

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/03/2021



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

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par: Baatouche Riyane

Intitulé

**Etude numérique de l'effet de la forme des tubes
sur les caractéristiques thermo-hydrauliques
d'un échangeur de chaleur**

Soutenu le 20 / 06 /2021 devant le jury composé de:

SALMI Mohamed

Université Mohamed Boudiaf- M'sila

Président

TAHROUR Farouk

Université Mohamed Boudiaf- M'sila

Rapporteur

HADDAD Zakaria

Université Mohamed Boudiaf- M'sila

Examineur

Année universitaire : 2020/2021

Remerciement

قال صلى الله عليه وسلم ((من لم يشكر الناس لم يشكر الله)). رواه الترمذي

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

Je remercie profondément : mon encadreur Mr : « **TAHROUR FAROUK** », Pour avoir supervisé la rédaction de mon mémoire de fin d'études, avec son inspiration sincère, ses conseils et ses précieuses informations qu'il m'a fourni sans oublier de m'aider à chaque étape de ce travail.

Je tiens également à exprimer mon profond respect à tous les enseignants qui nous ont encadrés durant toute la période de nos études au département de physique, en particulier les enseignants de physique énergétique et énergies renouvelables,

Chacun en son nom, pour leurs conseils et l'aide qu'ils nous ont apporté.

Je remercie également sincèrement ma mère, ma sœur et mes frères.

Je tiens aussi à remercier le Dr. **SALMI Mohamed** de pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma soutenance, et le Dr. **HADDAD Zakaria** pour avoir accepté d'examiner mon travail de mémoire.

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

Dédicace

Je tiens c'est avec grand plaisir que je dédie mon modeste travail :

- A ma famille qui m'a doté d'une éducation digne, soutien et la force, son amour a fait de moi ce que je suis aujourd'hui :

- Particulièrement à ma grand- mère dieu aie pitié d'elle, et aussi à la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non a mes exigences et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureuse. A celle qui m'a arrosé de tendresse et d'espoirs, à la source d'amour mon adorable mère **DAHOUM Lamria** que dieu la préserve et la protège et prolonge sa vie.

- Avec un cœur pur et pur, particulièrement a mon chère grand frère **Samy**, mon adorable petite sœur **Chahinez** et mon petit ange **moussa**, qui m'avez toujours soutenu et encouragé durant ces années d'études et dans ma vie. Que dieu les protèges et leur offre la chance et le bonheur.

- A ma grand-père, mes oncles et mes tantes chacun en son nom, spécialement mon grand oncle **Slimane**, pour m'avoir soutenu et ses encouragements.

A mon encadreur « **TAHROUR FAROUK** »

A tout mes enseignants par son nom

A tout mes amis

A tous mes collègues chacun par son nom

A chaque personne qui m'a aidée

Sommaire

Sommaire	i
Liste des figures	iii
Nomenclature	v
Introduction générale	1
Chapitre 1 Recherche bibliographique	
1.1 Rappel sur les modes de transfert de chaleur	3
1.1.1 Transfert de chaleur par conduction	3
1.1.2 Transfert de chaleur par convection	3
1.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement	3
1.2 Echangeurs de chaleur	4
1.2.1 Définition	4
1.2.2 Classification des échangeurs de chaleur	4
1.3 Méthode de calcul des échangeurs de chaleur	10
1.3.1 Méthode DTML	10
1.3.2 Méthode NUT	10
1.4 Généralités sur les ailettes	10
1.4.1 Définition d'une ailette	10
1.4.2 Types des ailettes	11
1.4.3 Intérêt des ailettes	11
1.4.4 Efficacité d'une ailette	11
1.5 Effet des paramètres géométriques	11
1.5.1 Effet de l'arrangement et du nombre de rangées de tubes	12
1.5.2 Effet de l'ellipticité des tubes et d'ailette	13
1.5.3 Effet de l'espacement entre les tubes	14
1.5.4 Effet du diamètre extérieur des tubes	14
Références	16
Chapitre 2 Approche numérique	
2.1 Introduction	17
2.2 Equations gouvernant le problème étudié	17

2.3	Méthode de résolution numérique	18
2.3.1	Méthode des volumes finis	19
2.4	Présentation des logiciels Gambit et Fluent	22
2.4.1	Préprocesseur Gambit	22
2.4.2	Présentation du code FLUENT	27
2.4.3	Procédure de calcul par Fluent	27
2.5	Domaine de calcul	31
2.6	Maillage	33
2.7	Conditions aux limites	33
2.8	Définition des propriétés physiques	34
	Références	36
Chapitre 3 Résultats et discussion		
3.1	Méthode de calcul des caractéristiques thermodynamiques	37
3.2	Résultats et discussion	39
3.2.1	Effet de la forme des tubes	39
3.2.1.1	Cas des tubes ovales	39
3.2.1.2	Cas des tubes elliptiques	42
3.2.2	Effet du nombre de Reynolds	44
	Conclusion générale	46

Liste des figures

Figure 1.1	Trois modes de transfert thermique	3
Figure 1.2	Principe d'un échangeur à Co-courant	5
Figure 1.3	Principe de fonctionnement d'un échangeur à contre courant	6
Figure 1.4	Principe d'un échangeur à courant croisés	6
Figure 1.5	Echangeur à plaque	7
Figure 1.6	Echangeur à ailette	7
Figure 1.7	Echangeur à ailette plane et ailette annulaire	8
Figure 1.8	Echangeur monotube	9
Figure 1.9	Echangeur à tubes coaxiaux	9
Figure 1.10	Echangeur à faisceau tubulaire	10
Figure 1.11	Différentes paramètres géométriques définissant un échangeur thermique	12
Figure 1.12	Effet de l'espacement diagonal entre tubes sur le coefficient de transfert convectif h et la perte de charge	14
Figure 2.1	Volume de contrôle typique pour une situation 2D	20
Figure 2.2	Volume de contrôle unidimensionnel	21
Figure 2.3	Volume de contrôle bidimensionnel	21
Figure 2.4	Volume de contrôle tridimensionnel	21
Figure 2.5	Schéma du maillage	22
Figure 2.6	Vue globale de la fenêtre Gambit	23
Figure 2.7	Menu de création des éléments de la géométrie	23
Figure 2.8	Menu de création des lignes	24
Figure 2.9	Menu de création des volumes	24
Figure 2.10	Menu de génération d'un maillage de couche limite	25
Figure 2.11	Conditions aux limites	26
Figure 2.12	Exportation du maillage	26
Figure 2.13	Type de résolution	27
Figure 2.14	Définition du model de turbulence	28
Figure 2.15	Définition des propriétés des matériaux	29
Figure 2.16	Insertion des valeurs de référence	29
Figure 2.17	Choix des schémas de discrétisation	30
Figure 2.18	Choix des critères de convergence	30

Figure 2.19 Enregistrement des données insérées	31
Figure 2.20 Lancement des itérations	31
Figure 2.21 Diamètres des tubes ovales	31
Figure 2.22 Diamètres des tubes elliptiques	32
Figure 2.23 Domain de calcul d'un faisceau de trois rangées (lignes pointillées), avec les conditions aux limites	33
Figure 2.24 Maillage du domaine de calcul	34
Figure 3.1 Méthode de calcul de l'enthalpie totale	37
Figure 3.2 Méthode de calcul de la chute de pression	38
Figure 3.3 L'effet des formes ovales sur le flux thermique échangé	40
Figure 3.4 L'effet des formes ovales sur la perte de charge	41
Figure 3.5 Effet de la géométrie des tubes ovales sur le coefficient de performance	41
Figure 3.6 Contours de températures pour la forme ovales	42
Figure 3.7 L'effet des formes elliptiques sur le flux thermique	43
Figure 3.8 L'effet des formes elliptiques sur la perte de charge	43
Figure 3.9 L'effet des formes elliptiques sur le coefficient de performance	44
Figure 3.10 Contours de températures pour la forme elliptique	44

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
A	Surface d'échange	$[m^2]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J / (kg.K)]$
C_{pc}	Chaleur spécifique du fluide chaude	$[J / (kg.K)]$
C_{pf}	Chaleur spécifique du fluide froide	$[J / (kg.K)]$
D_{ail}	Diamètre d'ailette	$[m]$
D_t	Diamètre du tube	$[m]$
E_{ail}	Epaisseur d'ailette	$[m]$
h	Coefficient de transfert convectif	$[W/m^2.K]$
\dot{m}	Débit massique de fluide	$[kg/s]$
P	Pression	$[Pa]$
ΔP	Chute de pression	$[Pa]$
P_l	Pas longitudinal des tubes	$[m]$
P_t	Pas transversal des tubes	$[m]$
S	Pas d'ailettes	$[m]$
T	Température	$[K]$
T_p	Température de paroi	$[K]$
T_{ent}	Température d'entrée du fluide	$[K]$
T_{sor}	Température sortie du fluide	$[K]$
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmique moyenne	$[K]$
V	Vitesse moyenne du fluide	$[m/s]$
V_{ent}	Vitesse d'entrée de fluide	$[m/s]$
K	Coefficient de performance	$[-]$
Re	Nombre de Reynolds	$[-]$

Lettre grecques

Symboles	Signification	Unité
η_a	Efficacité de l'ailette	$[-]$
λ_{inox}	Conductivité thermique de l'inox	$[W/m.K]$
λ_{air}	Conductivité thermique de l'air	$[W/m.K]$
ε	Dissipation de l'énergie turbulente	$[s^2/m^2]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg/m. s]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2/s]$
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
ϕ	Flux de chaleur	$[W]$
ϕ_{max}	Flux de chaleur maximal	$[W]$

Introduction générale

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

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

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

Dans, ce travail de recherche, nous avons effectué des simulations numériques afin de voir l'effet de la forme des tubes (elliptiques et ovales) sur les caractéristiques thermo-hydraulique d'un écoulement d'air qui traverse un échangeur de chaleur de trois rangées de tubes à ailettes circulaires. La simulation numérique a été réalisée au moyen du code de calcul commercial "Fluent 6.2" sur un intervalle du nombre de Reynolds ($2647 \leq Re \leq 10226$).

La présente étude s'inscrit dans le cadre d'une étude comparative entre deux formes géométrique des tubes (ovales et elliptiques), avec un arrangement décalée des tubes. Les résultats obtenus ont été présentés sous forme des courbes et des tableaux afin de comparer et analyser la variation du flux thermique échangé, la chute de pression et le coefficient de performance pour les différentes configurations des tubes.

Le présent manuscrit est subdivisé en trois chapitres:

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une étude bibliographique sur le domaine des échangeurs de chaleurs. On a donné des définitions générales et de la théorie de calcul des échangeurs thermiques, ainsi que, nous avons mentionnée à la fin du chapitre l'analyse des différents travaux de recherche concernant l'effet des paramètres géométriques sur l'amélioration et l'optimisation des performances de ces dispositifs.

Dans le deuxième chapitre nous avons mentionnée la méthode de simulation par le code de calcul Fluent 6.2, la création de la géométrie et son maillage par le logiciel Gambit. 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 chapitre est consacré à la présentation et l'interprétation des résultats numériques concernant l'effet de la forme des tubes et le nombre de Reynolds sur le flux thermique échangé, la chute de pression et le coefficient de performance. Les résultats numériques ont été présentés sous formes des courbes, des contours de température et des tableaux.

Ce mémoire est clôturé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats numériques obtenus.

Chapitre 1. Recherche bibliographique

1.1 Rappel sur les modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur au sein d'un système ne se produit que s'il existe des gradients de température entre les différentes parties du système. On distingue trois modes de transferts de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement.

1.1.1 Transfert de chaleur par conduction

La conduction est la propagation de la chaleur dans la matière, sans transfert de masse à travers les solides ou les fluides au repos, la conduction assure un bon transfert de chaleur.

1.1.2 Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein du milieu fluide en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement. Il existe deux types de convection :

- **Convection naturelle** : les mouvements sont dus aux variations de masse volumique peuvent être générés par des gradients de température.
- **Convection forcée** : le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieurs (pompe, ventilateur.....).

1.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par un vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire des ondes électromagnétiques, donc sans support matériel.

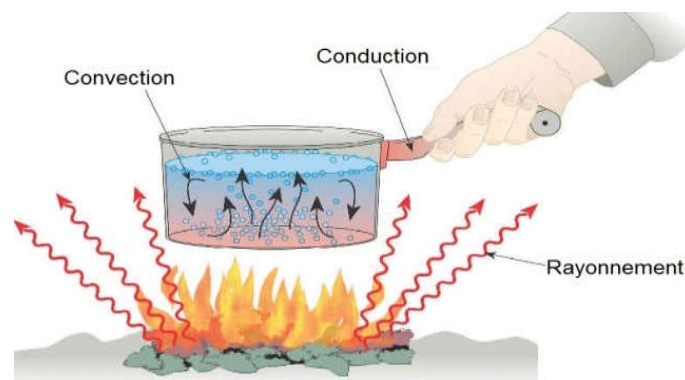


Fig. 1.1 Trois modes de transfert thermique [1].

1.2 Echangeurs de chaleur

1.2.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil permettant le transfert d'énergie sous forme de chaleur entre deux fluides ou plus à des températures différentes, les deux fluides sont séparés par une paroi bien adaptée, à travers laquelle les échanges se font par conduction et le transfert de chaleur fluides-paroi se fait par convection, le principe de la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

Les échangeurs de chaleur consistent des appareils dans les applications industrielles 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.

1.2.2 Classification des échangeurs de chaleur

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

- 1- Processus de transfert : contact direct et indirect
- 2- Les types d'échangeur : avec et sans changement de phase.
- 3- La direction de l'écoulement : Co-courant, contre courant et courant croisé.
- 4- La compacité de l'échangeur.
- 5- La nature de la matière de la paroi.
- 6- Construction de la géométrie : plaque, ailette, tube.

A. Classification selon le processus de transfert thermique

Echangeur 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.

Echangeur à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

B. Classement suivant les types d'échange

• Echangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides refroidit pour réchauffer le

deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variable, tous le long de l'échangeur.

- Echangeur avec changement de phase

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

- A. L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- B. 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.
- C. Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état (condenseurs).

C. Classement suivant la direction de l'écoulement

- Echangeur à co-courant

Lorsque l'échangeur de chaleur fonctionne à courant parallèle, les deux fluides s'écoulent dans la même direction et entrent dans l'échangeur de chaleur au même endroit. La température de sortie du côté froid peut atteindre au maximum la température de sortie de la côte chaude.

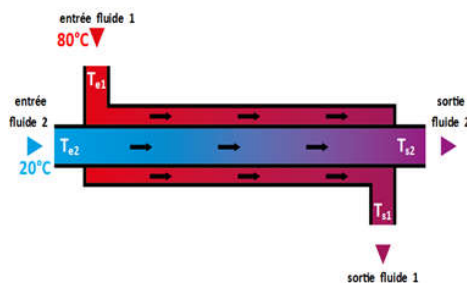


Fig. 1.2 Principe d'un échangeur à co-courant [1].

- Echangeur à contre courant

En fonctionnement à contre courant, les deux fluides s'écoulent dans des directions opposées sans se toucher. Le lieu d'entrée du premier fluide correspond au lieu de sortie du second fluide. Lorsque l'échangeur de chaleur est très bien conçu il est possible que la température de sortie soit plus élevée du côté froid que la température de sortie de côté chaude.

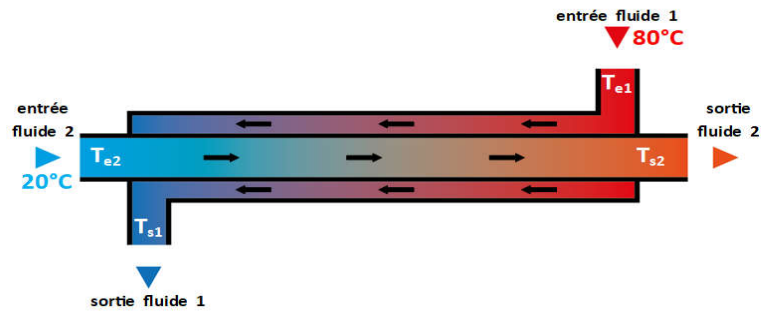


Fig. 1.3 Principe de fonctionnement d'un échangeur à contre courant [1].

✚ Echangeur à courant croisés

En fonctionnement à courants croisés, les directions des fluides se croisent. Le fonctionnement à courants croisés est surtout utilisé pour assurer une distribution uniforme de la température du deux fluides. Ce type d'échangeur est la plus utilisé dans l'industrie.

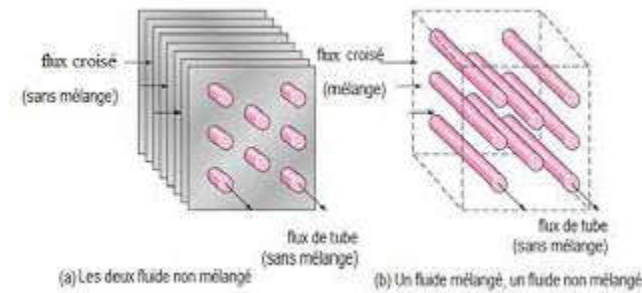


Fig. 1.4 Principe d'un échangeur à courant croisés [1].

D. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité de l'échangeur est régie par les flux de transfert de chaleur aux parois. Elle est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échangeur 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 $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

E. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échangeur

On trouve deux types de paroi :

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

F. Classement suivant la construction géométrique

- Echangeur à plaque

Ce type d'échangeurs est constitué de plaques assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elle. Un jeu de joints assure la distribution des fluides entre les plaques de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité. Le transfert d'énergie calorifique se fait sur toute la surface des plaques.

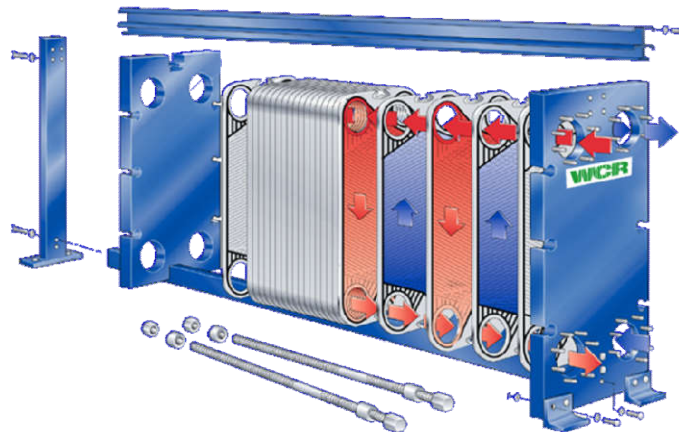


Fig. 1.5 Echangeur à plaque [1].

- Echangeur à ailettes

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste d'une conduite cylindrique ou rectangulaire sur laquelle des lames métalliques de différentes formes sont fixées. Ils sont surtout utilisés pour refroidir et échauffer des liquides au moyen de gaz ou inversement. Le fluide de refroidissement est généralement l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans la conduite principale aux lames métalliques par conduction thermique, ces lames se refroidissent au contact de l'air.

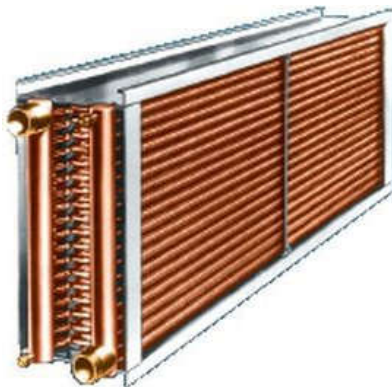


Fig. 1.6 Echangeur à ailettes [1].

La construction en ailettes permet de ranger une grande surface extérieure active dans un volume réduit. Le chauffage dans les bâtiments est un exemple d'utilisation de ce type des échangeurs : l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. Généralement, il ya deux configurations géométriques des ailettes :

a) Echangeur à ailette planes

Dans ce type d'échangeur, les ailettes et les tubes sont construits avec des matériaux de très bon conductivités thermique (cuivre, aluminium...etc.). Les ailettes contiennent plusieurs trous par lesquels passent les tubes (circulaire, rectangulaire, ovale, etc.), et les ailettes peuvent être de différent type (plane, ondulé, ...etc.).

b) Echangeur à ailettes annulaires

Généralement les ailettes dans ce type d'échangeurs sont uniques pour un seul tube. La forme des ailettes et des tubes se varie selon l'utilisation (circulaire, rectangulaire, ovale, ...etc.).

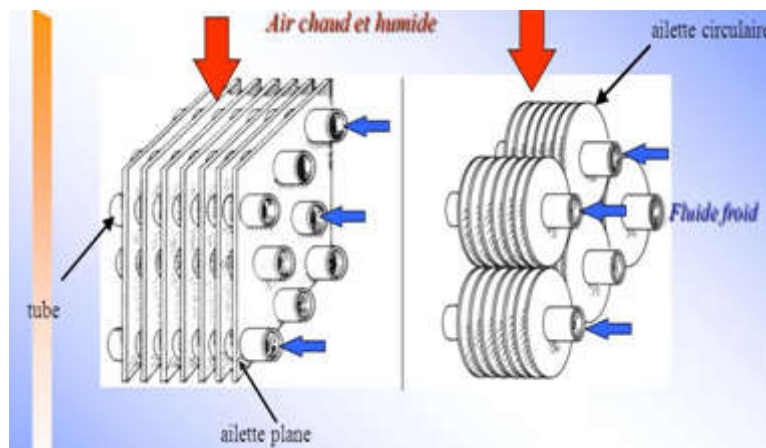


Fig. 1.7 Echangeur à ailette plane et ailette annulaire [1].

- Echangeur de chaleur à tube

1. Echangeur monotube : pour lesquels le tube est placé dans un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.

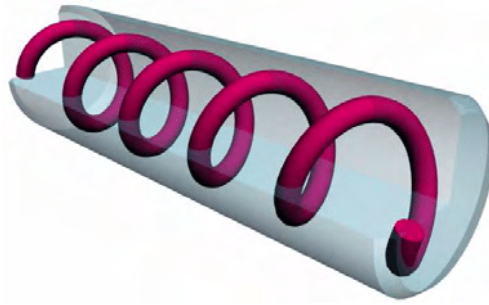


Fig. 1.8 Echangeur monotube.

2. Echangeur tubulaire coaxiaux : Cet échangeur étant le plus simple, il est composé d'un tube à l'intérieur d'un autre tube ou des fluides traversent les deux tubes. L'un des fluides circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes tandis que l'autre circule dans le tube central. Pour cette configuration, les deux fluides circulent soit dans le même sens (Co-courant ou courant parallèle) soit en sens inverse (contre-courant). Ce type de dispositif est souvent rencontré dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou dans les groupes de production d'eau glacée.

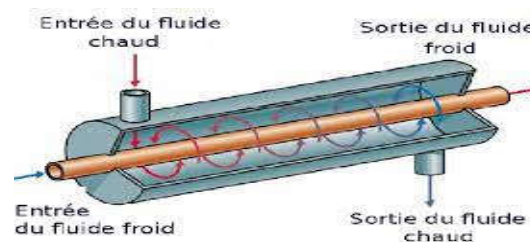


Fig. 1.9 Echangeur à tubes coaxiaux.

3. Echangeur tube / calandre (à faisceaux tubulaire) : Un échangeur tube-calandre ou bien faisceaux tubulaire est constitué d'un faisceau de tubes déposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre de manière longitudinale, appelé aussi échangeur multitubulaire. L'un des fluides circule dans la calandre autour de tubes qui le franchissent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. On ajoute en générale des chicane dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert thermique. La circulation du fluide à travers les tubes est forcée par l'emplacement des parois, de manière à ce qu'il effectue un ou plusieurs allers-retours.

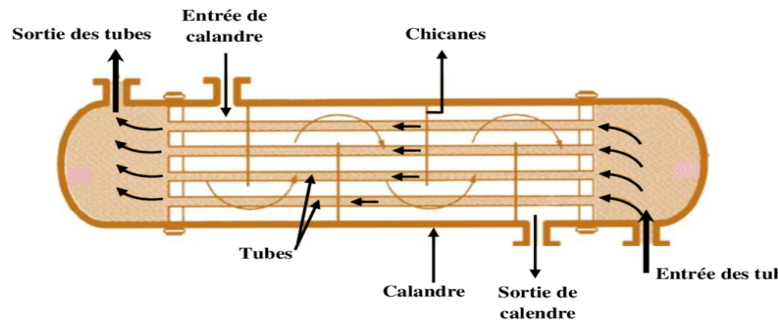


Fig. 1.10 Echangeur à faisceau tubulaire.

1.3 Méthode de calcul des échangeurs de chaleur

1.3.1 Méthode DTML

La méthode DTLM (**D**ifférence de **T**empérature **M**oyenne **L**ogarithmique). Est la méthode classique de calcul. Cette méthode nécessite la connaissance des températures d'entrée et de sortie du deux fluides.

1.3.2 Méthode NUT

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

$$\eta = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}}$$

1.4 Généralité sur les ailettes

La difficulté d'obtenir de grandes surfaces d'échanges thermique sous des volumes compacts, liée à celle de créer de grands coefficients d'échange de chaleur, a conduit les constructeurs des appareils thermiques à augmenter les surfaces d'échange et aussi l'amélioration du transfert de chaleur d'un système avec le milieu extérieur en rajoutant des ailettes. C'est quoi une ailette ? Quelles sont ses formes ? Ou est-il utilisé ?

1.4.1 Définition d'une ailette

Une ailette est un dispositif thermique utilisée à augmenter la surface de contact avec un fluide extérieure pour augmenter les échangeurs convectifs, et donc le transfert de chaleur. L'ailette et le corps chaud, la chaleur se propage par conduction à travers l'ailette qui refroidi par convection par le fluide environnant. C'est un moyen d'intensification des échanges thermiques. Elle utilisée dans les échangeurs

industriels, les radiateurs de véhicules, de chauffage centrale et le refroidissement électroniques,....etc.

1.4.2 Types des ailettes

Afin de choisir une meilleure construction d'un échangeur thermique nécessite une bonne option de la configuration de l'ailette. Il existe plusieurs formes et configuration des ailettes dans les domaines d'applications technologique tel que : plaque plan continue, ailettes annulaires circulaires ou carrés, ailettes ondulées, ailettes ovales, Etc.

1.4.3 Intérêt des ailettes

- Augmenter le coefficient d'échange par convection h .
- Augmenter la vitesse d'écoulement.
- Favoriser la turbulence pour détruire la couche limite.
- Augmenter la surface d'échange.

1.4.4 Efficacité d'une ailette

L'efficacité d'une ailette est défini comme étant le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel de l'ailette et le taux de transfert thermique idéal de l'ailette, qui existerait si elle était toute à la température de la base (la conductivité thermique $\lambda \rightarrow \infty$, pas de résistance thermique de conduction, donc pas de chute de température dans l'ailette). L'efficacité d'une ailette est comprise entre 0 et 1.

$$\eta = \frac{Q_{réel}}{Q_i}$$

1.5 Effet des paramètres géométriques

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

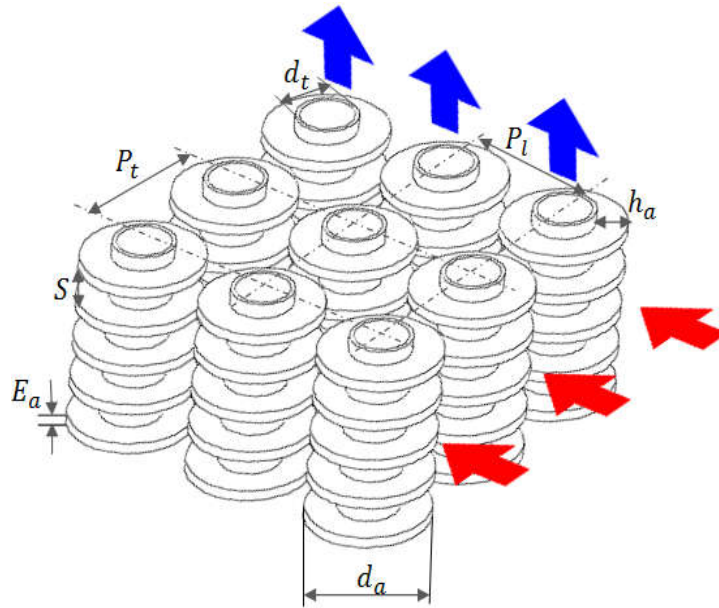


Fig. 1.11 Différents paramètres géométriques définissant un échangeur thermique.

1.5.1 Effet de l'arrangement et du nombre de rangées de tubes

Buzzoni et al. [2], ont étudié numériquement l'efficacité d'échangeurs de chaleur à ailettes refroidies par l'air. Les faisceaux de tubes étudiés sont en arrangement décalés et en ligne de forme rectangulaire. Les résultats de ce travail montrent que la distribution de température et l'efficacité des ailettes dépendent des grandeurs thermophysiques.

Saechan et al. [3], ont étudié analytiquement par une méthode implicite d'un modèle mathématique l'effet de transfert de chaleur et la perte de charge sur le taux de génération d'entropie dans les condenseurs de tubes à ailettes plaques planes. Ils ont trouvé que le nombre de génération d'entropie diminue avec l'augmentation du pas des ailettes et de la diminution du nombre rangées et du diamètre des tubes.

Kim et al. [4], (2005), ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes plates (22 échangeur thermique ont été testés) avec plusieurs valeurs du pas inter-ailettes et du nombre de rangées. Ils ont conclu que le coefficient de transfert de chaleur convectif h diminue avec l'augmentation du nombre de rangées et la réduction de l'espacement des ailettes. Lorsque le nombre de rangées passant de 1 à 4 et avec tout les pas des ailettes, le coefficient de transfert diminue. Ils ont trouvé aussi que les performances de transfert de chaleur améliorent plus de 10% avec l'arrangement décalé des tubes comparativement avec l'arrangement en ligne.

L'effet de nombre de rangée sur le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans un échangeur de chaleur de tubes à ailette plaques planes a été examiné numériquement et expérimentalement en 3D par **Jang et al. (1996) [5]**. Le coefficient de transfert de chaleur et les pertes de charge pour l'arrangement décalé sont respectivement (15-27%) et (20 à 25%) plus élevée que celui de l'arrangement en ligne. Ils ont trouvé aussi que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation de nombre de rangée, cependant, lorsque ce dernier supérieur à quatre le transfert de chaleur est indépendant de lui.

1.5.2 Effet de l'ellipticité des tubes et d'ailette

Matos et al. [6] effectuent une simulation numérique en 3D en combinaison avec des essais expérimentaux afin de voir le comportement de transfert de chaleur dans un échangeur de tubes circulaire et elliptique à ailettes. Parmi les résultats obtenus, ils ont observés un gain de transfert de chaleur jusqu'à 19% pour la forme elliptique optimale par rapport à la forme conventionnelle circulaire. Ce gain de transfert thermique est accompagné par une augmentation de la masse de l'échangeur jusqu'à 32%.

Une analyse numérique avec le code de calcul Fluent a été effectuée par **Erek et al. [7]** afin d'examiner l'effet de l'ellipticité du tube sur le transfert de chaleur et la perte de charge dans un échangeur de chaleur de tube ailetés. Les résultats montrent que l'augmentation de l'ellipticité du tube permette d'augmenté le transfert de chaleur, ainsi elle réduit les pertes de charge. Lorsque l'épaisseur du tube diminue on observe une diminution de la perte de charge par contre le transfert de chaleur augmente.

Parallèlement, une analyse numérique en 2D a été réalisé par **Rocha et al. [8]** en utilisant la méthode de différence finis pour comparer la performance thermique des deux configurations de tube (circulaire et elliptique), avec une et deux rangées de tube. Ils ont montrés qu'il ya un maximum de gain d'efficacité des ailettes égale 18% pour la forme elliptique des tubes, le gain d'efficacité associe à une réduction de la perte de charge jusqu'à 25%. Les résultats affirment que la meilleure performance globale est dans le cas des tubes elliptiques comparativement avec les tubes circulaires.

1.5.3 Effet de l'espacement entre les tubes

Mon[9] a étudié numériquement avec le code de calcul Fluent l'effet de l'espacement entre les tubes sur les propriétés thermo-hydraulique d'un échangeur à ailettes circulaire. Avec deux arrangements des tubes et trois valeurs du nombre de Re, l'auteur a trouvé que le pas transversal des tubes a une influence importante pour l'arrangement en ligne que l'arrangement décalé. Les résultats de ce travail indiquent aussi que la perte de charge et le coefficient de transfert convectif h diminuent avec l'espacement diagonal inter-tubes quelles que soit le nombre de Re et l'arrangement des tubes (voire la figure ci-dessous).

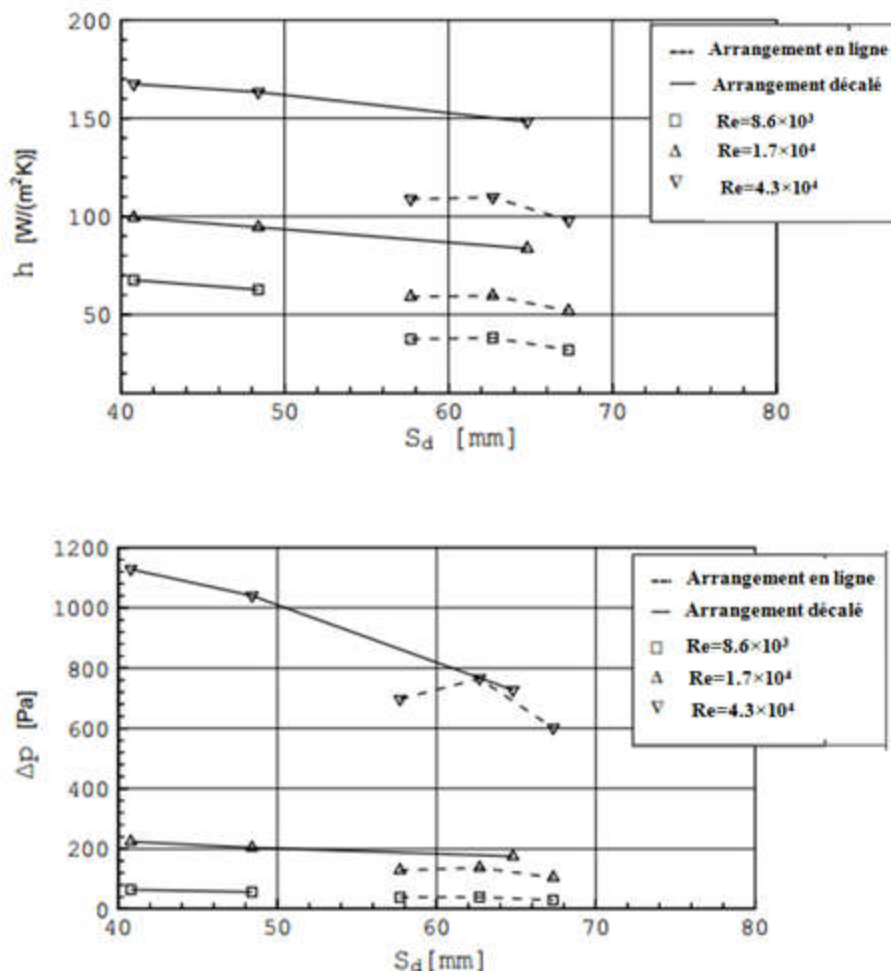


Fig. 1.12 Effet de l'espacement diagonal entre tubes sur le coefficient de transfert convectif h et la perte de charge [9].

1.5.4 Effet du diamètre extérieur des tubes

Torikoshi et al. [10] effectuent une analyse numérique afin de voir l'effet du diamètre du tube sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans un faisceau de tubes ailetés. Les résultats présentés dans cette étude montrent que l'augmentation du

diamètre de tube n'améliore pas les performances de transfert de chaleur mais augmente la chute de pression à l'intérieure de l'échangeur de chaleur.

Mon (2003) [9] a étudié numériquement l'influence du diamètre extérieure des tubes sur l'intensité de transfert thermique la chute de pression dans un faisceau de tube à ailettes circulaire (3faisceaux en ligne et 3 faisceaux en arrangement décalée). Cette étude a été effectuée pour trois différents diamètres (13.59 mm ; 24 mm et 28 mm). Les résultats obtenus indiquent que le taux de transfert de chaleur moyen diminue avec l'augmentation du diamètre du tube pour les deux types d'arrangement. Il a trouvé aussi, pour une même valeur du nombre de Re, la vitesse d'entrée d'écoulement est supérieure dans le cas d'un petit diamètre par rapport aux grand diamètres des tubes. Lorsque le diamètre de tube passe de 13.59 mm à 24 mm la perte de charge diminue jusqu'à 66.7% pour l'arrangement en ligne et jusqu'à 61.1% pour l'arrangement décalé. L'auteur souligné que l'effet du diamètre du tube sur les performances des faisceaux des tubes est affecté par la valeur du nombre de Reynolds. Une étude expérimentale de l'effet du nombre de rangée, du pas inter-ailettes et du diamètre des tubes sur les caractéristiques thermo-hydrauliques à été examiné par **Wang et al. [11] (2000)**. Ils montrent que les performances de transfert de chaleur augmentent avec la diminution de l'espacement entre les ailettes. D'autre part, pour $Re > 2000$ l'effet du pas des ailettes sur les performances de transfert de chaleur devient négligeable. Ils ont trouvé que l'effet du diamètre des tubes sur les performances de transfert de chaleur est lié au pas inter-ailettes. La chute de pression pour $D_t = 10,23\text{mm}$ est 5-15% plus grand que celle de $D_t = 8,51\text{mm}$.

Xie et al. [12], étudient numériquement l'effet du diamètre des tubes et leurs arrangements et le nombre de Reynolds Re sur le transfert thermique et la perte de charge dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes planes avec trois rangées de tubes. La variation du diamètre du tube est entre 16 et 20 mm. Ils ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge diminuent avec l'augmentation du diamètre des tubes pour une même valeur du nombre de Re. Cependant, le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent avec l'augmentation du diamètre des tubes et diminuent avec l'augmentation de nombre de rangées. Ils ont conclus aussi que l'effet de l'espacement inter-tubes est relativement plus petit que celui du diamètre des tubes et de l'espacement entre les ailettes.

Références

- [1] "<https://www.google.com>." Date de consultation : 05/03/2021.
- [2] B. LUCA , D. O. ROBERTO , S. MARCO, and DIENCA, "Efficiency of the unit cell in rectangular finned tube arrangements," *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 1147-1156, 1999.
- [3] P. Saechan and S. Wongwises, "Optimal configuration of cross flow plate finned tube condenser based on the second law of thermodynamics," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, pp. 1473-1481, 2008.
- [4] 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.
- [5] J.-Y. Jang, M.-C. Wu, and W.-J. Chang, "Numerical and experimental studies of threedimensional plate-fin and tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 3057-3066, 1996.
- [6] R. S. Matos, T. A. Laursen, J. V. C. Vargas, and A. Bejanc, "Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 477-487, 2004.
- [7] A. Erek, B. O'zderem, L. Bilir, and Z. A. Ilken, "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2421-2431, 2005.
- [8] L. A. O. Rocha, F. E. M. Saboya, and J. V. C. Vargas, "A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 18, pp. 247-252, 1997.
- [9] M. S. Mon, "Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers." Germany: Technische Universitat Bergakademie Freiberg, 2003.
- [10] K. Torikoshi and G. Xi, *A numerical study of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers*, vol. 1, 1995.
- [11] C.-C. Wang and K.-Y. Chi, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [12] 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

L'étude de la plupart des phénomènes physiques est difficile car elle est coûteuse et prend beaucoup de temps pour obtenir des résultats corrects. Les méthodes dites numériques sont apparues comme une alternative des essais expérimentaux. Alors, quelles sont ces méthodes et comment sont-ils appliqués aux échangeurs de chaleur?

La simulation se définit comme l'utilisation ou la résolution de modèles correspondant à un système donné pour étudier le comportement de ce dernier dans un contexte précis. A cause de développement des modèles physiques, l'analyse numérique et la puissance informatiques, la simulation des propriétés thermo-hydrauliques dans un écoulement tridimensionnel dans les échangeurs thermiques devient très facile a réalisé.

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

Dans cette étude de mémoire, nous avons sélectionné le logiciel Fluent 6.2 pour résoudre notre problème thermo-hydraulique.

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 tubes [1, 2]. Ceci donne une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle ($2647 < Re < 10226$). Donc, l'écoulement dans le faisceau de tubes à ailettes a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Les équations de Navier-Stokes moyennées (équations de Reynolds), équation de continuité et l'équation d'énergie sont suffisamment rapprochées par :

➤ **Continuité :**

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

➤ **Quantité de mouvement :**

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

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

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

Pour le modèle de turbulence, nous avons choisi le modèle $k-\varepsilon$ (RNG).

➤ **Equation d'énergie:**

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

λ_t : La conductivité thermique turbulente.

Dans la région solide des ailettes, l'équation d'énergie 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 : la conductivité thermique d'ailette.

2.3 Méthode de résolution

Quelle que soit la nature d'écoulement (régime laminaire ou turbulent), les problèmes de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur sont décrits toujours par un système d'équations aux dérivées partielles (E.D.P) non linéaire. Ce système d'équation est formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement.

Les phénomènes de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes circulaires sont exprimés par des équations différentielles aux dérivées partielles (**E.D.P**), dans lesquelles il est impossible de trouver une solution analytique et exacte, car les équations citées précédemment soient très complexes,

c'est-à-dire non linéaires d'une part et couplées d'autre part. Pour cela, nous avons traité des méthodes numériques pour résoudre ces équations, en tenant compte des conditions aux limites et des conditions initiales. Il existe essentiellement trois méthodes de résolution de ces équations :

- ❖ La méthode des volumes finis (**MVF**)
- ❖ La méthode des différences finis (**MDF**)
- ❖ La méthode des éléments finis (**MEF**)

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 cette étude, parmi les méthodes numériques utilisées dans la résolution des problèmes de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides, nous avons utilisé 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.

2.3.1 Méthode des volumes finis

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

Cette méthode est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre fini de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. D'autre part, elle est largement utilisée dans les phénomènes qu'étudient le physicien et l'ingénieur, tel que la mécanique des fluides, le transfert de chaleur et de masse ou la pétrochimie. Les caractéristiques importantes de la méthode des volumes finis sont similaires à celles de la méthode des éléments finis : elles peuvent être utilisées sur la géométrie orbitaire, utilisant des maillages structurés ou non structurés et elles mènent aussi à des schémas robustes.

Le principe de la méthode des volumes finis consiste essentiellement:

- ❖ La discrétisation du domaine considéré en volumes 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.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, comme indiqué dans la Fig. (2.1). Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction y [3].

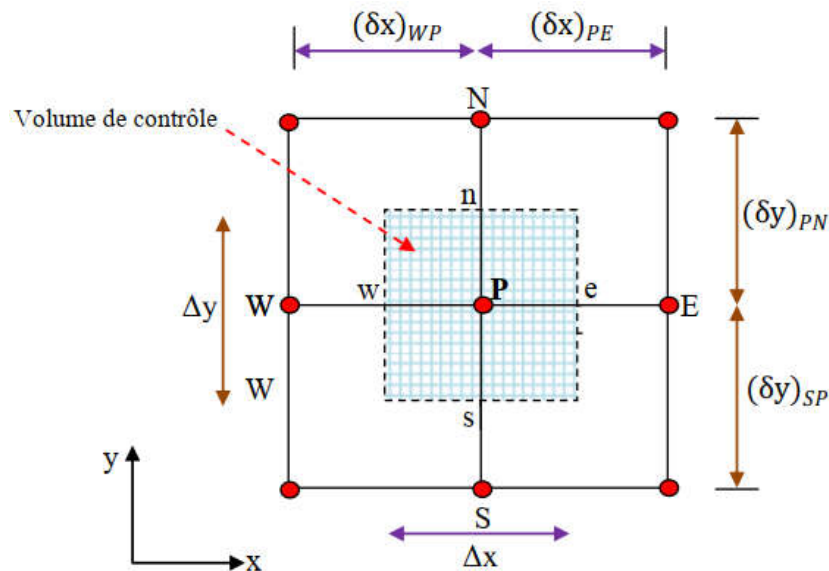


Fig. 2.1 Volume de contrôle typique pour une situation 2D [3].

Les avantages de la méthode des volumes finis par rapport à les autres méthodes sont :

- ❖ Approche très compatible avec les phénomènes physiques : bilan des flux.
- ❖ S'adapte pour une géométrie quelconque.
- ❖ Fournit plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires.
- ❖ Sa formulation donne la caractéristique de conservation de toute quantité, en bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans un autre.
- ❖ La méthode des volumes finis est la base de fonctionnement de la majorité des codes de simulation : Fluent, Star-CD, CFX...etc.

La méthode de volume finis se base sur la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable P et les composantes u et v de la vectrice 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 (nœuds), ce dernier dont chacun est entouré d'un volume de contrôle où les grandeurs scalaires (pression, températures,...) sont stockées dans ces points alors que les grandeurs vectorielles (vitesses) sont stockées dans les points d'intersection des faces avec les

lignes reliant les nœuds. Les volumes de contrôle unidimensionnels, bidimensionnels, et tridimensionnels, sont présentés dans les figures ci dessous :

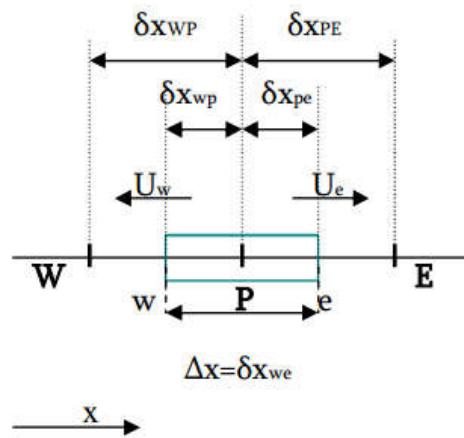


Fig. 2.2 Volume de contrôle unidimensionnel

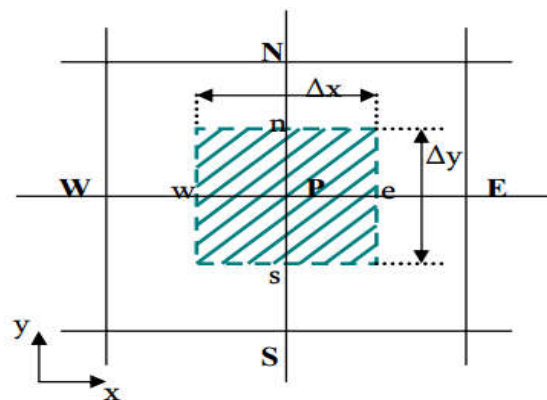


Fig.2.3 Volume de contrôle bidimensionnel.

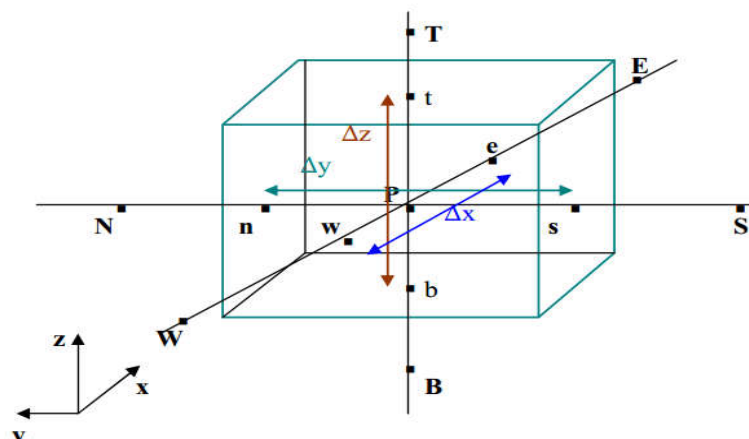


Fig. 2.4 Volume de contrôle tridimensionnel.

Pour avoir une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression, en plus d'une stabilité numérique, il est conseillé d'utiliser un maillage décalé.

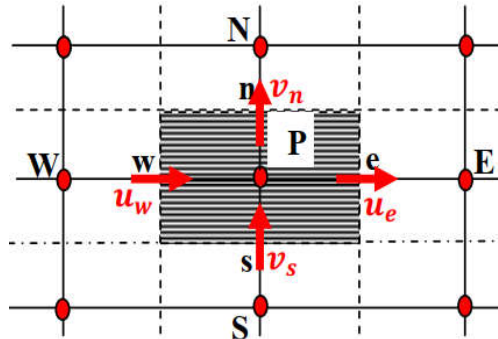


Fig. 2.5 Schéma du maillage [4].

2.4 Présentation des logiciels Gambit et Fluent

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements **Fluent** nécessite, premièrement, la présentation du préprocesseur **Gambit**.

2.4.1 Préprocesseur Gambit

Le **Gambit** est un logiciel de **DAO** (**D**essin **A**ssisté par **O**rdinateur), qui permis de dessiner différentes formes géométriques (2D ou 3D) et de construire un maillage structuré ou non structuré, uniforme ou non uniforme en coordonnées cartésiennes, polaires ou cylindriques. Le **Gambit** aider aussi les analystes et les concepteurs à construire et à mailler des modèles pour les problèmes d'écoulement des fluides et d'autres applications scientifiques. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs [4]. Il comprend un ensemble complet d'outils de génération de maillages surfaciques et volumiques qui permettent de réaliser rapidement des maillages de qualité et garantissent une précision des résultats, notamment, la génération automatique du maillage volumique en tétraèdre. Gambit possède une interface facile à manipuler et qui est constituée de plusieurs fenêtres d'outils d'opération destinées à construire le modèle, générer le maillage et incorporer les conditions aux limites.

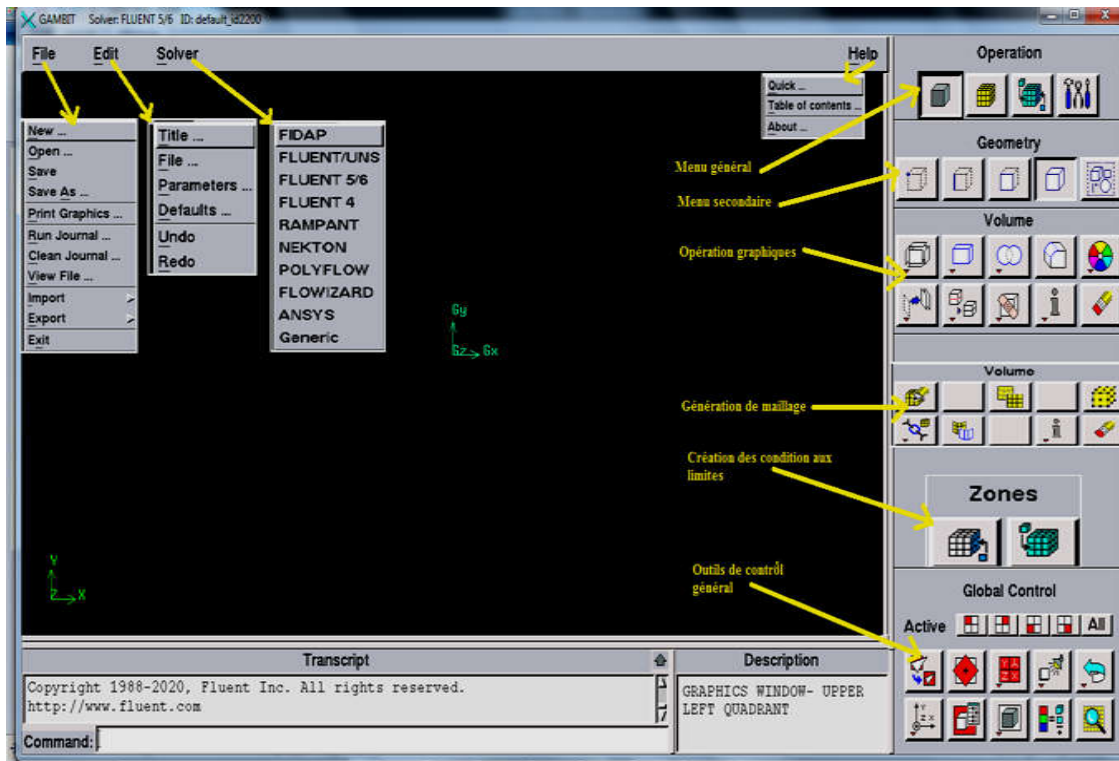


Fig. 2.6 Vue globale de la fenêtre Gambit.

2.4.1.1 Concepts de base

a) Commandes pour la construction de la géométrie

Elle est créée à partir de points, de cotés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation d'effacement et de décomposition.

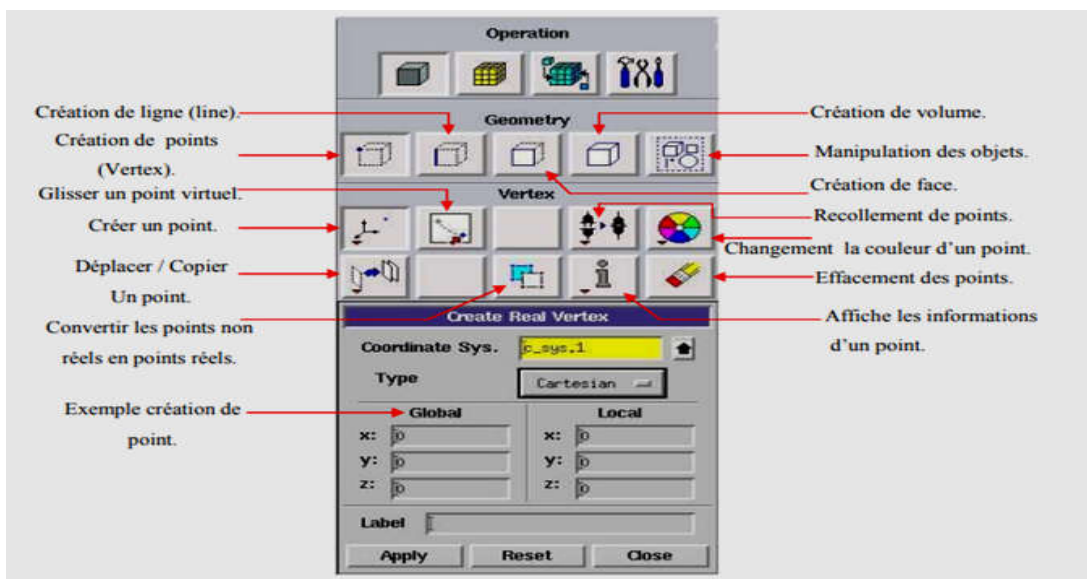


Fig.2.7 Menu de création des éléments de la géométrie.

b) Commandes d'une ligne

Ce menu nous permet de choisir le type de courbe désirée pour relier des points deux à deux suivant ce que l'on recherche. Différents types de courbes sont possibles, ainsi, on peut aussi créer cette ligne par révolution ou bien par symétrie. Chaque ligne possède ensuite un nom précis, ce qui permet de la retrouver si la géométrie n'est pas très claire. Ceci est aussi valable pour les points et pour les volumes.

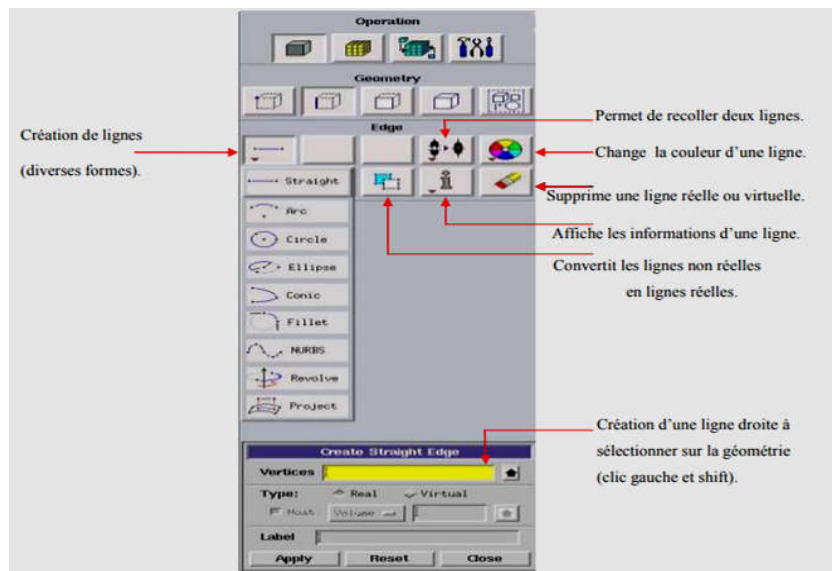


Fig. 2.8 Menu de création des lignes.

c) Commande relatives à une face

On peut créer les faces soit à partir de points existants, avec toutes les géométries possibles, soit par face directement.

d) Commandes relatives à un volume

On retrouve les mêmes options que dans les menus précédents, appliquées aux volumes. On peut créer des volumes par translation de faces ou par rotation. On peut de même regrouper des faces pour en faire un volume. Ce dernier cas est obligatoire si on a une géométrie non construite avec des volumes existants.

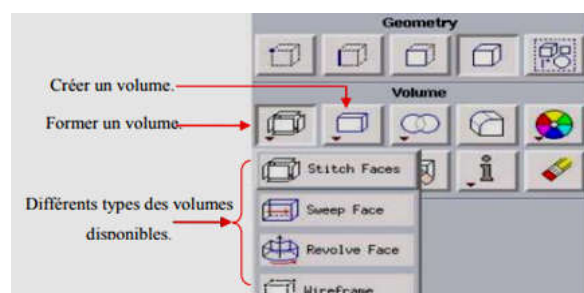


Fig. 2.9 Menu de création des volumes.

e) Commandes de maillage

Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, la manipulation du maillage généré et même la création d'une couche limite.

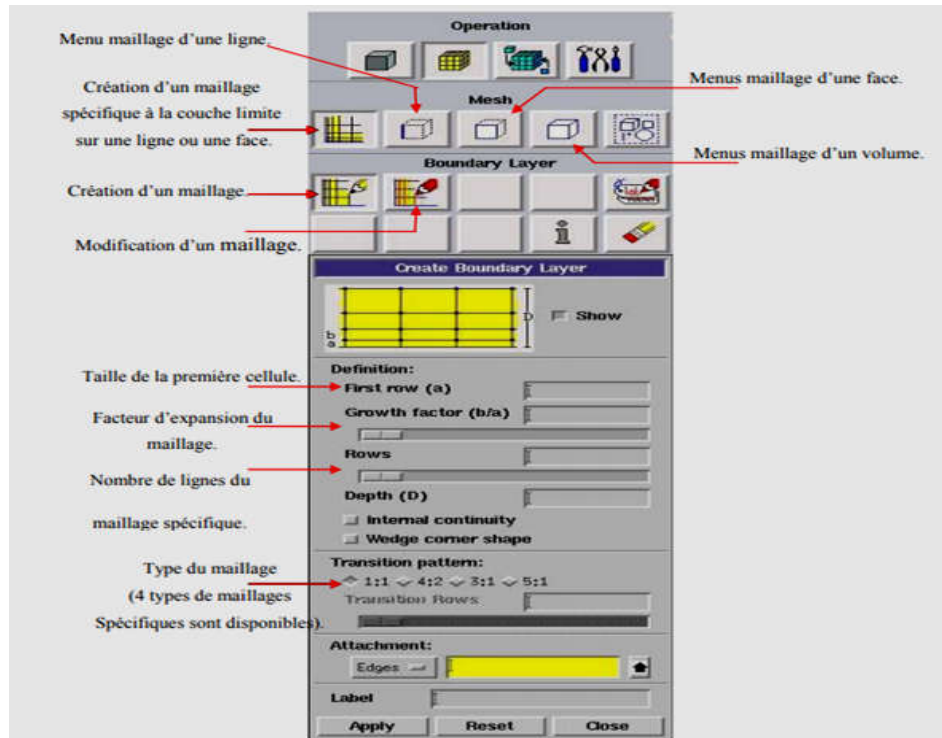


Fig. 2.10 Menu de génération d'un maillage de couche limite.

f) Incorporation des conditions aux limites

Ce menu permet de définir les conditions physiques aux limites du domaine, à savoir si les lignes (en 2D) ou les faces (en 3D) sont des entrées, des sorties de fluide, des surfaces libres, des axes de symétries, des murs...etc. Ici on ne définit que la nature, les valeurs de ces conditions (vitesses, températures...) seront à définir sous **Fluent**. Chaque face extérieure au domaine doit faire partie d'une limite pour que le maillage soit correct, sinon **Gambit** refusera de créer le fichier (.msh) utilisable par Fluent. L'icône bleue renvoie à un menu similaire à celui-ci, mais qui concerne l'état physique du matériau (solide ou fluide) présents à l'intérieur du domaine de calcul. Si vous n'utilisez qu'un seul fluide, il n'est pas nécessaire de le définir (**Fluent** le reconnaît directement). En revanche, si vous avez deux fluides ou plus il est conseillé de les définir séparément.

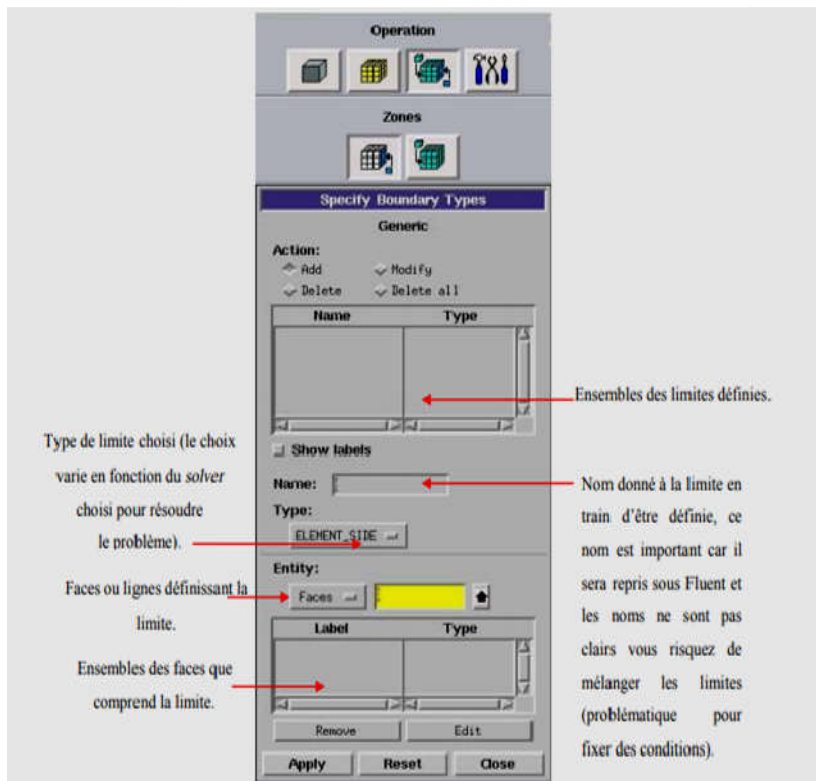


Fig. 2.11 Conditions aux limites.

h) Exportation du maillage de Gambit

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage en fichier **.msh** (**msh** = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

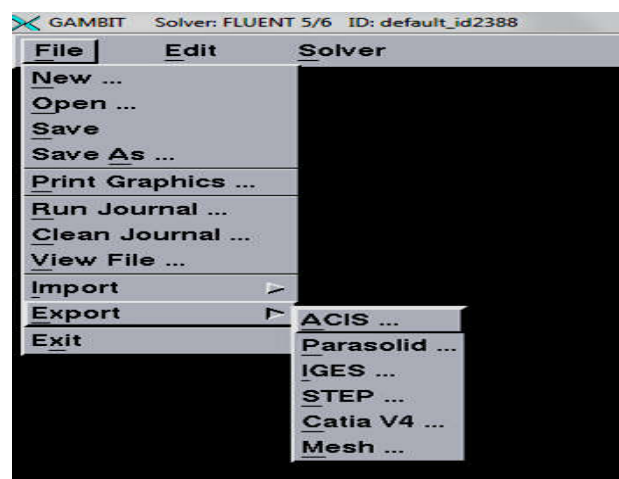


Fig. 2.12 Exportation du maillage.

On peut ensuite fermer **Gambit** en sauvegardant la session (si on souhaite la rouvrir) et lancer Fluent.

2.4.2 Présentation du code FLUENT

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans transfert thermique. **Fluent** utilise la méthode des volumes finis et demande de l'utilisateur **Gambit** de fournir un maillage de domaine, les propriétés physique et les conditions aux limites. Il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter entant que plusieurs processus simultanés sur un seul PC de travail ou sur des machines en parallèles. Le code 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, la formation de polluants, les écoulements multiphasiques, comme on peut prédire le bruit produit dans les domaines aérodynamiques et modéliser la solidificationetc.

2.4.2.1 Procédure de calcul par Fluent

La première chose à faire quand vous entrez sous fluent est de choisir le type de résolution que Fluent va avoir à faire : résolution 2D ou 3D, (Fig. 2.13).

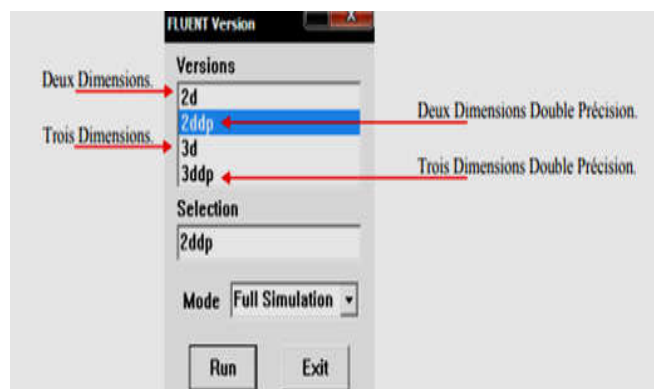


Fig. 2.13 Type de résolution.

- ❖ **File** : pour les opérations concernant les fichiers : lecture, sauvegarde, importation... etc.
- ❖ **Grid** : pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie ;
- ❖ **Define** : pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites ;
- ❖ **Solve** : pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisations, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul ;
- ❖ **Adapt** : pour l'adaptation du maillage selon plusieurs paramètres ;
 - ❖ **Surface** : pour créer des points, des lignes et des plans nécessaires à l'affichage des résultats.

- ❖ **Display et plot** : pour l'exploitation des résultats.
- ❖ **Report** : pour afficher des rapports contenant les détails du problème traité.
- ❖ **Parallel** : pour le calcul parallèle.
- ❖ **Help** : pour l'exploitation du contenu du code.

On peut résumer les différentes étapes à suivre dans le code de calcul **Fluent** comme suit :

- **File → Read → Case** : cette étape permet de lire le fichier (exemple : **tp1.msh**).
- **Grid → Scale** : pour vérifier l'unité des dimensions du domaine de calcul.
- **Define → Models → Solver** : Préciser le solveur de propriétés. 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.
- **Define → Models → Energy** : Formulation de l'équation d'énergie
- **Define → Models → Viscous**:

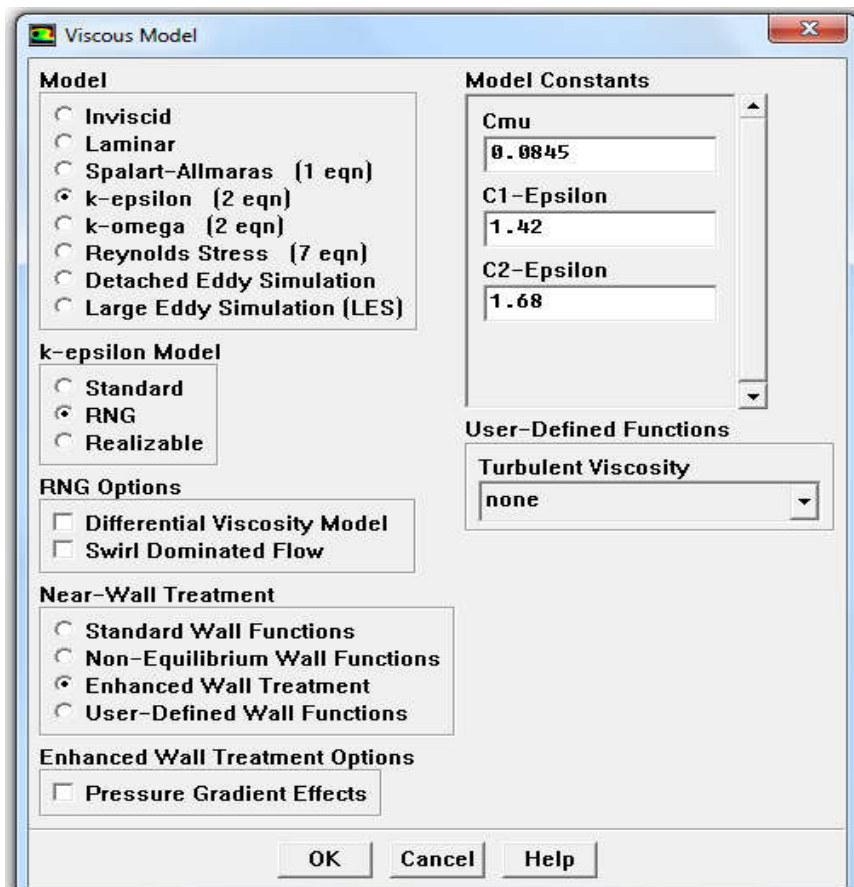


Fig. 2.14 Définition du model de turbulence.

- **Define → Materials** : pour définir les propriétés des matériaux (choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques).

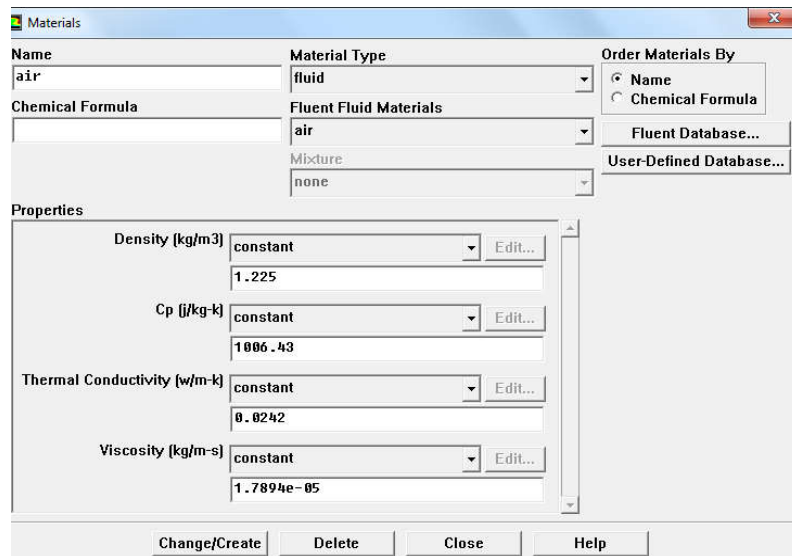


Fig. 2.15 Définition des propriétés des matériaux.

- **Define→Operating→Conditions** : Définir les conditions de références, introduction des conditions de fonctionnement (ici la pression, la température, la gravité) :

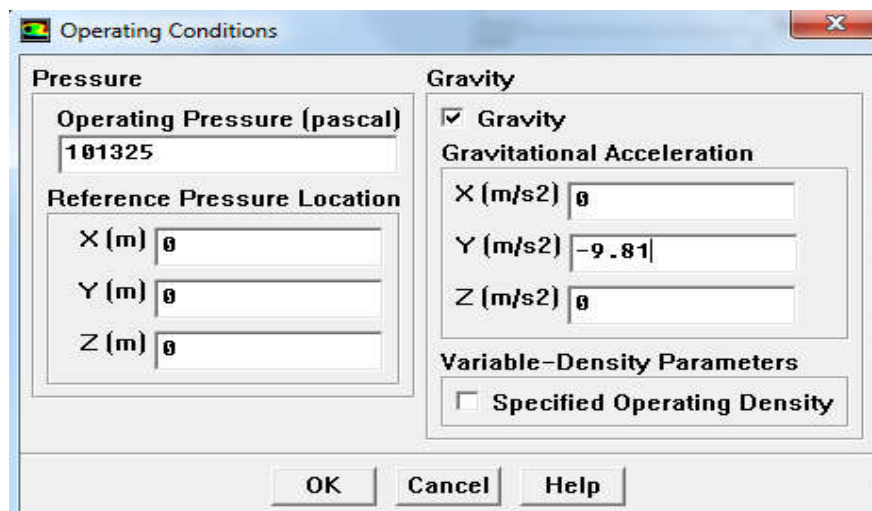


Fig. 2.16 Insertion des valeurs de référence.

- **Define→Boundary Conditions** : Définir les conditions aux limites: Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre "Boundary condition". Après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites.

Solve→Controls→Solution : Choix du schéma de discrétisation : Pour la pression, les équations de quantité de mouvement et de l'énergie le schéma « Upwind » avec une précision du 2nd ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective. On doit choisir aussi les facteurs de sous relaxations et l'algorithme pour le couplage pression-vitesse.

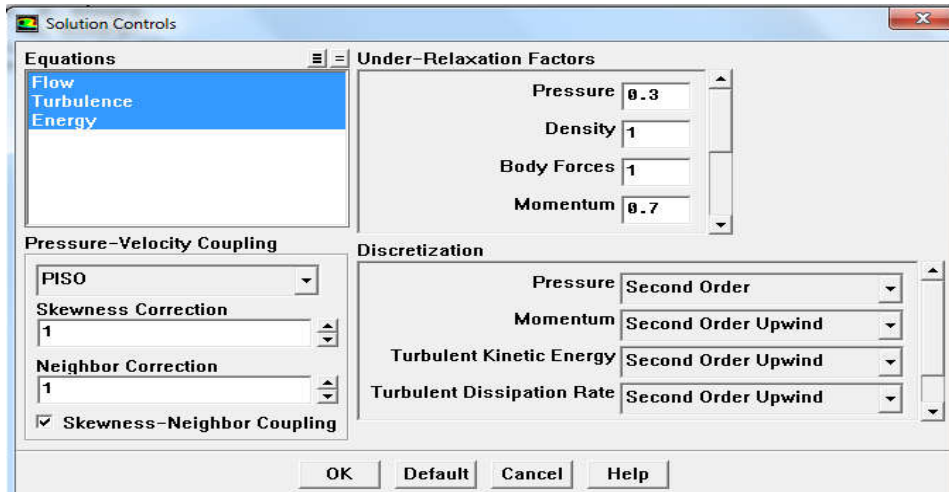


Fig. 2.17 Choix des schémas de discrétisation.

- **Solve**→**Monitors**→**Residual** : Faire activer l'option "plot" dans la fenêtre "Residual Monitors" et choisir les critères de convergence.

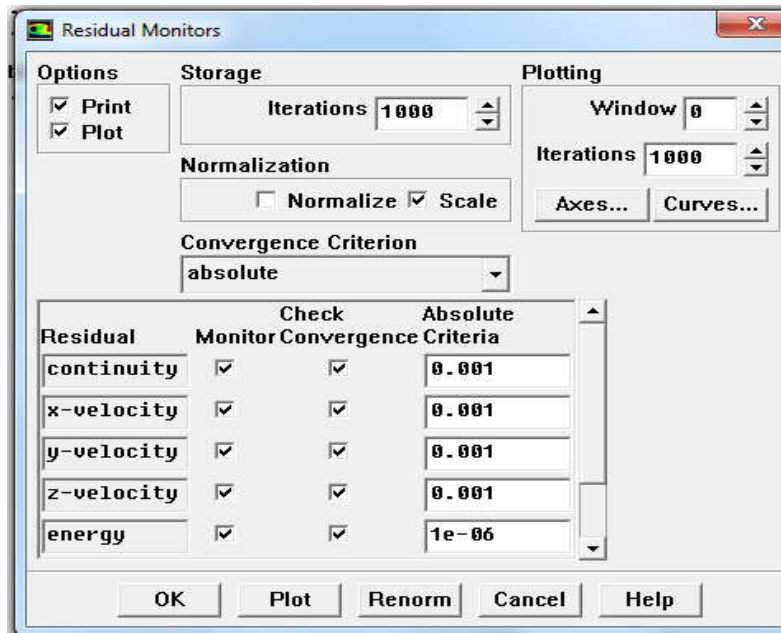


Fig. 2.18 Choix des critères de convergence.

- **Solve**→**Initialize** : Initialisation de tous les variables avant de commencer les calculs.

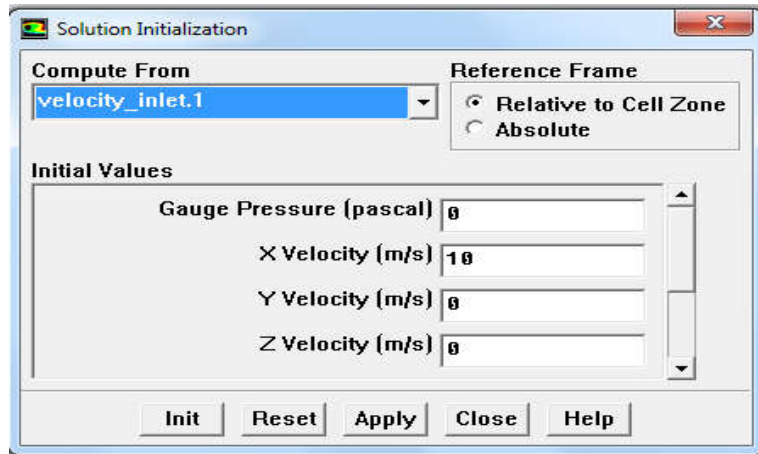


Fig. 2.19 Enregistrement des données insérées.

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

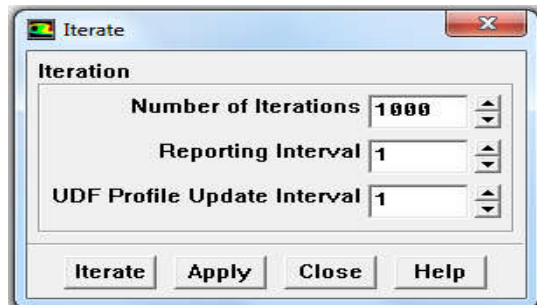


Fig. 2.20 Lancement des itérations.

2.5 Domaine de calcul

Les diamètres utilisés dans le cas des tubes ovale sont représenté sur la figure 2.21.

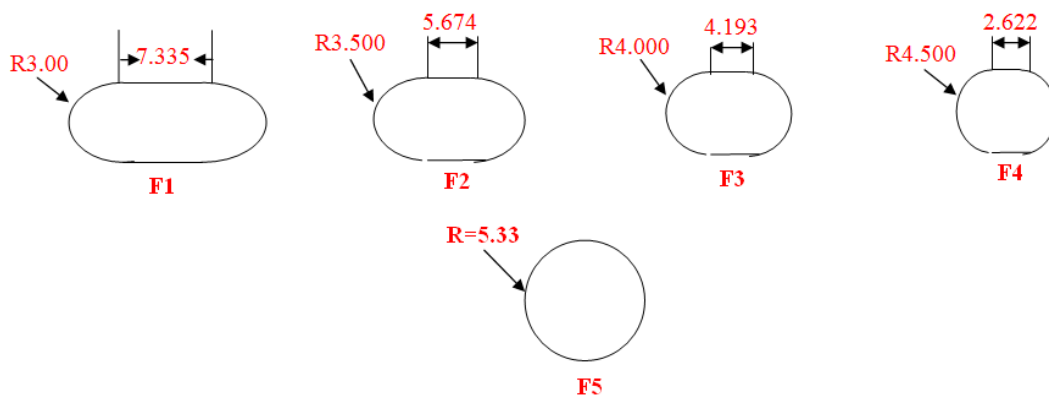


Fig. 2.21. Diamètres des tubes ovales.

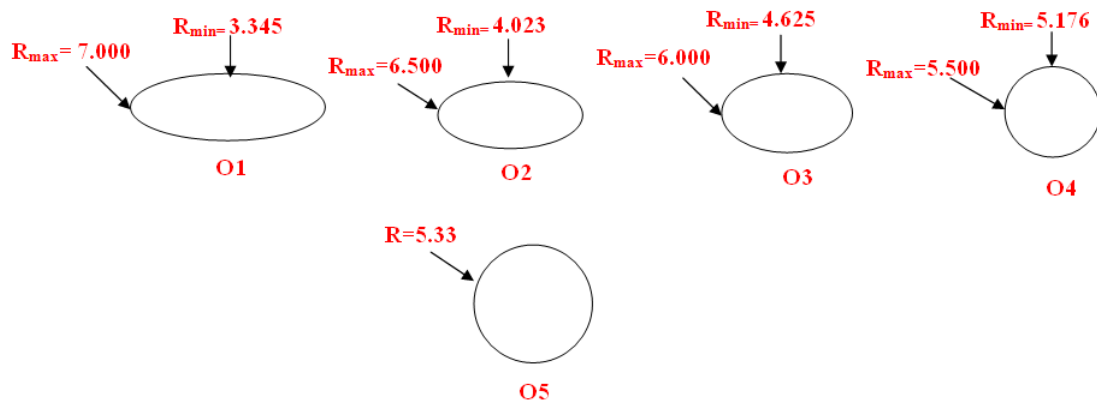
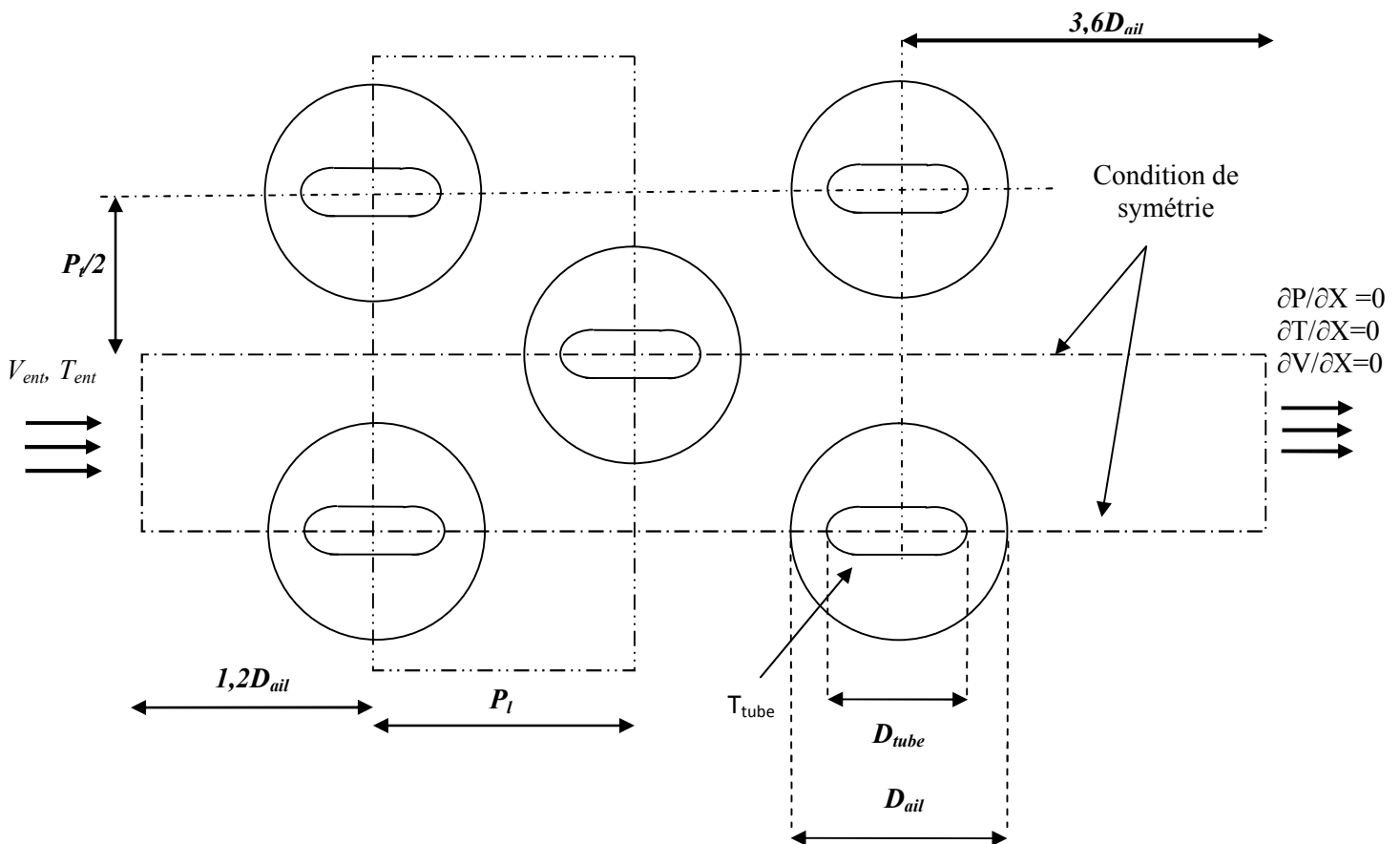
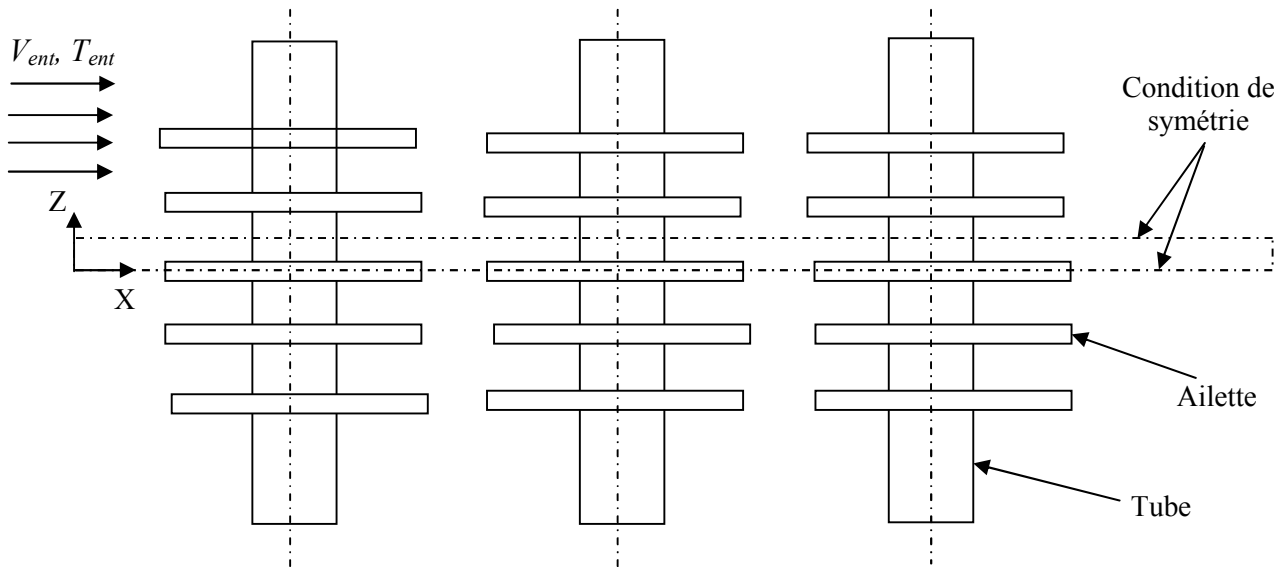


Fig.2.22. Diamètres des tubes elliptiques.

La figure ci-dessous présente un schéma du modèle qu'on a simulé pour le cas d'un faisceau de 3 rangées de tubes ovales à ailette circulaire avec l'arrangement décalé. On se base sur la condition de symétrie entre les tubes et les ailettes, la cellule entre deux surfaces adjacentes d'ailettes est simulée. La géométrie de l'échangeur étudiée ainsi que les conditions aux limites sont également insérées dans cette figure.



a) Section transversale.



b) Section longitudinale

Fig. 2.23 Domain de calcul d'un faisceau de trois rangées (lignes pointillées), avec les conditions aux limites

Le tableau (2.1) représente les différentes dimensions géométriques qui définissent un

Paramètres géométriques	Longueur (mm)
Diamètre d'ailette	40
Epaisseur d'ailette E_a	0.5
Nombre de rangées N	3
Pas longitudinal P_l	42
Pas transversal P_t	46
Espacement entre ailettes S_{ail}	3

Tableau 2.1 Dimensions de l'échangeur de chaleur utilisée dans la présente étude.

2.6 Maillage

La création de toutes les géométries ainsi que leurs maillages ont été faits 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 les caractéristiques thermo-hydrauliques dans les géométries

complexes. Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages: maillage structuré, non structuré ou hybride. Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille des mailles. Pour ce la, nous avons déterminé les valeurs du flux thermique échangé et la chute de pression pour différents maillages du domaine étudié. Pour tous les simulés, le nombre des mailles utilisés est varié dans l'intervalle 1.600.000 - 2.200.000 maille de type hexaèdres (voir la figure 2.23).

2.7 Conditions aux limites

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

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

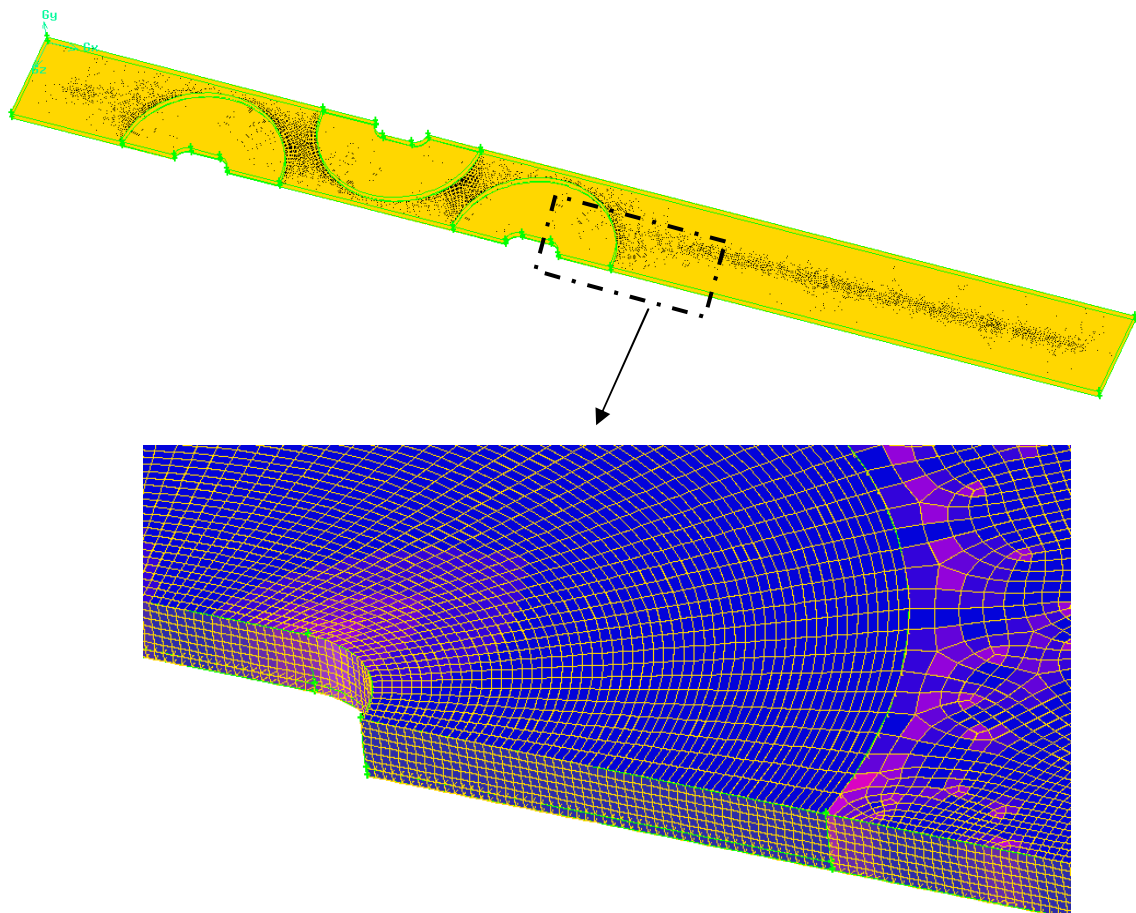


Fig. 2.24 Maillage du domaine de calcul.

- Condition de sortie : à la sortie du domaine de calcul, on assume que le gradient de tous les paramètres est nulle (**Outflow** condition).
- Condition de parois : Une température constante ($T_{tube} = 343K$) 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 (vitesse nulle à la paroi).
- Conditions de symétrie : Aux plans de symétries on a assumé un flux thermique et un débit d'écoulement nuls. A ces plans, la composante normale de la vitesse est zéro, c.-à-d. aucun flux convectif à travers ces plans. Ainsi, les gradients de température et les composants tangentiels des gradients de vitesse dans la direction normale sont nulles.

2.8 Définition des propriétés physiques

La définition des propriétés physique (conductivité thermique, densité, viscosité et chaleur spécifique) du fluide et du solide est un facteur nécessaire pour résoudre numériquement un problème thermodynamique.

Dans cette étude, le débit d'air passant entre les ailettes transfère de la chaleur à la surface d'ailettes et de tube, d'où la chaleur est transférée au liquide réfrigérant. Cependant, dans cette étude, on suppose que l'air soit sec, on néglige l'effet de condensation. Les ailettes (corps solides) sont en Inox.

($\lambda_{inox} = 14.9W/m.K$ $C_p=477J/kg.K$, $\rho=7900kg/m^3$). Dans "Fluent", les propriétés thermo-physiques de l'air sont : ($\lambda=0,0242 W/m.K$, $C_p=1006.43 J/kg.K$, $\rho=1.225 kg/m^3$, $\mu=1.7894 \times 10^{-5}$) sont prises pour une température de référence ($T_{ref} = 288,16K$).

Références

- [1] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [2] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers,," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [3] M.CHaour, "Interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans une cavité différentielle ment chauffée," Constantine, 2010.
- [4] G.Mabrouk, "Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement," Constantine, 2010.

Chapitre 3

Résultats et discussion

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un faisceau de trois rangées des tubes ovales et elliptiques à ailettes circulaires. Le code de calcul en CFD FLUENT 6.2 a été utilisé pour analyser et examiner l'effet de la forme des tubes sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur. Ces résultats ont été obtenus pour un intervalle de nombre de Reynolds ($2647 \leq Re \leq 10226$) où le modèle de turbulence $K-\epsilon$ (RNG) a été sélectionné.

Ce chapitre traite essentiellement les résultats des investigations réalisées sur l'effet de la forme des tubes sur le flux thermique échangé, la chute de pression (perte de charge) et le coefficient de performance dans un faisceau de trois rangées de tubes. Les résultats ont été présentés sous forme des courbes, des tableaux et des contours de température.

3.1 Méthode da calcul des caractéristiques thermodynamiques

Le flux thermique échangé entre les surfaces solides chaudes et l'air froid pour chaque géométrie a été calculé par la relation suivante :

$$\Phi = \dot{m} C_p (T_{\text{sort}} - T_{\text{ent}}) = \dot{m} (C_p T_{\text{sort}} - C_p T_{\text{ent}})$$

$$\text{Donc, } \Phi = \dot{m} (H_{\text{sort}} - H_{\text{ent}}). \quad (3.1)$$

H : enthalpie total du fluide qui est été calculé par Fluent comme il est présenté dans la figure ci-dessous :

➤ **Report** → **Surface Integrals** :

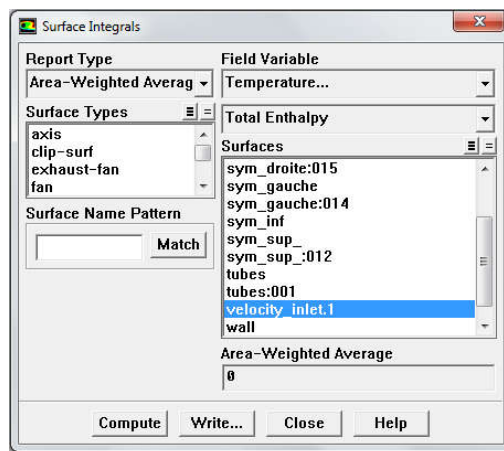


Fig. 3.1 : Méthode de calcul de l'enthalpie totale.

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 :

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

P_{ent} , P_{sort} : représente, respectivement, la pression totale du fluide à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul.

➤ **Report** → **Surface Integrals** :

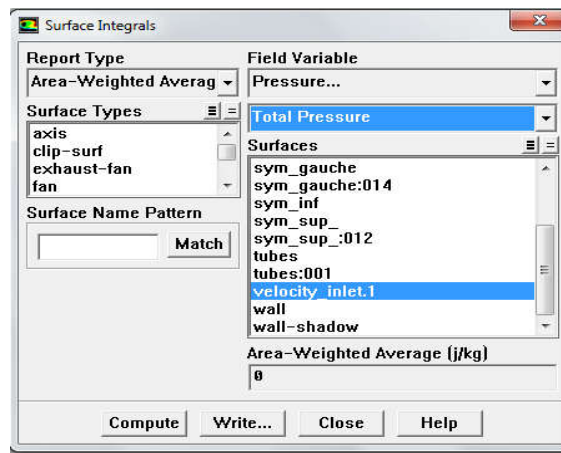


Fig. 3.2 Méthode de calcul de la chute de pression.

Dans le but de la détermination de la géométrie optimale d'un échangeur thermique, le coefficient de performance "K" d'un faisceau a été utilisé par les chercheurs pour comparer entre les différents types d'échangeurs.

$$K = \Phi / (V' \cdot \Delta P) \quad (3.3)$$

V' : est le débit volumique de l'écoulement du fluide (m^3/s), qui a été calculée par la relation suivante :

$$V' = V \cdot S_{\text{ent}}$$

V : vitesse de l'écoulement, S_{ent} : surface d'entrée.

L'équation (3.3) concerne le gain du flux thermique échangé $\phi(W)$ par l'échangeur thermique à la consommation d'énergie $V' \cdot \Delta P$ (W). La valeur maximale de ce rapport indique que le faisceau de tubes a une performance énergétique élevée.

3.2 Résultats et discussion

3.2.1 Effet de la forme des tubes

Pour analyser l'effet de la forme des tubes, pour l'arrangement décalée, sur le transfert de chaleur, la chute de pression et le coefficient de performance, les autres paramètres géométriques étaient : $N= 3$ rangs, $E_{ail}= 0,5\text{mm}$, $S_{ail}= 3\text{mm}$, $D_{ail}=40\text{ mm}$, $P_{\bar{r}}= 46\text{mm}$, $P_{\bar{r}}= 42\text{mm}$. Les résultats de l'effet de la forme des tubes ont été trouvés pour un intervalle de nombre de Re ($2647 \leq Re \leq 10226$). Cette investigation numérique à pour objectif de déterminer la meilleure configuration des tubes (ovale et elliptique).

3.2.1.1 Cas des tubes ovales

Les résultats de la variation du flux convectif échangé, chute de pression et du coefficient de performance avec le nombre de Re sont représentés, respectivement, sur les courbes des figures (3.3), (3.4) et (3.5).

Parmi les cinq configurations des tubes ovales, la fig.3.3 montre que les formes des tubes F3 et F5 (forme circulaire) fournissent les meilleures valeurs du flux thermique. Cependant, les configurations **F1**, **F2** et **F4** ont des valeurs de flux thermique inférieures comparativement avec la forme conventionnelle circulaire.

Les résultats de la figure 3.4 montrent que toutes les configurations des tubes ovales **F1**, **F2**, **F3** et **F4** ont des valeurs de perte de charge inférieure par rapport au tube circulaire **F5**. Cela peut être expliqué par le fait que la forme ovale des tubes réduite d'une façon importante la force de traîné comparativement avec la forme circulaire. D'une autre parte, quelque soit la valeur du nombre de Re, la géométrie **F1** fournit la plus faible valeur des pertes de charge. Les résultats de la fig. 3.4 montrent également que la différence entre les tubes est affectée par la valeur du nombre de Re. Par exemple, la chute de pression pour la configuration du tube F5 est de 43% (pour $Re= 2833$) et 40% (pour $Re= 10226$) plus grand que la configuration du tube F1.

Les résultats de l'effet de la forme des tubes sur le coefficient de performance K de l'échangeur de chaleur sont présentés sur la figure (3.5). On peut remarquer que la meilleur valeur du coefficient K a été trouvée pour la configuration F1, alors que les tubes en forme circulaire F5 donnent les faibles valeurs de ce coefficient. Cependant, les résultats de cette figure affirment que la différence entre les tubes est affectée par la valeur du nombre de Re. Par exemple, le coefficient de performance des tubes F1 est de 40% (pour $Re= 2833$) et 36% (pour $Re= 10226$) plus grand que celle donné par les tubes F5.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet de la géométrie des tubes ovales, nous avons représenté sur la figure (3.6) les contours de température pour les deux configurations F1 et F3, avec la même vitesse d'entrée du fluide ($V_{ent} = 14 \text{ m/s}$). On remarque que le gradient de température suivant la direction de l'écoulement est plus grande dans le cas des tubes en forme de F1 comparativement avec le cas des tubes en forme F3. Cela affirme que la géométrie des tubes F1 donne le bon échange thermique.

L'analyse ci-dessus nous permet de conclure que, quelque soit la valeur du nombre de Re , la géométrie des tubes ovales F1 est la plus performante parmi les autres configurations examinées dans ce travail.

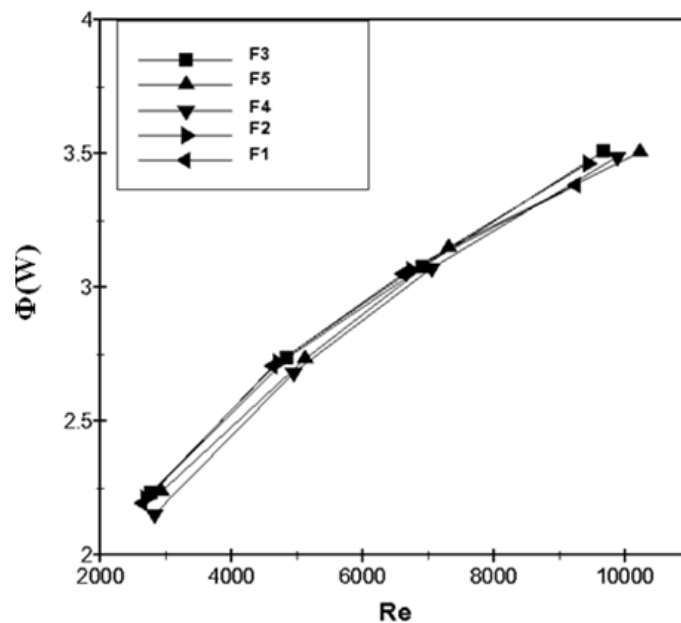


Fig. 3.3 : L'effet des formes ovales sur le flux thermique échangé.

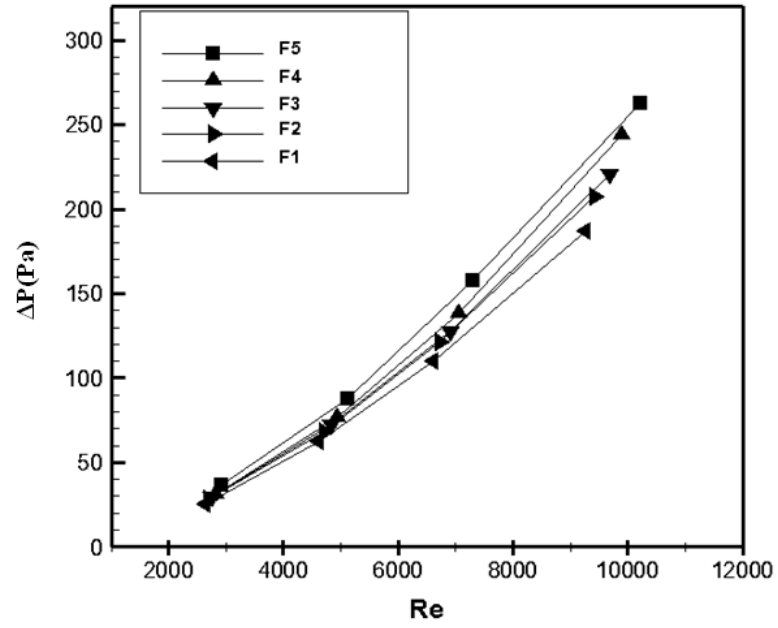


Fig. 3.4: L'effet des formes ovales sur la perte de charge.

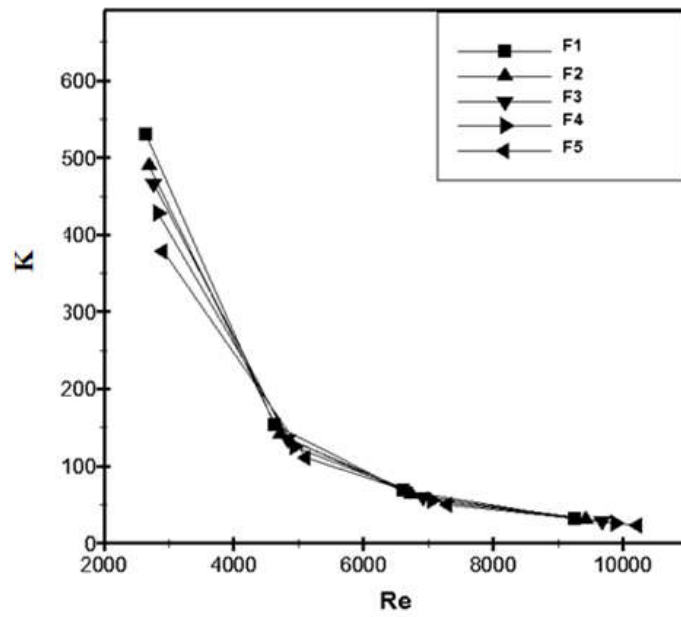


Fig. 3.5 : Effet de la géométrie des tubes ovales sur le coefficient de performance.

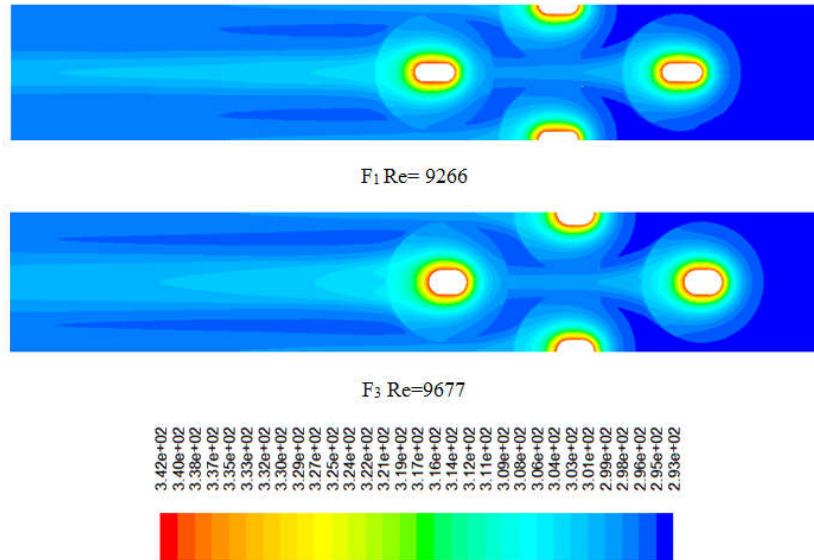


Fig. 3.6 Contours de températures pour la forme ovales.

3.2.1.2 Cas des tubes elliptiques

L'effet de l'ellipticité des tubes sur le flux thermique, la perte de charge et le coefficient de performance K dans l'intervalle du nombre de Reynolds ($2647 \leq Re \leq 10226$) sont illustré, respectivement, sur les figures (3.7), (3.8) et (3.9). On constate que le tube elliptique **O1** présent des valeurs plus élevée de flux thermique et de coefficient de performance, par contre il a une faible valeur de perte de charge, par rapport aux autres configurations des tubes elliptique. Quelque soit la valeur du nombre de Re , la forme des tubes **O2** donne la plus faible intensité de transfert de chaleur (voir la Fig. 3.7).

La figure (3.8) montre que les tubes elliptiques en forme **O1**, **O2** et **O3** ont des valeurs de perte de charge inférieure comparativement avec les tubes en forme circulaires **O5**. Cependant, la différence de perte de charge entre les tubes augmente avec le nombre de Reynolds.

Les résultats du coefficient de performance K indiquent que toutes les configurations des tubes elliptiques ont des valeurs élevées du coefficient K par rapport au tube circulaire **O5** (voir la fig. 3.9).

Dans la figure (3.10) nous avons représenté les contours de température pour les deux géométries des tubes elliptiques **O1** et **O2**, avec un nombre de Reynolds égale à 10226. Cette figure montre clairement que le gradient de température suivant la direction de l'écoulement est plus grande dans le cas des tubes en forme de **O1** comparativement avec le cas des tubes

en forme O2. Cela affirme que la géométrie des tubes O1 est plus performante thermiquement comparativement avec la forme des tubes O2.

D'après l'analyse ci-dessus concernant les résultats de l'effet de l'ellipticité des tubes, on peut conclure que les tubes de forme O1 ont la meilleure performance énergétique. Cependant, la comparaison entre les deux meilleures configurations F1 et O2 (voir Fig. 3.5 et 3.9) indique que les tubes en forme F1 est la plus performant sur tout l'intervalle du nombre de Reynolds.

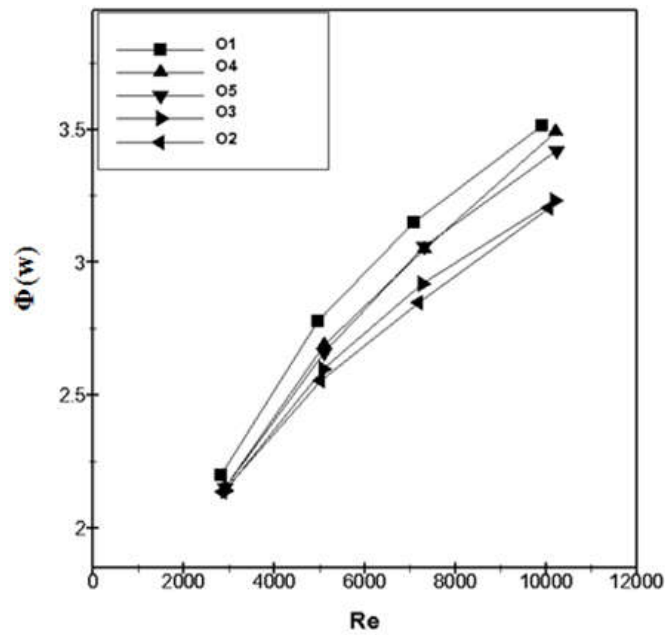


Fig.3.7 : L'effet des formes elliptiques sur le flux thermique.

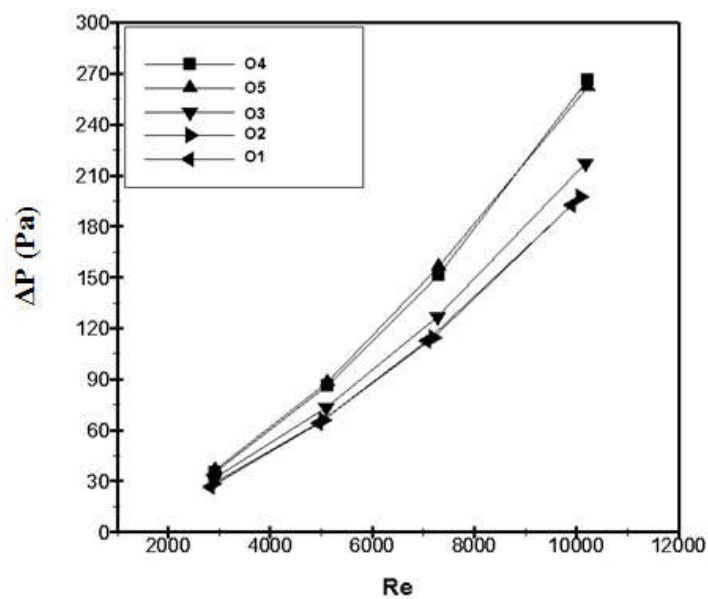


Fig.3.8: L'effet des formes elliptiques sur la perte de charge.

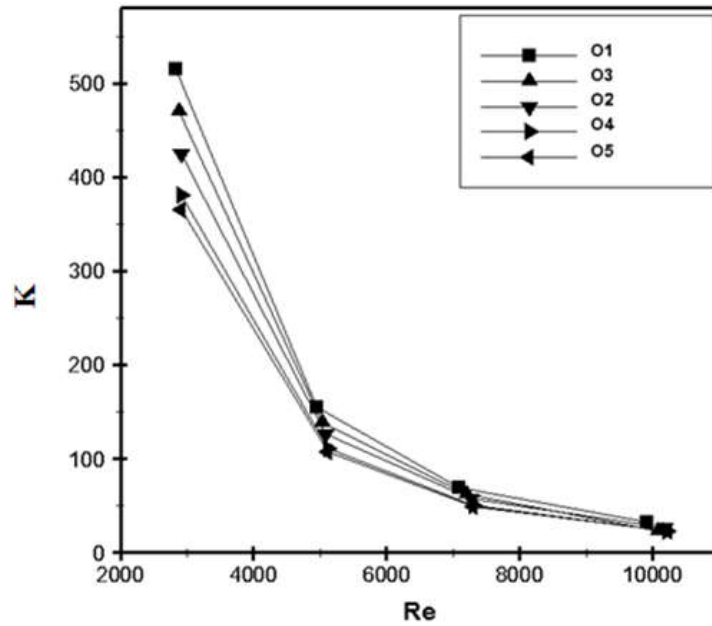


Fig.3.9: L'effet des formes elliptiques sur le coefficient de performance.

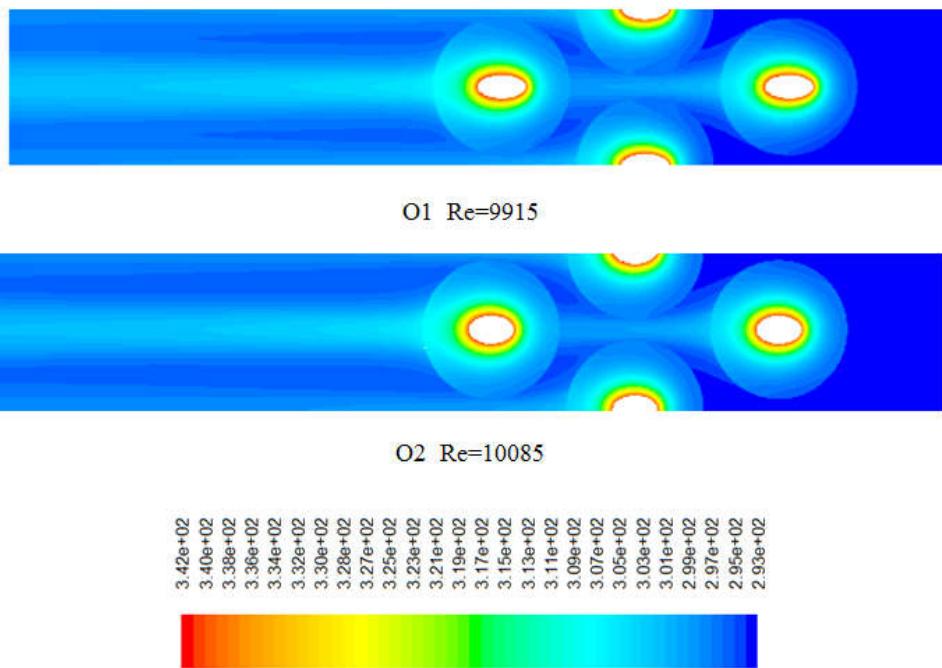


Fig. 3.10 Contours de températures pour la forme elliptique.

3.2.2 Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur l'intensité de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur est le développement de la couche limite où sa forme et taille 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. Les tableaux ci-

dessous présentent la variation du flux thermique échangé Q (W), les pertes de charge ΔP (Pa) et le coefficient de performance en fonction du nombre de Reynolds pour les géométries de tubes F1 et F3 (tableau 3.1) et O1 et O2 (tableau 3.2). Les résultats présentés dans ces tableaux montrent que, pour les deux formes des tubes ovales et elliptiques, le flux thermique et la perte de charge augmentent avec le nombre de Re, alors que, le coefficient de performance diminue.

Tubes ovales							
F1				F3			
Re	Φ(W)	ΔP(Pa)	K	Re	Φ(W)	ΔP(Pa)	K
2833	2,2	25,68	530,58	2765	2,23	29,68	466,78
4633	2,7	62,34	154,068	4838	2,74	72,17	134,53
6618	3,04	109,83	68,97	6912	3,08	127,61	59,88
9266	3,4	186,84	32,15	9677	3,51	220,56	28,23

Tableau 3.1 Effet du nombre de Re sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance pour la forme des tubes F1 et F3.

Tubes elliptiques							
O1				O2			
Re	Φ(W)	ΔP(Pa)	K	Re	Φ(W)	ΔP(Pa)	K
2833	2,20	26,54	514,81	2882	2,14	28,25	469,72
4957	2,78	63,90	154,40	5043	2,56	65,73	138,03
7082	3,15	112,72	69,39	7204	2,85	114,17	62,02
9915	3,51	192,26	32,42	10085	2,59	197,13	23,32

Tableau 3.2 Effet du nombre de Re sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance pour la forme des tubes O1 et O2 elliptique.

Conclusion générale

Dans ce travail de recherche, nous avons effectuée une série de simulations numériques en 3D, par le code de calcul Fluent 6.2, afin de déterminer et de comparer les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de plusieurs formes de tubes à ailettes circulaires. L'objectif principal de cette étude est de déterminer l'effet de la géométrie des tubes (ovale et elliptique) et du nombre de Reynolds sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance d'un échangeur thermique. Cette approche numérique a été réalisée sur un faisceau de trois rangées de tubes en arrangement décalé. Le but de ces calculs numériques est de déterminer la meilleure forme des tubes à ailettes annulaires.

Avec la considération d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires et sous la gamme proposée des nombres de Reynolds ($2647 \leq Re \leq 10226$), l'écoulement dans le faisceau de tubes ailetés a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues par la méthode des volumes finis. Le modèle k- ϵ (RNG) a été choisi afin d'assurer la fermeture du modèle mathématique, alors que l'algorithme PISO a été sélectionné pour le couplage vitesse-pression.

Les principaux résultats dérivés de cette investigation numérique peut être résumés dans les points suivants :

- 1) Dans la construction des échangeurs de chaleur, il faut choisir une géométrie des tubes qui donne un bon échange thermique avec un minimum de puissance de pompage (faible perte de charge).
- 2) Quelque soit la forme des tubes ovales ou bien elliptiques le flux thermique et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds, par contre le coefficient de performance diminue.
- 3) Parmi les formes des tubes ovales, la configuration F1 donne une meilleure performance par rapport aux autres configurations.
- 4) Quelque soit la valeur du nombre de Re, la géométrie des tubes elliptiques O1 est la plus performante comparativement avec les autres configurations examinées dans ce travail. Les tubes en forme F1 est la plus performant sur tout l'intervalle du nombre de Reynolds comparativement avec les tubes en forme O1.

ملخص

اقترحنا استخدام برنامج حساب ثلاثي الأبعاد للسوائل الديناميكية (CFD) لمحاكاة مشكلة النقل الحراري في المبادلات الحرارية. الهدف من هذه المقاربة العددية هو دراسة الخصائص الحرارية والهيدروليكية للمبادلات الحرارية ذات ثلاثة صفوف بزعانف دائرية، مع نوعين من الأنابيب (بيضاوية واهليلجية الشكل). تم استخدام نموذج الاضطراب (RNG k-ε) لبرنامج فلوانت لتحديد الشكل الامثل للأنابيب التي توفر أعلى أداء حراري وهيدروليكي. سمحت لنا هذه المحاكاة أيضا بعرض تأثير شكل الأنبوب ورقم رينولدز (الذي يتراوح بين 2647 إلى 10226) على التدفق الحراري، انخفاض الضغط و معامل الاداء. أظهرت النتائج أن شكل الأنابيب ورقم رينولدز لها تأثيرات كثيرة على الأداء الحراري و الهيدروليكي للمبادل الحراري. أخيرا. لوحظ أيضا أن الأشكال O1 و F1 تظهر أداء أفضل من الأنواع الأخرى للأشكال البيضاوية و الاهليلجية على التوالي.

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري، زعانف دائرية، أنبوب بيضاوي، أنبوب اهليلجي، فلوانت

Abstract

The use of 3D Computational Fluid Dynamics (CFD) computer code is proposed to simulate the problem of heat transfer in heat exchangers. The objective of this investigation is to study the thermo-hydraulic characteristics of three rows staggered arrangement of annular finned-tube heat exchangers with two shapes of tubes (oval and elliptical). RNG k - ε turbulence model of Fluent is used to determine the best shape of tubes that give the highest thermal flow performance. Next, numerical simulations were performed to present the effect of tube shape and Reynolds number on heat flux, pressure drop and performance coefficient for a range of $2647 \leq Re \leq 10226$. In addition, the shape of the tubes as well as the Reynolds numbers has significant effects on the thermo-hydraulic performance of the heat exchanger. Finally, it is noted that the configurations F1 and O1 exhibit better performance among the other configurations of the oval and elliptical shapes respectively.

Keywords: Heat exchanger, annular fins, oval tube, elliptical tube, Fluent.

Résumé

L'utilisation du code de calcul de la dynamique des fluides (CFD) en 3D est proposée pour simuler le problème de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur. L'objectif de cette approche numérique est d'étudier les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs de trois rangées quinconcé de tubes à ailettes annulaires avec deux formes des tubes (ovales et elliptiques). Le modèle de turbulence RNG k - ε de Fluent a été utilisé pour déterminer la forme optimale des tubes qui donnent les performances thermiques et hydrauliques les plus élevées. Après, les simulations numériques ont été effectuées afin de voir l'effet de la forme des tubes et le nombre de Re sur le flux thermique échangé, la chute de pression et le coefficient de performance pour un intervalle de $2647 \leq Re \leq 10226$. Cette investigation montre que la forme des tubes et le nombre de Re ont des effets significatifs sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur. Finalement, on constate que les configurations F1 et O1 présentent des meilleurs performances parmi les autres configurations des formes ovales et elliptique respectivement.

Mots clés: Echangeur de chaleur, ailettes annulaires, tube ovale, tube elliptique, Fluent.