que le flux thermique échangé et les pertes de charge augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ces variations ont été trouvées pour toutes les positions du tube. Quantitativement, la valeur du flux Q s'élève par: 122% (si $e=0$ mm), 104% (si $e=5$ mm) et 89% (avec $e=15$ mm) quand le nombre de Reynolds change de 4500 à 18000. On note donc que l'augmentation du flux thermique échangée, avec le nombre de Re , est important si la position du tube est concentrique.

Ces résultats confirment ceux qui sont trouvés dans les références [1-4].

Nombre de Reynolds	$e=0$ mm		$e=5$ mm		$e=15$ mm	
	Q (W)	ΔP (Pa)	Q (W)	ΔP (Pa)	Q (W)	ΔP (Pa)
Re= 4500	3,17	6,65	3,85	6,03	2,64	3,97
Re= 10500	5,68	28,96	5,87	27,37	4	24,18
Re= 13500	6,32	44,12	6,54	40,05	4,49	34,05
Re= 18000	7,03	79,03	7,84	64,01	5	53

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

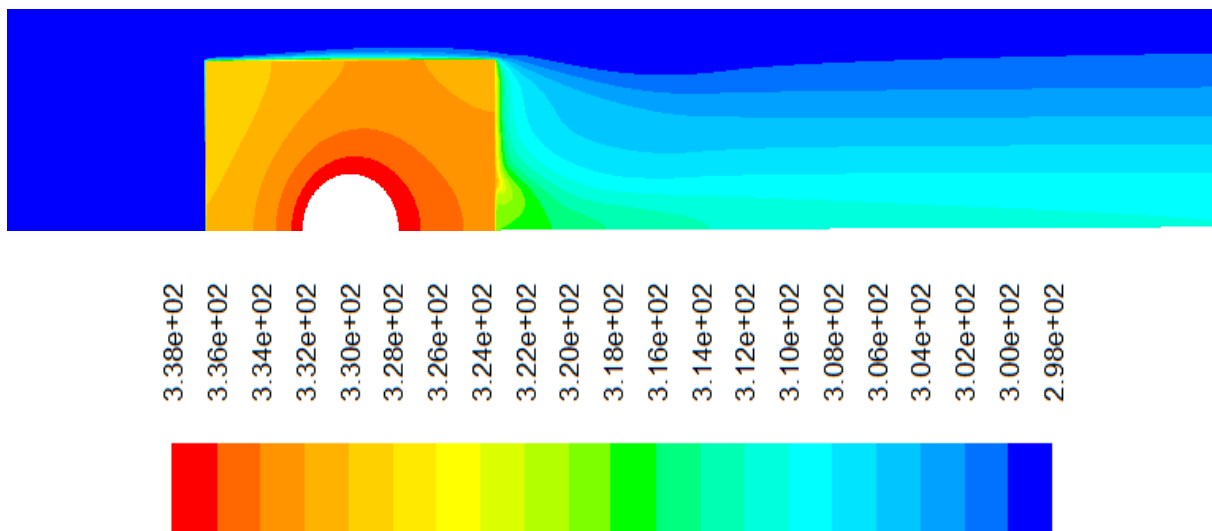
Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet du nombre de Re sur le taux de transfert thermique nous présentons, dans ce qui suit, les contours de température dans l'air ambiant sur la surface d'ailette pour deux valeurs de nombre de Reynolds décalages de tube ($Re=4500$ et $Re=18000$). Les contours de température ont été tracés dans la section transversale située à une hauteur $y=0,25$ mm, pour la position concentrique du tube.

Pour les deux valeurs du nombre de Re , on remarque une chute considérable de la température entre la paroi de tube et le bord avant de l'ailette comparativement avec la partie arrière (zone de recirculation). Cela est dû au taux élevé du transfert thermique à la partie frontale d'ailette et que la zone morte d'écoulement se caractérise par une région de recirculation stationnaire qui se forme en de telles conditions que l'écoulement se sépare dans

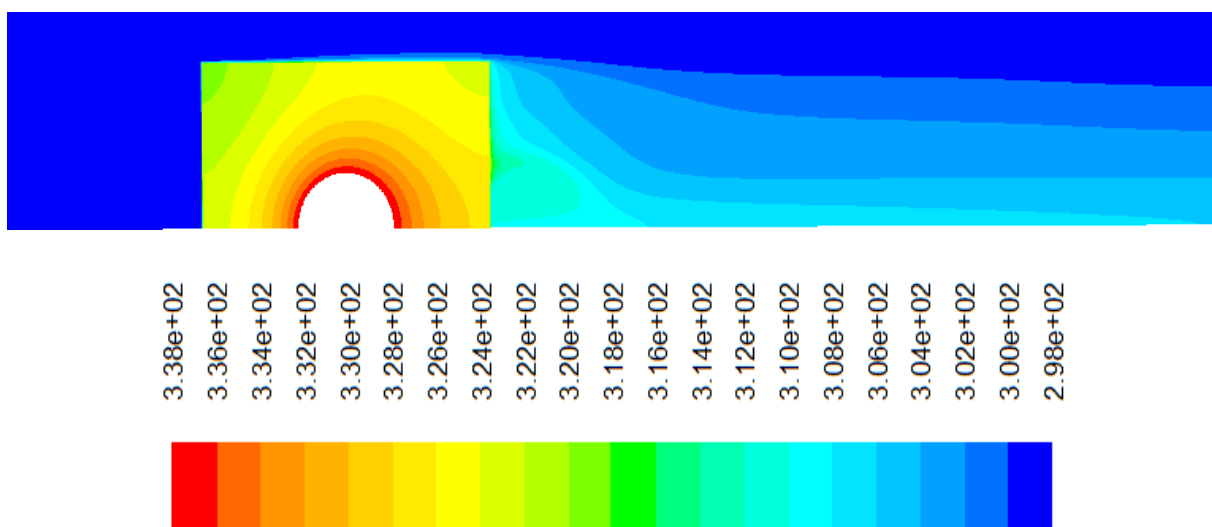
la partie arrière du tube. Cette zone morte d'écoulement affaiblit beaucoup le transfert de chaleur par convection.

Dans le cas du nombre de Reynolds ($Re= 18000$) le corps totale de l'ailette est caractérisée par un gradient de température important comparativement avec le cas ou ($Re= 4500$).

D'après cette analyse, nous pouvons conclure que les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur augmentent avec le nombre de Reynolds.



(a) $Re= 4500$



(b) $Re= 18000$

Figure 3.4 : Distribution de température autour d'un tube à ailette concentrique pour (a) $Re= 4500$, (b) $Re= 18000$.

A la fin de cette partie d'étude, on peut conclure que le décalage de tube a une influence remarquable sur le fonctionnement des échangeurs de chaleurs. D'après la conception de base des échangeurs thermiques, une superficie requis de transfert de chaleur totale doit être réalisée sans diminuer le coefficient de transfert de chaleur et augmenter la chute de pression. À cet effet, les résultats qu'on a trouvés montrent que le décalage de tube $e = 5mm$ donne un bon gain de transfert thermique et de la chute de pression.

Références

- [1] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [2] H. T. Chen, J. C. Chou, and H. C. Wang, "Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 45-57, 2007.
- [3] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctorat thesis, Universitat Bergakademie Freiberg , Germany, 2003.
- [4] F. Tahrou, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," Thèse de Doctorat, Université El Hadj Lakhder -Batna-, 2016, pp. 174.

Conclusion

Ce travail a été consacré à l'étude numérique du transfert de chaleur couplé (conduction-convection) et de la dynamique d'écoulement autour d'un tube à ailettes carrées en position concentrique et excentrique. La position du tube est variée dans l'intervalle (0-15mm) vers la partie arrière de l'ailette.

Afin de montrer l'effet de décalage du tube, une série de simulations numériques ont été effectuées en utilisant le logiciel Fluent 6.2. Ce code de calcul est basé sur la discrétisation des équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie par la méthode des volumes finis. Cette simulation nous a permis de déterminer et de comparer les caractéristiques thermo-hydrauliques de notre échangeur de chaleur. Nous nous sommes principalement intéressés à la distribution de température et de vitesse autour d'un tube à ailette indépendant de forme carrée.

Avec l'intervalle du nombre de Reynolds ($4500 < Re < 18000$) le régime d'écoulement a été considéré turbulent, pour cela nous avons choisi le modèle de turbulence k- ϵ (RNG).

A partir de l'analyse de la partie bibliographique et des différents résultats obtenus dans la partie de la simulation numérique nous pouvons arriver aux résultats suivants :

- Dans la construction d'un échangeur de chaleur, une surface requise de transfert de chaleur totale doit être réalisée sans diminuer le coefficient de transfert de chaleur et augmenter la chute de pression.
- Quel que soit la position du tube, le flux thermique et la chute de pression augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- Le paramètre de décalage de tube a une influence importante sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur.
- Le décalage de tube par une valeur ($e = 5\text{mm}$) donne des meilleurs résultats en termes de l'échange thermique et des pertes de charge.
- Le décalage du tube vers la partie arrière d'ailette minimise la zone de recirculation ce qu'il réduit, d'une façon remarquable, les pertes de charge dans l'échangeur thermique.

Plusieurs travaux futurs, concernant la simulation numérique de l'effet du décalage de tube, sont envisagés en perspectives de cette mémoire.

- Il serait très utile d'étudier l'effet du décalage de tube vers la partie avant de l'ailette
- Il serait très instructif d'effectuer des simulations numériques et des essais expérimentaux, afin de voir l'influence du décalage de tube dans le cas d'un faisceau de plusieurs rangées
- Il est aussi important d'étudier cette nouvelle forme géométrique dans le cas de la convection naturelle.

Résumé

Dans cette étude, nous avons utilisé le code de calcul Fluent 6.2 pour simuler le transfert thermique conjugué conducto-convectif dans un tube à ailettes horizontales carrées. Les résultats de la simulation numérique montrent la variation du flux thermique et la chute de pression autour de la surface de l'ailette. L'objectif principal de cette étude est de voir la position du tube, sur l'ailette carrée, qui correspond à un meilleur échange thermique et un minimum de perte de charge. Ce travail de mémoire analyse l'effet de décalage du tube sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur pour un intervalle du nombre de Reynolds ($4500 \leq Re \leq 18000$). Les résultats de la simulation numérique montrent que le décalage du tube par une valeur $e = 5\text{mm}$ augmente le flux thermique par 21,5% (pour $Re = 4500$). Cette augmentation de l'échange thermique est associée avec une diminution de 9,3% de la chute de pression.

Mots clés : *Fluent, échangeur de chaleur, ailette carrée, tube excentrique, convection forcé, chute de pression.*

Abstract

In this study, the commercial software Fluent 6.2 is applied to simulate the conjugate conduction-convection of heat transfer problems on a horizontal square fin of one-circular tube plate finned-tube heat exchangers. The numerical simulation results allow us to evaluate the heat transfer rate over fin surfaces and the pressure drop. The aim of the present study is to determine the optimum tube position in the square fin that maximizes heat dissipation and minimizes pressure drop. In addition, this study analyzes the effects of tube shift on heat transfer and flow characteristics for a range of Reynolds numbers, $4500 \leq Re \leq 18000$. The numerical results show that the eccentric annular finned tube is more efficient than the concentric one. Among the cases examined, heat transfer rate of the eccentric annular-finned tube, for a tube shift $e = 5\text{mm}$ and a Reynolds number $Re = 4500$, was 21.5% greater than that of the concentric one. This gain is associated with a 9.3% reduction in pressure drop.

Keywords: *3-D CFD simulation, Heat exchanger, Square fin, eccentric tube, Forced convection, Pressure drop.*

المخلص

في هذه الدراسة. استعملنا برنامج حساب فلوانت 6.2 لمحاكاة الانتقال الحراري المترافق (توصيل- حمل حراري) في أنبوب ذو زعانف أفقية مربعة. نتائج المحاكاة العددية أظهرت التغير في التدفق الحراري وانخفاض الضغط حول مساحة الزعنف.

الهدف الرئيسي من هذه الدراسة هو معرفة موضع الأنبوب ذو الزعنف المربعة الذي يوافق أحسن نقل حراري واقل انخفاض لضغط المائع .

عمل هذه المذكورة هو تحليل تأثير إزاحة الأنبوب على الخصائص الهيدروليكية و الحرارية لمبادل حراري من اجل مجال لعدد رينولدز $Re (4500 < Re < 18000)$. نتائج المحاكاة العددية برهنت أن إزاحة الأنبوب بقيمة $e = 5\text{mm}$ تزيد التدفق الحراري ب 21.5 % من اجل $Re = 4500$ هذا التزايد في النقل الحراري يرافقه نقصان 9.3% من انخفاض الضغط.

الكلمات المفتاحية : *فلوانت، مبادل حراري، زعنف مربعة، أنبوب مزاح، حمل حراري الاضطرابي القسري، انخفاض الضغط.*