

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

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT PHYSIQUE
N° : Ph/ENR/04/2021



DOMAINE : Sciences de la matière
FILIERE : Physique
OPTION : Physique Énergétique et
Energies renouvelables

**Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique**

Par: Bakhouche Assia et Balboul Razika

Intitulé

**Etude paramétrique sur le transfert thermique et
la dynamique du fluide d'un échangeur de
chaleur à ailettes plaques planes**

Soutenu le 06 / 06 /2021 devant le jury composé de:

Benmansour Nadia

Université Mohamed Boudiaf- M'sila

Président

Tahrour Farouk

Université Mohamed Boudiaf- M'sila

Rapporteur

Nahoui Azzeddine

Université Mohamed Boudiaf- M'sila

Examineur

Année universitaire : 2020/2021

Remerciement

« Sans être aide la vie devient très dure et de ce fait, personne ne peut vivre seul. »

Nous voudrions dans un premier temps remercier, notre directeur de mémoire Dr. TAHROUR Farouk, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter notre réflexion.

Nous voulons exprimer, également, notre profond respect à tous les enseignants qui nous ont encadrés durant toute la période de nos études au département de physique, université de M'sila.

Nous tenons à remercier tous les membres de jury Dr. NAHOUI Azzeddine et Dr. BENMANSOUR Nadia qui nous a fait l'honneur d'accepter de juger notre travail.

À tous ces intervenants, nous présentons nos remerciements, nos respects et gratitude.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à : A mes parents Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me donner. Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

- ✓ *A mon très cher frère **ADEL***
- ✓ *A mon très cher petite sœur **NEDJOUDE***
- ✓ *A mes très cher : **SARA et RAHMOUN***
- ✓ *A toute mes collègues de la promotion **2020/2021***
- ✓ *A tout les cause qui mes sont chers et qui sont aujourd'hui absent.*

B. RAZIKA

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

- ✓ *A la bien-aimée de mon cœur et celle qui a mis le ciel sous tes pieds a toi, ma mère **FATIHA**.*
- ✓ *A mon soutien et à mon honneur, et j'assure votre satisfaction de Dieu pou vous, mon père **ALAMRI**.*
- ✓ *A la lumière des yeux, ma sœur **SADJIDA**.*
- ✓ *A mes sœurs **SARAH, WISSAM**, et le bourgeon, le dernier de la grappe **TAKWA**.*
- ✓ *A mon grand frère **OUSSAMA**.*
- ✓ *A mes frères **ILYASSE, BADR EL DIN**.*
- ✓ *A tout ma famille et la famille **BAKHOUCHE**.*
- ✓ *A tous ceux qui ont étudié avec moi et à tous mes professeurs et à tous ceux qui me connaissent.*

B. ASSIA

Sommaire

Sommaire	i
Liste des figures	iv
Liste de tableau	vii
Nomenclature	viii
Introduction général	1
Chapitre 1. Recherche 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
1.4 Classement suivant le sens d'écoulement des fluides	5
1. 5 Classement suivant la construction géométrique	5
1. 5.1 Echangeurs tubulaires	5
1.5.1.1 Echangeur monotube	6
1.5.1.2 Echangeur coaxial	6
1. 5.2 Échangeurs multitubulaire	6
1.5.2.1 Echangeurs à tubes séparés	6
1.5.2.2 Echangeurs à tubes et calandre	7
1.5.3 Echangeurs compacts	7
1.5.4 Echangeur à plaques	8
1.6 Coefficient d'échange global	8
1.7Méthode de calcul des échangeurs de chaleur	9
1.7.1 Méthode DTML	9

1.7.2 Méthode NUT.....	10
1.8 Les ailettes	10
1.8.1 Définition de l'ailette	10
1.8.2 Différents types d'ailettes	10
1.8.2.1 Ailettes continues	11
1.8.2.2 Ailettes indépendantes	11
1.8.3 Efficacité d'une ailette	11
1.9 Analyse de l'effet des paramètres géométriques	12
1.10 Effet de la géométrie d'ailette	13
1.10.1 Ailettes continues	13
1.10.2 Ailettes indépendantes	15
1.10.3 Effet de l'épaisseur des ailettes	17
1.10.4 Effet de l'espacement entre ailettes	18
1.10.5 Effet du rang et du nombre de rangés	18
Références	20
 Chapitre 2 : Approche numérique	
2.1 Introduction	22
2.2 Equations gouvernant le problème étudié	22
2.3 Méthode de résolution	23
2.3.1 Méthode des volumes finis	23
2.3.2 Maillage	24
2.4 Outil de simulation Gambit et Fluent	25
2.4.1 Gambit	25

2.4.2 Code FLUENT	26
2.5 La procédure de calcul par Fluent	26
2.6 Domaine de calcul	31
2.7 Maillage	33
2.8 Conditions aux limites	34
2.9 Définition des propriétés physiques	34
Références	35
 Chapitre 3. Résultats et discussion	
3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydrauliques de l'écoulement	36
3.2 Résultats	38
3.2.1 Effet de l'épaisseur des ailettes	38
3.2.2 Effet de l'espacement transversal des tubes	40
3.2.3 Effet de l'espacement longitudinal des tubes.....	43
3.2.4 Effet du nombre de Reynolds.....	45
Conclusion	47

Liste des figures	Page
Figure 1.1 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur	3
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 Echangeur monotube	6
Figure 1.5 Echangeur de tubes coaxiaux	6
Figure 1.6 Echangeur à tubes séparés	6
Figure 1.7 Principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre	7
Figure 1.8 : Echangeur compact à courant croisé	7
Figure 1.9 Echangeur à plaques.....	8
Figure 1.10 : Les variations de températures dans les deux cas, à co-courant et à contre-courant	9
Figure 1.11 : Ailettes continues ou indépendantes pour tubes	11
Figure 1.12 Ailettes indépendantes	11
Figure 1.13 : Dimensions d'un échangeur de chaleur	12
Figure 1.14 schéma des Cinq configuration d'ailettes testée	13
Figure 1.15 schéma des tubes à ailettes	14
Figure 1.16 Un faisceau de tubes elliptiques à ailettes ondulée lisses avec différents générateurs de vortex montées	15
Figure 1.17 Détails techniques de la cellule unitaire	15
Figure 1.18 Formes d'ailettes examinées dans la référence	16
Figure 1.19 Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace	17

Figure 1.20 Ailettes circulaire et elliptique	17
Figure 1.21 Effet du range de tubes et du nombre de Re sur le nombre de Nu et ΔP	19
Figure 2.1 volume de contrôle bidimensionnel	24
Figure 2.2 Schéma de maillage	25
Figure 2.3 Vue globale de le fenêtre Gambit	26
Figure 2.4 Ouvrir la fenêtre Fluent et lisez le fichier (.msh)	27
Figure 2.5 Changement de l'unité des dimensions de domaine de calcule	27
Figure 2.6 Définition du modèle de calcul	27
Figure 2.7 Activation de l'équation d'énergie	28
Figure 2.8 Définition du model de turbulence	28
Figure 2.9 Insertion des valeurs de référence	29
Figure 2.10 Définition des conditions aux limites	29
Figure 2.11 Choix des schémas de discrétisation	30
Figure 2.12 Choix des critères de convergence	30
Figure 2.13 Enregistrement des données insérées	30
Figure 2.14 Lancement des itérations des itérations	31
Figure2.15 Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées.....	32
Figure 2.16 Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes plaques plan.....	33
Figure 3.1 Méthode de calcul débit massique	36
Figure 3.2 Méthode de calcul de la pression totale	37
Figure 3.3 Effet de l'épaisseur de l'ailette sur le flux thermique échangé	38

Figure 3.4 Effet de l'épaisseur des ailettes sur la chute de pression	39
Figure 3.5 Variation du coefficient de performance en fonction de l'épaisseur de l'ailette et du Re.....	39
Figure 3.6 Effet Pas transversal P_t sur le flux thermique échangé	41
Figure 3.7 Effet Pas transversal P_t sur la chute de pression.....	41
Figure 3.8 Variation du coefficient de performance en fonction de pas transversal P_t	42
Figure 3.9 Contours de températures pour l'espacement transversal avec (Re=14726).....	42
Figure3.10 Effet pas longitudinal des tubes sur le flux thermique échangé.....	43
Figure3.11 Effet pas longitudinal des tubes sur la chute pression	44
Figure3.12 Variation du coefficient de performance en fonction de pas longitudinal des tubes et du nombre de Reynolds	44
Figure 3.13 Contours de températures pour l'espacement longitudinal des tubes (Re=14726).....	45

Liste des tableaux	Page
Tableau 1.1 Dimensions géométriques d'un échangeur de tubes à ailettes	12
Tableau 2.1 Dimensions de l'échangeur de chaleur	31
Tableau 3.1 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression.....	46

Nomenclature

Symboles Latins	Signification	Unité
A	Surface	$[m^2]$
c_p	Chaleur spécifique	$[J/(kg.K)]$
d_a	Diamètre d'ailette	$[m]$
d_t	Diamètre extérieur du tube	$[m]$
d_e	Diamètre extérieur	$[m]$
d_i	Diamètre intérieur	$[m]$
E	Epaisseur	$[m]$
E_a	Epaisseur d'ailette	$[m]$
h	Coefficient de transfert convectif	$[W/m^2.K]$
L_a	Longueur d'ailette	$[m]$
m	Masse	$[kg]$
\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	Espacement inter-ailettes	$[m]$
T	Température	$[K]$
ΔT	Différence de température	$[K]$
T_{ent}	Température d'entrée	$[K]$
T_{sor}	Température de sortie	$[K]$
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	$[m/s]$
V_{ent}	Vitesse d'entrée	$[m/s]$
x, y, z	Variable d'espace	$[m]$

Lettres grecques

Symboles	Signification	Unité
η	Efficacité	[/]
η_a	Efficacité de l'ailette	[/]
λ	Conductivité thermique	[W/m. K]
λ_{ail}	Conductivité thermique d'ailette	[W/m. K]
ε	Dissipation de l'énergie turbulente	[s^2 / m^2]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m. s]
ν	Viscosité cinématique	[m^2 / s]
\dot{V}	débit volumique	[m^3 / s]
ρ	Masse volumique	[kg / m^3]
φ	Flux de chaleur	[W]

Nombre adimensionnels

NUT	Nombre d'unité de transfert	$NUT = \frac{K.A}{C_{\min}}$
Nu	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h.L}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho.V.d_t}{\mu}$
K	Coefficient de performance	$K = \frac{\varphi}{(\Delta P.\dot{V})}$

Introduction générale

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de tout politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

On utilise principalement les échangeurs thermiques dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie,....etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation,.... etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et utilisé permet d'un gain de rendement et d'énergie des procédés.

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 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, l'espacement entre les tubes ... etc. ont un effet significatif sur les performances des échangeurs thermiques.

Dans ce travail de recherche, nous avons effectué une investigation numérique afin de déterminer l'effet des paramètres géométriques à savoir : épaisseur des ailettes, espacement transversal et longitudinal inter-tubes et du nombre de Reynolds sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un écoulement d'air qui traverse un échangeur de chaleur de tubes circulaires à ailettes plaques planes.

Notre simulation numérique est basée sur l'utilisation de la technique des calculs de la dynamique des fluides (CFD) par le code de calcul FLUENT 6.2. Ce logiciel commercial est basé sur la méthode des volumes finis. Cette méthode permet de résoudre les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Pour compléter le système d'équation définissant un transfert convectif turbulent, nous avons choisi le modèle de turbulence RNG ($k-\varepsilon$).

Le présent manuscrit comporte trois chapitres :

Dans la première partie du premier chapitre, nous avons présenté les notions de base et la théorie de calcul des échangeurs thermiques. La deuxième partie présente un état de l'art très important concernant l'effet de plusieurs paramètres géométriques sur les performances thermique et dynamique de l'échangeur de chaleur.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la méthode de simulation par le code de calcul Fluent ainsi que le logiciel Gambit qu'il permet de dessiner la géométrie et réaliser 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.

Le 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 de température et de tableaux.

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

Chapitre 1. Recherche bibliographique

1.1 Définition de l'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur est un système permettant le transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Son utilisation est fréquente notamment dans l'industrie (transfert et récupération de l'énergie), automobile, l'habitat (chauffage et climatisation) et l'agro-alimentaire (conservation des produits et réfrigération). Au sein d'un échangeur de chaleur, le fluide chaud et le fluide froid sont souvent séparés par une paroi métallique (échangeur indirect) à travers laquelle le transfert thermique se fait par conduction, convection et même par rayonnement lorsque les températures sont élevées [1].

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 (liquide et gaze). 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.

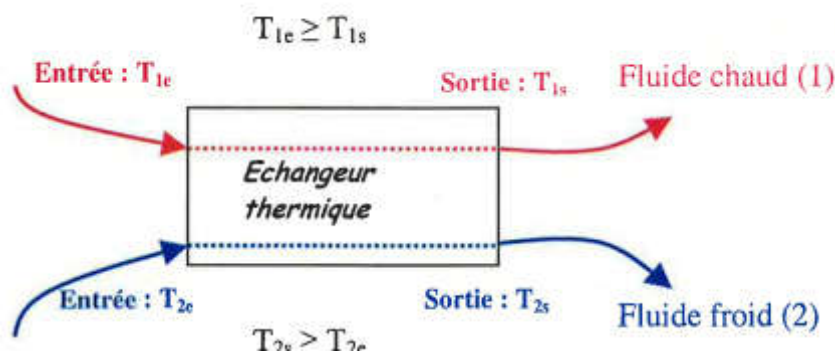


Figure 1.1 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur [2].

1.3 Critères de classement des échangeurs de chaleurs

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

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.

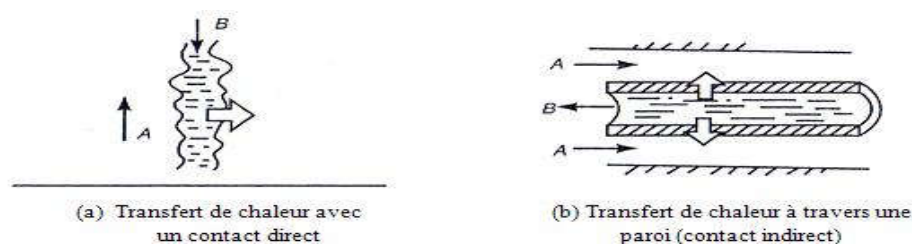


Figure 1.2 Type de contact entre les fluides d'un échangeur de chaleur[3].

1.3.2 Mécanisme de transfert de chaleur

a) Echangeurs 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 changement de leurs phases.

b) Echangeurs avec changement de phase

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

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement de phase. Ils sont appelés évaporateurs.
- Dans le cas des condenseurs, le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas un changement de phase.

1.4 Classement suivant le sens d'écoulement des fluides

Trois modes de l'écoulement des fluides peuvent être distingués.

❖ Echangeur à Co-courants

Le fluide chaud et le fluide froid circulent le long de chaque face de la paroi dans le même sens.

❖ Echangeur à contre-courants

Dans ces échangeurs, les deux fluides entre dans l'espace de transmission calorifique dans des sens inverses.

❖ Echangeur à courant croisés

Les deux fluides circulent dans des directions qui se croisent. Le système est dit à une seule passe, si les deux fluides traversent l'échangeur une seule fois, si l'un des fluides fait plusieurs passages cette configuration à courant croisés peut être globalement à Co-courants ou courants parallèles.

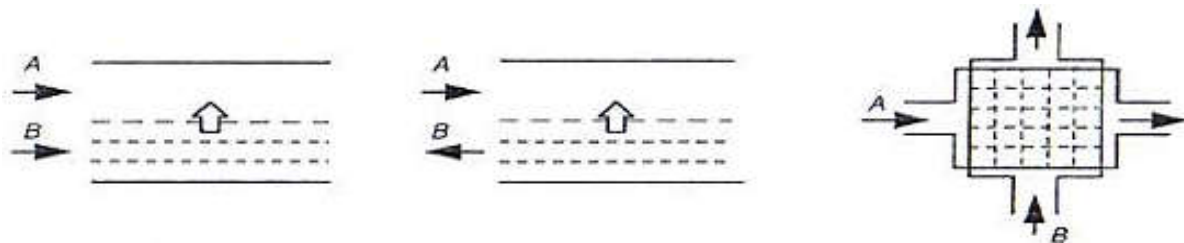


Figure 1.3 Types d'échangeurs suivant la direction des écoulements[4].

1.5 Classement suivant la construction géométrique

1.5.1 Echangeurs tubulaires

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 :

1.5.1.1 Echangeur monotube

Dans cet échangeur de chaleur le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín (figure 1.4);

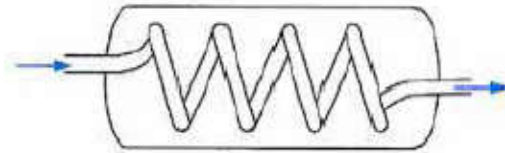


Figure 1.4 Echangeur monotube[5].

1.5.1.2 Echangeur coaxial

Dans cet échangeur de chaleur, les doubles tubes sont en position concentrique; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur (figure 1.5).

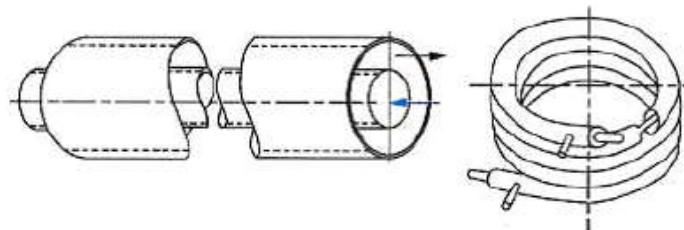


Figure 1.5 Echangeur de tubes coaxiaux[5].

1.5.2 Echangeur multitubulaire

1.5.2.1 Echangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm), maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (figure 1.6).

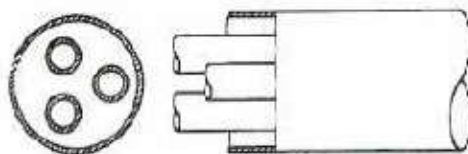


Figure 1.6 Echangeur à tubes séparés[5].

1.5.2 Echangeurs à tubes et calandre

Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont représentées sur la figure ci-dessous. L'encrassement et l'écart de température entre les deux fluides sont deux paramètres qui différencient ces technologies.

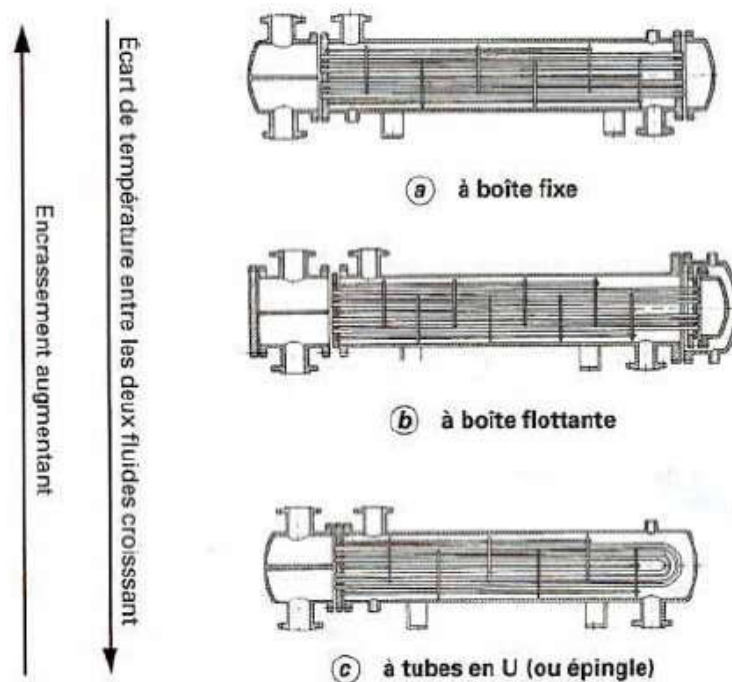


Figure 1.7 Principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre[5].

1.5.3 Echangeurs compacts

Ces échangeurs sont habituellement à courants croisés, les mouvements des deux fluides sont perpendiculaires l'un à l'autre. Nous en retrouvons dans les radiateurs de voitures.

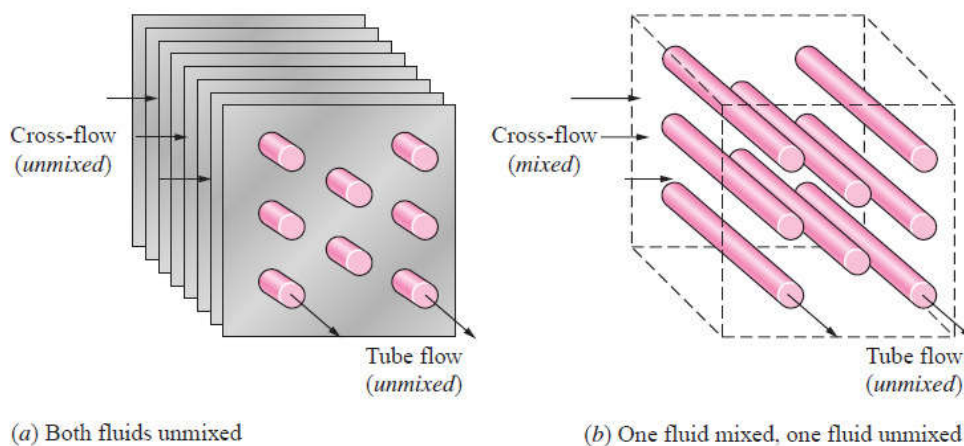


Figure 1.8 : Echangeur compact à courant croisé[6].

1.5.4 Échangeurs à plaques

Ceux sont des échangeurs composés d'un nombre variant de plaques disposées les unes à côté des autres et séparées par un espace. Les fluides chauds et froids circulent en passages alternés, chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et inversement. Du fait de leur compacité, ces échangeurs permettent une grande surface d'échange dans un volume limité (Figure 1.9).

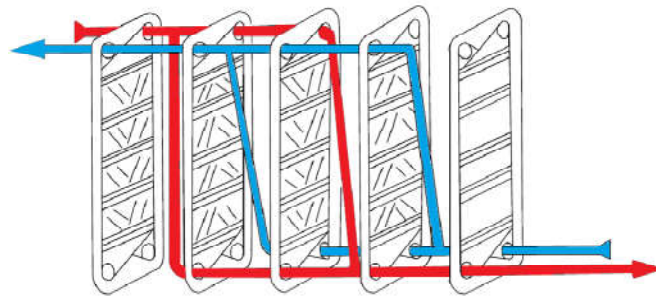


Figure 1.9 Echangeur à plaques[6].

Il existe encore bien d'autres types d'échangeurs thermiques, certains comportent des caractéristiques communes à ceux décrits précédemment, tels que les échangeurs à serpents, les échangeurs à double enveloppe, les échangeurs à spirales, les échangeurs en graphite (échangeurs à bloc), les aéro-réfrigérants ou tours de refroidissement, les échangeurs à ailettes,etc.

1.6 Coefficient d'échange global

La détermination du coefficient de transfert thermique global U est essentielle dans le calcul des échangeurs thermiques. Dans le cas d'un échangeur de tube ailetés, l'expression du coefficient d'échange U est :

$$\frac{1}{U} = \left[\frac{1}{(\eta h)_f} + R_{encrass}^{in,tube} + R_{contact} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{(2\pi\lambda)_t} + R_{encrass}^{ex,tube} + \frac{1}{(\eta h)_c} \right] \quad (1.1)$$

η_f et η_c sont, respectivement les efficacités du tube et de l'ailette,

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

1.7 Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

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).

1.7.1 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 : $\phi = K.A.\Delta T_{LM}$

- **Ecoulement à co-courant**

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

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

- **Ecoulement à contre-courant**

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

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

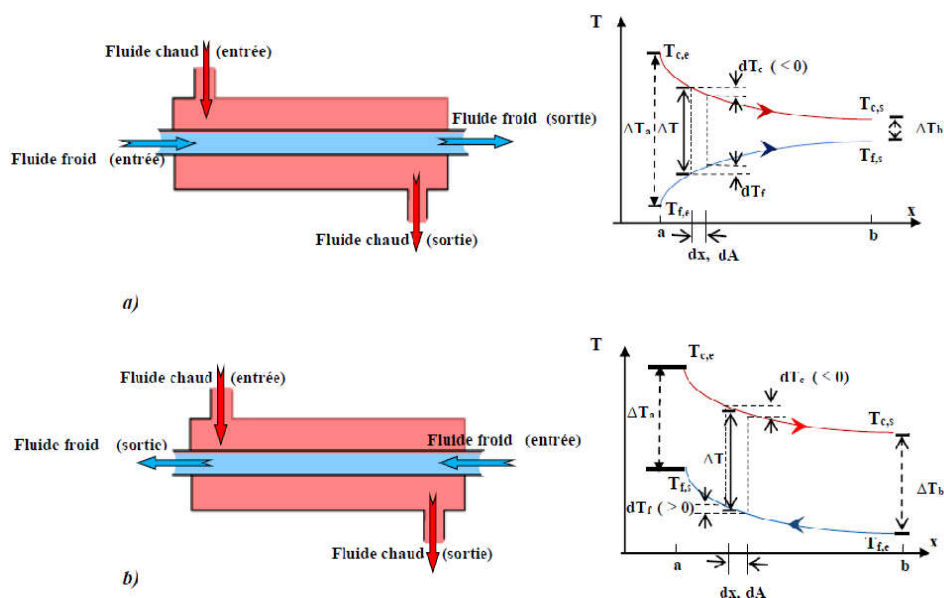


Figure 1.10 : Les variations de températures dans les deux cas, à co-courant et à contre-courant[7].

1.7.2 Méthode NUT

La méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert) 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 $\dot{\Phi}_{max}$.

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

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

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

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 :

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

1.8 Les ailettes

1.8.1 Définition de l'ailette

Une ailette est un dispositif thermique visant à augmenter la surface de contact avec un fluide extérieur pour intensifier les échanges convectifs, le mélange de l'écoulement et donc le transfert de chaleur. La chaleur se propage par conduction à travers l'ailette qu'est refroidi ou chauffée, par convection, grâce au fluide environnant.

1.8.2 Différents types d'ailettes

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

- Ailettes continues.
- Ailettes indépendantes.

1.8.2.1 Ailettes continues

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes, de forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes, elles peuvent être planes ou ondulées. L'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique. Les trois principaux types d'ailettes sont les ailettes planes et lisses, les ailettes corrigées (ondulées) et les ailettes persiennes, voir la fig. 1.11.

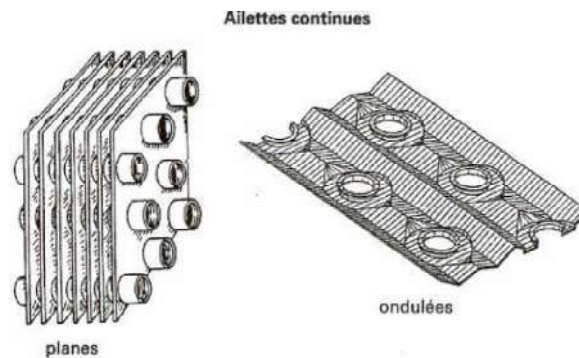


Figure 1.11 : Ailettes continues ou indépendantes pour tubes[8].

1.8.2.2 Ailettes indépendantes

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. L'ailette peut prendre la forme circulaire, carrée, elliptique ou segmentée.

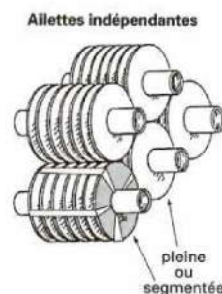


Figure 1.12 Ailettes indépendantes[8].

1.8.3 Efficacité d'une ailette

Elle définit les performances d'une ailette en comparant le flux dissipé réellement 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 :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(mr_c\psi)}{mr_c\psi} \quad (1.10)$$

Avec:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{ail} \cdot E_{ail}}} \quad (1.11)$$

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

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

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

$$X_M = P_t/2 \quad (1.12)$$

1.9 Analyse de l'effet des paramètres géométriques

Dans cette partie, on cite les études qui montrent l'effet des paramètres géométriques sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur de chaleur. Ces paramètres sont mentionnés sur la figure ci-dessous.

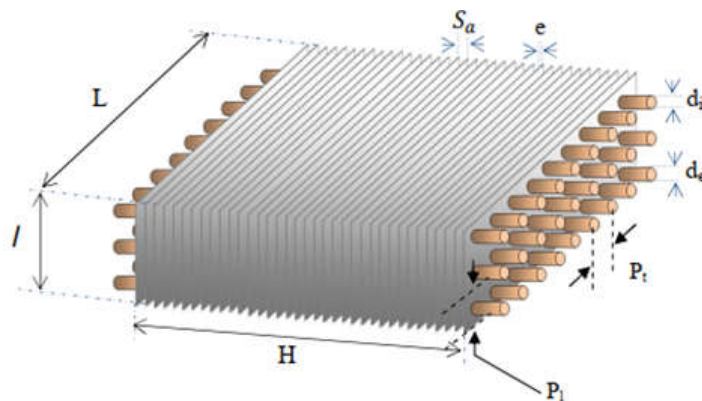


Figure 1.13 : Dimensions d'un échangeur de chaleur[8].

Dimension	NOM
Longueur de l'échangeur de chaleur	H
Hauteur de la batterie à ailettes	I
Profondeur de la batterie à ailettes	L
Diamètre intérieur des tubes	d_i
Diamètre extérieure des tubes	d_e
Epaisseur des ailettes	E
Espacement inter-aillettes	S_a
Espacement longitudinal inter-tubes	p_l
Espacement transversal inter-tubes	p_t

Tableau 1.1 : Dimensions géométriques d'un échangeur de tubes à ailettes[8].

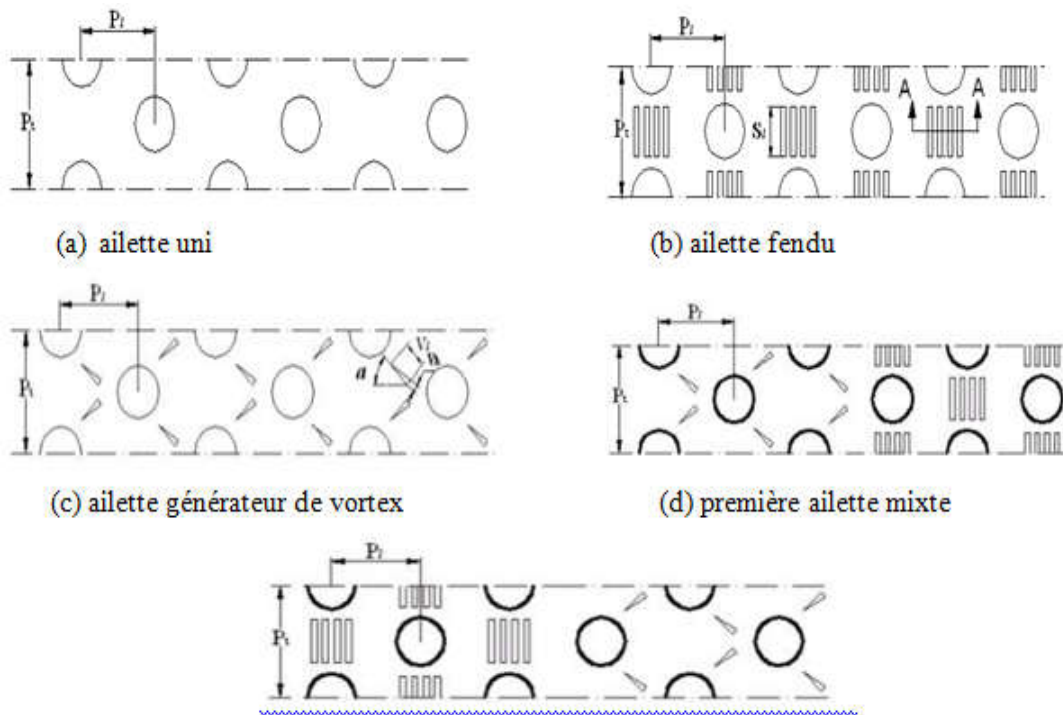
1.10 Effet de la géométrie d'ailette

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

1.10.1 Ailettes continues

Une étude a été effectuée par **Lozza et al [9]** afin d'améliorer les caractéristiques de transfert de chaleur des condenseurs refroidis par air et par un liquide. Les résultats présentés ici concernent 15 prototypes de batteries avec la même géométrie de tubes et d'ailettes, mais avec différentes géométries d'ailette (plate, ondulée, à persiennes ou à petites inserts). Ils ont déterminé les différents paramètres de transfert de chaleur et de la dynamique du fluide dans tous les cas examinés. Les résultats de cette étude montrent que la configuration de l'ailette a une influence remarquable sur le fonctionnement d'un échangeur de chaleur. En général, les ailettes à persiennes ont donné les meilleures performances thermo-hydrauliques.

Tang et al [10] ont effectué une simulation numérique tridimensionnelle pour analyser le problème de transfert thermique coté d'air et déterminer la chute de pression à travers un échangeur de six rangées de tubes à ailettes lisses et gaufrées. L'étude montre que, à la même puissance du ventilateur, les ailettes hybrides, c'est-à-dire lisses à la rangée frontale et gaufrées à la rangée arrière, étaient plus efficaces pour intensifier le transfert de chaleur que des ailettes entièrement gaufrées.



A. kumar et al.[11] ont utilisé le code de calcul open FOAM-2.2 pour comparer les caractéristique thermo-hydraulique des ailettes annulaire de forme (circulaire, ailette spirale, ailette dentelée) et des ailettes continue 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 l'efficacité d'ailette est variée dans l'intervalle 77-83% pour les ailettes annulaires et de 55-66 % pour les ailettes continues.

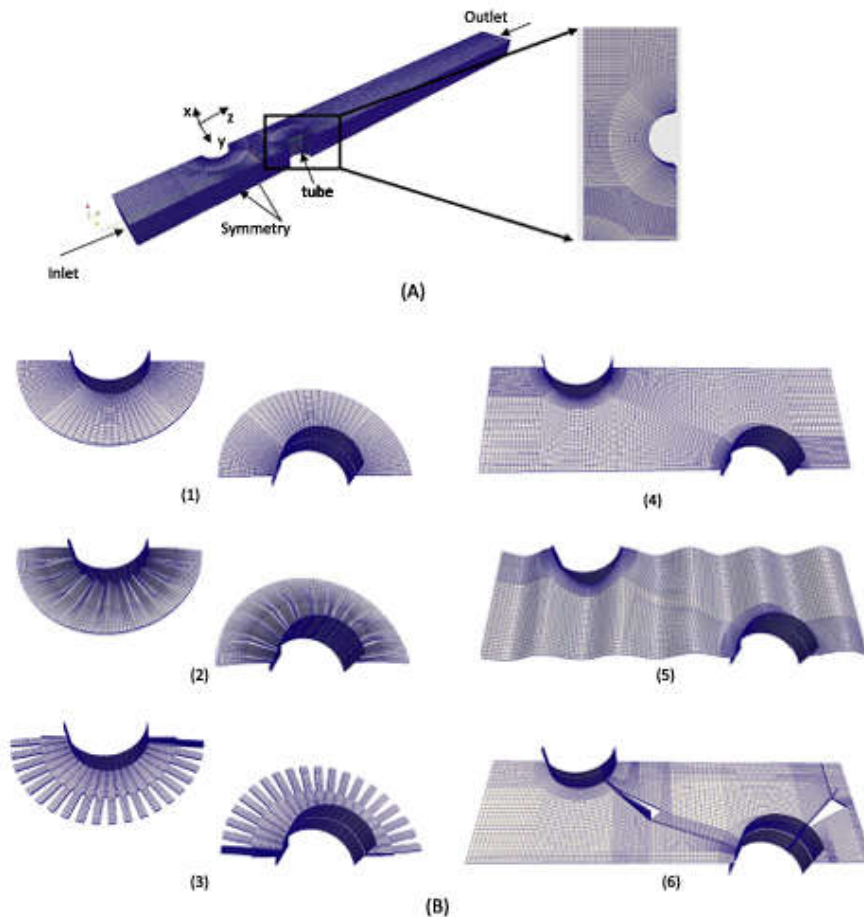


Figure 1.15 Schéma des tubes à ailettes : (A) domaine de calcul, (B) génération de maillage, (1) ailette circulaire,(2) ailette spirale sertiée ,(3) ailette dentelée ,(4) ailette plaque plane,(5)ailette ondulée ,(6) ailette avec un paire inserts delta [11].

Une analyse numérique en 3D a été réalisée par **Lotfi et Wang [12]** afin d'étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge dans un échangeur de chaleur tubes elliptiques à ailettes ondulés lisses et quatre nouveaux générateurs de vortex (ailette trapézoïdal rectangulaire, ailette rectangulaire à angle, ailette rectangulaire à angle incurvé et ailette triangulaire). Les résultats numériques montrent que les générateurs de vortex peuvent apporter une amélioration supplémentaire de l'intensité de transfert thermique grâce à un réglage attentif de la position et de l'angle d'attaque des générateurs de vortex. Une étude paramétrique sur l'ailette avec les générateurs de vortex a indiqué que pour des petits angles

d'attaque, les générateurs de vortex donnent de meilleures performances thermo-hydrauliques.

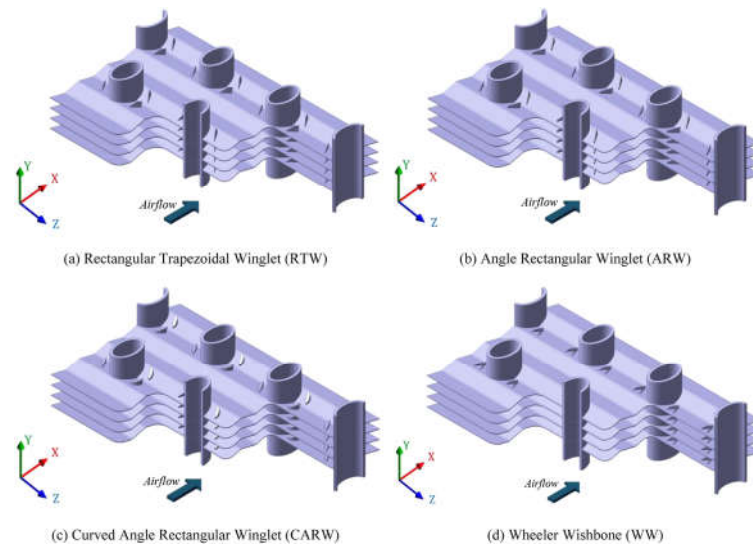


Figure 1.16 Un faisceau de tubes elliptiques à ailettes ondulée lisses avec différents générateurs de vortex montées[12].

1.10.2 Ailettes indépendants

Dans un faisceau de trois rangées de tubes, **Lemouedda et al [13]** (2011) 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 ailetés.

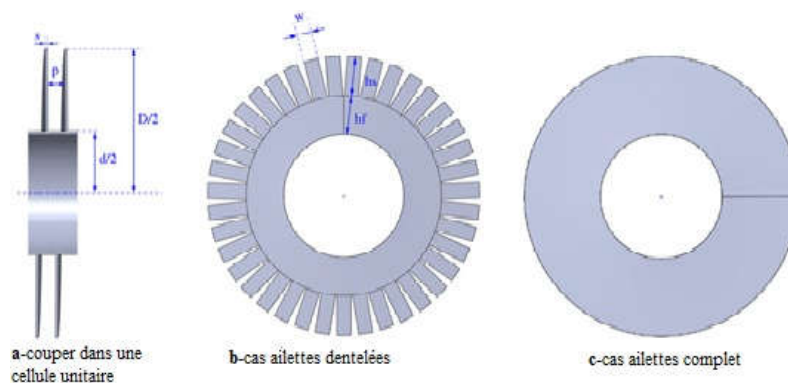


Figure 1.17 Détails techniques de la cellule unitaire[13].

La technique de pliage d'ailettes et des tubes ovales à ailettes incomplètes ont été proposé par **Pis'mennyi [14]** 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 trainée aérodynamique, peut être atteint en améliorant le parcours du fluide entrant dans le faisceau. L'étude montre également qu'un faisceau de tubes ovales à ailettes incomplets ne réduit pas le flux thermique malgré qu'il ya une diminution de la surface d'échange.

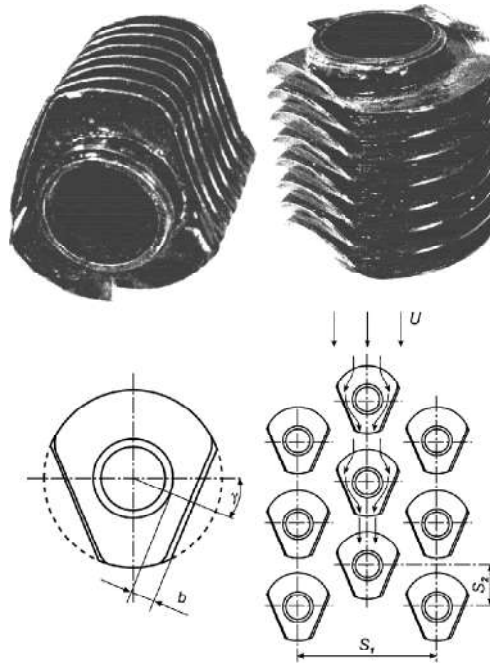


Figure 1.18 Formes d'ailettes examinées dans la référence [14].

Dans cette tendance, **Kundu [15](2007)** ont résolu l'équation gouvernant la conduction de la chaleur à travers des ailettes annulaires circulaires et elliptiques, en considérant un coefficient d'échange convectif uniforme le long de la surface d'ailette. L'étude montre que, pour une restriction d'un côté de l'ailette, la chaleur dissipée par les ailettes elliptiques est très inférieure à celle cédée avec l'ailette excentrique. Cependant, pour une restriction de l'espace des deux côtés, l'ailette elliptique a un très bon taux de transfert thermique par rapport à celui de l'ailette circulaire. L'avantage de choisir une ailette elliptique au lieu d'une ailette circulaire est la performance élevée avec un volume particulier du premier type.

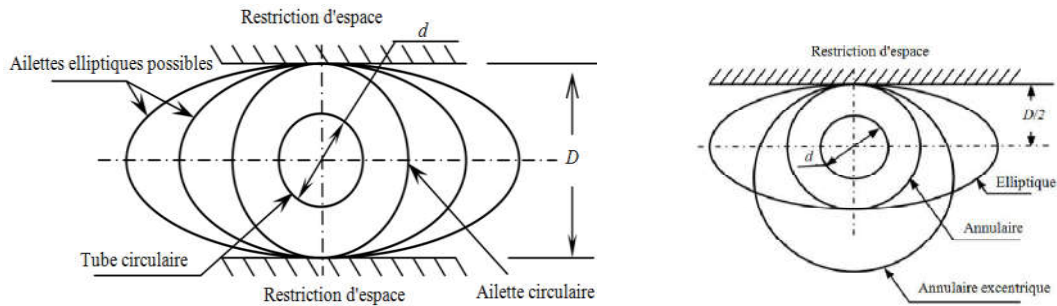


Figure 1.19 Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace[15].

Une étude expérimentale a été effectuée par **Nagargoj et Patil** [16] pour comparer les coefficients de transfert thermique entre une ailette circulaire et une ailette elliptique. La comparaison a été réalisée pour un intervalle du nombre de Re : $(9600 \leq Re \leq 20300)$. Les résultats trouvés par les chercheurs indiquent que le coefficient de transfert convectif au niveau de l'ailette elliptique est supérieur de 60% comparativement avec celle de l'ailette circulaire.

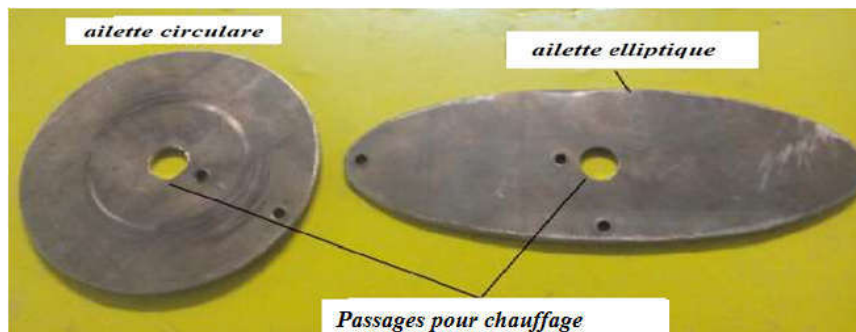


Figure 1.20 Ailettes circulaire et elliptique [16].

1.10.3 Effet de l'épaisseur des ailettes

Pour la connaissance de l'effet de l'épaisseur des ailettes de nombreux travaux de recherche ont été menés par les chercheurs afin de voir l'effet de ce paramètre sur les caractéristiques des échangeurs de chaleur.

Chi chuan wang et al. [17](1996) montrent que l'influence de l'épaisseur des ailettes sur le facteur de Colburn J , le facteur de frottement f et le nombre de Reynolds Re est négligeable.

M.Abu Madi et al. [18] (1998) trouvent que l'épaisseur de ailette a un effet faible sur le facteur de frottement. Cependant l'effet du nombre de rangées sur le transfert de chaleur est fortement influencé par la géométrie des tubes et des ailettes et du nombre de Reynolds.

Wongwises et Chokeman [19] (2004) ont étudié l'effet d'épaisseur de l'ailette sur les caractéristiques thermodynamique de l'échangeur de chaleur. Si le nombre de rangées N égale à quatre le facteur de Colburn augmente avec l'épaisseur de l'ailette. Si $N \geq 4$, le facteur de Colburn diminue avec l'épaisseur d'ailette. Cependant, le facteur de frottement diminue avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes.

1.10.4 Effet de l'espacement entre ailettes

Pour avoir l'effet de l'espacement entre les ailettes sur l'efficacité des échangeurs thermiques les chercheurs on réalise plusieurs travaux de recherches.

En 1996, des expériences ont été menées par **Chi Chuan Wang [20]** sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de la chute de pression de échangeur de chaleur. Les résultats présentés dans cette étude indiquent que l'espacement inter-ailettes à un effet négligeable sur l'intensité de transfert thermique.

Les résultats expérimentales trouvés par **Yan et Sheen [21]** montrent que l'effet de l'espacement inter-ailettes sur les propriétés thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur est très dépendes de la valeur du nombre de Reynolds.

En 2004, **Mon et Goss [22]** déterminent les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de tubes à ailettes circulaires. Les auteurs indiquent que l'espacement entre les ailettes à une influence remarquable sur le développement des couches limites thermique et dynamique.

Chen et Hsu [23](en 2007) affirment que pour le cas de la convection naturelle, l'efficacité des ailettes diminue avec l'augmentation de l'espacement inter-ailettes.

1.10.5 Effet du range et du nombre de rangés

Jang et al. [24](en 1995) prouvent par une étude numérique en 3D, que le transfert thermique est indépendant du nombre de rangées de tubes, mais seulement si ce dernier est supérieur à quatre. Cependant, le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement pour l'arrangement quinconce sont respectivement (15-27%) et (20-25%) plus supérieur à celui de l'arrangement en ligne.

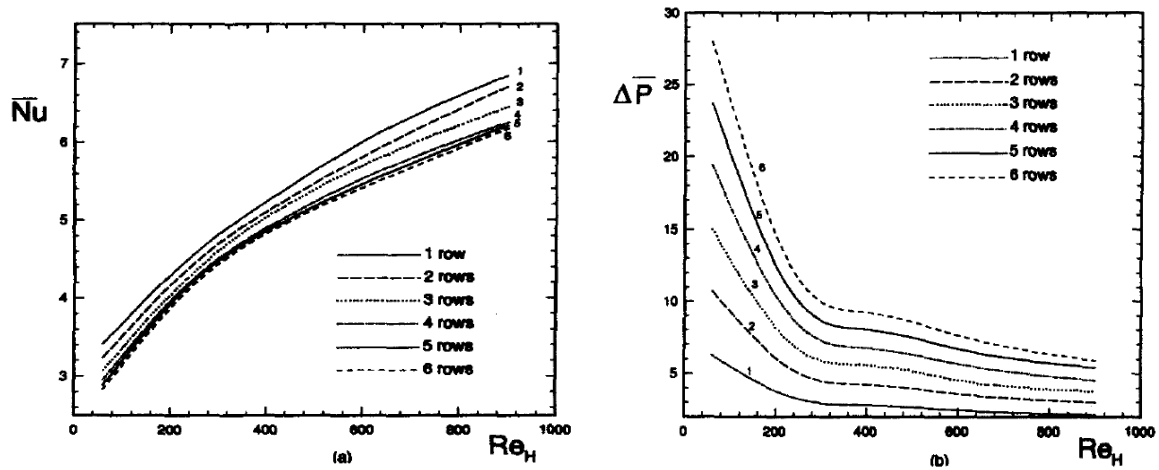


Figure 1.21 Effet du range de tubes et du nombre de Re sur le nombre de Nu et ΔP [24].

Pour un pas d'ailettes faible et sous un nombre de Reynolds aussi faible ($Re \leq 3000$), Wang et al. [17] (en 1996) indiquent que le coefficient d'échange thermique est diminué avec l'augmentation du nombre de rangées. Cependant, cet effet devient négligeable pour des pas d'ailettes utiles.

Wongwise et Chokeman [25] (en 2004) affirment que le flux thermique échangé et la chute de pression augmentent avec le nombre de rangées.

Dans l'étude de Yonghan Kim et YongChen kim [26](en 2005), 22 échangeurs de chaleur ont été testé expérimentalement afin de voir l'effet de l'espacement inter-ailettes, nombre de rangées et le type d'arrangement des tubes. Pour tous les espacements inter-ailettes, le coefficient de transfert thermique diminue si le nombre de rangés augmente de 1 jusqu'à 4.

Gongnan xie et al. [27](en 2009) ont effectué une analyse pour déterminer l'effet de du nombre de Reynolds et le nombre de rangés. Ils ont observés que le nombre Nusselt et le facteur de frottement diminuent avec l'augmentation du nombre de rangés. D'une autre parte, ils constatent que le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide approchent des conditions pleinement développées lorsque le nombre de rangées de tubes est supérieur à six.

Références

- [1] M. s. Radhouani, *Transferts Thermiques*: Centre de Publication Universitaire, 2001.
- [2] N. Mechta and I. Abdelattif, "Etude de la convection forcée autour d'un faisceau de tubes à ailettes plaques planes," in *Mémoire de Master , Département de physique*: Université Mohamed Boudiaf- M'sila, 2019/2020, pp. 50.
- [3] F. Tahrou, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in *Thèse de doctorat, Physique Energétique, Université El hadj Lakhder-Batna*. Batna: Université El Hadj Lakhder -Batna, 2016, pp. 152.
- [4] A. Rezzig, "Etude énergétique comparative d'un échangeur de chaleur de tubes à ailettes annulaires," in *Mémoire de Master , Département de physique*: Université Mohamed Boudiaf- M'sila, 25 /06 /2018, pp. 47.
- [5] K. Baadache, "Etude des Performances des Echangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre," in *Thèse de doctora ,Département de mécanique*: UNIVERSITÉ DE BATNA, 2015, pp. 143.
- [6] S. Delrot, "Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno," in *Thèse de doctorat, Spécialité Automatique*: Université de Valenciennes et Du Haunout - cambresis, 2012, pp. 121.
- [7] N. Ben Mansour, "Conversion Photothermique.," 2021.
- [8] E. Ammari, "Echangeurs de chaleur liés au système derefroidissement solaire à adsorption Dimensionnement d'un aéroréfrigérant," in *Mémoire de Master, Département de Génie Mécanique*: Université de Biskra, 2013, pp. 93.
- [9] L. Giovanni and M. Umberto, "An experimental invetigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers," *Internrnational journal of Refigeration*, vol. 24, pp. 409-416, 2001.
- [10] L.-H. Tang, G.-N. Xie, M. Zeng, M. Lin, and W. Wang, "Numerical simulation of fin patterns on air-side-heat transfer and flowfriction characteristics of fin-and-tube heat exchanger," presented at 1st Asian symposium on computational heat transfer and fluid flow, china, October 18-21,2007.
- [11] A. Kumar, J. B. Joshi, and A. k. Nayak, "Acomparision of thermal -hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD similations," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 109, pp. 336-356, 2017.
- [12] L. Babak, Z. Min, S. Bengt, and Q. wang, "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin -and- elliptical tube heat exchanger using new type vortex generators," *Energy*, vol. 73, pp. 233-257, 2014.
- [13] A. Lemouedda, A. Schamid, 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.
- [14] 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.
- [15] B. kundu and P.-K. Das, "Performance analysis and optimization of elliptic fins circumxribing a circular tube," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 50, pp. 173-180, 2007.
- [16] K. Nagargoje and A. M. Patil, "Experimental investigation of heat transfer from annular fins of circular and elliptical cross section," *International journal of engineering sciences & research technology*, vol. 5(3), pp. 512-516, 2016.

- [17] C.-C. Wang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal Of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [18] M. Abu Madi, R. A. Johnus, and M. R. Heikal, "Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers," *International Journal Refrigeration*, vol. 21, pp. 507-517, 1998.
- [19] 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.
- [20] C.-C. Wang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal Of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [21] 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.
- [22] S.-N. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [23] H.-T. Chen and W.-L. Hsu, "Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 1750-1761, 2007.
- [24] J.-Y. Jang and M.-C. Wu, "Numerical and experimental studies of threedimensional plate-fin and tube heat exchangers," *Heat Mass Transfer.*, vol. 39, pp. 3057-3066, 1995.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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. Approche 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 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 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 réalisées par le logiciel GAMBIT. Les outils de simulation numérique , nous permettent de modéliser un échangeur entière, 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 de tube [1, 2]. Ceci donne une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle ($2454 < Re < 14726$). Donc, l'écoulement dans le faisceau des tubes à ailettes a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Les équations de Navier-Stokes moyennées (équations de Reynolds), équation de continuité et l'équation d'énergie sont suffisamment rapprochées par :

➤ **Continuité**

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

➤ **Quantité de mouvement**

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

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

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

➤ **Equation d'énergie**

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

λ_t : est la conductivité thermique turbulent

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

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

λ_a : est la conductivité thermique de l'ailette.

Pour le modèle de turbulence, nous avons choisir 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 laminaires 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 connaitre 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 on trouve la méthode des volumes finis.

2.3.1 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre finis de volumes de contrôle

(maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. En plus de ça la méthode des volumes finis consiste à :

- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes, telles que les vitesses, pression, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés volumes de contrôles chacun englobe un nœud dit nœud principal. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites précédemment sur chaque volume de contrôle. Pour un nœud principal P les points E et W (E=Est, W=Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (N=Nord, S=Sud) sont des voisins dans la direction y.

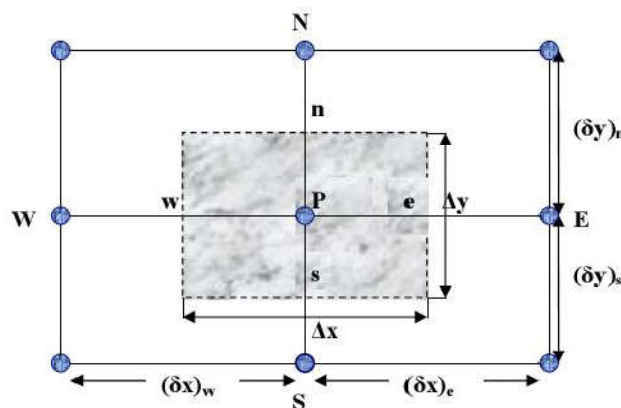


Figure 2.1 volume de contrôle bidimensionnel [4].

2.3.2 Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantités de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesses.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principal, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y . Ce type de maillage est dit maillage décalé permet une bonne approximation des flux convectifs est une meilleur évaluation des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma ci dessous.

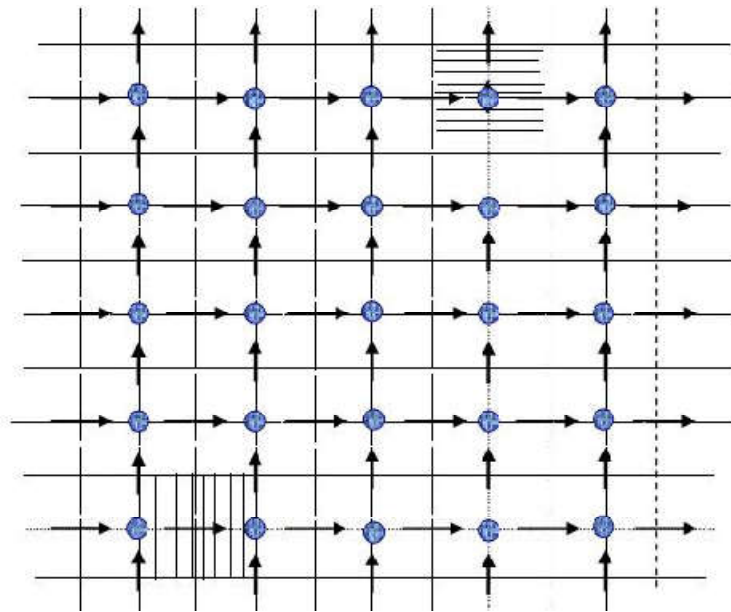


Figure 2.2 Schéma de maillage [4].

- Nœud de vitesse →
- Nœud des variables scalaires ●
- Volume de contrôle pour les variables scalaires ≡
- Volume de contrôle pour u □
- Volume de contrôle pour v □

2.4 Outil de simulation Gambit et Fluent

2.4.1 Gambit

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics). Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Eventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur. Les options de génération de maillage de gambit offrent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

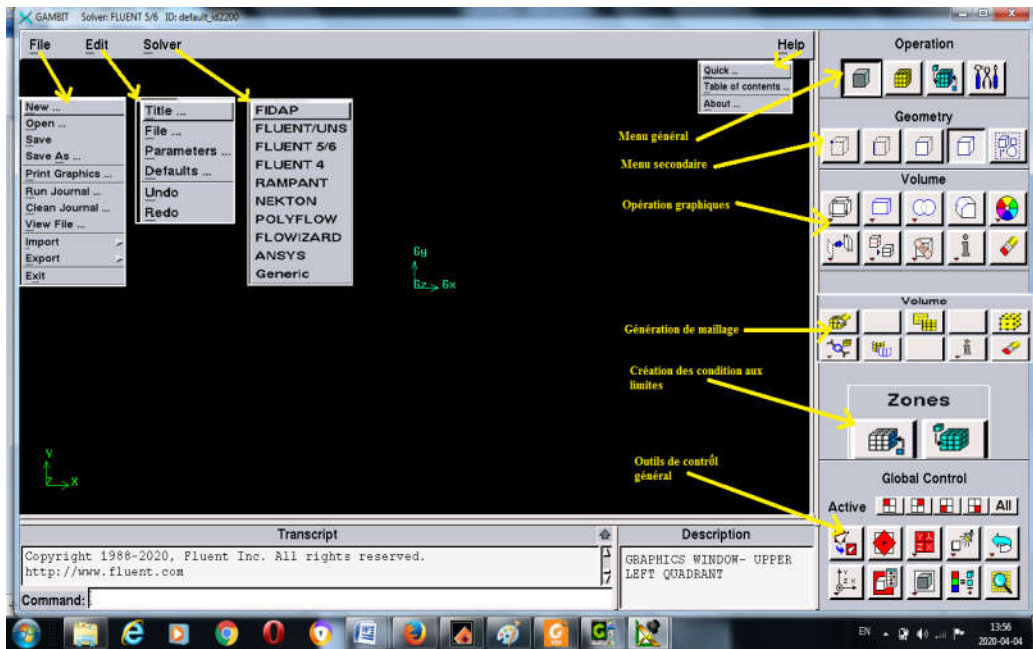


Figure 2.3 Vue globale de le fenêtre Gambit.

2.4.2 Code FLEUNT

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité des résultats et une adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenue. Cela est très utile dans la région à gradients importants (couches limites, couches à cisaillement libre).

Fluent écrit en langage C, il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il utilise l'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. On peut aussi exporter les résultats vers un autre logiciel de graphisme, et l'option UDF permet de résoudre des équations additionnelles ou des termes sources additionnelles définies par l'utilisateur[5].

2 .5 La procédure de calcul par Fluent

Les étapes à suivre pour faire un calcul numérique par fluent sont les suivantes :

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

- Démarrer la version 3ddp de Fluent et lisez le fichier (exemple: E=0.1.msh).

File > Read > Case

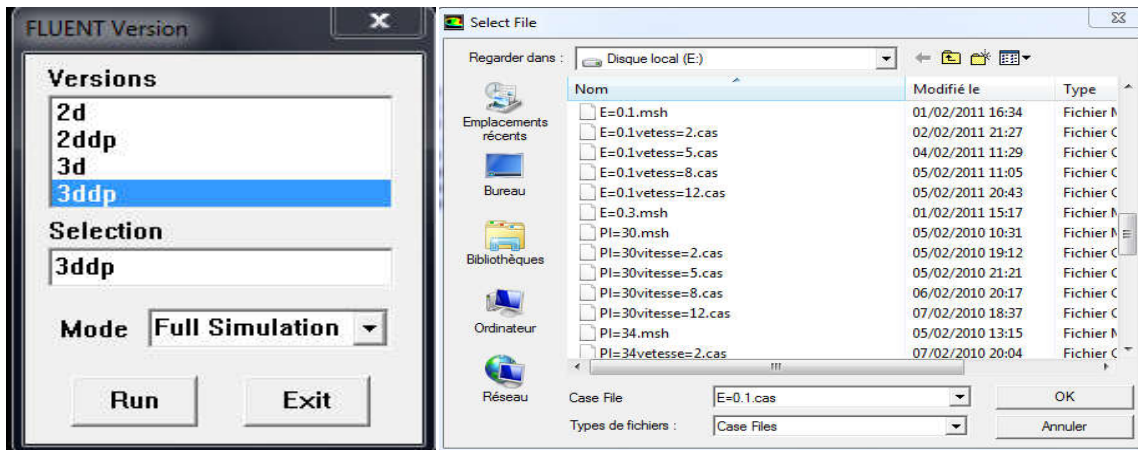


Figure 2.4 Ouvrir la fenêtre Fluent et lisez le fichier (.msh).

- Vérifier l'unité des dimensions du domaine de calcul : **Grid > Scale**

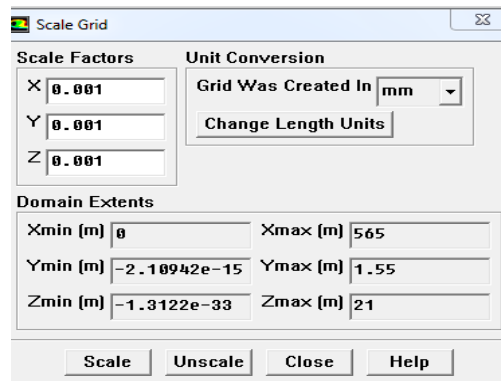


Figure 2.5 Changement de l'unité des dimensions de domaine de calcul.

- 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 ...).

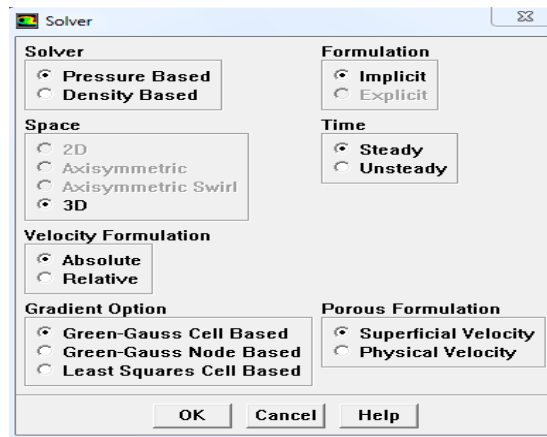


Figure 2.6 Définition du modèle de calcul.

Formulation de l'équation d'énergie : **Define > Models > Energy**

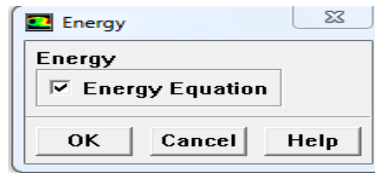


Figure 2.7 Activation de l'équation d'énergie.

- Définition du model de turbulence

> Models > Viscous

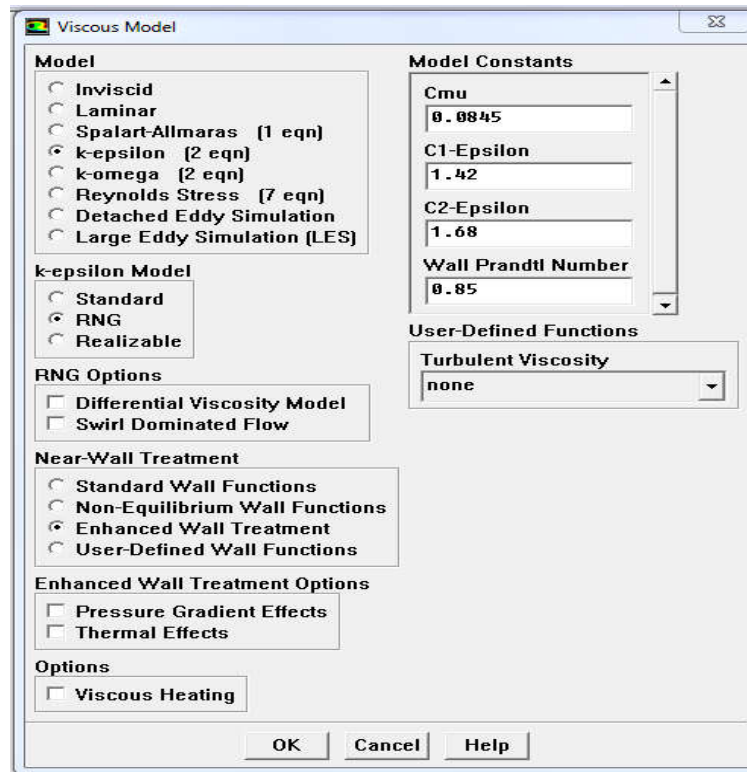


Figure 2.8 Définition du model de turbulence.

- 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.

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

Define > Operating Conditions...

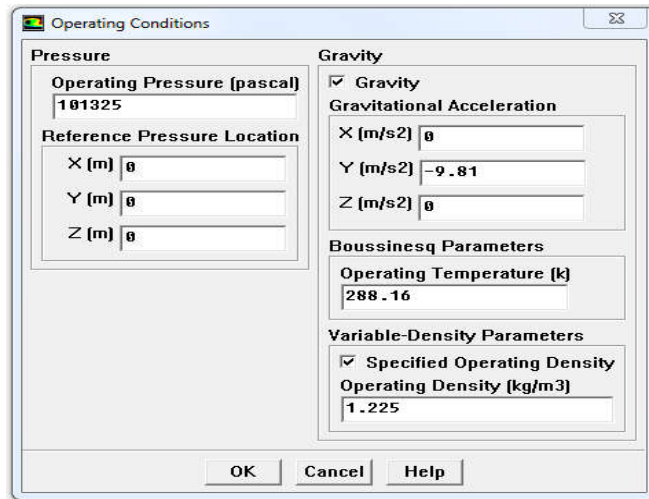


Figure 2.9 Insertion des valeurs de référence.

- 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 il faut rentrer les conditions aux limites concernés.

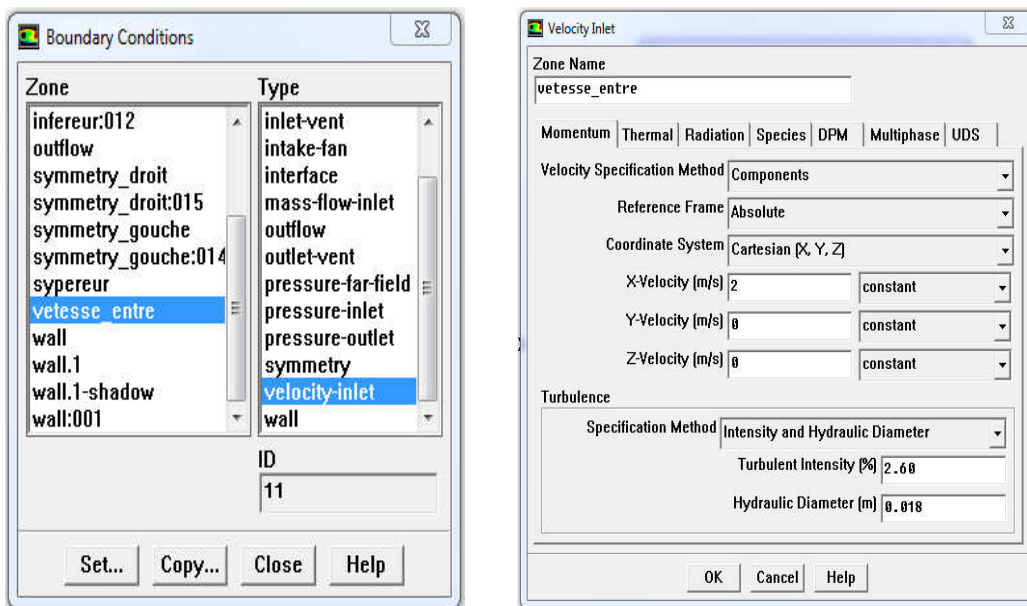


Figure 2.10 Définition des conditions aux limites.

Étape 2 : Solution

Choix du schéma de discrétisation : Pour la pression, les équations de quantité de mouvement, équation d'énergie et les deux équations équations du modèle de turbulence, le schéma « Upwind » avec une précision du 2^{ed} ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective. On doit choisir aussi les facteurs de sous-relaxations et l'algorithme PISO pour le couplage pression-vitesse.

Solve > Controls > Solution...

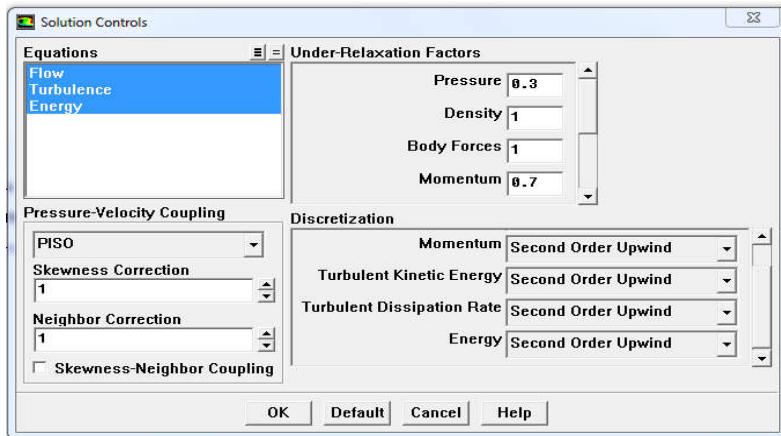


Figure 2.11 Choix des schémas de discrétisation.

- Faire activer l'option "plot" et choisir les critères de convergence.

Solve > Monitors > Residual...

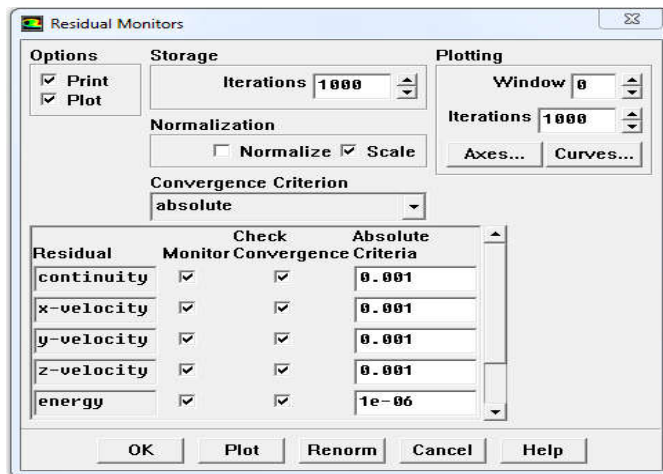


Figure 2.12 Choix des critères de convergence.

- Initialisation de tous les variables avant de commencer les calculs

Solve > Initialize ...

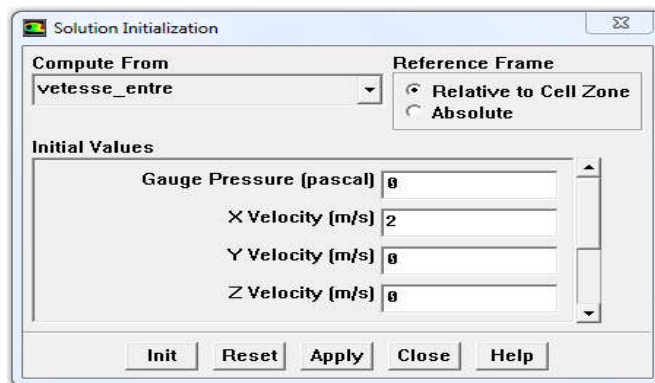


Figure 2.13 Enregistrement des données insérées.

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

Solve > Iterate

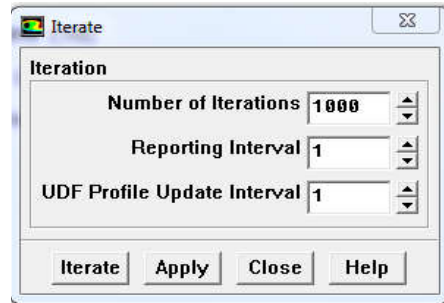


Figure 2.14 Lancement des itérations.

2.6 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 (conduction-convection), 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, nous avons étudié l'effet de l'épaisseur E_a des ailettes, l'espacement longitudinal P_l et transversal P_t). La forme géométrique de l'échangeur étudiée ainsi que les conditions aux limites sont représentées sur la figure 2.14.

Le tableau ci-dessous représente les différentes dimensions géométriques qui définissent notre échangeurs thermiques.

Paramètre géométrique	Longueur (mm)
Diamètre de tube D_t	18
Nombre de rangées N	3
Epaisseur d'ailette E_a	0,1 - 0,3 - 0,5 - 0,7 - 0,9 - 1,2
Pas transversal P_t	30 - 34 - 38 - 42 - 46 - 50
Pas longitudinal P_l	30 - 34 - 38 - 42 - 46 - 50
Espacement inter-ailettes S	3
Longueur d'ailette L_{ail}	90 - 102 - 114 - 126 - 138 - 150

Tableau 2.1 Dimensions de l'échangeur de chaleur.

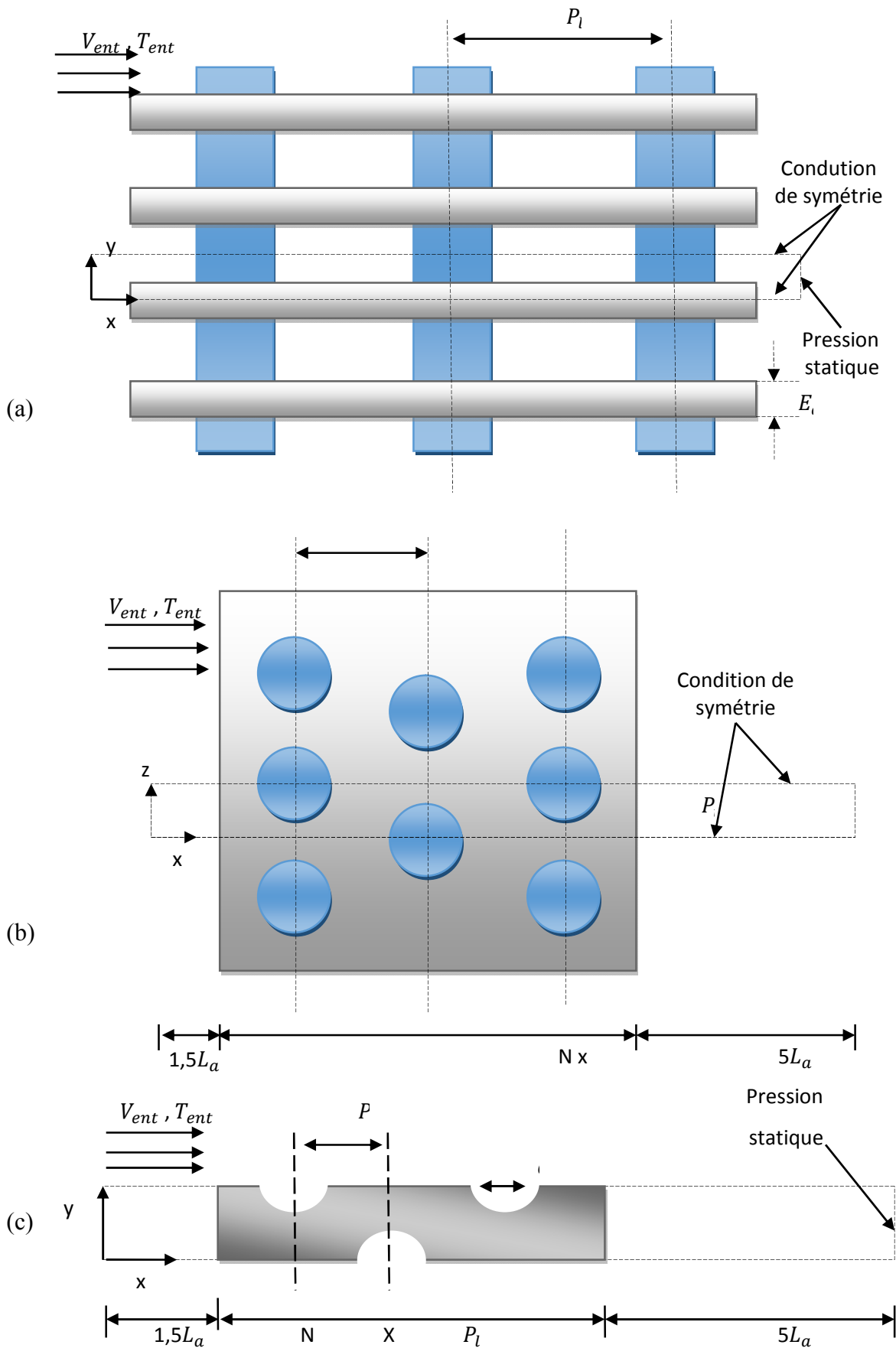


Figure 2.15 Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées: (a) section longitudinale, (b) section transversale, (c) domaine de calcul complet.

2.7 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 une épaisseur des ailettes de 0,5 mm et un espacement longitudinale et transversal entre les tubes égale à 42 mm, un nombre de (5000 à 2000000) des mailles hexaèdres est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage.

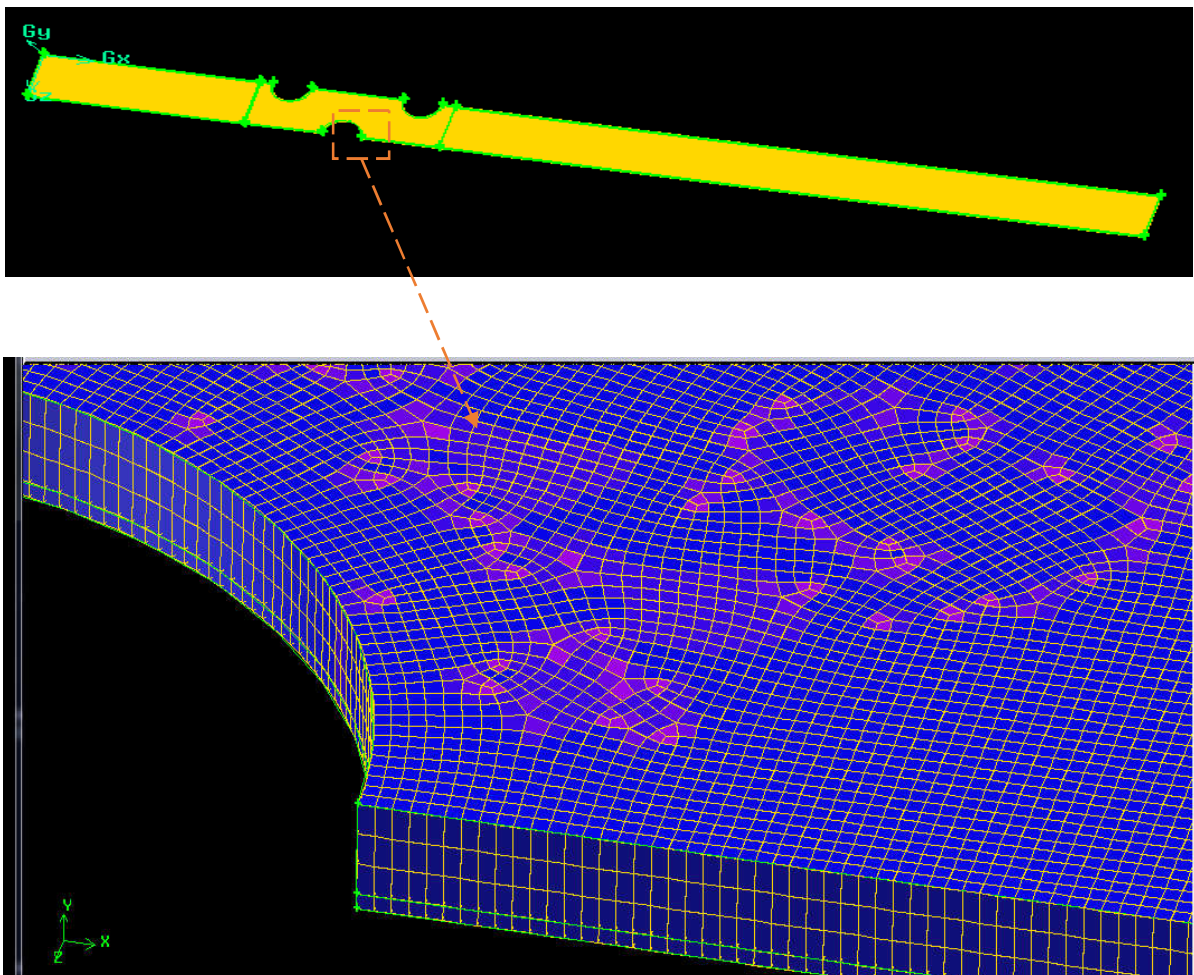


Figure 2.16 Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes plaques plan.

2.8 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 ($T_{ent}= 293K$), une intensité turbulent : $I= 2,6\%$ et une vitesse d'entrée ($V_{ent}=2 - 5 - 8 - 12$ (m /s)).
- 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 $T_p= 353K$ 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.

2.9 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 aluminium ($\lambda_{ail}=208W/m.K$). Dans "Fluent", les propriétés thermo-physiques de l'air (chaleur massique, conductivité thermique et viscosité dynamique) sont prises pour une température de référence ($T_{réf}= 288,15K$).

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] S.-N. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers ",*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953–1964, 2004.
- [3] F. Tahrou, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in *Thèse de doctorat, Physique Energétique, Université El hadj Lakhder-Batna*. Batna: Université El Hadj Lakhder -Batna, 2016, pp. 152.
- [4] F. Taouri, "Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et cas avec ailettes)," in *Faculté de technologie Département de génie mécanique: Université Abou Bakr Belkaid-Tlemcen*, 2013, pp. 62.
- [5] M. Chaour, "Interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans un cavité différentielle chauffée," in *Energétique Appliquée en Engineering: Université Mentouri - Constantine Faculté Des Sciences DE L'ingénieur Département De Génie Mécanique*, 2010, pp. 73.

Chapitre 3. Resultats et discussion

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes plaques planes. Ces résultats ont été obtenus pour un interval de nombre de Reynolds ($2454 < Re < 14726$) où le modèle de turbulence $K-\varepsilon$ (RNG) a été sélectionné.

Ce chapitre traite la plupart du temps les résultats des investigations réalisées sur l'effet de l'épaisseur des ailettes, pas longitudinal, pas transversal et de nombre de Reynolds sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur de tubes à ailettes planes. Les résultats ont été présentés sous forme des courbes, des tableaux et de contours de température.

3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydrauliques

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

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

$$\varphi = \dot{m} (H_{ent} - H_{sort}) \quad (3.2)$$

Calcul numérique du débit massique, débit volumique et de la chute de pression par fluide :

Report > Surface integrals

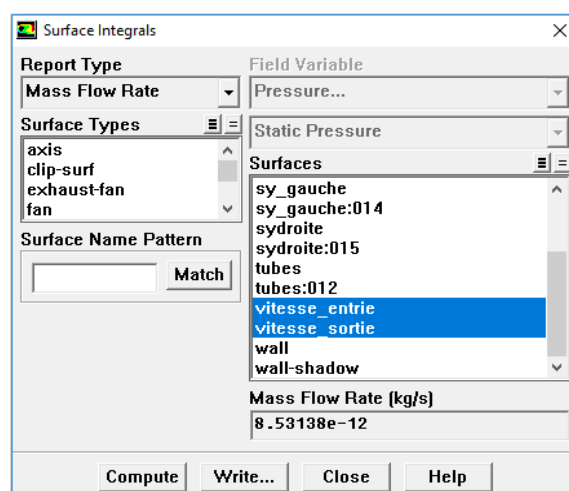


Figure 3.1 Méthode de calcul du débit massique.

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 :

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

P : est la pression totale du fluide.

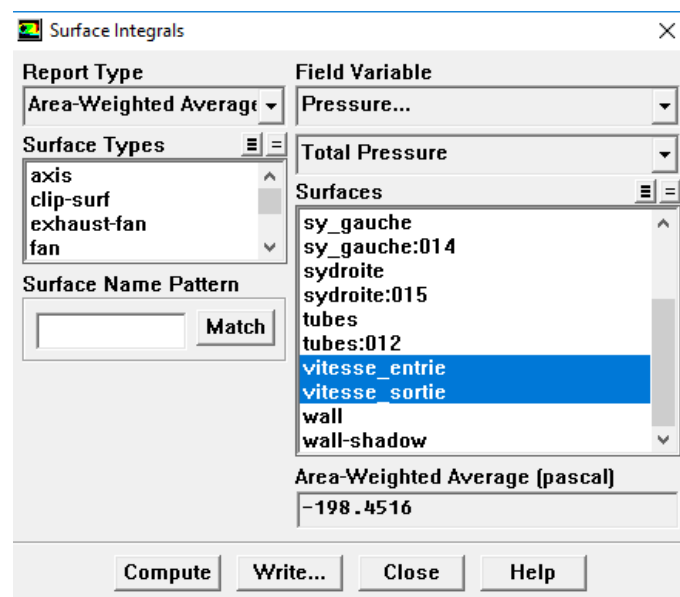


Figure 3.2 Méthode de calcul de la pression totale.

Dans le but de déterminer la géométrie optimale d'un échangeur thermique, le coefficient de performance " K " d'un faisceau a été déterminé par les chercheurs pour comparer entre les différentes configurations d'échangeurs.

$$K = \frac{\varphi}{(\Delta P \cdot \dot{V})} \quad (3.4)$$

\dot{V} est le débit volumique de l'écoulement du fluide (m^3/s).

L'équation (3.4) concerne le gain du flux thermique échangé φ par le faisceau à la consommation d'énergie ($P \cdot \dot{V}$). La valeur maximale de ce rapport indique que le faisceau de tubes concerné est plus efficace.

3.2 Résultats

3.2.1 Effet de l'épaisseur des ailettes

Les investigations numériques ont été effectuées en variant seulement l'épaisseur des ailettes et en gardant les autres paramètres fixes: $D_i = 18$ mm, $P_i = 42$ mm, $P_f = 34$ mm. L'épaisseur des ailettes est variée de $E_a = 0,1$ jusqu'à 1,2mm. Les résultats numériques de l'influence du flux thermique échangé et de la chute de pression pour quatre valeurs du nombre de Reynolds ont été représentés respectivement sur les figures (3.3) et (3.4). Il est très clair que, quelque soit le nombre de Reynolds, le flux convectif échangé et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes. Cela peut être expliqué par le fait que l'intensité de transfert thermique et la force de traînée augmentent avec l'épaisseur des ailettes.

Si l'épaisseur de l'ailette varie entre 0,1 et 1,2mm, le flux thermique augmente par 28% pour $Re = 2454$, 54% pour $Re = 6136$ et 119% pour $Re = 14726$.

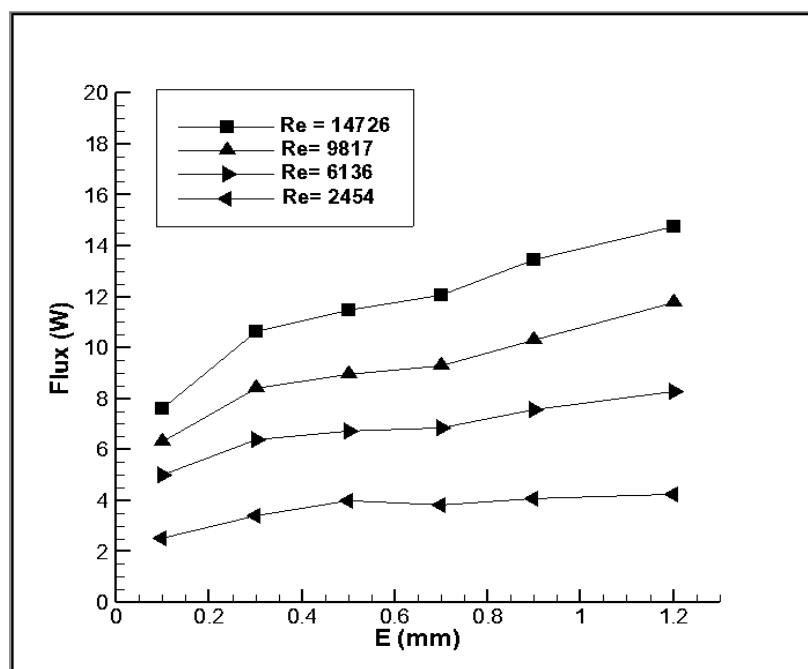


Figure 3.3 Effet de l'épaisseur de l'ailette sur le flux thermique échangé.

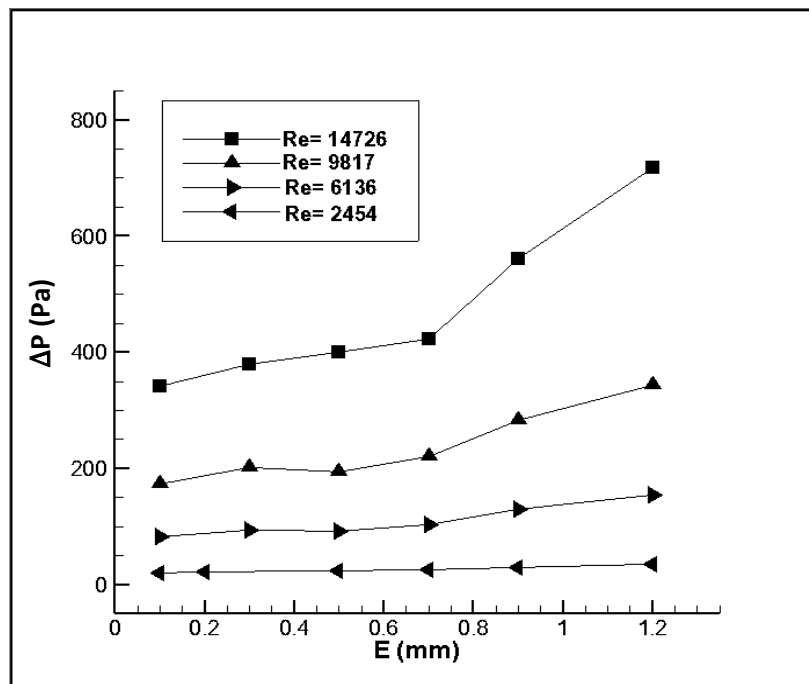


Figure 3.4 Effet de l'épaisseur des ailettes sur la chute de pression.

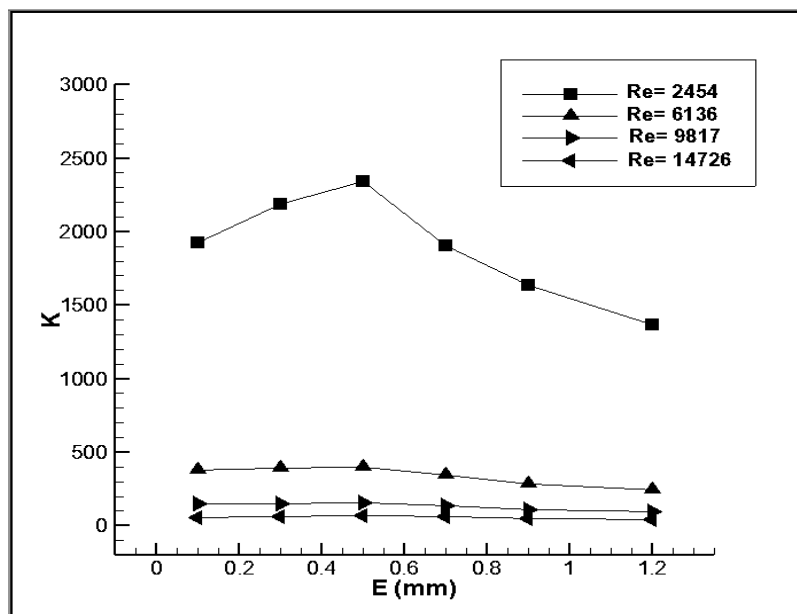


Figure 3.5 Variation du coefficient de performance en fonction de l'épaisseur de l'ailette et du Re.

Afin de déterminer la configuration optimale d'un échangeur thermique, nous avons utilisé dans la présente étude le critère de performance global K . La variation de K en fonction de l'épaisseur de l'ailette et du nombre de Reynolds est illustrée sur la figure ci-dessus. Les courbes de cette figure indiquent que la performance de l'échangeur de chaleur augmente avec la diminution de la valeur de l'épaisseur de l'ailette. En plus, le critère de performance globale

augment avec le nombre de Reynolds, qui est due au fait que l'augmentation de transfert thermique avec le nombre de Re est plus rapide comparativement avec l'augmentation rapide de la puissance de pompage ($P.\dot{V}$). Les résultats de cette figure montrent également que la valeur optimale de l'épaisseur des ailettes est $E=0,5\text{mm}$.

3.2.2 Effet de l'espacement transversal des tubes

Pour analyser l'influence de l'espacement transversal P_t inter-tubes sur les performances d'un échangeur thermique, nous avons varié P_t de 30 jusqu'à 50mm. Dans ce cas l'épaisseur des ailettes planes prendent la valeur optimale $E=0,5\text{mm}$. Les résultats numériques de la variation du flux thermique échangé, de la chute de pression et du coefficient de performance énergétique K en fonction de ce paramètre géométrique sont représentés respectivement sur les figures (3.6), (3.7) et (3.8). Il est très clair que, quelque soit le nombre de Reynolds, le flux convectif échangé et le coefficient de performance K augmentent avec le pas transversal P_t . Ces résultats peut être expliqué par le fait que la surface d'échange thermique augment avec l'espacement transversal inter-tubes. Le degré d'influence de ce paramètre géométrique est très dépend du nombre de Reynolds. Si P_t augmente de 30mm jusqu'à 50mm, le flux thermique augmente par 23.55% (pour $Re=2454$) et 53.83% (pour $Re=14726$), donc le flux convectif échangé augmente si la pas transversal P_t et le nombre de Reynolds augmente.

La figure (3.7) représente le changement dans la chute de pression avec le pas transversal P_t . Les résultats de cette figure indiquent que, quelle que soit la valeur du nombre de Re, la chute de pression diminue avec l'augmentation du pas transversal inter-tubes. Cela est due au fait que le phénomène de blocage de l'écoulement qui se présent entre deux tubes adjacents devient faible avec l'augmentation de P_t . d'une autre parte, les courbes de la figure (3.8) indiquent que la meilleur efficacité énergétique d'un échangeur thermique est corresponde à un espacement transversal $P_t=50\text{mm}$.

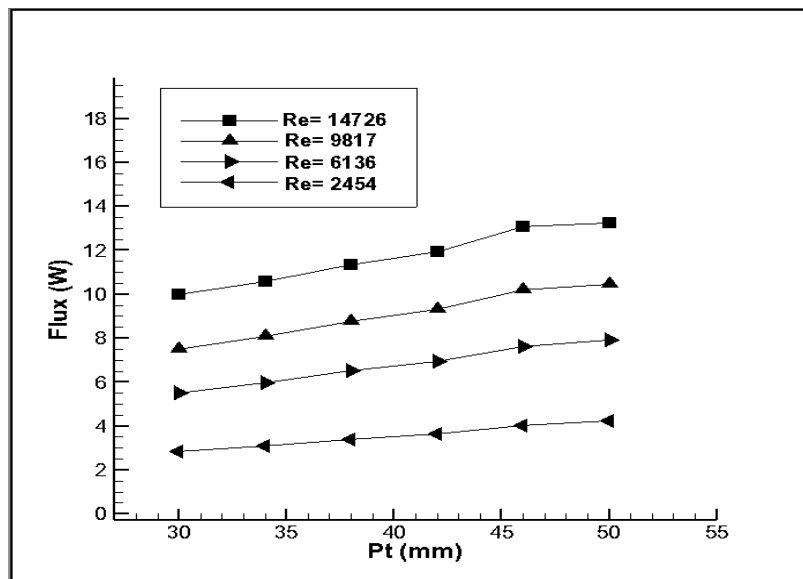


Figure 3.6 Effet du pas transversal P_t sur le flux thermique échangé.

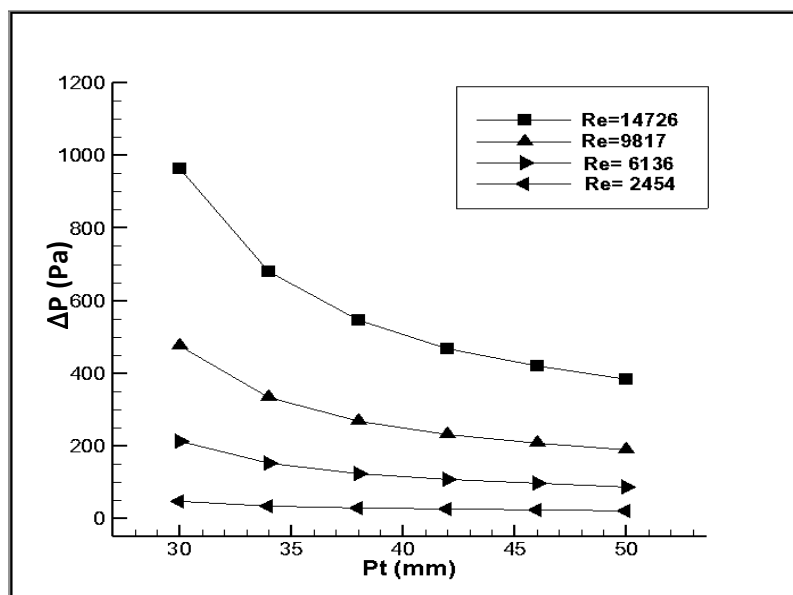


Figure 3.7 Effet du pas transversal P_t sur la chute de pression.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'influence de l'espacement transversal entre les tubes, nous avons représenté sur la figure (3.9) les contours de température dans les deux cas : $P_t=30\text{mm}$ et $P_t=50\text{mm}$, avec un nombre de Reynolds égale à 14726. On remarque que le gradient de température suivant la direction de l'écoulement est plus grande dans le cas de $P_t=50\text{mm}$ comparativement avec le cas de $P_t=30\text{mm}$. Cela peut être expliqué par l'augmentation de la surface d'échange thermique avec l'espacement transversal inter-tubes.

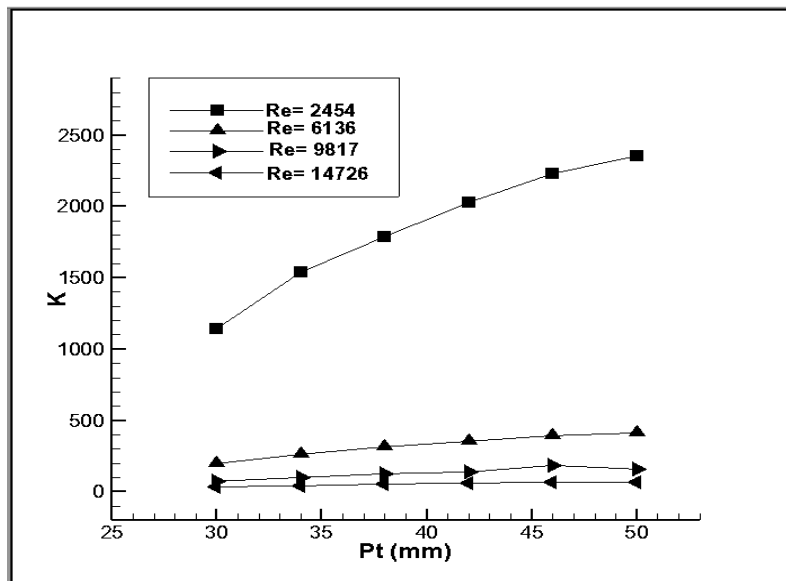
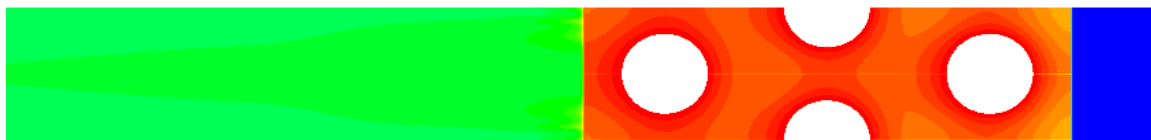
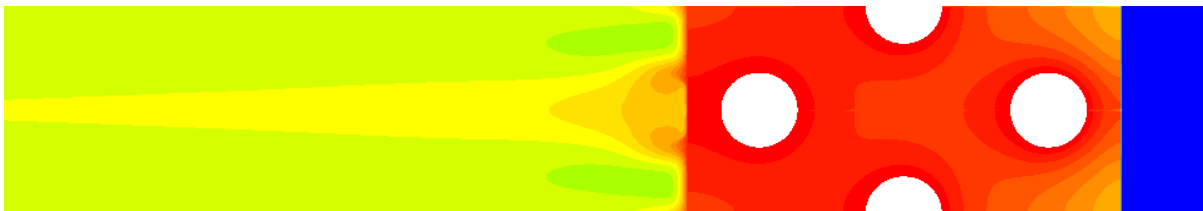


Figure 3.8 Variation du coefficient de performance en fonction du pas transversal P_t .



Pt= 30 mm



Pt= 50 mm

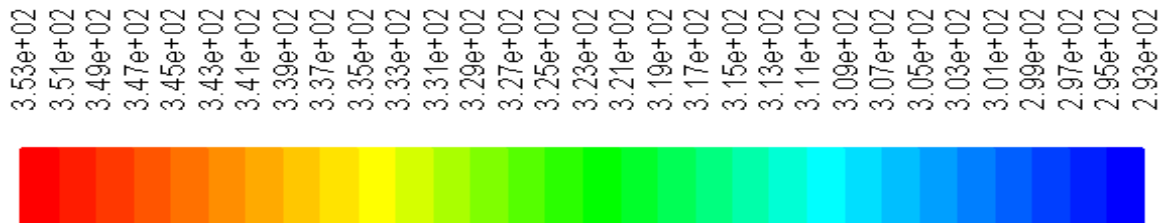


Figure 3.9 Contours de température pour un nombre de Reynolds $Re=14726$.

3.2.3 Effet de l'espacement longitudinal des tubes

Dans le but d'examiner l'effet de ce paramètre géométrique les autres dimensions définissent l'échangeur de chaleur restent constantes. Dans ce cas, l'espacement transversal entre les tubes prend la valeur optimale $P_t = 50\text{mm}$, tandis que le pas longitudinal de tubes P_l prend les valeurs : ($P_l = 30 - 34 - 38 - 42 - 46$ et 50mm). Les résultats numériques du flux thermique échangé, de la chute de pression et du coefficient de performance K avec les différents pas longitudinaux P_l de tubes sont représentés respectivement sur les figures (3.10), (3.11) et (3.12). Il est très clair que, quelque soit le nombre de Reynolds, le flux convectif échangé et la chute de pression augmentent avec l'espacement longitudinal P_l . Si le pas longitudinal P_l varie entre 30 et 50mm, le flux thermique augmente par : 13,40% (pour $Re = 2454$) et 50,65% (pour $Re = 14726$), tandis que la chute de pression augmente par : 360% (pour $Re = 2454$) et 100% (pour $Re = 14726$). Par conséquent, le degré d'augmentation du flux thermique échangé et la chute de pression avec l'espacement longitudinal inter-tubes est très dépend de la valeur du nombre de Reynolds.

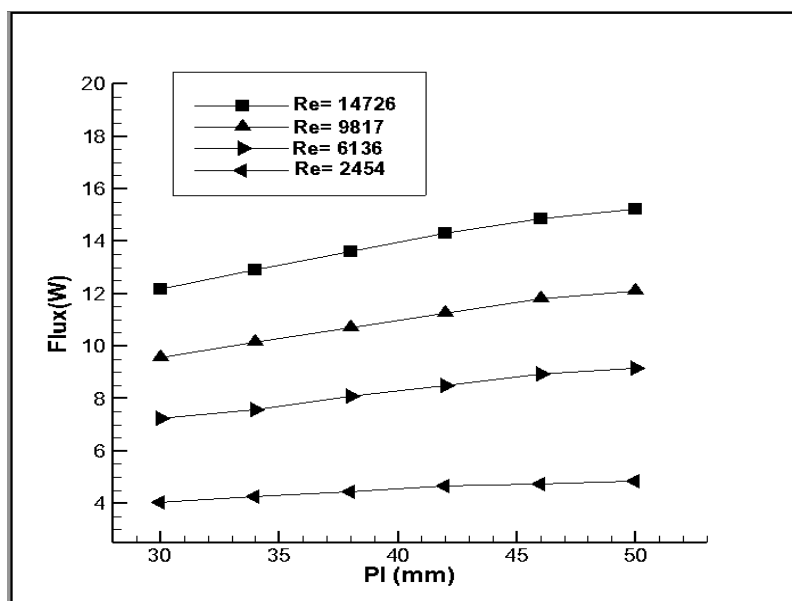


Figure 3.10 Effet du pas longitudinal des tubes sur le flux thermique échangé.

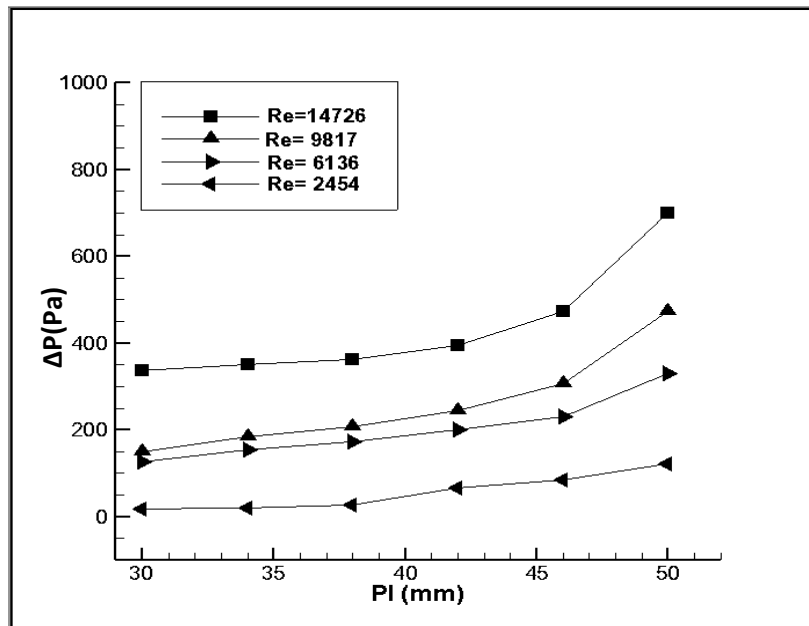


Figure 3.11 Effet du pas longitudinal des tubes sur la chute de pression.

La figure (3.12) représente les résultats de la variation du coefficient de performance K avec les différentes valeurs de P_l . On peut remarquer clairement que le coefficient de performance K diminue avec l'augmentation du pas longitudinal P_l quelque soit la valeur du nombre de Re. Par conséquent l'espacement longitudinal optimale qui correspond à un bon fonctionnement d'un échangeur de chaleur prend une valeur de 34mm.

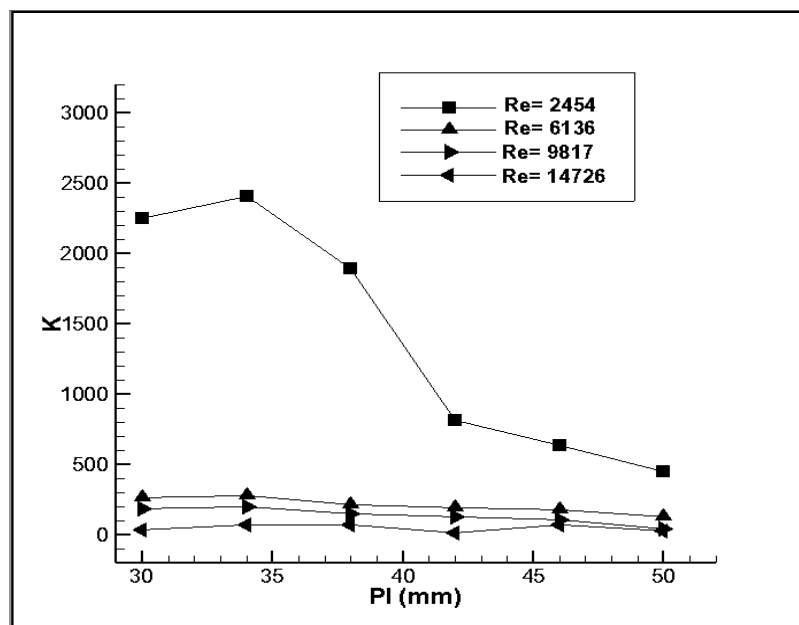


Figure 3.12 Variation du coefficient de performance en fonction du pas longitudinal des tubes et du nombre de Reynolds .

Les résultats des contours de températures pour les deux valeurs de l'espacement longitudinal inter-tubes ($P_t= 30$ et 50mm) sont représenté sur la figure ci-dessous, pour une même valeur du nombre de Reynolds ($Re= 14726$). Cette figure affirme que l'intensité de transfert thermique augmente avec le pas longitudinale des tubes. Cela est due au fait que la surface totale d'échange thermique de l'échangeur augment avec P_t .

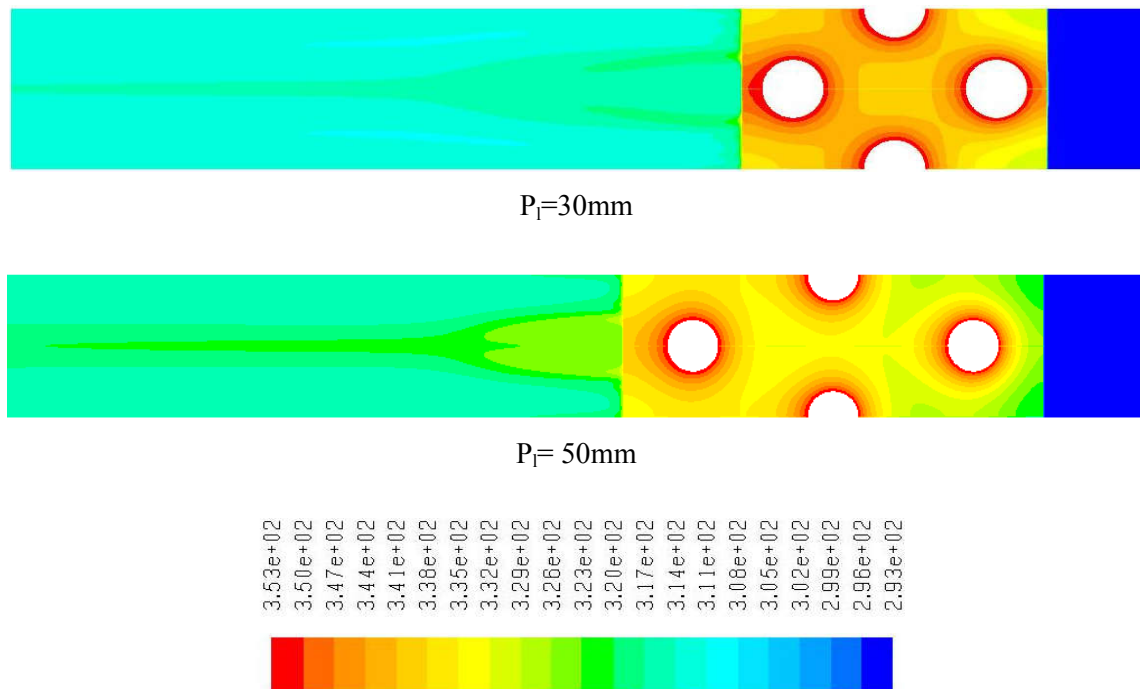


Figure 3.13 Contours de températures pour deux valeurs d'espacement longitudinal des tubes ($Re=14726$).

3.2.4 Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur la performance thermique et dynamique 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. Le nombre adimensionnel de Reynolds résume l'effet de ces paramètres. Le tableau ci-dessous représente la variation du flux thermique échangé Q (W) et des pertes de charge ΔP (Pa) en fonction du nombre de Reynolds pour trois valeurs du pas transversal (P_t), avec une épaisseur et un espacement longitudinal optimale ($E_a = 0,5\text{mm}$ et $P_t= 30\text{mm}$). Comme nous avons vu au chapitre de la recherche bibliographique, les résultats présentés dans ce tableau affirment que, pour toutes les valeurs du pas longitudinal, le flux thermique échangé et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds.

Nombre de Reynolds	Pt=30		Pt= 34		Pt= 38		Pt=42		Pt=46		Pt=50	
	$\varphi(w)$	$\Delta P(pa)$	$\varphi(w)$	$\Delta P(pa)$	$\varphi(w)$	$\Delta P(pa)$	$\varphi(w)$	$\Delta P(pa)$	$\varphi(w)$	$\Delta P(pa)$	$\varphi(w)$	$\Delta P(pa)$
Re=2454	2.82	79.07	3.05	35.49	6.86	124.09	3.72	25.01	0.49	30.53	5.89	138.04
Re=6136	5.49	94.57	5.99	150.49	6.86	124.09	7.32	107.22	0.98	137.19	14.73	471.22
Re=9817	7.5	332.20	8.23	334.41	9.45	268.83	10.06	230.38	0.67	307.89	23.57	902.60
Re= 14726	10.01	332.19	11.05	681.53	12.6	547.20	12.60	466.95	2.08	610.34	35.34	1638.41

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

Conclusion

Dans ce travail, nous avons effectué une série de simulations numériques par le code de calcul Fluent 6.2 sur le transfert thermique et la dynamique du fluide d'un échangeur de chaleur à ailettes plaques planes. L'objectif principal de cette étude est de déterminer l'effet de l'épaisseur de l'ailette, l'espacement longitudinal des tubes, l'espacement transversal des tubes, et du nombre de Reynolds sur les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur.

Cette approche numérique a été réalisée sur un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes plaque planes en arrangement quinconce. L'épaisseur des ailettes est variée de 0,1 à 1,2mm, l'espacement transversal varie de 30 à 50mm et l'espacement longitudinal varie de 30 à 50mm.

Les principaux résultats dérivés de cette investigation numérique peuvent être récapitulés dans les points suivants :

- Dans la construction des échangeurs de chaleur il faut choisir une géométrie qui donne un bon échange thermique et une minimum perte de charge.
- Le flux thermique et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes. Cependant la valeur optimale du coefficient de performance a été trouvée pour l'épaisseur $E = 0,5\text{mm}$.
- Le transfert thermique et la chute de pression augmentent avec l'espacement longitudinal des tubes tandis que la valeur optimale du coefficient de performance a été trouvée pour le cas $P_l = 34\text{mm}$.
- L'échange thermique augmente et la chute de pression diminue avec le pas transversal inter-tube. La valeur optimale du coefficient de performance a été trouvée pour l'espacement transversal $P_t = 50\text{mm}$.
- Dans tous les cas examinés, le transfert thermique et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds.

الملخص

في هذه الدراسة تم استخدام برنامج حساب ثلاثي الأبعاد للسوائل الديناميكية (CFD) لمحاكاة مشكلة نقل الحرارة بالحمل و التوصيل الحراري في المبادلات الحرارية المشكلة من أنابيب ذات زعانف مسطحة مع ثلاثة صفوف من الأنابيب. تمت مناقشة تأثير كل من سمك الزعنف والمسافة الطولية والعرضية التي تفصل بين صفوف الأنابيب وأيضاً عدد رينولدز. سمحت لنا نتائج المحاكاة العددية بتقييم معدل التدفق الحراري والضياع في ضغط المائع ومعامل الأداء في مجال تغير عدد رينولدز $2454 \leq Re \leq 14726$. أظهرت النتائج أن كل من التدفق الحراري وضياع الضغط يزداد مع زيادة سمك الزعنف والمسافة الطولية بين صفوف الأنابيب وأيضاً عدد رينولدز أما في حالة تأثير المسافة العرضية بين الأنابيب فكلما ازدادت المسافة ينقص الضغط ويزداد التدفق الحراري ومعامل الأداء.

الكلمات المفتاحية : سمك الزعنف ، المسافة بين الأنابيب، التدفق الحراري، ضياع الضغط، معامل الأداء.

Abstract

In this study 3D computational code of fluid dynamics (CFD) is used to predict the conduction–convection heat transfer problem in flat plate finned-tube heat exchangers with three rows of tubes. The effects of parameters such as fin thickness, longitudinal tube pitch, transverse tube pitch and Reynolds number are examined. The aim of this work is to analyze the effects of these parameters on heat transfer and flow characteristics for a range of Reynolds numbers, $2454 \leq Re \leq 14627$. The numerical results shows that both heat transfer rate and pressure drop are increasing with fin thickness, longitudinal tube pitch and Reynolds number. However, both heat transfer and performance coefficient increases and pressure drop decrease when the transverse tube pitch increases.

Keywords: Fin thickness, Tube pitches, Heat flux, Pressure drop, Performance coefficient.

Résumé

Dans cette étude nous avons utilisé le code de calcul de la dynamique des fluides (CFD) en 3D pour simuler le problème de transfert thermique conjugué conduction-convectif dans un échangeur de chaleur de trois rangées de tubes à ailettes plaques planes. L'effet des paramètres tel que : l'épaisseur des ailettes, espacement transversal et longitudinal des tubes et le nombre des Reynolds sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur thermique a été examiné. Les résultats de la simulation numérique nous permettent d'évaluer le flux thermique échangé, la chute de pression et le coefficient de performance pour un intervalle du nombre de Reynolds $2454 \leq Re \leq 14627$. Les résultats montrent que l'échange thermique et la chute de pression augmente avec l'épaisseur des ailettes, le pas longitudinal et le nombre de Reynolds. Cependant, le flux thermique et la chute de pression augmentent avec l'espacement transversal tandis que le coefficient de performance diminue.

Mots clés : Epaisseur d'ailette, Espacement inter-tubes, Flux thermique, Chute de pression, Coefficient de performance.