



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Réf. :/..

Présenté et soutenu par :

Zouhair Aouissi

Le : mardi 9 juillet 2019

Simulation numérique en CFD de la convection mixte autour des tubes à ailettes d'un échangeur de chaleur

Jury :

Mr.	Arfaoui Benarfaoui	MAA	Université de Biskra	Président
Mr.	Abelmoumène Hakim Benmachiche	MCA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr.	Miloud Zellouf	MAA	Université de Biskra	Examineur

Dédicace

A mes parents. Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler. Que Dieu leur procure bonne santé et longue vie.

A mes chers frères et sœurs, et leurs enfants sur qui j'ai toujours pu compter ;

A mes très chers amis, qui ont fait que chacun des instants passés ensemble soit les plus heureux et les plus beaux de ma vie ;

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour l'achèvement de ce modeste travail.

Z. Aouissi

REMERCIEMENTS

Je remercie tout d'abord Dieu tout puissant de m'avoir donné le courage et la force pour réaliser ce modeste travail.

Je remercie Mr. Benmachiche Abdelmoumène Hakim Maître de Conférences à l'Université Mohamed Khider - Biskra, qui a bien voulu accepter de me prendre en charge pour réaliser ce modeste travail;

Je remercie vivement tous les enseignants des départements de Génie Mécanique qui ont participé de près ou de loin à ma formation. Un merci particulier aux membres de mon jury: Mr Miloud Zellouf et Mr Benarfaoui Arfaoui, Maîtres de Conférences l'Université Mohamed Khider - Biskra, d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Sommaire

Dédicaces.....	i
Remerciements.....	ii
Sommaire	iii
Liste des Figures.....	vii
Liste des Tableaux.....	x
Nomenclature.....	xi
Introduction Générale	1

CHAPITRE I : Recherche bibliographique

I.1. Introduction.....	2
I.2. Généralités sur les échangeurs de chaleur.....	2
I.2.1. Définition.....	2
I.2.2. Classification des échangeurs	3
I.2.2.1. Classification suivant l'arrangement de l'écoulement	3
a. Echangeur à co-courants	3
b. Echangeur à contre-courants	4
I.2.2.2. Classification selon le mécanisme	5
a. Echange sans changement de phase	5
b. Les échange avec changement de phase	5
I.2.2.3. Classification suivant le processus de transfert thermique	6
I.2.2.4. Classification suivant le type de transmission de chaleur	6
I.2.2.5. Classification suivant la compacité de surface d'échange	7
I.2.2.6. Classification selon la configuration géométrique	7
I.2.2.6.1. Echangeurs à plaques	7
I.2.2.6.2. Echangeur à tube et calandre	8
I.2.2.6.3. Echangeur de chaleur a doubles tubes concentriques et calandre	8
I.2.2.6.4. Echangeurs spiral	9
I.2.2.6.5. Echangeur à bloc	10
I.2.2.6.6. Un échangeur à lamellaire.....	10
I.2.2.6.7. Echangeur à ailes	11
I.3. Mécanismes de transfert thermique associés aux systèmes de refroidissement	11

Sommaire

I.3.1. La conduction thermique	11
I.3.2. Le rayonnement	13
I.3.3. Transfert de chaleur par convection	14
I.3.3.1. Convection forcée	15
I.3.3.2. Convection naturelle	15
I.3.3.3. Convection mixte	15
I.4. Méthode de calcul des échangeurs de chaleur	16
I.4.1. Différence de température moyenne logarithmique (DTML)	16
I.4.2. Nombre d'unité de transfert ou NUT	18
I.5. Quelques travaux réalisés sur les échangeurs de chaleur	19
I.6. Objectif de notre travail	21

CHAPITRE II: Equation gouvernant

II.1. Introduction	22
II.2. Position de problème	22
II.3. Hypothèse	23
II.4. Equations gouvernant l'écoulement du fluide	24
a- Equation de continuité	24
b- Equation de conservation de la quantité de mouvement	24
c- Equation de conservation de l'énergie	24
II.5. Les nombres adimensionnels	25
II.6. Evaluation des nombre de Nusselt	27
II.7. Méthde numérique adopté par le code fluent	29
II.8. Principe de la méthode des volumes finis	29
II.9. Conditions aux limites	29
II.10. Conclusion	30

CHAPITRE III: Résolution numérique

III.1. Introduction	31
III.2. Logiciel work bench	31
III.3. Choix de la Méthode Numérique	32
III.4. Création de la géométrie	33
III.5. Maillage de domaine	34
III.6. Qualité de maillage	36
III.7. Nomination des surfaces	37
III.8. Insérer les propriétés physiques du système	38
III.8.1. Activation de l'équation d'énergie et la gravité	38
III.8.2. Choix de modèle laminaire	39
III.8.3. Les caractéristiques physiques de fluide et l'ailette	40
III.8.4. Insérer les Conditions aux limites	41
III.9. Lancer le calcul	41
III.10. Conclusion	42

CHPITRE IV: Résultats et discussions

IV.1. Introduction	44
IV.2. Sélection des paramètres adimensionnels	44
IV.3. Validation	45
IV.4. L'effet de la vitesse sur le transfert de chaleur	45
a-Le cas d'aluminium	45
• Distribution de température	46
b-Le cas d'inox	47
c- Etude comparative	48
IV.5. L'effet de l'espacement entre les ailettes sur le transfert de chaleur	48
a-Le cas d'aluminium	49
b-Le cas d'inox	50

Sommaire

• Distribution de vitesse	51
IV.6. Le coefficient d'échange et nombre de Nusselt	52
IV.6.1. Le coefficient d'échange h ($W/m^2 k$)	52
IV.6.1.1. Pour convection mixte	52
a-Aluminium	52
b-Inox	53
IV.6.1.2. Pour convection naturelle ($Re=0$)	54
a-Aluminium	54
b-Inox	54
IV.6.2. Nombre de Nusselt	55
a-Aluminium	55
b-Inox	57
IV.7. Conclusion	57
Conclusion Générale	58

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I.1 : Schéma d'un échangeur tubulaire simple	2
Figure I.2 : Ecoulement à Co-courant.....	3
Figure I.3 : Circulation co-courant (anti méthodique).....	3
Figure I.4 : Ecoulement à contre-courant.....	4
Figure I.5 : Echangeur à contre-courant	4
Figure I.6 : Echangeur à plaques.....	7
Figure I.7 : Echangeur à tubes et calandre.....	8
Figure I.8 : Vue en perspective et une coupe longitudinale de l'échangeur à concentriques et calandre.....	9
Figure I.9 : Echangeurs spiral.....	9
Figure I.10 : Echangeurs à bloc simple et complexe.....	10
Figure I.11 : Un échangeur à lamellaire.....	10
Figure I.12 : Echangeur à ailes.....	11
Figure I.13 : Principe de la conduction thermique.....	12
Figure I.14 : Principe de rayonnement.....	13
Figure I.15 : Action de fluide en mouvement dans la convection.....	14

Chapitre II

Figure II.1 : Le schéma de l'échangeur étudié	22
Figure II.2 : Une ailette circulaire.....	23
Figure II.3 : Géométrie 3D du tube à ailette	23

Chapitre III

Figure III.1 : Création de la simulation sous workbench	33
Figure III.2 : L'ailette circulaire de l'échangeur de chaleur et le domaine de calcul	34
Figure III.3 : Les différents types de maillage	35
Figure III.4 : Maillage du domaine de calcul	35
Figure III.5 .Maillage sur le niveau d'ailette.....	36

LISTE DES FIGURES

Figure III.6 : Volume de contrôle principale tridimensionnel.....	37
Figure III.7 : Décomposition d'un domaine physique en volumes finis bidimensionnels.....	37
Figure III.8 : sélections nommées.....	37
Figure III.9 : Nomination des surfaces dans le système.....	38
Figure III.10 : Établir l'équation d'énergie et la gravité.....	38
Figure III.11 : Les étapes de modèle laminaire.....	39
Figure III.12 : Définition les caractéristiques physiques de fluide et de solide.....	40
Figure III.13 : Conditions aux limites.....	41
Figure III.14 : Les procédures des itérations et l'évolution des résidus de calcul.....	42

Chapitre IV

Figure IV.1 : Variation de flux de chaleur en fonction du nombre de Reynolds, cas d'aluminium pour $s=10\text{mm}$	46
Figure IV.2 : Champ de température (a) pour $Ra=84639.5$ (b) pour $Ra=50783.2$, cas d'aluminium pour $s=10\text{mm}$	46
Figure IV.3 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour $s=10\text{mm}$	47
Figure IV.4 : Variation du flux de chaleur en fonction de nombre de Reynolds.....	48
Figure IV.5 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium pour $s=3\text{mm}$	49
Figure IV.6 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour $s=3\text{mm}$	50
Figure IV.7 : Distribution de la vitesse de l'air entourant, pour $V=0.066\text{m/s}$ cas d'aluminium et $s=10\text{mm}$	51
Figure IV.8 : Les vecteurs de vitesse d'air entrant, $V=0.08\text{m/s}$ cas d'aluminium et $s=10\text{mm}$	51
Figure IV.9 : Variation du flux de chaleur en fonction de l'espacement entre les ailettes.....	52
Figure IV.10 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de nombre de Reynolds.....	53
Figure IV.11 : Variation de coefficient d'échange avec s/h en fonction de $Re[26]$	54
Figure IV.12 : Les résultats de coefficient d'échange h obtenus par notre travail et de référence	55

LISTE DES FIGURES

Figure IV.13 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de différents nombre de Rayleigh, cas d'aluminium.....	56
---	----

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre IV

Tableau IV.1 : Les résultats de flux de chaleur pour le cas d'aluminium.....	44
Tableau IV.2 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium pour $s=10\text{mm}$	45
Tableau IV.3 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour $s=10\text{mm}$	47
Tableau IV.4 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium pour $s=3\text{mm}$	49
Tableau IV.5 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour $s=3\text{mm}$	50
Tableau IV.6 : Une comparaison entre les résultats de flux de chaleur obtenus par notre travail et de référence [25]	51
Tableau IV.7 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium.....	52
Tableau IV.8 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox.....	53
Tableau VI.9 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de nombre de Rayleigh, cas d'aluminium.....	54
Tableau IV.10 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de nombre de Rayleigh, cas d'inox.....	54
Tableau IV.11 : Une comparaison entre les résultats de coefficient d'échange h obtenus par notre travail et de référence [25]	55
Tableau IV.12 : Variation du nombre de Nusselt (Nu_s et Nu_d) en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium.....	55
Tableau IV.13 : Variation du nombre de Nusselt (Nu_s et Nu_d) en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox.....	57

NOMENCLATURE

	Lettre Latine	unité
C_p	Chaleur spécifique	[j/Kg.K]
d	Diamètre de tube	[mm]
D	Diamètre d'ailette	[mm]
e	l'épaisseur d'ailette	[mm]
h	Coefficient d'échange thermique	[W/m ² .K]
p	Pression	[Pa]
S	L'espace entre les ailettes	[mm]
T	Température	[K]
T_m	Température de paroi	[K]
T_{ent}	Température d'entrée de l'air	[K]
V	Vitesse de l'air	[m/s]
Lettre de grecs		
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ρ	La masse volumique	[Kg/m ²]
ρ_0	La masse volumique référence	[Kg/m ²]
β	Coefficient de dilatation	[1/K]
Φ	Flux de chaleur	[W]
η	L'efficacité d'ailette	/
Nombres adimensionnels		
Gr	Nombre de Grashoff	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Ra	Nombre de Rayleigh	/
Re	Nombre de Reynolds	/
St	Nombre de Stanton	/
Ri	Nombre de Richardson	/

Introduction général

Ces dernières années, les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux domaines à savoir (automobile, fusée, centrale nucléaire, centrale thermique, etc.). Le rôle principal de ces échangeurs de chaleur est d'assurer le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Alors ce sont des systèmes thermodynamiques dans les quelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Il existe trois modes de transfert de chaleur : transfert de chaleur par conduction, transfert de chaleur par convection et transfert de chaleur par rayonnement, aussi on distingue trois types de transfert de chaleur par convection : la convection naturelle (libre), la convection forcée et la convection mixte ce dernier est défini comme le mélange entre les deux (convection forcée et convection naturelle). C'est-à-dire les effets de la convection naturelle et de la convection forcée.

L'apparition et le développement d'outils informatiques ont permis ces dernières années aux concepteurs de simuler numériquement en CFD les écoulements très complexes à travers les tubes et les ailettes de ces appareils. Les résultats de ces simulations donnent des aperçus plus approfondis sur les phénomènes thermiques et dynamiques qui se produisent.

Le but de ce travail est d'étudier le processus de la convection mixte qui se produit dans un échangeur de chaleur à tube entouré d'ailettes circulaires. Des simulations numériques sont effectuées pour des différentes valeurs de nombres de Rayleigh et de nombres de Reynolds correspondant à la convection mixte. Le code ANSYS qui est basé sur la méthode des volumes finis est utilisé pour calculer les caractéristiques d'écoulement du fluide et les paramètres de transfert de chaleur par convection mixte autour de tube avec ailettes circulaire.

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres :

L'objectif du premier chapitre est de faire une étude bibliographique sur les échangeurs de chaleur et les modes de transfert de chaleur, On a aussi dans le même chapitre présenté les méthodes de calcul et on a cité quelques travaux réalisés sur les échangeurs de chaleur.

Dans le deuxième chapitre nous présentons la configuration géométrique et physique de notre problème et sa formulation mathématique.

La résolution numérique du problème est abordée dans le troisième chapitre. Dans le même chapitre nous expliquons le fonctionnement du code ANSYS et quelques étapes de calculs effectuées. On a aussi présenté comment introduire les conditions aux limites.

Dans le dernier chapitre, nous avons validé notre résolution numérique par des études disponibles dans la littérature. Concernant les résultats obtenus, nous avons présenté les effets des nombres de Rayleigh Ra et de Reynolds Re sur les caractéristiques de transfert de chaleur.

Finalement, ce mémoire se termine par une conclusion dans laquelle sont relevées les particularités des résultats obtenus.

CHAPITRE I

Recherche bibliographique

I.1. Introduction

L'échangeur de chaleur est un moyen très utilisé dans le secteur industriel pour transmettre la chaleur entre deux fluides ou plusieurs fluides. L'objectif de ce chapitre est faire une étude bibliographique sur les échangeurs de chaleur et les modes de transfert de chaleur, les méthodes de calcul, finalement citer quelques travaux réalisés sur les échangeurs de chaleur.

I.2. Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.2.1. Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui facilite le transfert de chaleur entre deux fluides ou plus à des températures différentes. Ce transfert peut s'effectuer par l'intermédiaire ou non d'un milieu solide.

Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des fluides, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, etc..... [1]

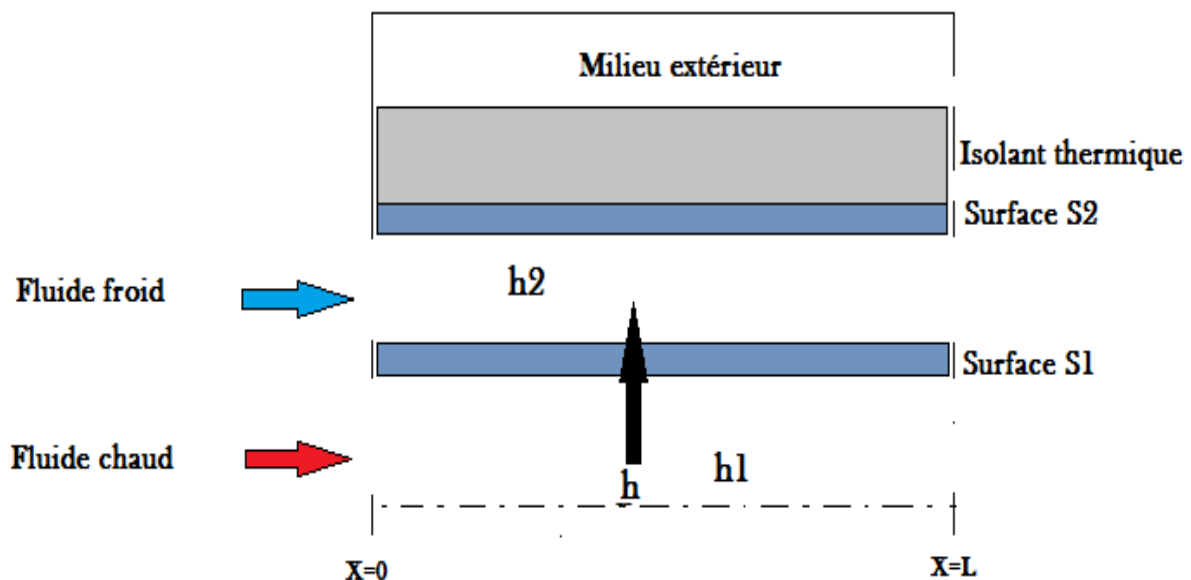


Figure I.1 : Schéma d'un échangeur tubulaire simple.

Il existe deux procédés de transfert de chaleur :

- à contact direct : Dans ce type d'échangeur le transfert de chaleur se fait entre deux fluides immiscibles (un gaz et un liquide en contact direct).
- Contact indirect : Dans ce groupe d'échangeurs de chaleur les fluides sont séparés par une surface imperméable et ne se mélangent pas. Souvent dans l'industrie on ne peut pas se mettre de mélange les deux fluides (à titre d'exemple : le lait et l'eau) [2].

I.2.2. Classification des échangeurs

Les 'échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons, ainsi dans ce qui suit on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants :

La classification des échangeurs de chaleur se fait généralement en fonction de l'arrangement de l'écoulement, processus de transfert, configuration géométrique ou mécanisme de transfert de chaleur.

I.2.2.1. Classification suivant l'arrangement de l'écoulement

Les échangeurs de chaleurs peuvent être classés suivant le sens de l'écoulement des deux fluides chaud et froid [2].

a. Echangeur à co-courants

Il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante.

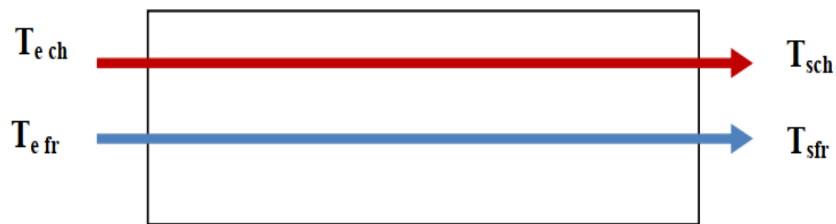


Figure I.2 : Ecoulement à Co-courant [3].

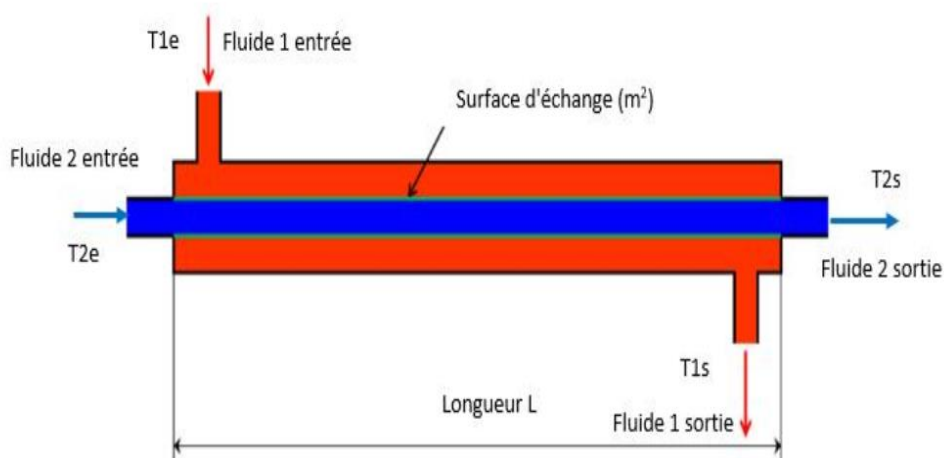


Figure I.3 : Circulation co-courant (anti méthodique) [2].

b. Echangeur à contre-courants

Il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est la plus favorable pour l'échange thermique.

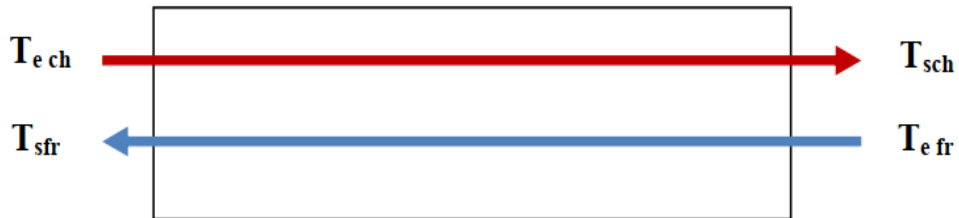


Figure I.4 : Ecoulement à contre-courant [3].

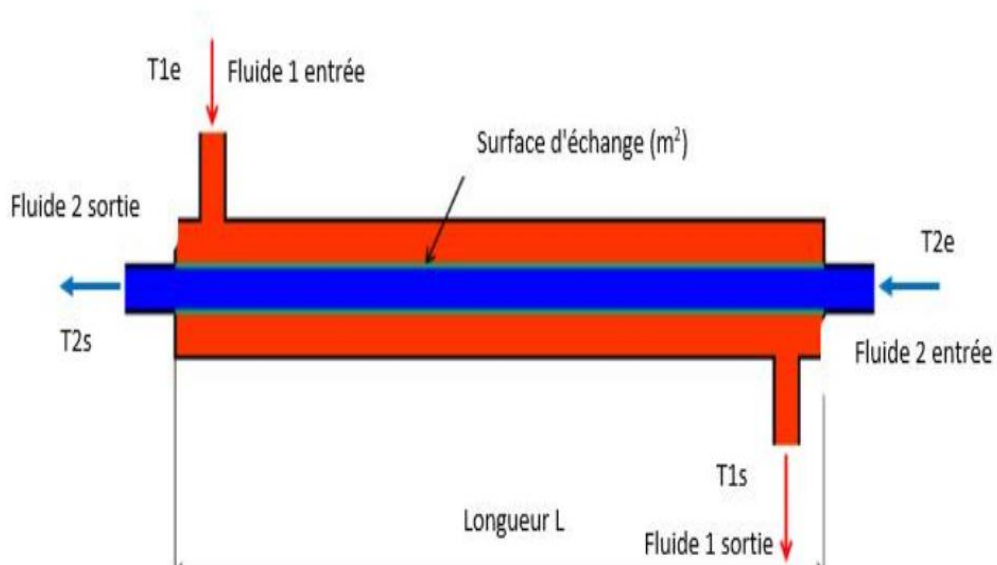


Figure I.5 : Echangeur à contre-courant [2].

I.2.2.2. Classification selon le mécanisme

a. Echange sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y'ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur [4].

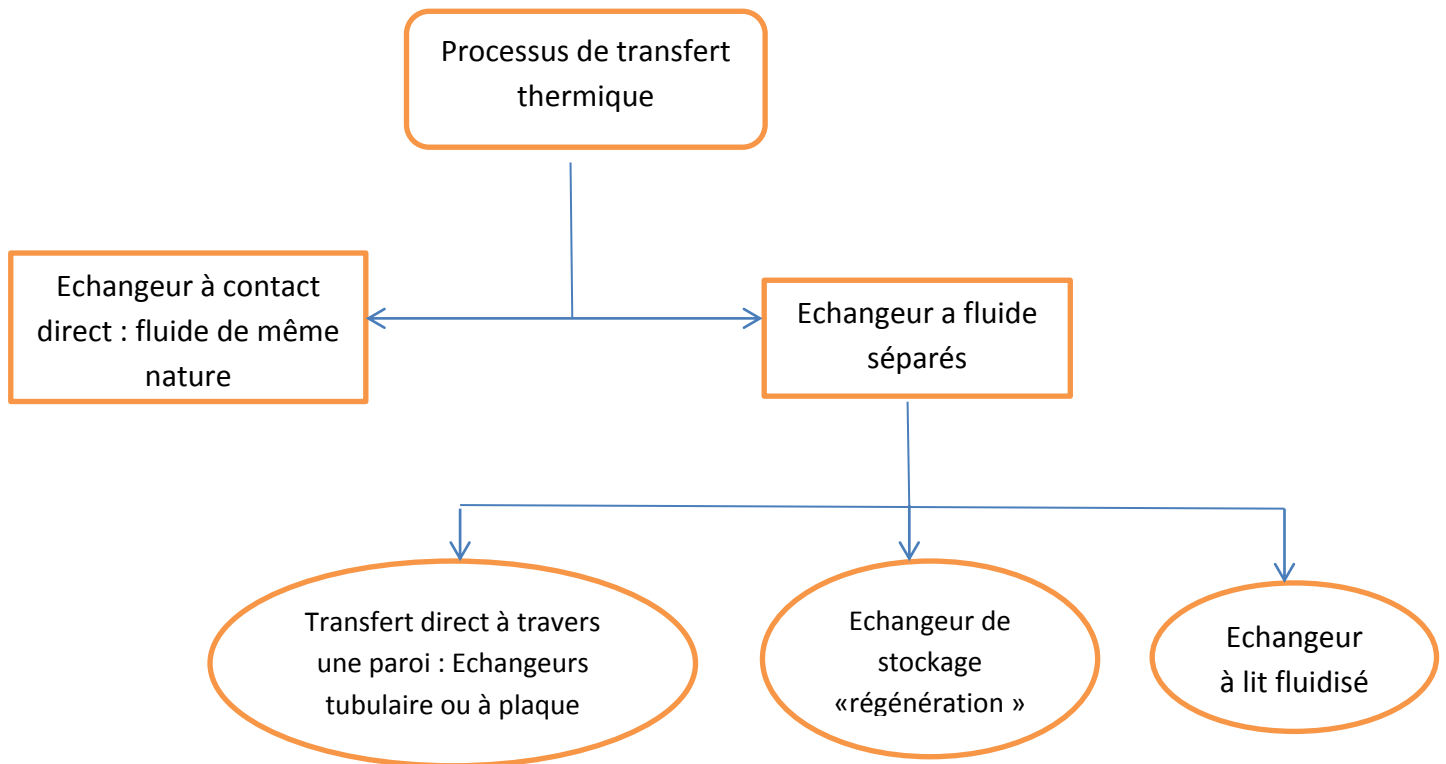
b. Les échanges avec changement de phase

Les échangeurs avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents [4] :

1. L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise. Ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques installées en cascade. Ce sont les évaporateurs condenseurs.
2. Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire. Lequel ne subit pas de changement d'état, ils sont appelés évaporateur.
3. Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformés action d'état, le cas des condenseurs des machines frigorifiques.

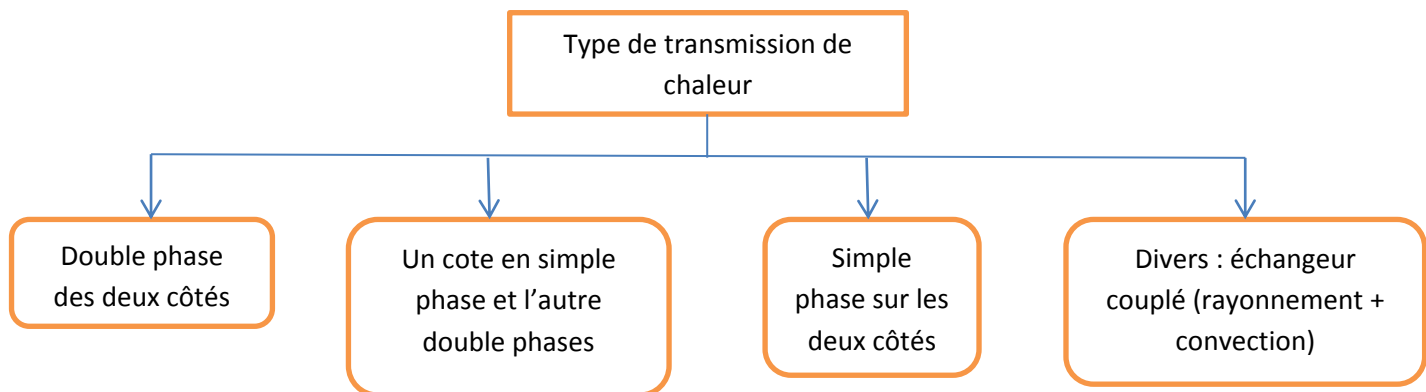
I.2.2.3. Classification suivant le processus de transfert thermique

On rencontre les appareils suivants [4] :



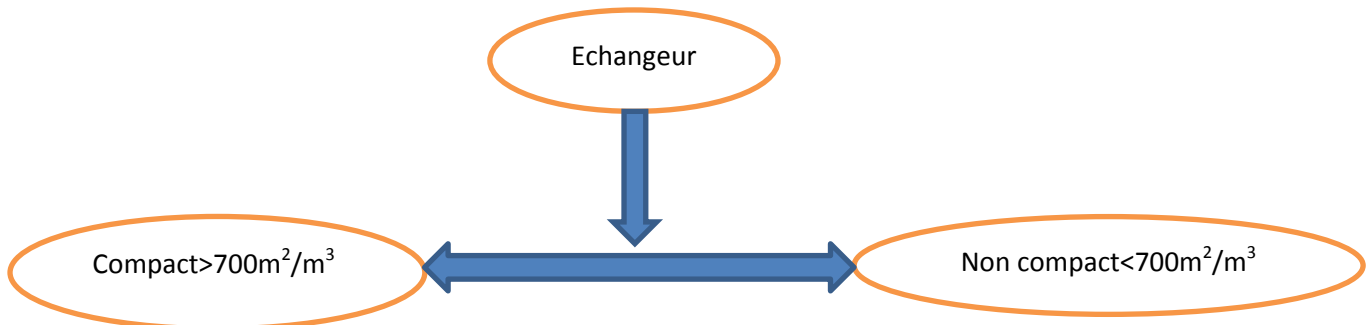
I.2.2.4. Classification suivant le type de transmission de chaleur

On retrouve les appareils suivant :



I.2.2.5. Classification suivant la compacité de surface d'échange

La compacité d'un échangeur est caractérisée par le rapport de la surface d'échange au volume occupé. On rencontre deux groupes d'échangeurs [4].



I.2.2.6. classification selon la configuration géométrique :

I.2.2.6.1. Echangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal, les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

Échangeurs à surface primaire : Ils sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

Échangeurs à surface secondaire : Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes. [5]

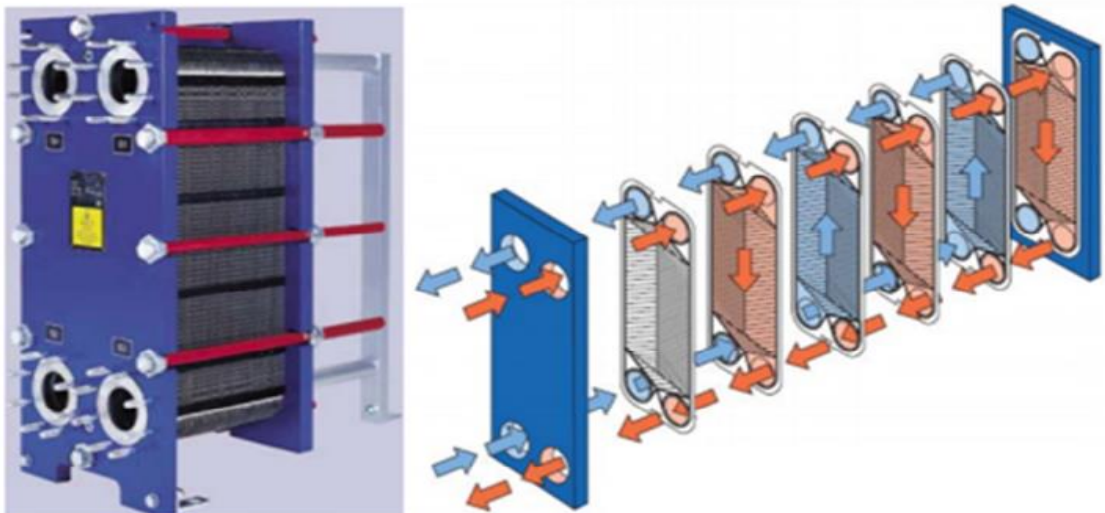


Figure I.6 : Echangeur à plaques [6].

I.2.2.6.2. Echangeur à tube et calandre

Ces échangeurs sont munis des faisceaux de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid. On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques.

Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs.



Figure I.7 : Echangeur à tubes et calandre [8].

I.2.2.6.3. Echangeur de chaleur a doubles tubes concentriques et calandre

Les nouveaux échangeurs de chaleur sont similaires aux échangeurs classiques, la différence est que les tubes simples ou corrugués avec ou sans ailettes, sont maintenant remplacés par des doubles tubes coaxiaux (tubes à double enveloppe). Le diamètre extérieur de l'enveloppe des doubles tubes concentriques est de même ordre que les tubes utilisés dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre classiques. Principalement, le deuxième tube améliore le transfert de chaleur par une section de passage supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur de l'échangeur de chaleur. De même, deux nouvelles plaques tubulaires sont ajoutées pour maintenir et distribuer un fluide dans les tubes intérieurs des doubles tubes concentriques [9].

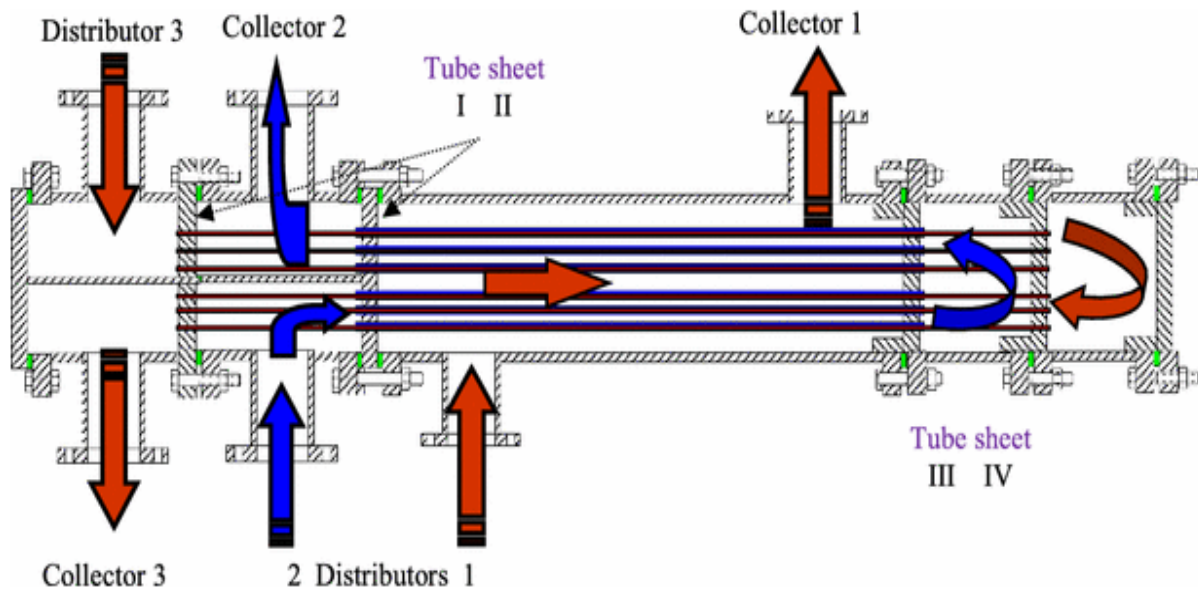


Figure I.8 : Vue en perspective et une coupe longitudinale de l'échangeur à concentriques et calandre [9].

I.2.2.6.4. Echangeurs spiral [8]

Un échangeur spiral constitué par deux plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand avec une surface d'échange maximal d'environ 185m² pour un diamètre de 1.5m, ce qui le place dans la catégorie de l'échangeur non compact. Utilisable pour les liquide visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante lui permettant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. ne peut travailler qu'avec des différences de température et de pression limitées. Figure (I.9).

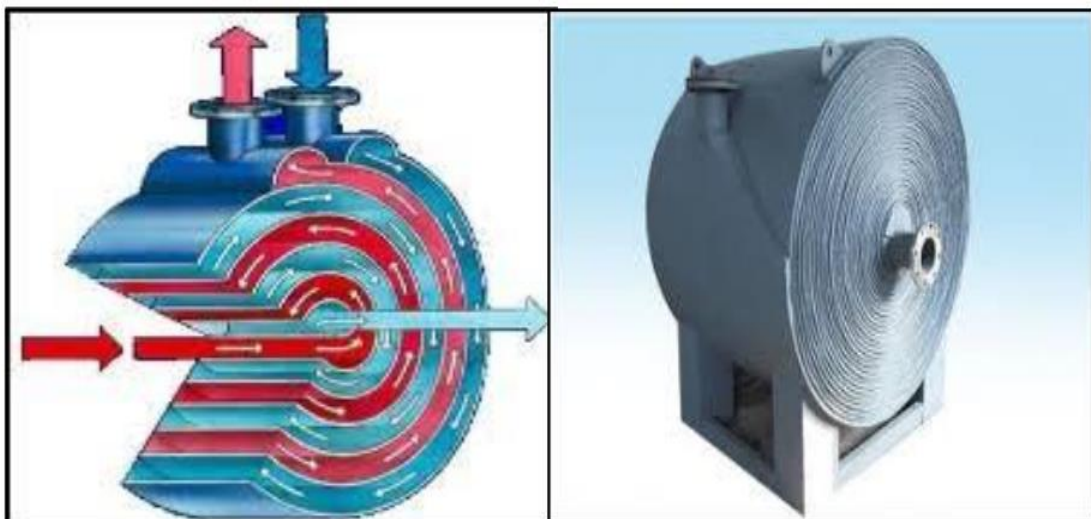


Figure I.9 : Echangeurs spiral [8].

I.2.2.6.5. Echangeur à bloc

Un échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les deux fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymère pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux [8]. Figure (I.10)



Figure I.10 : Echangeurs à bloc simple et complexe [8].

I.2.2.6.6. Un échangeur à lamellaire

Un échangeur à lamelles et à plaques soudées, les plaques sont formées par des tôles embouties et soudées deux par deux, formant des lamelles à l'intérieur desquelles circule l'un des fluides [8]. Le tout est inséré dans une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide, Figure (I.11)



Figure I.11 : Un échangeur à lamellaire [8].

I.2.2.6.7. Echangeur à ailes

Echangeur à ailes est un échangeur relativement simple, il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. Figure (I.12) [8].



Figure I.12 : Echangeur à ailes [8].

I.3. Mécanismes de transfert thermique associés aux systèmes de refroidissement

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a un échange thermique ou encore transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteur thermique ou même électrique, centrales électriques au fuel a gaz, etc....) domestique (chauffage de l'habitat). Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid, le flux de chaleur dont la densité locale est une grandeur vectorielle ce qui signifie qu'un flux de chaleur est caractérisé non seulement par son intensité mais aussi par sa direction. Il est défini en chaque point de l'espace et a l'unité d'une densité surfacique de puissance (W/m^2). Il existe trois modes de transfert de chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection [10].

I.3.1. La conduction thermique

La conduction thermique est un transfert thermique ayant lieu au cœur d'un matériau c'est-à-dire à l'échelle microscopique elle résulte de l'élévation ou de la baisse de la température dans certaine région d'un corps. Ceci provoque une différence de température dans l'intégrité du corps ainsi la région la plus froide du corps s'échauffe au contact de la région la plus chaude.

Ce transfert thermique a lieu sans transfert de matière mais avec transfert d'énergie. En effet, on peut considérer la conduction thermique au sein d'un solide comme la transmission de proche en proche de l'énergie microscopique de vibration du réseau cristallin car le fait que le corps soit chaud se traduit par une agitation microscopique des atomes cristallins.

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier, Equation (I.1), établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822 [11].

$$dQ = - \lambda . S . \frac{dT}{dx} . dt \tag{I.1}$$

dQ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

λ : Conductivité thermique du milieu ($W.m^{-1}.c^{-1}$)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température ($K.m^{-1}$)

Le flux de chaleur Φ en watt qui circule en x :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = - \lambda . S . \frac{dT}{dx} \tag{I.2}$$

Ainsi que la densité de chaleur ϕ en $W.m^{-2}$

$$\Phi = \frac{Q}{S} = - \lambda \frac{dT}{dx} \tag{I.3}$$

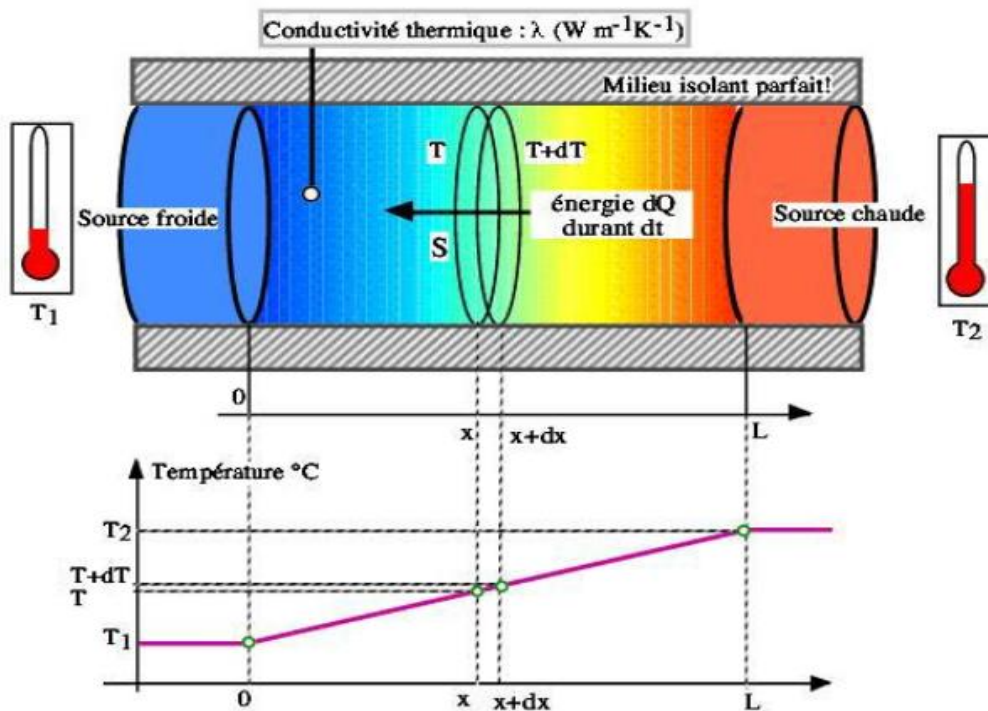


Figure I.13 : Principe de la conduction thermique [11].

I.3.2. Le rayonnement

Le rayonnement est un transfert thermique ne nécessite pas de milieu matériel par opposition aux deux autres. En effet, ce type de transfert thermique résulte de l'émission des rayons électromagnétiques transporte l'énergie. Ils sont émis par un corps chaud, tel que le soleil, et échauffent le corps qui les reçoit, dans ce cas nous avons la relation suivante [11] :

$$\Phi(W)=\epsilon. \sigma. s (T_S^4-T_a^4) \tag{I.4}$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stefan (=5,67.10⁻⁸ W.m⁻².K⁻⁴)

ϵ : Facteur d'émission de la surface

T_S: Température de la surface (K)

T_a: Température du milieu environnant la surface (K)

S : Aire de la surface (m²)

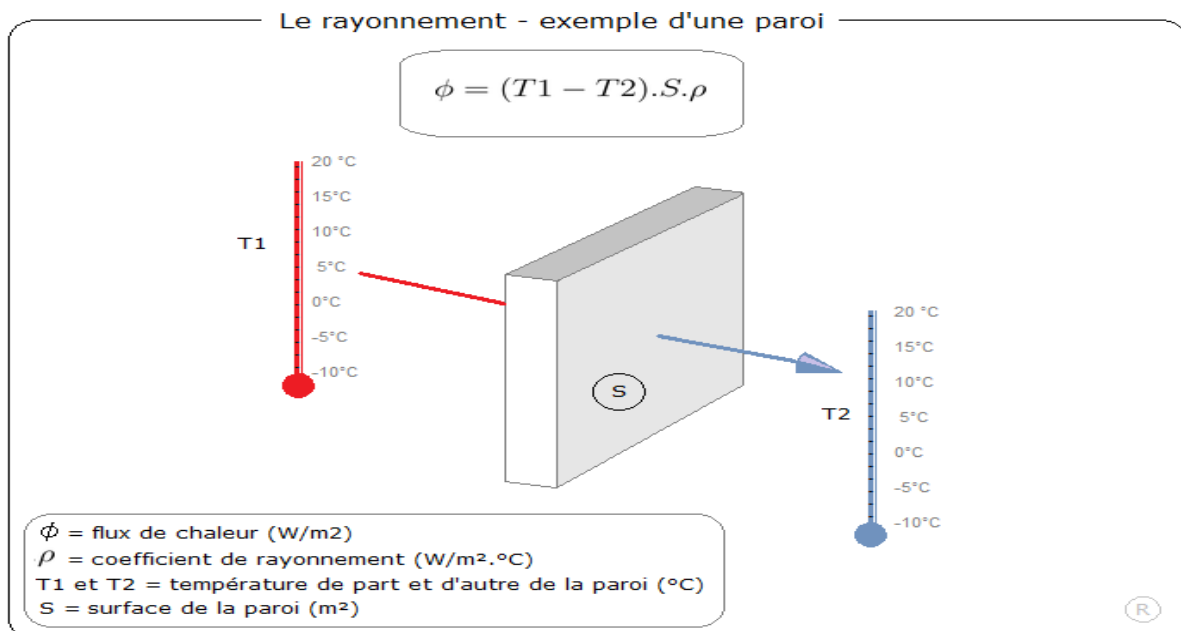


Figure I.14 : Principe de rayonnement [11].

I.3.3. Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et de mouvement de milieu, elle est considérée comme le mécanisme le plus important de transport de l'énergie entre une surface solide et un liquide ou gaz. Le transport d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacent. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température est l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules et transférer une partie de leur énergie [12].

Dans ce cas l'écoulement transporte simultanément, le fluide et l'énergie. L'énergie est à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

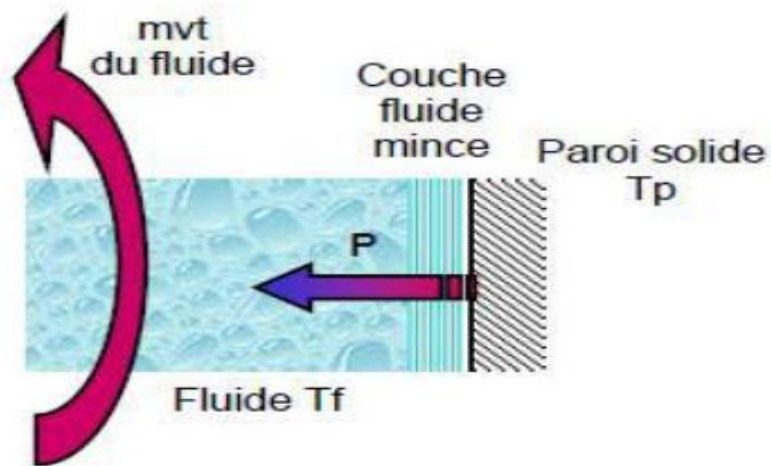


Figure I.15 : Action de fluide en mouvement dans la convection [12].

La puissance transférée par convection est donnée par la relation :

$$\Phi = h.S (T_s - T_a) \tag{I.5}$$

Avec :

- Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)
- h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^{-2} C^{-1}$)
- T_s : Température de surface du solide ($^{\circ}C$)
- T_a : Température du fluide loin de la surface du solide ($^{\circ}C$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m²)

La transmission de chaleur par convection est désignée selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre (naturelle), convection forcée et convection mixte.

I.3.3.1. Convection forcée [13]

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoquée par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative.

I.3.3.2. Convection naturelle

C'est celle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, celles -mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide. La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules fluide.

La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide [13].

On retrouve dans plusieurs applications industrielles ce mode de transfert de chaleur, Par exemple, dans les échangeurs de chaleur où deux fluides en mouvement, séparés par une paroi solide s'échange de l'énergie [13].

I.3.3.3. Convection mixte

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la convection forcée)

I.4. Méthode de calcul des échangeurs de chaleur [14]

I.4.1. Différence de température moyenne logarithmique (DTML)

On peut écrire le bilan thermique en prenant comme système les deux fluides et en considérant qu'il n'y a pas de pertes thermiques. On peut désigner par Φ et Φ' respectivement les flux de chaleur perdu par le fluide chaud et gagné par le fluide froid.

$$\Phi = \Phi' \quad (I.6)$$

Le flux élémentaire du fluide chaud est :

$$d\Phi = (\dot{m}c_p)_c dT_c = -(\dot{m}c_p)_f dT_f \quad (I.7)$$

La soustraction à membre donne :

$$dT_1 - dT_2 = -d\phi \left[\frac{1}{\dot{m}c_{pf}} + \frac{1}{\dot{m}c_{pc}} \right] \quad (I.8)$$

D'autre part le flux élémentaire de chaleur échange de part et l'autre de la paroi d'échange qui sépare les deux fluides est :

$$d\Phi = K.P_m (\Delta) dx \quad (I.9)$$

En divisant (I -8) sur (I -9) et en intégrant de l'entrée jusqu'à la sortie de l'échangeur

$$\int_0^L \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \left[\frac{1}{\dot{m}c_{pf}} + \frac{1}{\dot{m}c_{pc}} \right] K.P_m (\Delta T) dx \quad (I.10)$$

Après l'intégration on obtient par conséquent :

$$\ln \left[\frac{(\Delta T)_{x=0}}{(\Delta T)_{x=1}} \right] = KS \left[\frac{1}{\dot{m}c_{pf}} + \frac{1}{\dot{m}c_{pc}} \right] \quad (I.11)$$

D'autre part on a d'après les expressions du bilan thermique au niveau de chacun des deux fluides caloporteur :

$$\Phi = \dot{m}c_{pc} (T_{ec} - T_{sc}) = \dot{m}c_{pf} (T_{ef} - T_{sf}) \quad (I.12)$$

D'après l'équation (I.8)

$$(T_{ec} - T_{sc}) - (T_{ef} - T_{sf}) = \Phi \left[\frac{1}{\dot{m}_{cpf}} + \frac{1}{\dot{m}_{cpc}} \right] \quad (I.13)$$

La combinaison entre les équations (I.11), (I.12) et (I.13) nous conduit à :

$$\Delta T = \frac{\Phi}{KS} = \left[\frac{(\Delta T)_{x=0} - (\Delta T)_{x=1}}{\ln \left\{ \frac{(\Delta T)_{x=0}}{(\Delta T)_{x=1}} \right\}} \right] \quad (I.14)$$

Cette dernière expression représente la différence de température moyenne logarithmique, qui est désignée fréquemment par la forme abrégée DTML.

Il faut alors remarque que les températures des deux fluides varient le long de l'échangeur.

Il n'est donc plus possible de considérer la différence de température entre les deux fluides comme une constante comme dans le cas des calculs de transfert thermique ou' cette hypothèse est toujours sous-jacente). On définit donc DTML, la moyenne logarithmique de la différence de température des fluides aux deux extrémités.

Finalement le flux de chaleur échangé entre les deux fluides peut être explicitement écrit par l'expression :

$$\Phi = KS \Delta T \quad (I.15)$$

Dans la relation (I.15), K est le coefficient de transfert thermique global qui est le résultat de deux échanges par convention et d'échange par conduction dans la paroi du tube intérieur par rapport à une surface d'échange déterminée.

I.4.2. Nombre d'unité de transfert ou NUT

La méthode de calcul utilisant la différence de température logarithmique DTML Suppose que les températures des fluides connus aux deux extrémités de l'échangeur pour permettre l'évaluation de la température moyenne appropriée. Or, souvent on connaît approximativement le coefficient d'échange global K mais pas la température de sortie des fluides. On introduit ainsi la notion d'efficacité d'échangeur de chaleur, rapport de quantité maximal de chaleur qui pourrait être échangée, pour une surface infinie.

$$E = \Phi_{réel} / \Phi_{max} \quad (I.16)$$

L'efficacité s'exprime sous la forme :

$$E = \frac{(\dot{m}cp)_c - (T_{fs} - T_{fe})}{(\dot{m}cp)_{\min}(T_{ce} - T_{fe})} \quad (I.17)$$

Ou :

$$E = \frac{(\dot{m}cp)_f - (T_{cs} - T_{ce})}{(\dot{m}cp)_{\min}(T_{ce} - T_{fe})} \quad (I.18)$$

Ainsi, à condition de connaître l'efficacité de l'échangeur, on peut en déduire la puissance réellement échangée par la relation

$$\Phi_{\text{réel}} = E (\dot{m}cp)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (I.19)$$

On remarque que les seules températures à intervenir sont celles d'entrée des deux fluides. il ne reste donc qu'à évaluer l'efficacité E pour différentes configurations d'échangeur.

On appelle NUT (nombre d'unité de transfert) quantité adimensionnelle donnée par le rapport :

$$Nut = \frac{KS}{C_{\min}} \quad (I.20)$$

I.4.3. Relation entre l'efficacité et de NUT

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (I.21)$$

Pour un échangeur en mode co-courant :

$$E = \frac{1 - \exp(-NUT(1+R))}{1+R} \quad (I.22)$$

Pour un échangeur en mode contre-courant

$$E = \frac{1 - \exp(-NUT(1+R))}{1 - R \exp(-NUT(1+R))} \quad \text{avec } R \neq 1 \quad (I.23)$$

I.5. Quelques travaux réalisés sur les échangeurs de chaleur

Il existe dans la littérature énormément d'études sur les échangeurs de chaleur qui ont été réalisés analytiquement, numériquement et expérimentalement. On cite dans ce mémoire les suivantes :

Belaid Abd Elfetah [15] a étudié numériquement le transfert de chaleur en convection mixte pour un écoulement descendant à l'intérieur d'un canal vertical. Les parties médianes externes des parois sont maintenues à une température constante, alors que les autres parties en haut et en bas des parties chauffées sont adiabatiques.

Les équations gouvernantes de ce problème sont : l'équation de conservation de la masse, les équations de Navier Stokes et l'équation de conservation d'énergie. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation des équations gouvernantes et l'algorithme SIMPLE pour traitement couplage pression vitesse.

Les calculs sont effectués pour différentes valeurs du rapport $Ri = Gr/Re^2$ ($Ri \geq 0,1$). Pour chaque valeur de Ri , la nature de la convection (forcée, mixte et naturelle) est déduite, et l'évaluation du transfert de chaleur a été déterminée.

L'influence de la longueur de la partie chauffée et l'épaisseur du canal sur les cas instables obtenus ont été étudiées.

Farouk Tahrou [16] a porté sur la modélisation et l'optimisation d'un échangeur de chaleur à ailettes indépendantes circulaires. Pour cela, il a proposé un échangeur de chaleur à tubes à ailettes annulaire concentriques excentriques. Notre attention a été concentrée sur l'effet de la position du tube dans l'ailette circulaire sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur à un seul tube ailette et d'un faisceau de quatre rangées de tubes arrangés en quinconce ou en ligne. Des calculs numériques ont été effectués en utilisant le code Fluent 6.2 pour déterminer la meilleure excentricité des tubes ailettes. Afin de vérifier la fiabilité, l'exactitude et la réalité physique de l'idée proposée, une étude expérimentale a été menée au sien du laboratoire LPEA (université de Batna) pour valider les résultats numériques de points de vue thermique et dynamique. Les résultats des investigations des effets des paramètres géométriques à savoir, le décalage du tube, le pas d'ailettes, le diamètre des tubes, l'arrangement des tubes, le rang du tube et le nombre de Reynolds sur les performances des échangeurs étudiés sont également illustrés et discutés. Les résultats obtenus montrent que les performances thermique et dynamique des échangeurs à ailettes excentriques, pour les deux arrangements étudiés, sont plus élevées que celles des échangeurs à ailettes concentriques.

Sami Ben Amara [17] a porté sur les écoulements et les transferts en convection naturelle au sein d'empilements de produits alimentaires et plus particulièrement dans des réfrigérateurs ménagers. L'approche est à la fois expérimentale et numérique. Une première étude a été effectuée dans un empilement ordonné de sphères soumis à une convection à faible vitesse d'air ($u < 0.2 \text{ms}^{-1}$). L'intensité des échanges convectifs entre les objets et l'air ainsi qu'entre la paroi de la cavité et l'air a été caractérisée en fonction de la position et de la vitesse. Par ailleurs, les résultats ont montré que les autres modes de transfert (conduction et rayonnement entre les objets et avec les parois) sont du même ordre de grandeur que la convection. Des mesures de vitesse d'air (par vélocimétrie par images de particules) et de température ont été effectuées dans une enceinte fermée représentant une maquette d'un réfrigérateur ménager (à

l'échelle 1) dans différentes configurations (maquette vide, maquette chargée d'empilement de produits inertes thermiquement et de produits échangeant de la chaleur). Des instationnarités dans le bas de l'enceinte vide ont été mis en évidence $Re=3 \times 10^8$. La présence d'empilements d'objets (même inerte thermiquement) modifie de façon importante les écoulements et les transferts. Les simulations numériques effectuées avec un logiciel de mécanique de fluide pour les différentes configurations étudiées sur la maquette et dans le cas d'un réfrigérateur réel ont donné des prédictions satisfaisantes en comparaison avec les mesures expérimentales.

Touahri Sofiane [18] a étudié numériquement la convection mixte tridimensionnelle combiné aux écoulements de fluide dans les conduits cylindriques horizontaux parcourus par un fluide newtonien et incompressible à propriétés physiques dépendantes de la température. Selon la géométrie, ce problème se compose de trois parties : La première : un cylindre plein avec une épaisseur finie de sa paroi. La deuxième partie: un espace annulaire entre deux cylindres concentriques et horizontaux. La troisième partie : un conduit cylindrique horizontal et un espace annulaire munis d'ailettes. Les écoulements considérés sont modélisés par les équations différentielles aux dérivées partielles, tri dimensionnelles, de conservation de la masse, des trois quantités de mouvement et de l'énergie avec leurs conditions initiales et aux limites de la convection mixte conjuguée dans un système de coordonnées cylindriques. Trois nombres non dimensionnels contrôlant la solution du problème, le nombre de Reynolds qui traduit la dynamique de l'écoulement, le nombre de Prandtl qui est une caractéristique du fluide et enfin le nombre de Grashof qui traduit l'effet des forces ascensionnelles sur l'écoulement. Les rapports d'aspect géométriques étant fixés et en fixant deux des paramètres de contrôle dont les nombres de Reynolds et de Prandtl et on peut étudier l'influence de la convection mixte en faisant varier le nombre de Grashof. L'étude des effets de l'intensification de la convection mixte sur le transfert thermique dans une géométrie cylindrique pleine et une géométrie annulaire cylindrique à ailettes et sans ailettes constitue l'objectif principal de cette étude. Le système d'équations différentielles non linéaires, aux dérivées partielles est résolu avec la méthode des volumes finis. On utilise des schémas de discrétisation (temporel et spatiale) du second ordre. L'algorithme SIMPLER est utilisé pour la solution séquentielle des systèmes d'équations de discrétisation. Les résultats concernant la convection mixte dans un cylindre plein ont montré l'influence du nombre de Grashof sur les champs dynamiques et thermiques ainsi que sur le nombre de Nusselt moyen qui a été exprimé en fonction du nombre de Richardson par la corrélation suivante :

$Nu_m = 12.753 Ri^{0.156}$ l'écoulement dans un espace annulaire montre que la diminution dans l'épaisseur de ce dernier augmente le transfert de chaleur, cela est justifiée par l'augmentation du nombre de Nusselt en diminuant le diamètre hydraulique. La comparaison entre la convection mixte dans un espace annulaire et celle dans un conduit horizontal simple a exhibé que le Nombre de Nusselt moyen est augmenté jusqu'à 74.5% dans le cas d'un espace annulaire. Dans ce cas, la corrélation exprimant le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson est : $Nu_m = 12.8678 Ri^{0.1426}$. L'utilisation des ailettes productrices de chaleur, attachées sur les parois internes des conduits participe dans l'amélioration du transfert de chaleur. Cette participation est très importante dans le cas des

aillettes longitudinales et elle est modérée dans le cas des ailettes transversales. D'une autre part, les ailettes utilisées dans les espaces annulaires participent plus au transfert de chaleur par rapport à celles d'un conduit horizontal non-ailetté à cause de l'augmentation de la surface d'échange entre le fluide et les ailettes dans le cas d'un espace annulaire.

I.6. Objectif de notre travail

Le but de ce travail est d'étudier le processus de la convection mixte qui se produit dans un échangeur de chaleur à tube entouré d'aillettes circulaires.

Des simulations numériques sont effectuées pour des différentes valeurs de nombres de **Rayleigh** et de nombres de **Reynolds** correspondant à la convection mixte. Pour cela, nous utilisons le code ANSYS qui est basé sur la méthode des volumes finis pour calculer les paramètres de transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement du fluide.

Les équations utilisées dans ces simulations numériques sont: l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation de conservation l'énergie pour un régime stationnaire tridimensionnel.

Nous étudions l'effet des dimensions géométriques (espacement entre les ailettes), la vitesse de l'air, la température de la paroi sur le transfert de chaleur.

CHAPITRE II

Equation gouvernant

II.1. Introduction

Il existe de nombreuses recherches dans la littérature sur l'optimisation des profils d'ailettes. Dans ce qui suit, nous présentons une analyse générale sur les configurations les plus populaires et plus pratiques.

Le problème présenté dans cette recherche est l'étude d'un échangeur de chaleur constitué d'un tube cylindrique avec ailettes circulaires parcouru par de l'eau chaude. Pour le refroidir, nous avons soufflé l'air sur la partie extérieure du tube avec des faibles vitesses. Les valeurs des paramètres physiques (nombres de Rayleigh et de nombres de Reynolds) calculés correspondent physiquement bien à la convection mixte. La chaleur se déplace entre les deux fluides (le fluide chaud et le fluide de refroidissement) à travers les ailettes par conduction thermique.

Dans ce chapitre nous présentons la configuration géométrique et physique de notre problème et sa formulation mathématique.

II.2. Position de problème

Le schéma du système physique étudié est représenté sur la figure (II.1). Nous avons un système composé de tube cylindrique de diamètre extérieur $d=27\text{mm}$ avec des ailettes circulaires de diamètre $D=99\text{mm}$ et leur épaisseur est $e=1\text{mm}$, l'espacement entre les ailettes est $s=3\text{mm}$.

Il y a un fluide chaud qui circule à l'intérieur du tube cylindrique. Nous considérons la température au niveau de la paroi interne des tubes comme constante et égale $T_s=350\text{K}$. La vitesse de l'air ambiant est très faible et leur température $T_a=300\text{K}$. La surface extérieure du tube à ailettes échange la chaleur avec l'air ambiant par convection mixte.

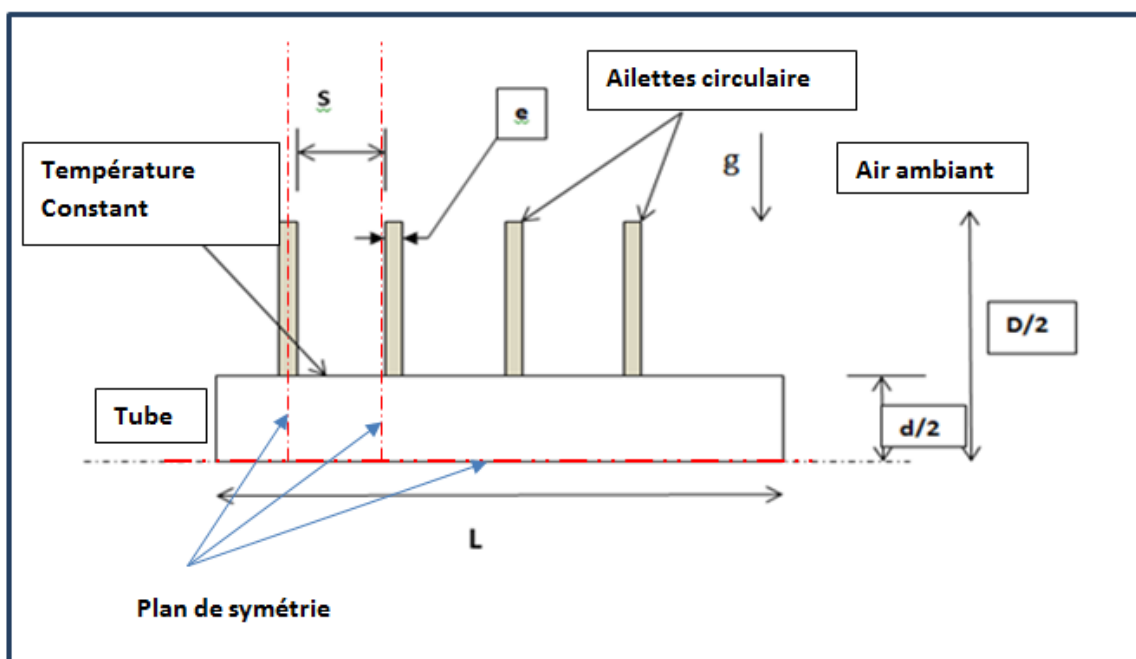


Figure II.1 : Le schéma de l'échangeur étudié.

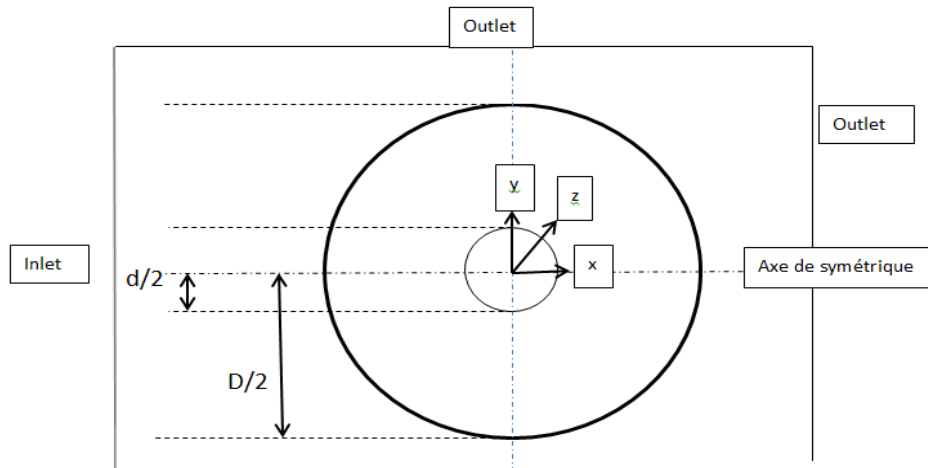


Figure II.2 : Une ailette circulaire.

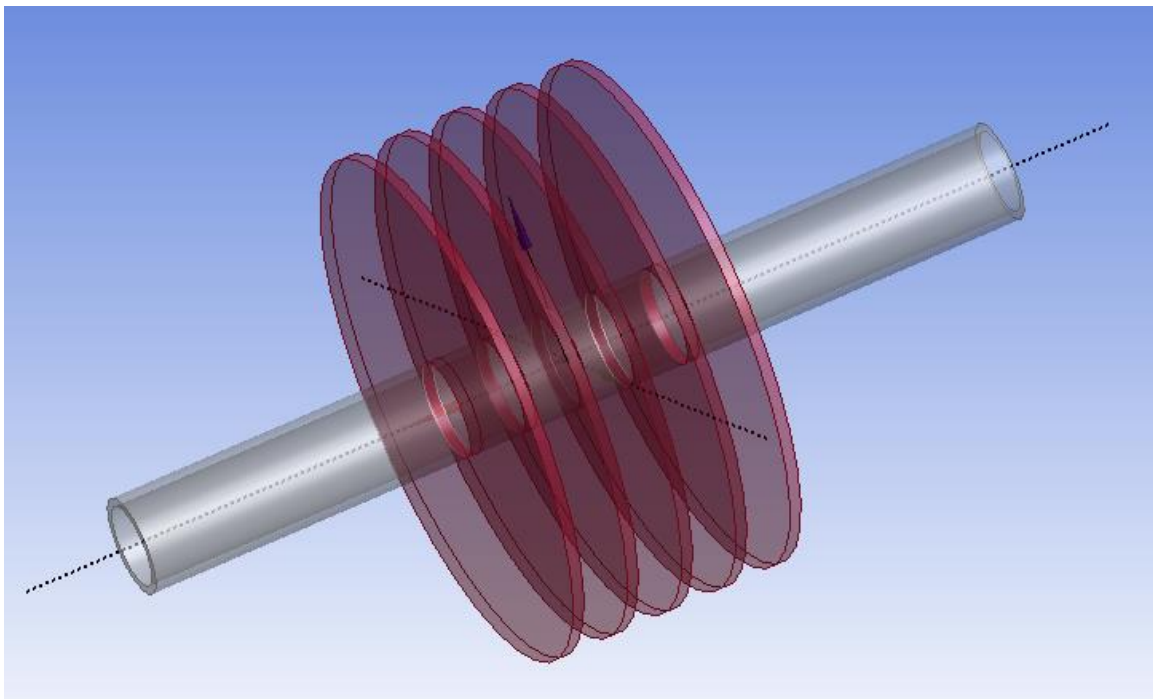


Figure II.3 : Géométrie 3D du tube à ailette.

II.3. Hypothèse

Un ensemble d'hypothèses est retenu dans cette étude, afin de simplifier la modélisation mathématique du problème.

Ces hypothèses sont :

- 1- Les Propriétés thermo physique du fluide, la conductivité thermique et la viscosité sont supposées constantes.
- 3- ρ est remplacé par l'expression $\rho_0[1 - \beta(T - T_0)]$.
- 4- La température est constante dans la surface intérieure de tube.
- 5- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

6- Ecoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées x, y et z).

7-Milieu continu.

II.4. Equations gouvernant l'écoulement du fluide

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

a-Equation de continuité

L'équation de continuité doit traduire le principe de conservation de la masse L'augmentation de masse pendant un certain temps, du fluide contenu dans un volume donné, doit être égal à la somme des masses de fluide qui y entrent, diminuée de celles qui en sortent. La relation mathématique correspondante est la suivante :

$$\frac{d\rho}{dt} + \text{div}\rho\vec{V} = \sum\rho q_v \quad (\text{II.1})$$

Si le fluide est incompressible et homogène, dans le cas d'un mouvement permanente et conservatif alors l'équation de continuité prend la forme simple :

$$\text{div}\vec{V} = 0 \quad (\text{II.2})$$

b-Equation de conservation de la quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial\vec{U}}{\partial t} + (\vec{U} * \vec{V})\vec{U} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}p + \mu\Delta\vec{U} + g\beta(T-T_0)\vec{e}_z \quad (\text{II.3})$$

c-Equation de conservation de l'énergie

Cette équation exprime la conservation de l'énergie totale du système

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{U} \cdot \vec{V})T = \alpha\Delta T \quad (\text{II.4})$$

Où $\alpha = \lambda / \rho C_p$ représente la diffusivité thermique du fluide.

Si (X, Y, Z) et (U, V, W) sont respectivement les trois coordonnées dimensionnelles et les trois composantes de vitesse dimensionnelle, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (\text{II.5})$$

- **Equation de quantité de mouvement par rapport à X**

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial(UU)}{\partial X} + \frac{\partial(VU)}{\partial Y} + \frac{\partial(WU)}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\nu \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\nu \frac{\partial U}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\nu \frac{\partial U}{\partial Z} \right) \right] \quad (\text{II.6})$$

- **Equation de quantité de mouvement par rapport à Y**

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(VV)}{\partial Y} + \frac{\partial(VW)}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Y} + \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\nu \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\nu \frac{\partial V}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\nu \frac{\partial V}{\partial Z} \right) \right] + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.7})$$

- **Equation de quantité de mouvement par rapport à W**

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial(UW)}{\partial X} + \frac{\partial(VW)}{\partial Y} + \frac{\partial(WW)}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Z} + \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\nu \frac{\partial W}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\nu \frac{\partial W}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\nu \frac{\partial W}{\partial Z} \right) \right] \quad (\text{II.8})$$

- **Equation d'énergie**

$$\rho_0 C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(UT)}{\partial X} + \frac{\partial(VT)}{\partial Y} + \frac{\partial(WT)}{\partial Z} \right] = \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(K \frac{\partial T}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(K \frac{\partial T}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(K \frac{\partial T}{\partial Z} \right) \right] + q \quad (\text{II.9})$$

T_0 : Température de référence

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

II.5. Les nombres adimensionnels

- **le nombre de Richardson**

Ce nombre est égale au rapport des carrées des vitesses associées à la convection naturelle et à la convection forcée. Il tend vers zéro dans le cas de la convection forcée et vers l'infinie dans la convection naturelle.

$$Ri = \frac{g\beta\Delta T L}{(V)^2} \quad (\text{II.10})$$

Le nombre de Richardson (Ri) = Gr/Re^2 , Ri permet de définir précisément les domaines de prépondérance de la convection forcée et de la convection naturelle.

Si : $Gr \ll Re^2$, la convection forcée.

Si : $Gr \gg Re^2$, la convection naturelle.

Si : $Gr \approx Re^2$, on est dans le domaine de la convection mixte).

- **Le nombre de Stanton**

Représente le rapport du transfert total sur le transfert par convection

$$St = \frac{h}{\rho C_p V} \quad (\text{II.11})$$

- **Nombre de Rayleigh**

Est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide

En basant de diamètre

$$Ra_d = \frac{g\beta(T_s - T)d^3}{\alpha \nu} \quad (\text{II.12})$$

En basant de surface

$$Ra_s = \frac{g\beta\Delta T S^3}{\alpha \nu} \cdot \frac{S}{L} \quad (\text{II.13})$$

Donc $Ra = \frac{\text{poussé d'Archimède}}{\text{force de traînée visqueuse} \times \text{taux de diffusion de la chaleur}}$

- **Nombre Nusselt**

Utilisé pour caractériser le transfert thermique convectif

En basant de diamètre

$$Nu_d = \frac{h \cdot d}{\lambda} \quad (\text{II.14})$$

En se basant sur l'espacement entre les ailettes

$$Nu_s = \frac{h \cdot s}{\lambda} \quad (\text{II.15})$$

- **Nombre Prandtl**

Il est défini comme étant le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique)

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{II.16})$$

- **Nombre de Grashof**

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T d^3 \rho^2}{\mu} \quad (\text{II.17})$$

- **Le nombre de Reynolds**

Représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses et caractérise la nature du régime de l'écoulement.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (\text{II.18})$$

Alors

$$Re = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de dissipation visqueuse}}$$

II.6. Evaluation des nombre de Nusselt [21]

L'enthalpie de débit d'air à l'entrée et à la sortie sont calculés par:

$$H = \int \tilde{h} \rho \bar{u} \bar{d} \bar{A} = \sum \tilde{h} \rho \bar{u} \bar{A}_i \quad (\text{II.19})$$

Avec l'enthalpie spécifique :

$$\tilde{h} = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (\text{II.20})$$

Les débits d'enthalpie à l'entrée H_{ent} et à la sortie H_{sor} de domaine de calcul ont été déterminés à l'aide de FLUNTE

$$Q = H_{ent} - H_{sor} \quad (\text{II.21})$$

Le coefficient de transfert de chaleur h peut être évalué avec l'équation

$$h = \frac{Q}{(A_t + \eta A_a) LMTD} \quad (\text{II.22})$$

Où A_t : Surface de tube

A_a : Surface d'ailette

LMTD : différence moyenne logarithmique de température

$$\text{LMTD} = \frac{T_{ent} - T_{sor}}{\ln \frac{T_{ent} - T_m}{T_{sor} - T_m}} \quad (\text{II.23})$$

La température de l'aire à l'entrée et la température de paroi extérieure de tube sont données respectivement par : $T_{ent} = 300 \text{ K}$ et $T_m = 350 \text{ k}$

La surface de tube et la surface d'ailette sont données par les relations suivantes :

$$A_t = \pi d(S_a - e) \quad , \quad A_a = \left(\frac{\pi}{2}\right)(D^2 - d^2) + \pi D e \quad (\text{II.24})$$

L'efficacité de l'ailette nécessaire pour déterminer le coefficient de transfert thermique se pose comme une suite de calculs itératifs de l'équation (II.25, II.26) et le coefficient de transfert thermique à partir de l'équation (II.22). Comme l'équation (II.25), l'efficacité de l'ailette η approche des valeurs maximum et minimum de 1 et 0, respectivement, en tant que h_a proche de 0 et ∞ .

La valeur de ψ a été tirée de l'équation (II.27)

$$\eta = \frac{\tanh(\psi m h_a)}{\psi m h_a} \quad (\text{II.25})$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{K_a e}} \quad (\text{II.26})$$

$$\psi = 1 + 0.35 \ln\left(1 + 2 \frac{h_a}{d}\right) \quad (\text{II.27})$$

Les nombre sans dimension pour le transfert de chaleur de l'air dans le faisceau de tube à ailettes ont été définis en fonction de nombre de Reynolds et les paramètres géométrique. Pour de nombreux cas, le nombre de Nusselt, le nombre de Stanton sont utilisés pour exprimer le coefficient de transfert thermique.

Ici le nombre de Nusselt est donné par l'équation :

$$\text{Nu} = \frac{hd}{K_a} \quad (\text{II.28})$$

II.7. Méthode numérique adopté par le code fluent [19]

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équation algébrique obtenus après discrétisation.

Parmi les techniques et les méthode de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulement et de transfert thermiques, on peut citer la méthode des différences finies, la méthode de volume finies et la méthode des élément finis.

Le code Fluent utilise la méthode de volume finies , Cette méthode présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple , qu'elle garantisse la conservation de mass et de la quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcule et est applicable pour les géométries complexes.

II.8. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à transformer les dérivées en expression algébrique faciles à résoudre. La résolution par cette méthode passe par quatre étapes principales [20] :

a) Effectuer un maillage du domaine d'étude : ceci se fait en plaçant un certain nombre de nœud dans ce domaine et en construisant un volume fini ou un volume de contrôle autour de chaque nœud. Ce volume de contrôle est délimité par des interfaces.

b) Intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle.

c) Choisir un profil de variation de la quantité à trouver (température, vitesse, pression, etc...) entre deux nœuds consécutifs pour pouvoir évaluer les dérivées à l'interface.

Ceci nous conduit à l'obtention d'une équation algébrique simple appelé « *équation discrétisée* » qui est propre à chaque nœud du domaine. Donc, si celui-ci est constitué de n nœud, on aura n équations algébrique à résoudre, il y a donc, autant de nœuds que volume de contrôle d'où la performance de la méthode des volumes finis comparativement aux autre méthodes.

d) Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébrique linéaires.

II.9. Conditions aux limites

On assume que l'air entre dans le domaine de calcule à vitesse U (dans l'intervalle de convection mixte), la température d'entrée $T_{ent}=300K$. Les composantes de la vitesse dans les directions y et z sont considérés nulles.

La température a la surface intérieure du tube est constant $T_p=350, 340, 330, 320,310 k$.

Le flux et les champs thermique sont supposés symétriques dans les plans entre les ailettes aussi le plan de tube. Sur le plan de symétrie le flux de chaleur est nul, donc il n'y'a pas de flux convectif à travers ce plan de symétrie. Ainsi les gradients de température sont nuls.

II.10. Conclusion

La résolution analytique d'un tel système est impossible. On fera donc appel aux méthodes numériques pour la recherche de la solution de notre problème physique, partie qui fera l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE III

Résolution numérique

III.1. Introduction

Les écoulements des fluides sont décrits par un système d'équation aux dérivées partielles. Notre système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour déterminer les champs thermique et dynamique.

Les paramètres géométriques ont des influences directement sur l'amélioration du transfert de chaleur. La complexité de la géométrie présente la principale difficulté d'application des méthodes numériques pour résoudre ces équations gouvernant les écoulements à travers un échangeur de chaleur tubulaire muni d'ailettes circulaire. Avec le développement des modèles physiques, analyse numérique et la puissance des outils informatiques, la simulation des écoulements et des transferts de chaleur dans les cas tridimensionnels devient possible.

Parmi les logiciels disponibles pour la simulation d'un écoulement de fluide, L'ANSYS work bench est utilisé pour déterminer le champ de vitesse et le champ de température. Ce code basé sur la méthode des volumes finis, demande à l'utilisateur d'établir un maillage du domaine et de saisir les propriétés physiques et les conditions aux limites du problème étudié

Alors dans ce chapitre nous présentons la résolution numérique du problème et aussi citer quelque étapes de calculs effectuées en utilisant le code ANSYS.

III.2. Logiciel work bench

ANSYS est un logiciel simulation numérique leader de son marché, utilisé dans le développement des produits industriels. Il offre toutes les capacités physiques nécessaires pour la modélisation des écoulements fluides. Des turbulences, des transferts de chaleur et des réactions chimiques. Aujourd'hui des milliers d'entreprises à travers le monde utilisent ANSYS comme partie intégrante des phases de conception et d'optimisation de leurs produits. Son solveur avancé fournit des résultats rapides, précis, des maillages adaptifs et déformables et peut évoluer facilement vers le calcul parallèle [22].

Comme tout logiciel de CFD, ANSYS est composé de trois éléments ; le préprocesseur, le solveur et le post-processeur.

Le processeur permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de condition aux frontières du domaine, de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Il fournit aussi la possibilité de discrétiser le domaine, en proposant plusieurs algorithmes de maillage suivant sa géométrie.

Tandis que le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (la gravité, la pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites. Enfin il permet de choisir le processus itératif.

Il propose notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement de calcul.

Enfin le post-processeur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs de vitesse, de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

III.3. Choix de la Méthode Numérique

Depuis plusieurs années, les scientifiques se penchent sur la résolution des problèmes de plus en plus complexes, pour lesquels des solutions analytiques ne peuvent pas être trouvées. Ces types de problèmes sont généralement modélisés par des équations aux dérivées partielles non-linéaires. Pour obtenir une solution numérique à ces problèmes étudiés, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique en systèmes d'équations algébriques linéaires par une méthode de discrétisation avant de résoudre ce système par des méthodes directes ou par itérations [23].

Parmi les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transfert de chaleur, on peut citer les méthodes des différences finies, d'éléments finis et des volumes finis.

Le solveur Fluent implémenté dans ANSYS utilise la méthode des volumes finis pour discrétiser et résoudre les équations gouvernant les problèmes de la mécanique des fluides.

III.4. Création de la géométrie

On crée un projet «fluid flow (fluent)» à partir de la liste «analysis systems». Le projet est composé de différentes cases associées aux différents étapes réalisées chacune avec un logiciel de la suite ANSYS. La figure (III.1) présente la fenêtre principale de Workbench à partir de laquelle on crée et on choisit le type de projet.

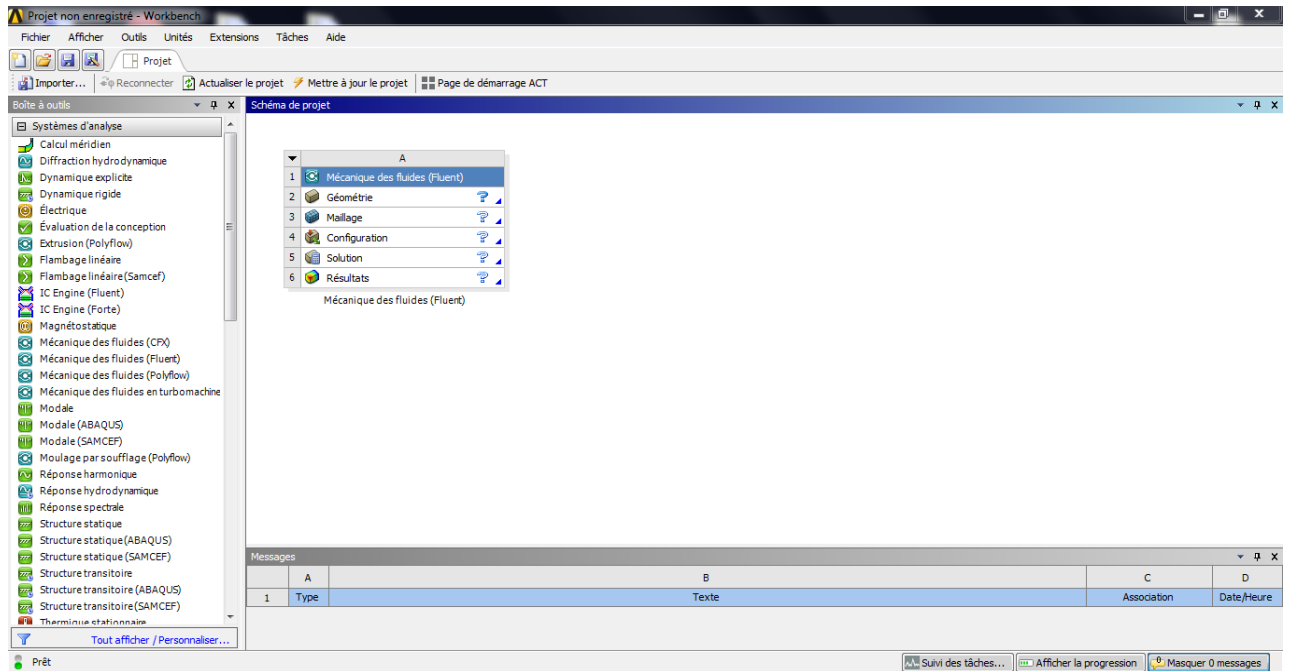
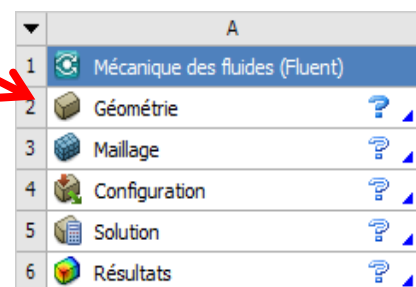


Figure III.1 : Création de la simulation sous workbench.

Puis on va faire double clic sur le mot **géométrie** :



L'étape suivante est la conception du model :

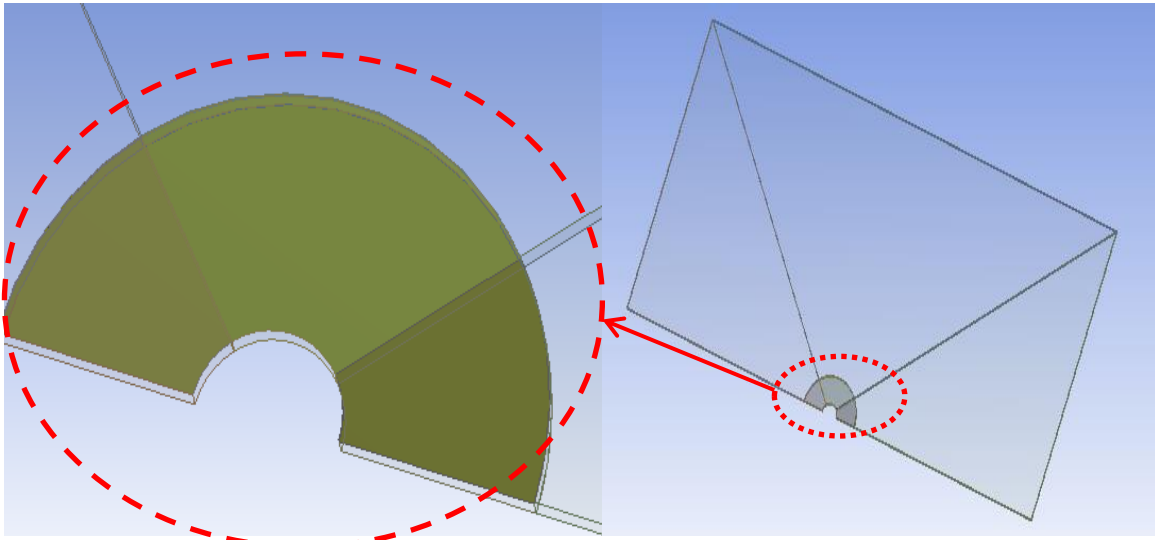


Figure III.2 : L'ailette circulaire de l'échangeur de chaleur et le domaine de calcul.

III.5. Maillage de domaine

La création d'un maillage est une étape extrêmement importante qui consiste à diviser le domaine géométrique de problème en un nombre précis de sous-domaines ou mailles. L'ensemble de ces derniers forme le maillage en 2D ou en 3D.

Il existe deux choix principaux de maillage. Un maillage structuré généralement formé par des mailles quadrilatérales en 2D (maillage surfacique) et hexaédrique en 3D (maillage volumique) tandis qu'un maillage non-structuré et formé par des mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D et hexaédriques, tétraédriques, prismes ou pyramides pour le cas 3D [19].

Notre système est très compliqué pour cela produit une forme de division non organisée. Figure (III.3).

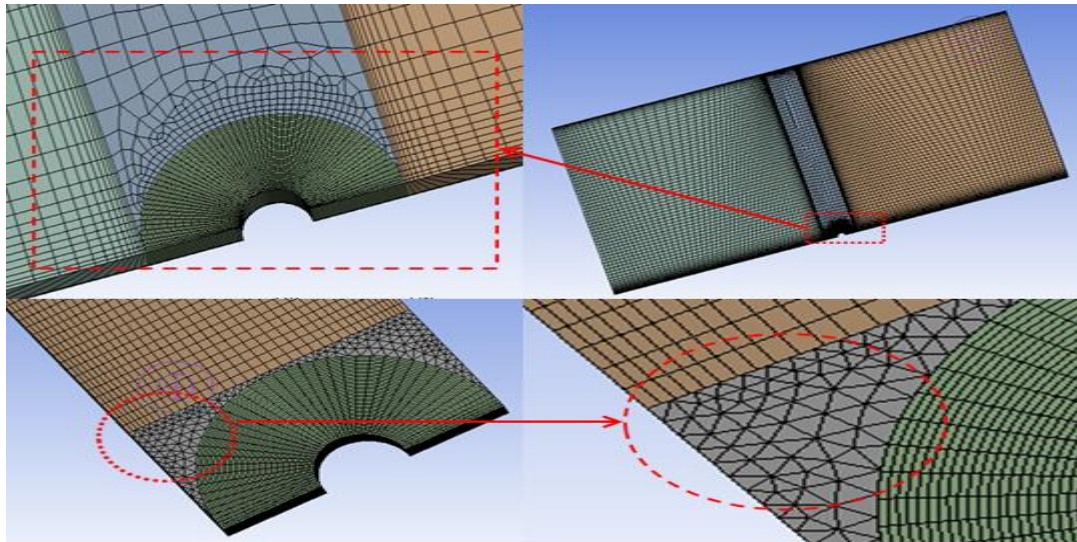


Figure III.3 : Les différents types de maillage.

Après plusieurs essais à découper le domaine de calcul en formes dans le partie de géométrie nous avons opté pour la solution suivante : Il faut découper le domaine en trois élément 3D de forme de prisme.

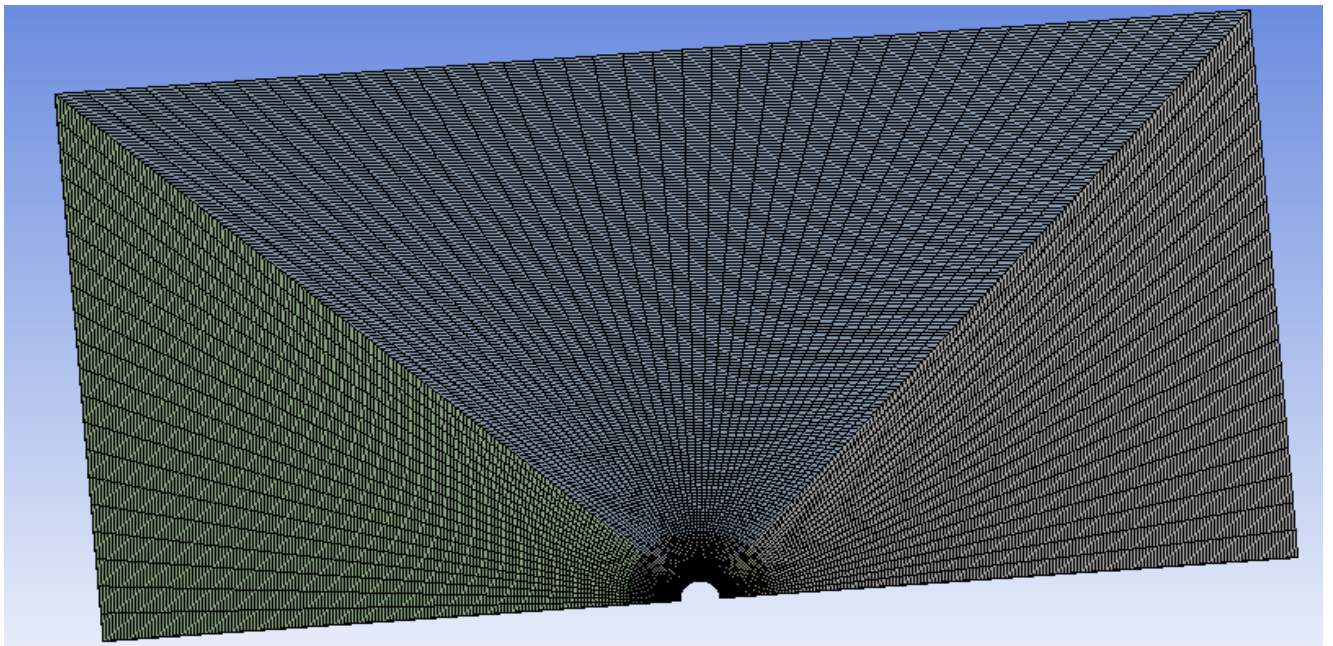


Figure III.4 : Maillage du domaine de calcul.

Pour obtenir de bonne résolution on doit respecter les caractéristiques suivantes dans l'étape de maillage :

Un domaine de calcul assez large pour éviter l'influence des conditions aux limites sur les résultats. Pour notre étude nous avons choisi un domaine de longueur et de largeur respectivement, $L=400$ mm et $h=200$ mm. Il est à noter, qu'au-delà de ces dimensions, les résultats des simulations numériques demeurent constants.

Un maillage fin au voisinage de l'objet ou les phénomènes importants vont se produire Figure(III.5)

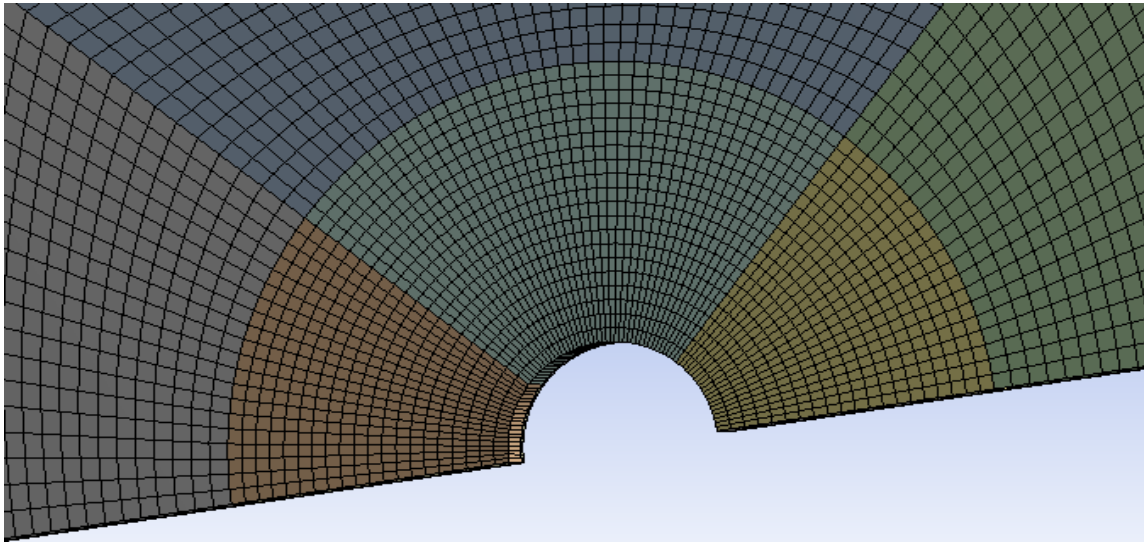


Figure III.5 : Maillage sur le niveau d'ailette.

III.6. Qualité de maillage [19]

La qualité de maillage joue un rôle significatif dans la précision et la stabilité du calcul numérique le centre d'un volume fini typique est un point P , et les centres de ses faces latérales est, ouest, nord, sud, front et arrière sont les pointes respectivement e , w , n , s , t et b .

Chacune des volumes de contrôle est entouré de six autres volumes de contrôle dont les centres sont les pointes E , W , N , S , T et B . Dans ces pointes sont stockées les variables scalaires (pression P et température T). Cependant, les composantes de la vitesse u , v et w sont stockées aux faces latérales des volumes de contrôle.

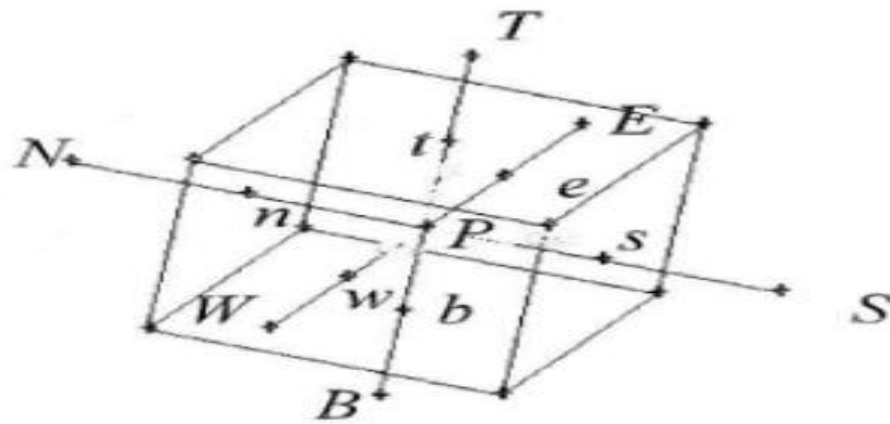


Figure III.6 : Volume de contrôle principal tridimensionnel [19].

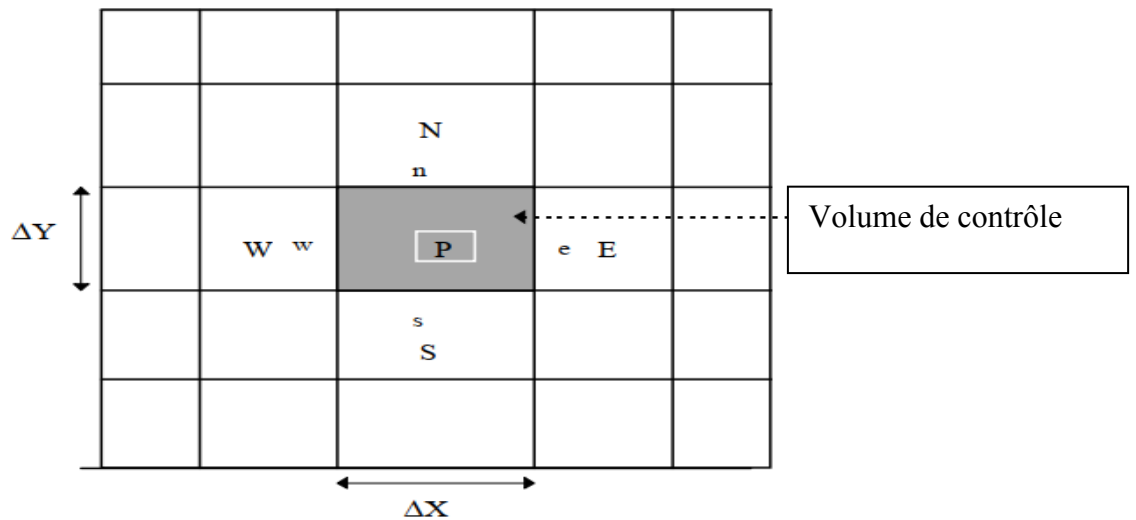


Figure III.7 : Décomposition d'un domaine physique en volumes finis bidimensionnels.

III.7. Nomination des surfaces

Après le maillage, l'étape suivante sert à nommer les différentes frontières du domaine de calcul. Dans cette étape doit être défini les faces de conditions aux limites Figure (III.8)

Sélections nommées

TABLEAU 10
Modèle (A3) > Sélections nommées > Sélections nommées

Nom de l'objet	sym	outlet	inlet	sym	surface	sym	interface trg	interface sou
Etat	Défini complètement							

Figure III.8 : sélections nommées.

- Face d'entrée (une seule face).
- Faces de sortie (deux faces).
- Faces symétrie (trois faces)
- Interface de contacts entre le fluide (l'air) et le solide (l'ailette) deux faces.
- Autre nomination comme la surface intérieure de tube (seule face).

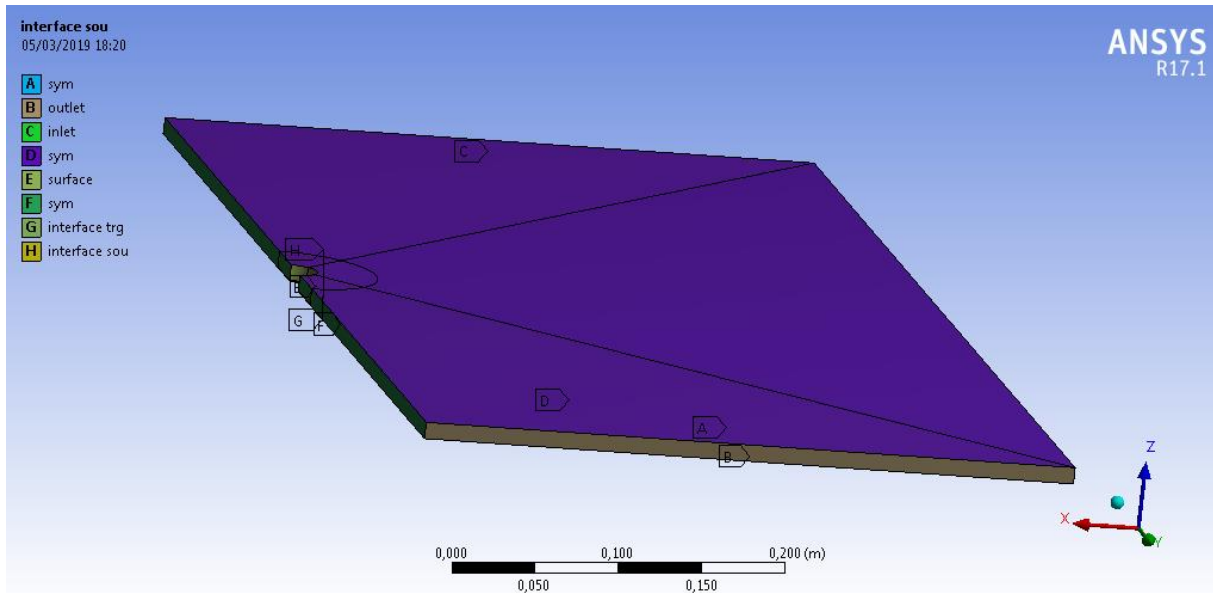


Figure III.9 : Nomination des surfaces dans le système.

III.8. Insérer les propriétés physiques du système

III.8.1. Activation de l'équation d'énergie et la gravité

Dans cette étude, nous devons exécuter l'équation d'énergie, alors il faut suivre les étapes suivantes :

Model > Energy > on > ok.

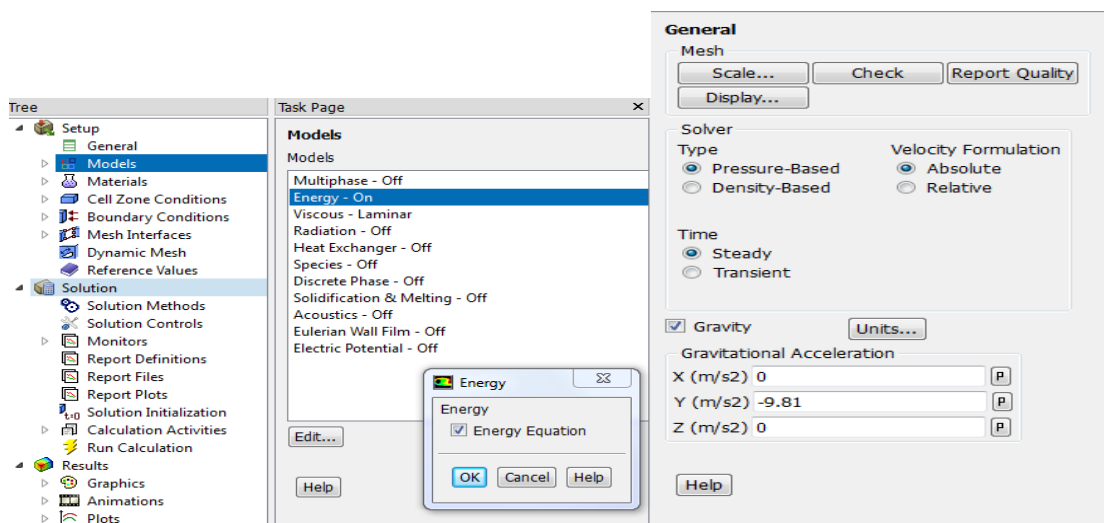


Figure III.10 : Etablir l'équation d'énergie et la gravité.

III.8.2. Choix de modèle laminaire

Model >laminaire>ok

Pour sélectionner le modèle souhaité il faut procéder comme suit :

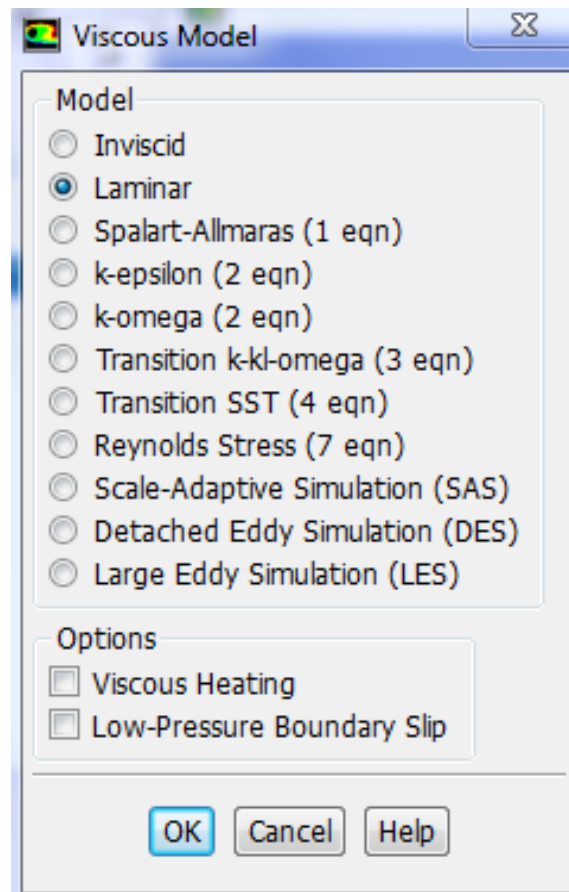


Figure III.11 : Les étapes de modèle laminaire.

III.8.3. Les caractéristiques physiques de fluide et l'ailette

Pour notre étude le fluide est l'air, la matière des ailettes étudiées sont : l'aluminium et l'inox. Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque des données de Fluent.

Materials > fluide ou solide

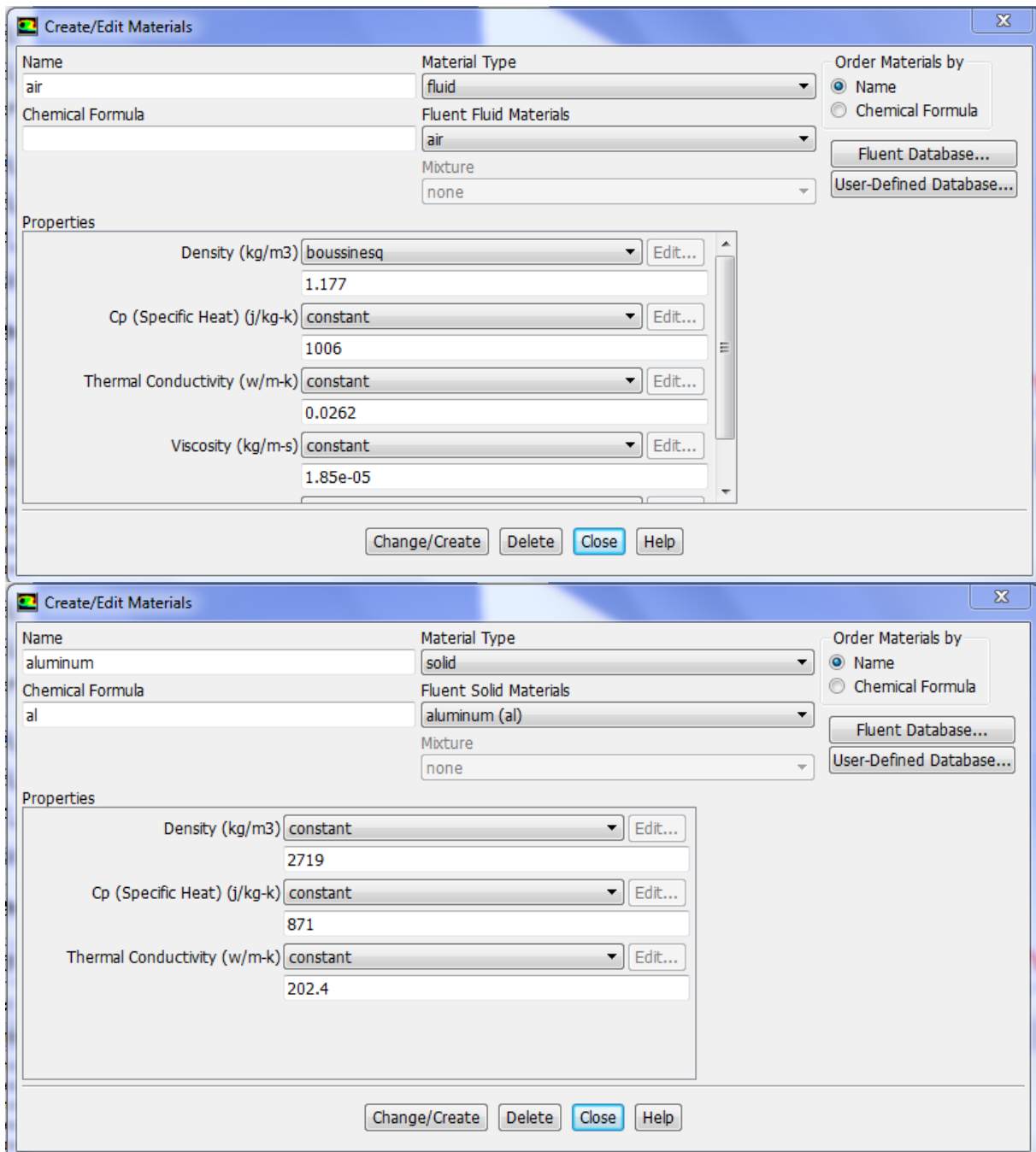


Figure III.12 : Définition les caractéristiques physiques de fluide et de solide.

III.8.4. Insérer les Conditions aux limites

Dans notre travail il faut insérer la température de la paroi intérieure de tube, la température de l'air ambiant, la vitesse de l'air et la pression de l'entrée et de sortie de système, figure (III.13) :

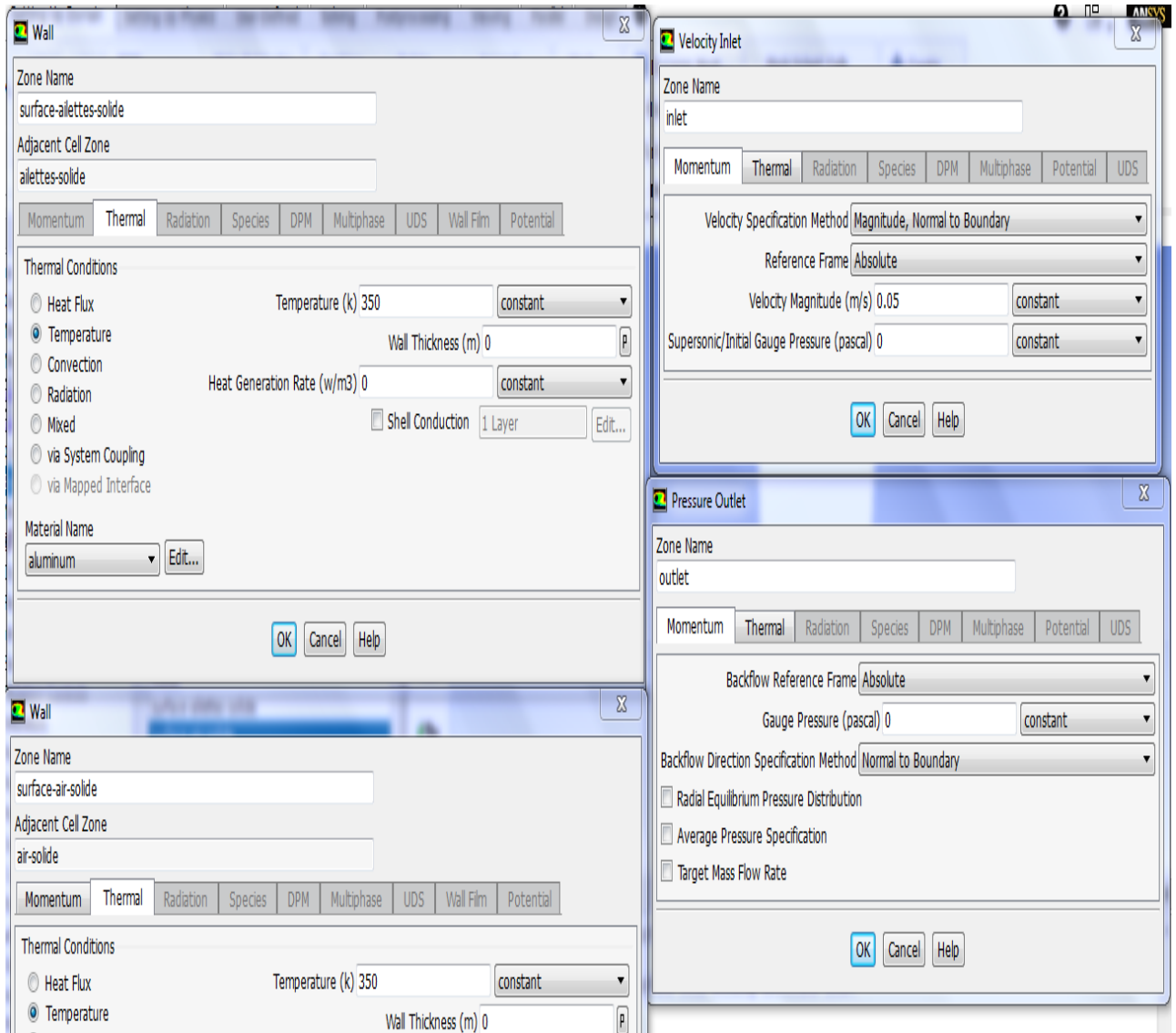


Figure III.13 : Conditions aux limites.

III.9. Lancer le calcul [24]

Le solveur part de la solution initiale et grâce à un algorithme itératif de système obtenu par discrétisation, va effectuer des itérations. Si tout se passe bien, chaque itération doit modifier la solution courante pour la remplacer par une solution plus proche de la solution exacte recherchée. A chaque itération et pour chaque équation une erreur nommée résidu, est calculée par rapport à une solution exacte de système. Un calcul diverge si les résidus augmentent au cours des itérations.

Convergence le suivi de la convergence se fait avec les résidus, on générale la solution converge quand les résidus atteignent l'ordre de 10^{-3} . Toutefois dans certains cas il faut pousser les calculs jusqu'à l'ordre de 10^{-4} ou de 10^{-6} Mais il n'existe pas des règles universelles.

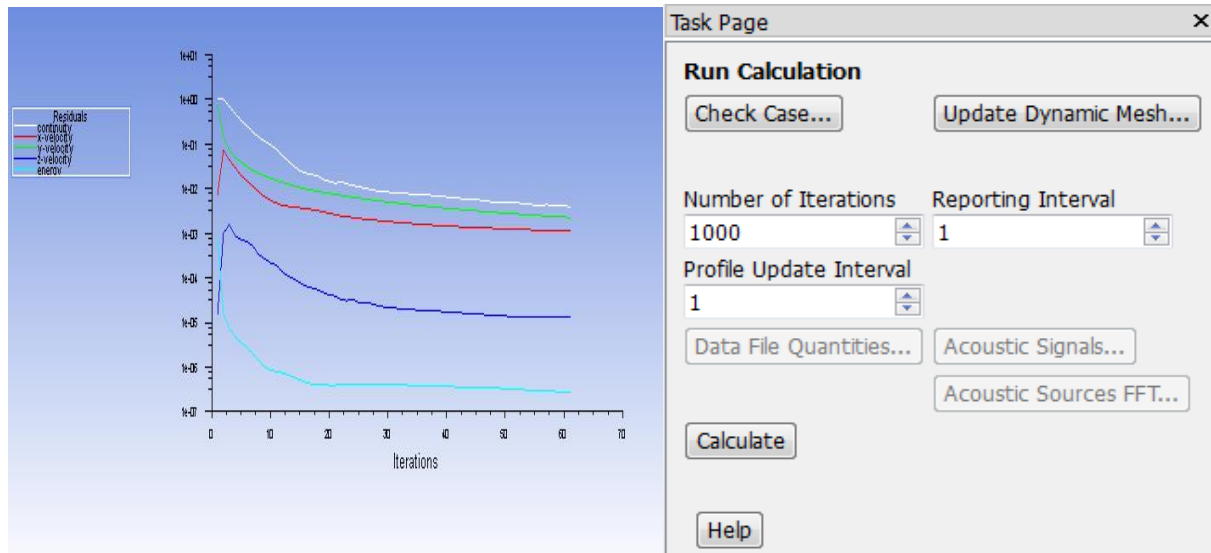
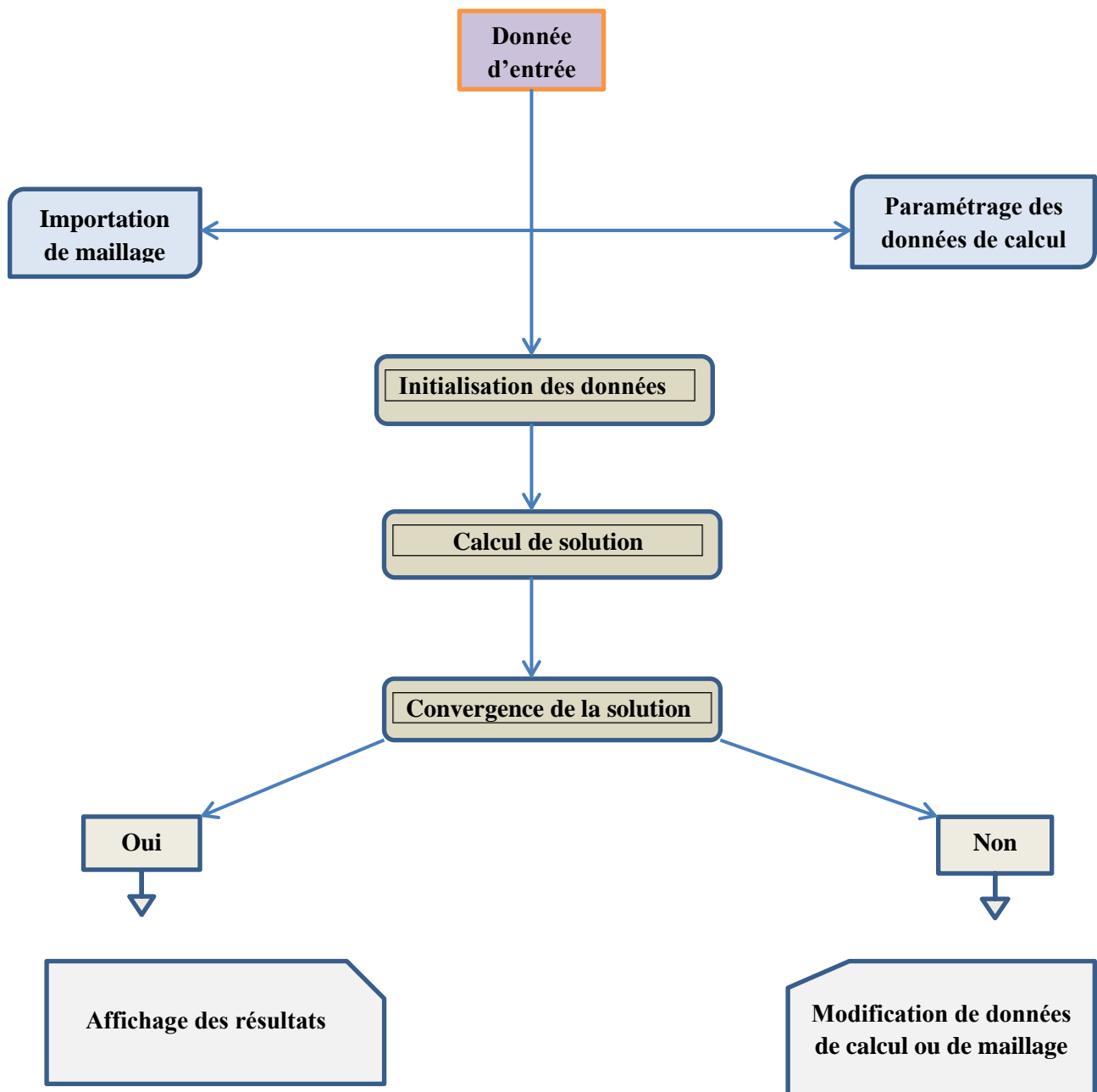


Figure III.14 : Les procédures des itérations et l'évolution des résidus de calcul.

III.10. Conclusion

Sous fluent, plusieurs séquences ont été effectuées dans le but de sélectionner les paramètres du modèle de calcul et affichage des résultats. Ces étapes sont présentées dans la figure ci-dessous



CHPITRE IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Nous présentons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour l'étude de refroidissement à air par convection mixte d'un seul tube à ailettes circulaire. Présentation est suivie d'une discussion des résultats pour les deux matières : aluminium et inox.

Pour faire une étude paramétrique dans le but de voir l'influence et l'effet de certaines caractéristiques sur le transfert de chaleur nous avons examiné l'effet de la vitesse de l'air et l'espacement entre les ailettes s , la différence de température entre la paroi intérieure de tube et la température de l'air.

L'écoulement d'air et le transfert de chaleur sont contrôlés par les nombres adimensionnels suivant :

- Le nombre de Reynolds, Re
- Le nombre de Rayleigh, Ra

L'étude a été réalisée pour analyser l'influence des paramètres précédant à savoir le flux de chaleur ϕ , le coefficient de transfert de chaleur h et le nombre de Nusselt.

IV.2. Sélection des paramètres adimensionnels

L'analyse montre que les caractéristiques de transfert de chaleur dans le fluide (l'air) dépendent de plusieurs paramètres adimensionnels. Les plus importantes de ces caractéristiques sont le nombre de Reynolds et le nombre de Rayleigh qui sont exprimés en fonction de la vitesse de l'air à l'entrée de système et la différence de température entre la paroi intérieure de tube et la température de l'air.

L'étude de l'influence de tous les paramètres sur les caractéristiques de transfert de chaleur dans notre système par convection mixte conduirait à un très grand nombre de cas à analyser. Dans ce chapitre, nous présentons les résultats les plus importants du transfert de chaleur par convection mixte dans l'échangeur de chaleur étudié. L'étude a été menée pour cinq valeurs de nombre de Ra et avec un nombre de Reynolds variant de 0 jusqu' à 184.08. Les autres paramètres ont été fixés, comme la longueur et le diamètre de tube.

En résumé cinq cas de convection mixte et un seul cas de convection naturelle sont examinés Tableau(IV.1) :

Tableau IV.1 : Les résultats de flux se chaleur pour le cas d'aluminium.

Vitesse	Re	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0	0	4,112	3,13	2,38	1,62	0,791
0,066	121,49544	4,92	4,123	3,33	2,37	1,87

IV.3. Validation

Pour vérifier la précision des résultats numériques obtenus par nos simulations en utilisant ANSYS, nous avons choisi le problème traité dans la référence [25]. Il s'agit d'une convection naturelle (cas de la vitesse nulle) autour d'un tube à ailette. Nous avons comparé les résultats du flux fourni par nos simulations ceux obtenus par la référence [25].

IV.4. L'effet de la vitesse sur le transfert de chaleur

Cette partie s'attache à présenter les résultats des simulations obtenues. Pour analyser l'effet de la vitesse sur le transfert de chaleur dans notre échangeur opérant en convection mixte nous avons choisi les valeurs de vitesses dans l'intervalle de la convection mixte ($0.1 < Ri < 10$), la vitesse dans cet intervalle est entre 0.062m/s et 0.660m/s.

Les nombres de Reynolds de notre cas sont : $121.49 < Re < 184.08$ et les valeurs de nombre de Rayleigh en fonction de diamètre de tube est entre $16927,2 < Ra < 84639,5$. Donc le régime d'écoulement est laminaire.

On remarque d'après le tableau (IV.1) que L'augmentation de la vitesse entraîne une augmentation du flux de chaleur. Aussi on remarque que l'augmentation de nombre de Rayleigh entraîne une augmentation du flux de chaleur.

➤ **Pour S=10mm :**

a-Le cas d'aluminium :

Le tableau (IV.2) rapporte les résultats numériques de flux de chaleur pour différentes valeurs de vitesses et différentes valeurs de nombre de Rayleigh. Il est très clair que le flux de chaleur dissipé par l'échangeur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

On peut constater aussi à partir ce tableau l'effet de la différence des températures (air-parois). Pour la même valeur de nombre de Reynolds, le flux de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Cet effet va disparaître pour les nombres de Reynolds élevés.

Tableau IV.2 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium pour s=10mm.

Vitesse (m/s)	Re \ Ra	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0	flux(W) pour Re=0	4,112	3,13	2,38	1,62	0,791
0,066	flux(W) pour Re=121,49544	4,92	4,123	3,33	2,37	1,87
0,08	flux(W) pour Re=147,2672	5,149	4,33	3,59	2,81	2,1
0,1	flux(W) pour Re=184,084	5,512	4,79	3,98	3,16	2,45

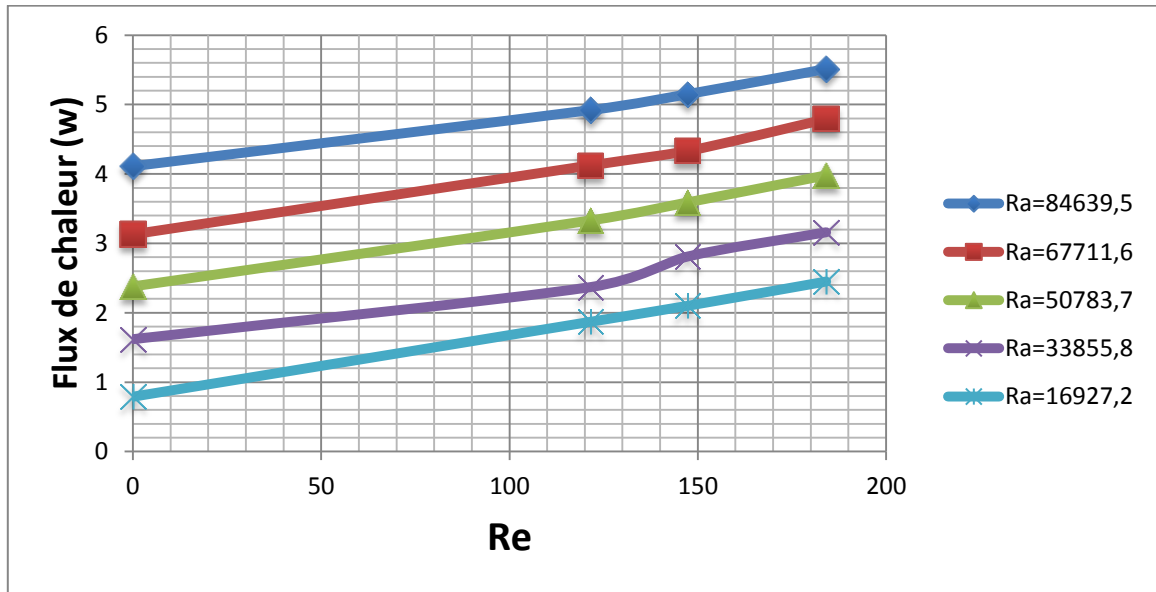


Figure IV.1 : Variation de flux de chaleur en fonction du nombre de Reynolds, cas d'aluminium pour $s=10\text{mm}$.

➤ Distribution de température :

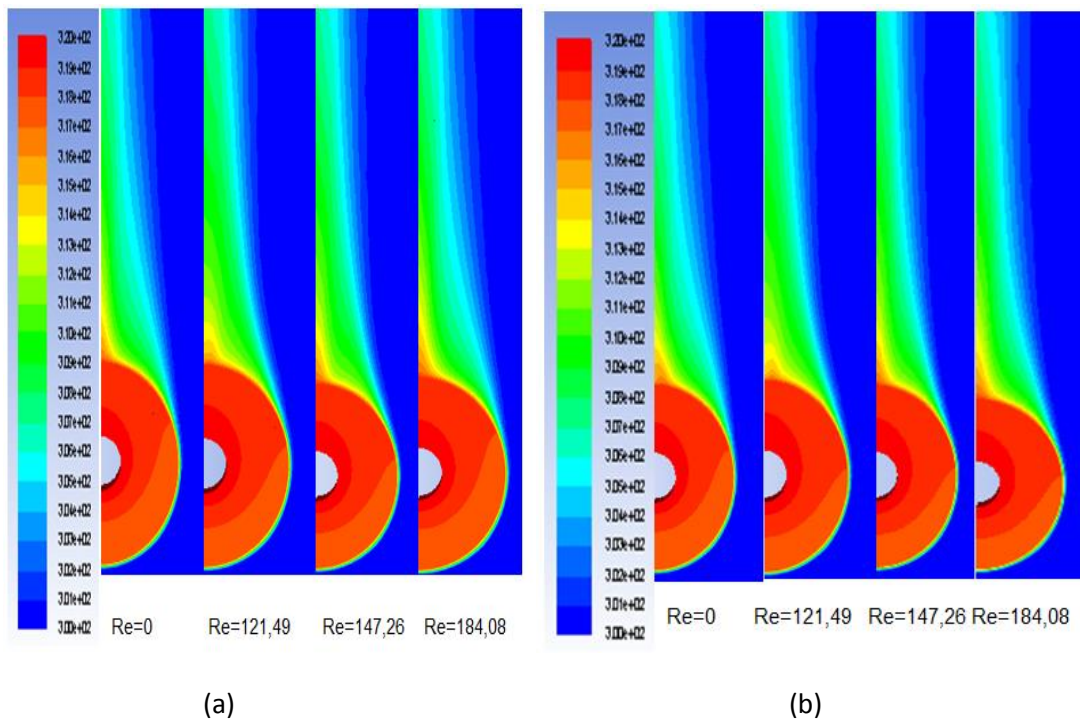


Figure IV.2 : Champ de température (a) pour $Ra=84639.5$ (b) pour $Ra=50783.2$, le cas d'aluminium pour $s=10\text{mm}$.

b- Le cas d'inox :

On change le métal des ailettes, l'aluminium par inox. Pour observer le changement de flux de chaleur en fonction de nombre de Reynolds et nombre de Ra; c'est-à-dire, on analyse l'effet de la vitesse d'air sur le transfert de chaleur.

Tableau IV.3 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour s=10mm.

vitesse (m/s)	Ra Re	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0	flux(w) pour Re=0	2,74	1,8	1,31	0,98	0,55
0,066	flux(w) pour Re=121,49544	3,31	2,8	2,4	1,96	1,54
0,08	flux(w) pour Re=147,2672	3,53	3,14	2,68	2,11	1,82
0,1	flux(w) pour Re=184,084	3,98	3,44	3,01	2,56	2,11

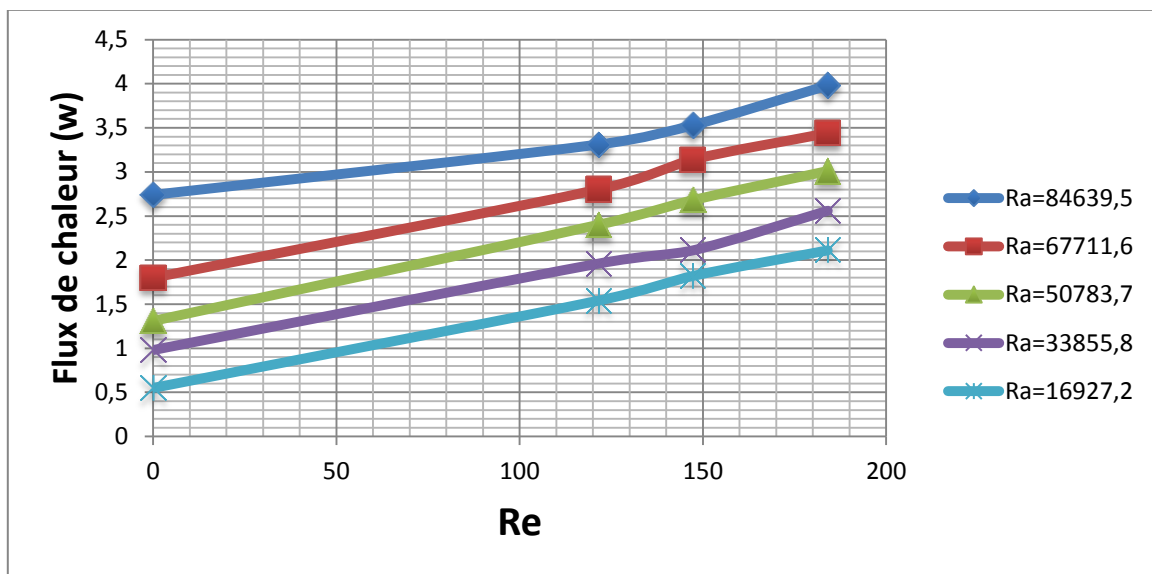


Figure IV.3 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour s=10mm.

c- Etude comparative

A partir des tableaux (IV.4) et (IV.5) et les figure (IV.1) et (IV.3) nous remarquons que le flux de chaleur dégagé dans le cas d'aluminium est plus grand par rapport au cas d'inox. Par conséquent, nous pouvons conclure que le flux de chaleur cédé par l'ailette en aluminium est plus grand que celui des ailettes en inox. La figure (IV.4) représente la variation de flux de chaleur en fonction de nombre Reynolds pour $Ra=84639.5$ et pour l'espacement $S=10$ mm.

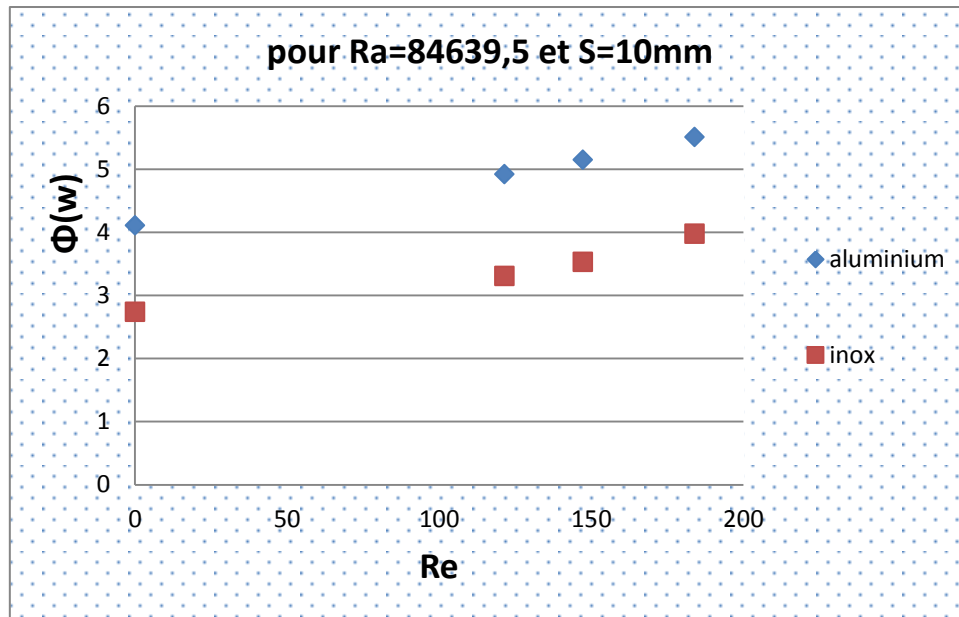


Figure IV.4 : Variation du flux de chaleur en fonction de nombre de Reynolds.

IV.5. L'effet de l'espacement entre les ailettes sur le transfert de chaleur

L'espacement entre les ailettes est le paramètre le plus important qui influe sur le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à ailettes, l'effet de l'espacement entre les ailettes a été étudié dans ce travail pour deux valeurs $S=10$ mm et $S=3$ mm (voir les tableaux (IV.2, IV.3, IV.4 et IV.5)). Nous notons une diminution significative du flux de chaleur pour l'espacement, $S=3$ mm, par rapport à celui des échangeurs ayant de espacement, $S=10$ mm.

➤ Pour $S=3\text{mm}$:

a- Le cas d'aluminium :

Tableau IV.4 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium pour $s=3\text{mm}$.

vitesse (m/s)	Re \ Ra	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0	flux(W) pour Re=0	3,54	2,79	1,41	0,65
0,066	flux(W) pour Re=121,49544	3,69	2,92	1,62	0,98
0,08	flux(W) pour Re=147,2672	3,76	3,16	1,67	1,06
0,1	flux(W) pour Re=184,084	3,849	3,22	1,82	1,22

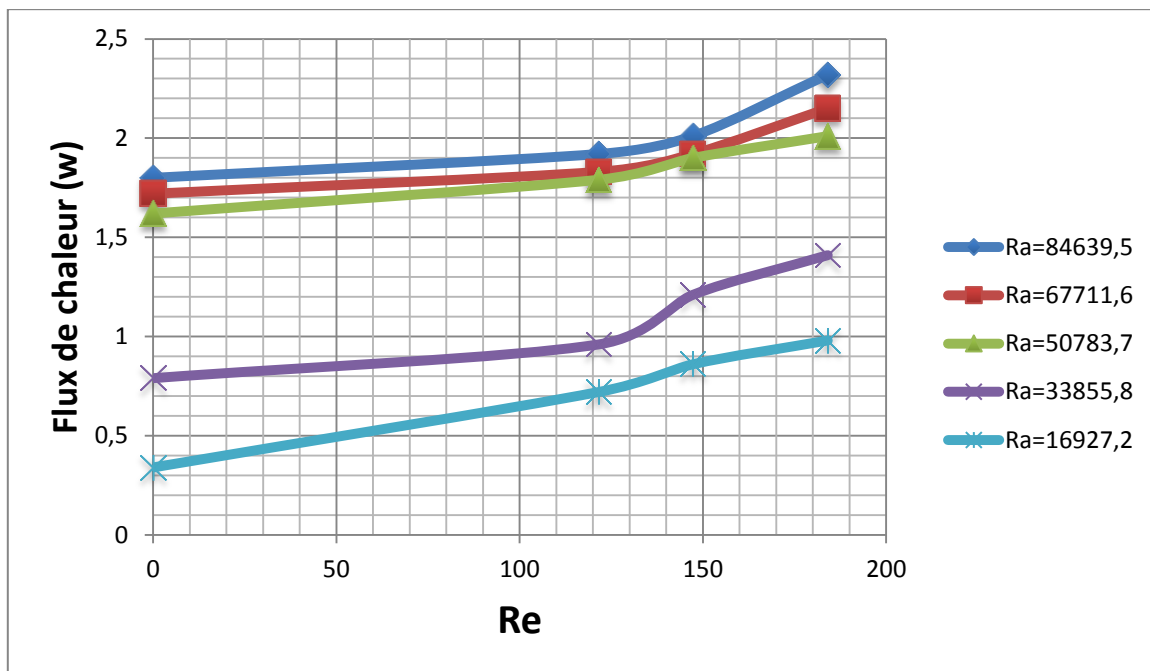


Figure IV.5 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium pour $s=3\text{mm}$.

b- Le cas d'inox :

Tableau IV.5 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour s=3mm.

vitesse (m/s)	Re \ Ra	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0	flux(W) pour Re=0	1,8	1,72	1,62	0,79	0,34
0,066	flux(W) pour Re=121,49544	1,92	1,83	1,79	0,96	0,72
0,08	flux(W) pour Re=147,2672	2,01	1,92	1,9	1,21	0,86
0,1	flux(W) pour Re=184,084	2,32	2,15	2,01	1,41	0,98

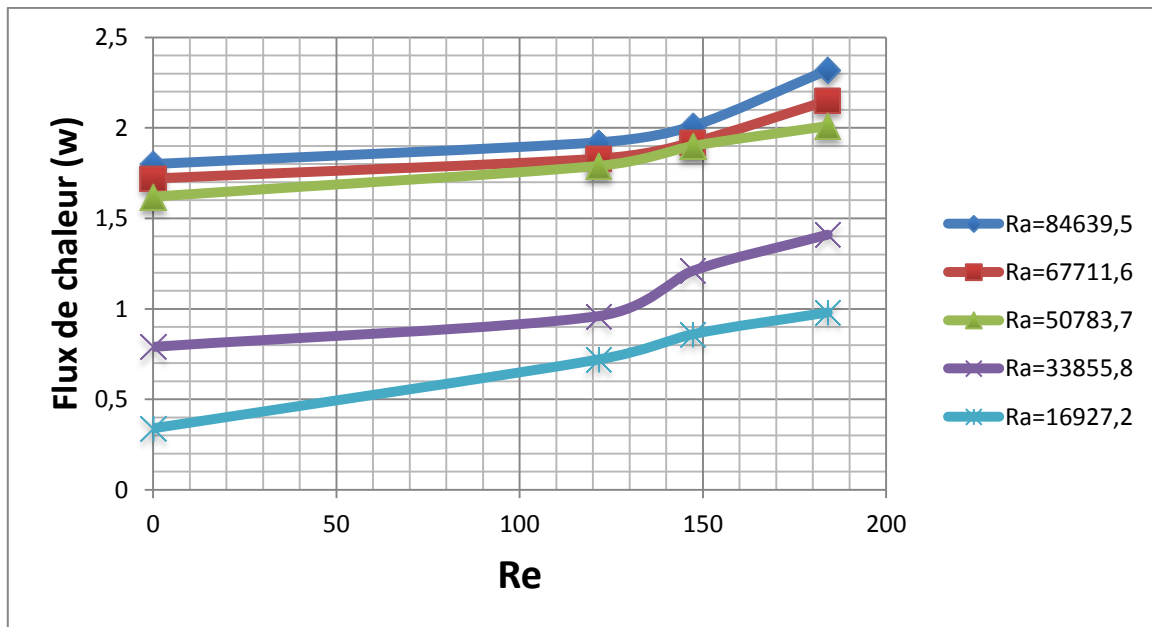


Figure IV.6 : Variation du flux de chaleur en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox pour s=3mm.

➤ Distribution de vitesse

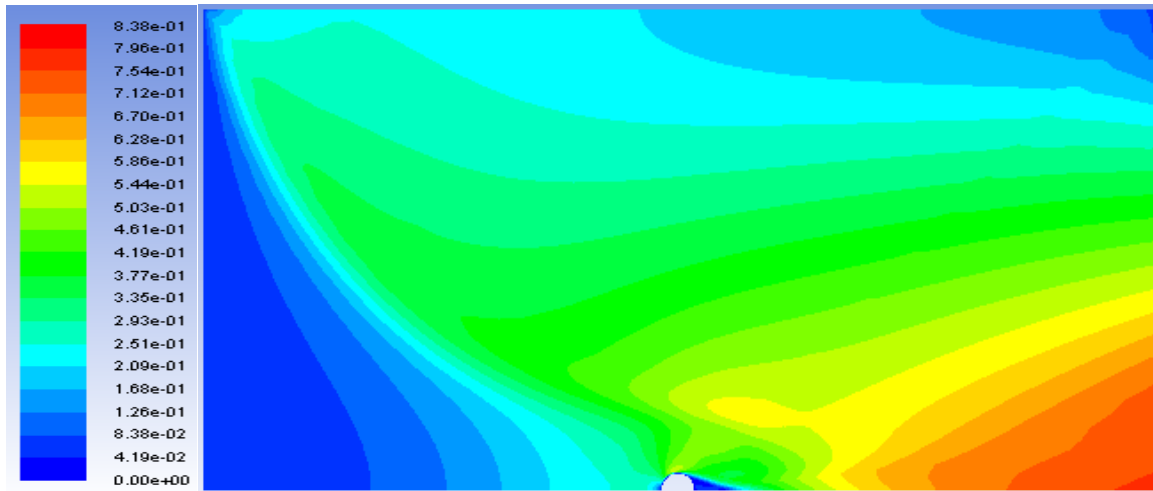


Figure IV.7 : Distribution de la vitesse de l'air entourant, pour $V=0.066\text{m/s}$ cas d'aluminium et $s=10\text{mm}$.

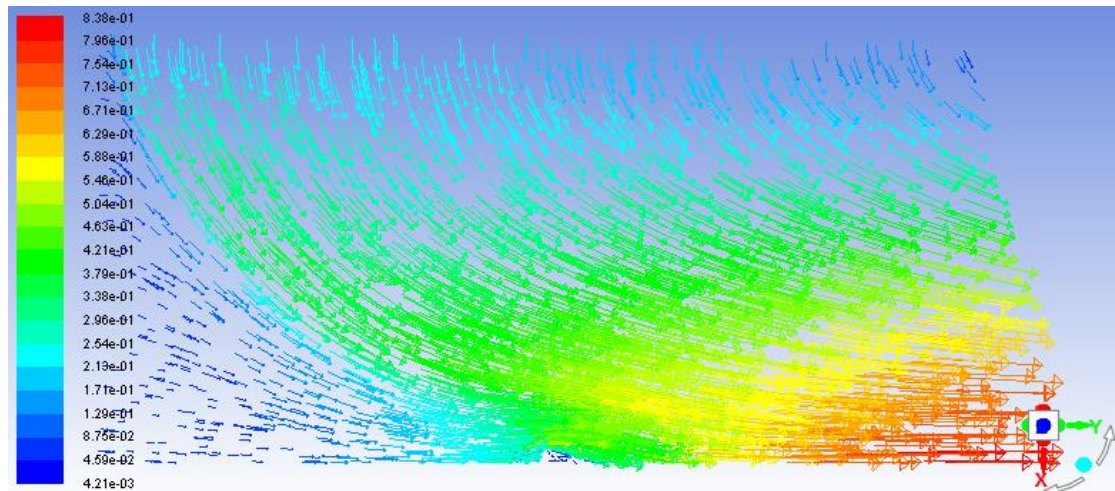


Figure IV.8 : Les vecteurs de vitesse d'air entrant, $V=0.08\text{m/s}$ cas d'aluminium et $s=10\text{mm}$.

Tableau IV.6 : Une comparaison entre les résultats de flux de chaleur obtenus par notre travail et de référence [25]

Espace (mm)	5	10	15	20
$\Phi(w)$ Notre travail	3,88	4,12	4,66	5,2
$\Phi(w)$ Réf	3,22	3,41	3,98	4,58

D'après les résultats rapportés dans le tableau IV.6 et la figure IV.9 on peut dire que nos simulations sont bonnes.

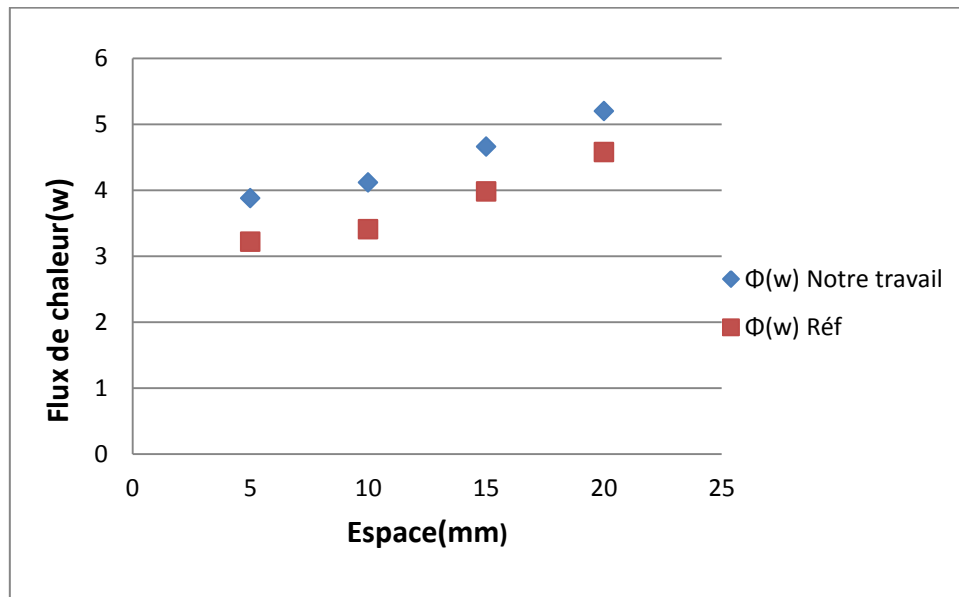


Figure IV.9 : Variation du flux de chaleur en fonction de l’espacement entre les ailettes.

IV.6. Le coefficient d’échange et nombre de Nusselt

Notre travail suivant est pour espacement $s=3\text{mm}$ dans les deux cas l’aluminium et l’inox.

IV.6.1. Le coefficient d’échange h ($\text{W}/\text{m}^2\text{k}$)

Les tableaux (IV.7) et (IV.8) présentent la variation du coefficient d’échange h en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh

IV.6.1.1. Pour convection mixte :

a-Aluminium :

Tableau IV.7 : Variation du coefficient d’échange h en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d’aluminium.

Vitesse (m/s)	0.066	0.08	0.1
Re	121.495	147.267	184.087
$h(\text{W}/\text{m}^2\text{k})$ pour $Ra=84639.5$	5.54	5.56	5.621
$h(\text{W}/\text{m}^2\text{k})$ pour $Ra=67711.6$	5.11	5.16	5.22
$h(\text{W}/\text{m}^2\text{k})$ pour $Ra=50783.7$	4.53	4.6	4.67
$h(\text{W}/\text{m}^2\text{k})$ pour $Ra=33855.8$	3.71	3.75	3.83
$h(\text{W}/\text{m}^2\text{k})$ pour $Ra=16927.2$	2.28	2.36	2.44

b-Inox :

Tableau IV.8 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox.

Vitesse (m/s)	0.066	0.08	0.1
Re	121.495	147.267	184.087
h(W/m ² k) pour Ra=84639.5	2.57	2.54	2.56
h (W/m ² k) pour Ra=67711.6	2.41	2.41	2.419
h (W/m ² k) pour Ra=50783.7	2.22	2.22	2.21
h(W/m ² k) pour Ra=33855.8	1.91	1.92	1.92
h(W/m ² k) pour Ra=16927.2	1.11	1.14	1.22

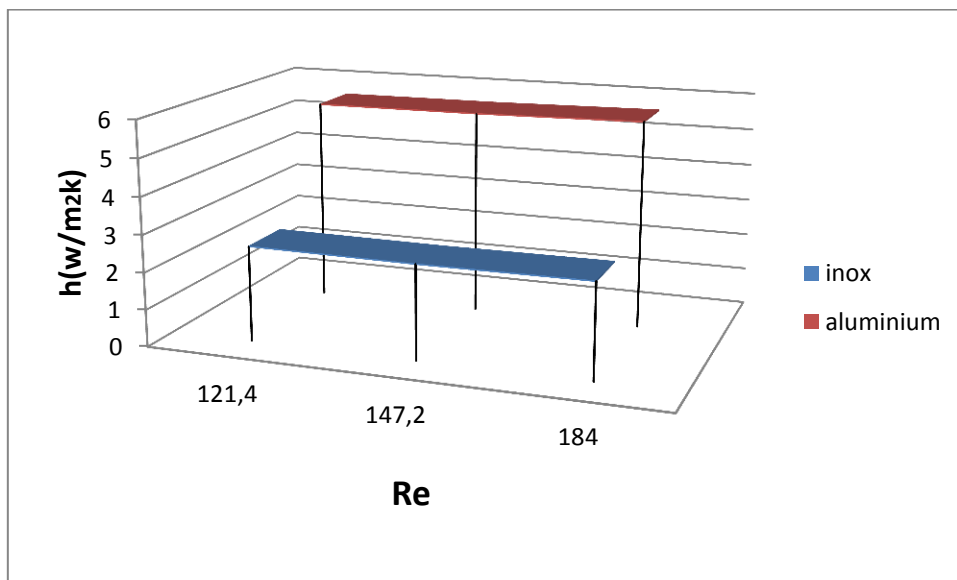


Figure IV.10 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de nombre de Reynolds.

Les tableaux (IV.7) et (IV.8) présentent la variation du coefficient d'échange h en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, On remarque une augmentation du coefficient d'échange quand le nombre de Rayleigh augmente aussi quand la vitesse de l'air augmente. Ceci est confirmé par le référence [26].

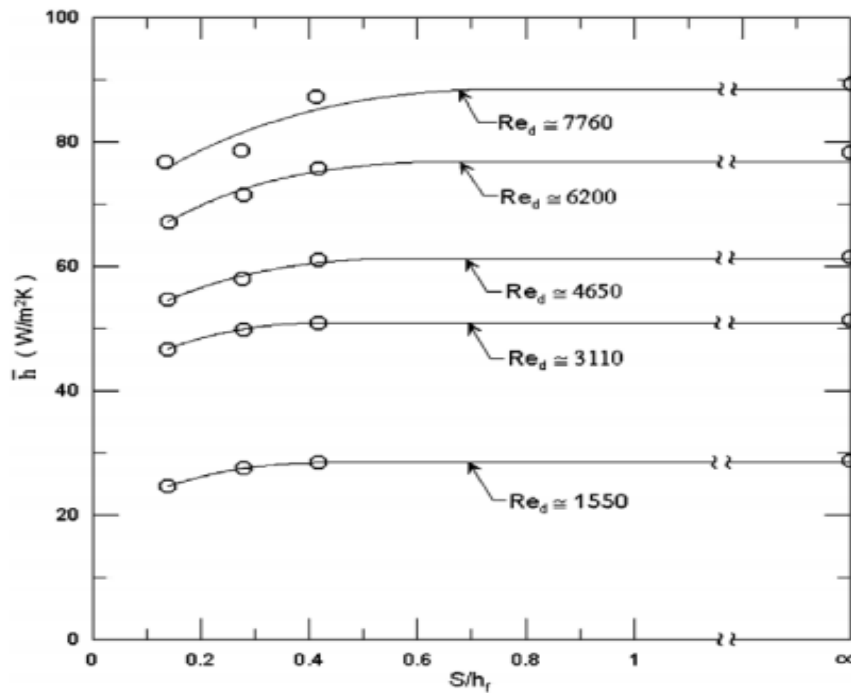


Figure IV.11 : Variation de coefficient d'échange avec s/h en fonction de Re [26].

IV.6.1.2. Pour convection naturelle ($Re=0$):

a-Aluminium :

Tableau VI.9 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de nombre de Rayleigh, cas d'aluminium.

$h(W/m^2k)$	Ra	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
$h(W/m^2k)$		5.26	4.84	4.23	3.39	1.96

b-Inox :

Tableau IV.10 : Variation du coefficient d'échange h en fonction de nombre de Rayleigh, cas d'inox.

$h(W/m^2k)$	Ra	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
$h(W/m^2k)$		2.98	2.55	1.93	1.75	0.97

Les résultats numériques du coefficient d'échange h obtenus par nos simulation, cas de la vitesse nulle, ont été comparés avec les résultats obtenus par Chen (référence [24])

Tableau IV.11 : Une comparaison entre les résultats de coefficient d'échange h obtenus par notre travail et de référence [25]

Espace (mm)	5	10	20
$h(W/m^2k)$ Notre travail	6.02	10.52	12.01
$h(W/m^2k)$ Réf[24]	7.59	11.95	13.68

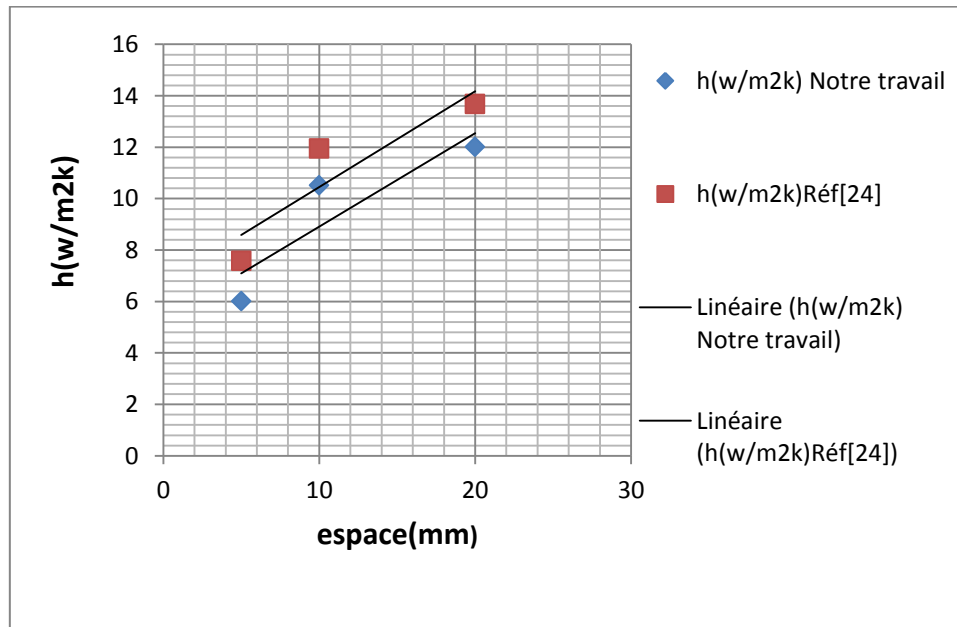


Figure IV.12 : Les résultats de coefficient d'échange h obtenus par notre travail et de référence.

IV.6.2. Nombre de Nusselt

On peut définir deux nombre de Nusselt : le premier est basé sur le diamètre extérieur de tube, Nu_d et le deuxième est basé sur l'espacement entre les ailettes, Nu_s .

a-Aluminium :

Tableau IV.12 : Variation du nombre de Nusselt (Nu_s et Nu_d) en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'aluminium.

vitesse (m/s)	Ra					
	Re	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0,066	Nu_d pour Re=121,49544	5,7062	5,2633	4,6659	3,8213	2,3484
0,08	Nu_d pour Re=147,2672	5,7268	5,3148	4,738	3,8625	2,4308
0,1	Nu_d pour Re=184,084	5,7886	5,3766	4,8101	3,9449	2,5132
0,066	Nu_s pour Re=121,49544	0,63433	0,585095	0,518685	0,424795	0,26106
0,08	Nu_s pour Re=147,2672	0,63662	0,59082	0,5267	0,429375	0,27022
0,1	Nu_s pour Re=184,084	0,64349	0,59769	0,534715	0,438535	0,27938

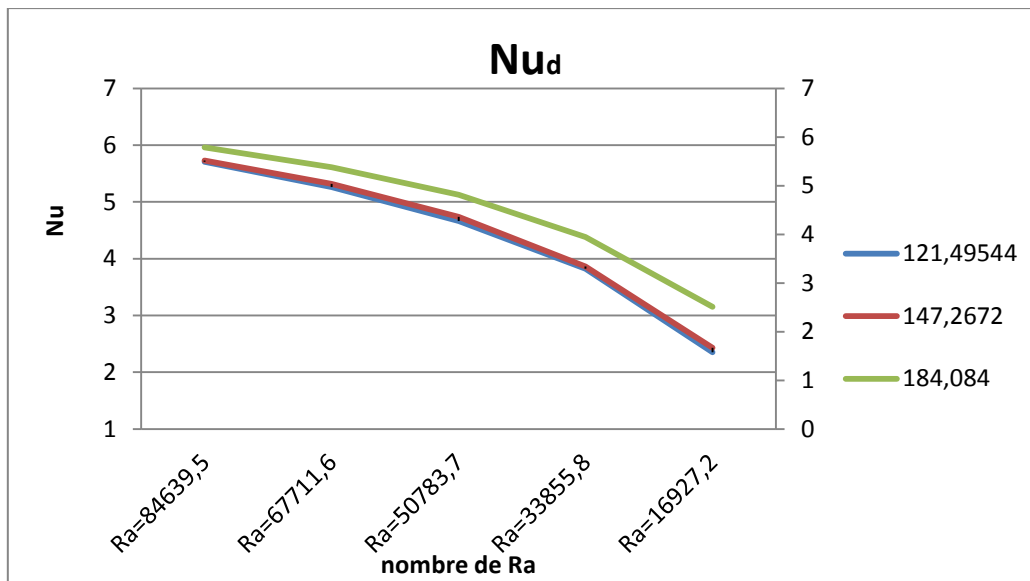


Figure IV.13 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de différents nombre de Rayleigh, cas d'aluminium.

b-Inox :

Tableau IV.13 : Variation du nombre de Nusselt (Nu_s et Nu_d) en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de Rayleigh, cas d'inox.

vitesse (m/s)	Ra					
	Re	Ra=84639,5	Ra=67711,6	Ra=50783,7	Ra=33855,8	Ra=16927,2
0,066	Nu _d pour Re=121,49544	2,6471	2,4823	2,2866	1,9673	1,1433
0,08	Nu _d pour Re=147,2672	2,6162	2,4823	2,2866	1,9776	1,1742
0,1	Nu _d pour Re=184,084	2,6368	2,49157	2,2763	1,9776	1,2566
0,066	Nu _s pour Re=121,49544	0,294265	0,275945	0,25419	0,218695	0,127095
0,08	Nu _s pour Re=147,2672	0,29083	0,275945	0,25419	0,21984	0,13053
0,1	Nu _s pour Re=184,084	0,29312	0,276976	0,253045	0,21984	0,13969

Les tableaux (IV.12) , (IV.13) et la figure (IV.12) présentent les variations des nombres de Nusselt pour les deux types (Nu_s, Nu_d) en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs de Rayleigh, Nous avons trouvé que l'augmentation du nombre de Nusselt est quand la vitesse de l'air augmente en même temps quand le nombre de Rayleigh augmente.

IV.7. Conclusion

À travers ce chapitre, nous concluons que le flux de chaleur dégagé à partir d'échangeur de chaleur à tube avec ailettes circulaire dans le cas de transfert de chaleur par convection mixte dépend de l'espacement entre les ailettes, la vitesse de l'air et la différence de température entre la paroi intérieure de tube et la température de l'air ambiant.

Conclusion

Conclusion générale

Ce travail représente une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte d'un échangeur de chaleur avec ailette circulaire subissant d'un écoulement d'air sec à différentes vitesses. Le code logiciel ANSYS a été utilisé pour faire les simulations numériques de ce problème thermique. Les résultats obtenus représentent les variations du coefficient de transfert de chaleur, du nombre de Nusselt et du flux de chaleur en fonction du nombre de Rayleigh et du nombre de Reynolds.

Le travail présenté a pour les objectifs suivants :

Comprendre le processus de l'écoulement et le transfert de chaleur associé dans un échangeur de chaleur à tube entouré d'ailettes circulaires. Cet échangeur fonctionne en convection mixte.

Des simulations numériques sont effectuées pour des nombres de Rayleigh et des nombres de Reynolds correspondant à la convection mixte.

Étudions l'effet des dimensions géométriques, la vitesse de l'air, la température de la paroi sur le transfert de chaleur.

Pour bien apprécier nos simulations numériques, une validation des résultats obtenus a été faite avec des travaux expérimentaux trouvés dans la littérature.

Le code ANSYS a été utilisé avec le choix de modèle (computational fluid dynamic , CFD) pour calculer le flux de chaleur, le coefficient d'échange thermique h et aussi pour tracer les profils de champs des vitesses et de température.

Les travaux de Chen sont utilisés pour valider les résultats de taux de transfert et le coefficient d'échange thermique obtenus par le code ANSYS. Par la suite nous étudions l'influence de la vitesse de l'air, la température entre la surface intérieure de tube et l'air ambiant et l'espace entre les ailettes (S) sur le taux de transfert de chaleur et le coefficient d'échange thermique (h).

D'après ces résultats, nous pouvons conclure que :

Le flux de chaleur et le coefficient d'échange thermiques augmentent avec l'augmentation de la vitesse de l'air pour les deux cas (aluminium, inox) et que les valeurs de flux et du coefficient thermique dépendent beaucoup du matériau de l'ailette. On remarque aussi que l'aluminium est plus efficace par rapport à l'inox.

Le flux de chaleur et le coefficient d'échange thermiques augmentent aussi avec l'augmentation de l'espacement entre les ailettes.

L'augmentation du nombre de Rayleigh fait augmenter sensiblement le taux de transfert de chaleur et le coefficient d'échange thermiques.

À travers ce travail, nous concluons que l'espacement entre les ailettes a un grand effet sur le transfert de chaleur par convection.

Références bibliographiques

- [1] Y. Jannot, les échangeurs de chaleur, Ecole des Mines de Nancy, Département EPT, 2016.
- [2] N. Boultif, Simulation numérique et étude expérimental des échangeurs de chaleur concentrique fonctionnant en régime transitoire, Mémoire de Magister, Université de Batna, 2003.
- [3] A. Touatit, Etude technico-économique des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. Thèse de magistère, Université de Batna, 2014.
- [4] C. Bougriou, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, Cour DE technologie et calcul des échangeurs de chaleur, Institut de mécanique, Université de Batna.
- [5] F. Taourit, Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes), Mémoire de Master, Université Abou Bakr Belkaid-Tlemcen, 2013.
- [6] A. Tanya. Matova, Refroidissement de fluides complexes. Etude des performances de différentes technologies, Thèse de Doctorat université de Toulouse, 2012.
- [7] Y. Özcelik, Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm. Appl Therm Eng 27. pp.1849–1856, 2007.
- [8] AdresseURL, www.Heat Exchange. Com, (Heat Exchange), site visité le 25 mars 2005 'Rice universitéCENG 40.3.
- [9] C. Bougriou, K. Baadache, Shell-and double concentric tube heat exchanger, WO2008089777A1, Patent PCT, DZ2008/000002, 2008.
- [10] P. Marty, Cour de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013.
- [11] D. Duval, Ailettes thermique, Institut National Des Sciences Appliquées de Rouen, Département Sciences et Techniques Pour l'Ingénieur, 2013.
- [12] Cour de convection et rayonnement-4, Plate-forme TTE-C.E.S.I.R.E, Université Joseph Fourier-Grenoble.pdf.
- [13] S. Saddam, Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptique creuse. Thèse de Master, Université de M'sila, 2015.
- [14] J. François, Sacadora, Initiation aux transferts thermiques, Techniques et documentations, 1978.
- [15] B. Abd Elfetah, Etude de la convection mixte (favorable / defavorable) dans un tube vertical, Thèse de Magister, Université Mentouri – Constantine, 2009.

- [16] F. Tahrou, Modélisation et l'optimisation d'un échangeur de chaleur à ailettes indépendantes circulaires Mémoire de doctorat, Université de Batna, 2016.
- [17] S. Ben amara, Ecoulements et transferts thermiques en convection naturelle dans les milieux macro-poreux alimentaires, Thèse de doctorat, Institut national agronomique PARIS-Grignon, 2005.
- [18] S. Touahri, Phénomènes de convection mixte a propriétés variables dans les conduits cylindriques a ailettes et sans ailettes, Thèse de doctorat, Université Mentouri Constantine, 2012.
- [19] N. Soltani, Etude des instabilibilites convectives dans la configuration de czochralski, Thèse de doctorat, Université de Batna 2, 2018.
- [20] H. Sun, Modélisation et simulation numérique de la convection naturelle dans des mélanges binaires de gaz contenus dans des cavités: application à la condensation ou à l'évaporation surfacique, Thèse de doctorat, Université de paris-Est, 2010.
- [21] M. Rekioua, Etude des performances d'un échangeur de chaleur croise avec ou sans ailettes poreuses, Mémoire de magistère, Université de Batna, 2011.
- [22] D. Adjaimi, Etude numérique en CFD de la convection naturelle dans des échangeurs de chaleur à ailettes carrées, Mémoire de master, Université de Biskra, 2018.
- [23] Y. Amirouch, Etude de la convection mixte laminaire et turbulente tridimensionnelle : cas d'un circuit électronique, Thèse de doctorat, 2010.
- [24] E. Bedgehit, Etude expérimentale et numérique d'un autour d'obstacles et cylindrique, Mémoire de magistère, Université de Constantine, 2010.
- [25] H.T. Chen, Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings, International Journal of Heate and Mass Transfer, vol.50, pp. 1750–1761, 2007.
- [26] H. T. Chen, Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection, International Journal of Heate and Mass Transfer, vol .51, pp. 1920–1932, 2008.

Résumé

Le but de cette étude est d'effectuer des simulations numériques en 3D de la convection mixte dans l'air sur échangeur de chaleur à tube avec ailettes circulaires en utilisant le code Ansys-Fluent. Les résultats obtenus représentent les variations du coefficient de transfert de chaleur, du nombre de Nusselt et du flux de chaleur en fonction du nombre de Rayleigh et du nombre de Reynolds. Pour mieux apprécier la fiabilité et l'exactitude de nos calculs, nous avons confronté nos résultats avec ceux des travaux expérimentaux trouvés dans la littérature. Les résultats obtenus concernant le flux de chaleur et le coefficient d'échange thermique h , montrent que le transfert thermique par convection mixte pour l'échangeur de notre étude dépendent de la forme géométrie et le type de métal de l'échangeur et aussi de la vitesse de l'air ambiant.

Mots clés : convection mixte, échangeur de chaleur, ailettes circulaire, flux de chaleur, coefficient d'échange, transfert thermique.

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو تحقيق محاكاة رقمية ثلاثية الابعاد للحمل الحراري المختلط على محول حراري ذو انبوب و زعانف دائرية و ذلك باستخدام برنامج ANSYS-FLUENT. النتائج المتحصل عليها تبين تغيرات عدد Nusselt والتدفق الحراري ومعامل الانتقال الحراري بدلالة عدد Rayleigh وعدد Reynolds. لإعطاء موثوقية ودقة لحساباتنا بشكل أفضل ، قمنا بمقارنة نتائجنا بنتائج اعمال تجريبية أنجزت سابقا. تظهر نتائج المحاكات للتدفق الحراري و معامل التبادل الحراري التي تم الحصول عليها ان الانتقال الحراري بواسطة الحمل الحراري المختلط يتعلق بالشكل الهندسي و نوع المعدن للمحول وكذلك سرعة الهواء.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري المختلط, محول حراري, زعانف دائرية, التدفق الحراري, الانتقال الحراري, معامل الانتقال.

Abstract

The purpose of this study is the realization of a 3D numerical simulation of mixed convection on a circular finned tube heat exchanger using the Ansys-Fluent code. The results obtained represent the variations of the heat transfer coefficient, the Nusselt number and the heat flux as a function of the Rayleigh number and the Reynolds number. To better appreciate the reliability and accuracy of our calculations, we compared our results with those of the experimental works founded in the literature. The results of heat flux and the heat exchange coefficient h show that the heat transfer by mixed convection for the studied heat exchanger depend on the geometry shape and the type of fin metal and the speed of the air.

Key Words: mixed convection, circular finned tube, heat exchanger, heat exchange coefficient, heat flux, heat transfer.