



République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche
scientifique



Université IBN KHALDOUN –Tiaret

Faculté : Sciences appliquées

Département de Génie mécanique

PROJET DE FIN DE CYCLE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème :

**Effets du nombre de spire sur
l'amélioration du transfert thermique
dans l'échangeur de chaleur à tube
hélicoïdal**

Préparé par :

AMARA Asmaâ

ARGOUB Sara

Soutenu publiquement le : **19/06/2024** Devant le jury composé de :

M. BENALOUACH M	Maître assistant "B"	Univ. Ibn Khaldoun	Président
M. SAD CHEMLOUL N	Professeur	Univ. Ibn Khaldoun	Examinateur
M. KARAS A	Professeur	Univ. Ibn Khaldoun	Examinateur
M. BELMILOUD MA	Maître de Conférences "B"	Univ. Ibn Khaldoun	Encadreur

Année universitaire 2023/2024

Remerciements

Nos remerciements vont tout premièrement à Dieu tout-puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donnée durant toutes ces années. Nos respects aux membres de jury (Mr **BENALOUACH Mohamed El-amine**, Mr **SAD CHEMLOUL Nord-Eddine** et Mr **KARAS Abdelkader**), qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger ce modeste travail, d'apporter leurs réflexions et leurs critiques scientifiques. Nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance et nos sincères remerciements à notre encadreur Mr. **BELMILOUD Mohamed Amine** pour l'intérêt porté à notre travail, leurs disponibilités, leurs conseils précieux et surtout leur grande patience.

Dédicaces

Je remercie avant tout « Allah » qui m'a donnée le courage et la volonté d'achever ce modeste travail, notre grand salut sur le premier éducateur notre prophète Mohamed. (Satisfaction et salut de Dieu sur lui).

On dédie ce modeste travail :

A mes parents.

A mes chers frères.

A mes chères sœurs.

A mon binôme Sarah.

A toute la famille.

A toutes mes amies et collègues.

Asmaâ.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A la lumière de ma vie et l'espoir de mon existence...ma mère.

A ce lui qui rendu tel que je suis et tel que je souhaite mon père.

A mes très chers frères

A ma sœur Fatima Zahra.

A mon binôme Asmaa.

A tous ceux qui ont participé de loin ou de près à la réalisation de ce travail.

A tous mes chers amis et camarades.

A tous les membres de ma grande famille

Sara.

	Page
Remerciements	
Dédicace	
Liste des figures	iii
Liste des tableaux.....	iv
Nomenclature.....	v
Introduction générale	1
Chapitre 01 : Recherche bibliographique	
1.1. Introduction.....	3
1.2. Rappel sur le transfert thermique.....	3
1.2.1. Conduction.....	3
1.2.2. Convection.....	5
1.2.3. Rayonnement.....	6
1.3. Travaux antérieurs.....	6
1.4. Conclusion.....	12
Chapitre 02 : Généralités sur les échangeurs de chaleur	
2.1. Introduction.....	14
2.2. Principe de fonctionnement et son rôle d'un échangeur de chaleur.....	14
2.3. Critères de classement des échangeurs.....	15
2.3.1. Classement suivant le nombre de fluides.....	15
2.3.2. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	15
2.3.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	15
2.3.4. Classement fonctionnel le passage des fluides.....	15
2.3.5. Classement suivant les procédés de transfert thermique.....	16
2.3.6. Classement selon les écoulements.....	16
2.4. Technologique des échangeurs thermiques.....	18
2.4.1. Les échangeurs tubulaires.....	18
2.4.2. Échangeur à plaque.....	22
2.5. Conclusion.....	25
Chapitre 03 : Modélisation mathématique et résolution numérique	
3.1. Introduction.....	27
3.2. Description du problème.....	27
3.2.1. Conditions aux limites.....	28
3.3. Les équations gouvernantes.....	28

Table des matières

3.3.1. Hypothèses simplificatrices des équations.....	28
3.4. Coefficient global de transfert de chaleur U.....	30
3.5. Efficacité d'un échangeur.....	31
3.6. Méthode numérique.....	32
3.6.1. Principe de la méthode des volumes finis.....	33
3.6.2. Maillage.....	33
3.6.3. Equation générale de transport.....	35
3.7. Conclusion.....	36

Chapitre 04 : Résultats et discussion

4.1. Introduction.....	38
4.2. Effet de maillage.....	38
4.2.1. Maillage du domaine.....	39
4.3. Validation numérique.....	39
4.4. Résultats et discussions.....	39
4.4.1. Contour de vitesse.....	39
4.4.2. Contour de température.....	42
4.5. Conclusion.....	48
Conclusion générale.....	50
Liste des références.....	52
RESUME	

*Liste des figures et des
tableaux*

Liste des figures

Figure 1.1 : Transmission de la chaleur dans un corps solide (barre métallique).....	3
Figure 1.2 : Sens du flux de chaleur travers une paroi.....	4
Figure 1.3 : La distribution de la température dans une paroi verticale.....	4
Figure 1.4 : La distribution de la température dans une paroi cylindrique	5
Figure 1.5: Transfert de chaleur par convection	5
Figure 1.6 : Transfert de chaleur par rayonnement	6
Figure 1.7 : Échangeur de chaleur hélicoïdal coaxial.	7
Figure 1.8 : Géométrie de base d'un tube hélicoïdal.	8
Figure 1.9 : Dispositif expérimental.....	8
Figure 1.10 : Organigramme du dispositif expérimental.	9
Figure 1.11 : Schéma d'un échangeur de chaleur à tubes hélicoïdaux.	9
Figure 1.12 : Schéma du dispositif expérimental.....	10
Figure 1.13 : Schéma de principe et en bas : configuration expérimentale.	10
Figure 1.14 : Schéma de principe de l'appareil expérimental	11
Figure 1.15 : tube hélicoïdal Conique	11
Figure 1.16 : Schéma de principe du montage expérimental.	12
Figure 1.17 : Schémas schématiques d'un HCHX.	12
Figure 2.1 : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....	14
Figure 2.2 : Représentation schématique d'un échangeur co-courant	16
Figure 2.3 : Représentation schématique d'un échangeur contre-courant	17
Figure 2.4 : Les deux types du courant croisé.	17
Figure 2.5 : Échangeur de chaleur tubulaire à monotube.	18
Figure 2.6: Échangeur de chaleurs tubulaires coaxiales	18
Figure 2.7: Échangeur de chaleur multitubulaire à tubes séparés	19
Figure 2.8: Échangeur de chaleur multitubulaire à tubes rapprochés.....	19
Figure 2.9 : Échangeur de chaleur à tubes et calendre	19
Figure 2.11: Échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes.	21
Figure 2.12: Différent type d'ailettes	22
Figure 2.13 : Plaques picotées.....	22
Figure 2.14 : Échangeur à plaques	23
Figure 2.15 : Échangeur PLATULAIRE	23
Figure 2.16: Échangeur COMPABLOC	24
Figure 2.17 : Échangeur PACKINOX	25

Liste des figures et des tableaux

Figure 2.18 : Échangeur LAMELLAIRE.....	24
Figure 2.19 : Échangeur BRASÉ	25
Figure 3.1 : Représentation schématique de HCHX	27
Figure 3.2 : Schéma de l'écoulement contre-courant dans HCHX.....	28
Figure 3.3 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.....	31
Figure 3.4 : volume de contrôle bidimensionnel.....	33
Figure 3.5 : Maillage structuré	34
Figure 3.6 : maillage non structuré	35
Figure 3.7 : maillage hybride.	35
Figure 4.1 : Distribution de grille d'un l'échangeur de chaleur à serpentin hélicoïdal	38
Figure 4.2 : contour de vitesse au sein du tube hélicoïdal $z = 0$ mm	40
Figure 4.3 : contour de vitesse au sein du tube hélicoïdal $z = 0.5d$	41
Figure 4.4 : profil de vitesses à l'entrée du tube hélicoïdal	42
Figure 4.5 : Répartition de la température et le flux thermique à l'intérieur et à l'extérieur du tube hélicoïdal	43
Figure 4.6 : comparaison des distributions de température entre les différents modèles et pour la surface interne du tube hélicoïdal (eau chaude-tube).....	44
Figure 4.7 : Répartition de la température indiquée par les lignes aérodynamiques à l'intérieur du côté de la calandre pour les cas de conception.....	46
Figure 4.8 : Répartition des températures au sein de la calandre.....	47
Figure 4.9 : variation du coefficient d'échange global en fonction du nombre de spires	48

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Désignation des échangeurs tubes calandre selon les standards TEMA.....	20
Tableau 3.1 : Paramètres géométriques de HCHX	27
Tableau 3.2 : Les propriétés thermo-physiques de l'eau.....	28
Tableau 3.3 : Les constantes utilisées par le code Fluent.	30
Tableau 4.1 : Effet de maillage sur les résultats obtenus pour $N= 11$	39
Tableau 4.2 : Comparaison entre les résultats de la présente étude et ceux de [11]	39

Nomenclatures

Symboles	Définition	unités
A	Surface d'échange	[m ²]
C _p	Chaleur spécifique massique	[J/Kg K]
D	Diamètre	[m]
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif	[W/m ² K]
L	Langueur	[m]
ṁ	Débit massique	[Kg/s]
N	Nombre de spire	[-]
Q _v	Débit volumique	[m ³ /s]
P	Pression	[N/m ²]
t	Temps	[s]
T	Température	[K]
U	Coefficient d'échange global	[W/m ² K]
V	vitesse	[m/s]
x	Cordonnée cartésien	[-]

Symboles grecs

λ	Coefficient de transfert de chaleur par conduction	[W/m K]
ε	Emissivité thermique	[-]
μ	Viscosité dynamique	[Kg/ms]
ρ	Masse volumique	[Kg /m ³]
η	Efficacité	[-]
σ	Coefficient de Stefan Boltzmann	[W/m ² K ⁴]
τ	Contrainte de cisaillement	[N/m]
Γ	Coefficient de diffusion de l'équation générale de transport	[-]
Φ	Flux de chaleur	[W]
ΔT	L'écarte de température	[K]
ΔTLM	Différence de température moyenne logarithmique	[K]

Indices et exposants

i,j	Imposé
c	Chaud
f	Froid
e	Entrée
s	Sortie

E	Nœud du côté Est du nœud P
W	Nœud du côté Ouest du nœud P
S	Nœud du côté Sud du nœud P
N	Nœud du côté Nord du nœud P
P	Nœud du maillage
HCHX	Helical coil heat exchanger

Introduction générale

Dans plusieurs sociétés industrielles, les échangeurs de chaleur ont acquis une importance économique majeure, on estime que presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur.

Ces systèmes thermodynamiques sont quasi présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur à titre d'exemples, il est possible de citer les secteurs de l'industrie, tels que la pétrochimie, la chimie ou la sidérurgie, les secteurs du transport, tels que l'aéronautique, la marine ou l'automobile.

Un échangeur de chaleur est un équipement qui assure le transfert de chaleur d'un liquide chaud vers un liquide froid sans contact direct entre les deux. Il est possible qu'un même liquide conserve son état physique sous forme liquide ou gazeuse, ou encore apparaisse successivement dans les deux phases : c'est le cas des condenseurs, des évaporateurs, des chaudières ou des tours de refroidissement.

Le but de ce travail est d'améliorer le transport dans un échangeur de chaleur en réalisant une simulation numérique tridimensionnelle de l'écoulement de deux fluides. La résolution des équations régissant cet écoulement se fait par le biais de modèles : (k- ϵ RNG) du code ANSYS FLUENT

Notre mémoire sera structuré en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur le transfert thermique, ainsi une synthèse bibliographique concernant certains travaux antérieurs sur cette thématique. Le deuxième chapitre présentera des généralités sur les échangeurs de chaleur, leurs classifications. Le troisième chapitre présente la Modélisation mathématique et résolution numérique par la méthode des volumes finis, ainsi que la discrétisation des équations différentielles du modèle mathématique obtenu. Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats numériques avec des interprétations.

Enfin, notre mémoire est clôturé par une conclusion générale, qui résume les principaux résultats de simulation.

Chapitre 01 :

Recherches bibliographiques

1.1. Introduction

Un échangeur de chaleur est une méthode largement utilisée dans le secteur industriel pour transférer de la chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Dans ce chapitre, un rappel a été effectué sur les types de transfert de chaleur rencontrés dans les échangeurs thermiques. En plus de réaliser une étude bibliographique sur certains des travaux effectués sur les échangeurs de chaleur.

1.2. Rappel sur le transfert thermique

Le transfert de chaleur est l'un des processus les plus courants d'échange d'énergie ; il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'existe entre eux une différence de températures et cela quel que soit le milieu qui les sépare (même le vide). Par exemple, le transfert de chaleur d'une partie d'une substance à une autre partie s'effectue sous forme d'énergie cinétique d'agitation moléculaire désordonnée suite à une différence de températures entre les deux parties. À la base de l'étude des transferts thermiques se trouvent les concepts de quantité de chaleur et de différence de températures définies par la thermodynamique.

1.2.1. Conduction

La chaleur est transférée par conduction dans un fluide immobile ou une matière solide à un niveau moléculaire [Figure 1.1] ces molécules présentant un niveau énergétique plus élevé car elles sont plus chauds perdent une partie de leur énergie au profit des molécules voisines, la vitesse à laquelle la chaleur est transférée dépend de la différence de température entre les côtés chaud et froid et de la conductivité thermique (k) de la substance, et pour transférer de la chaleur, il faut utiliser un matériau à conductivité thermique élevée[1].

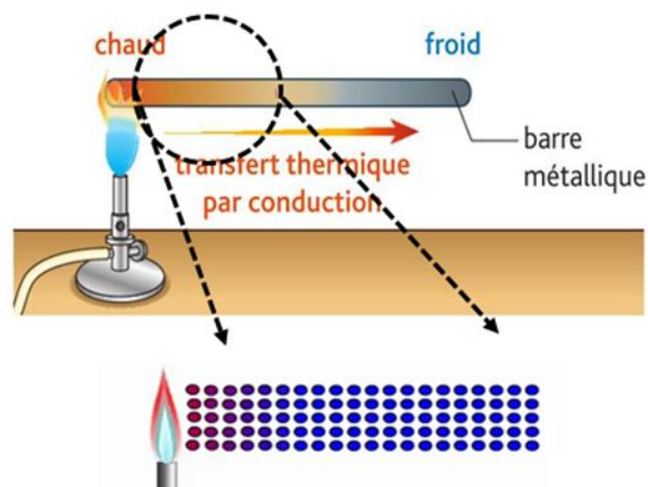


Figure 1.1 : Transmission de la chaleur dans un corps solide (barre métallique)

La loi de Fourier (1807) décrit le phénomène de conductivité thermique, c'est-à-dire la description de la diffusion de la chaleur à travers un matériau solide. **Fourier** à découvert que le flux de chaleur qui traverse un matériau d'une face 1 à une face 2 est toujours proportionnel à l'écart de température entre les deux faces.

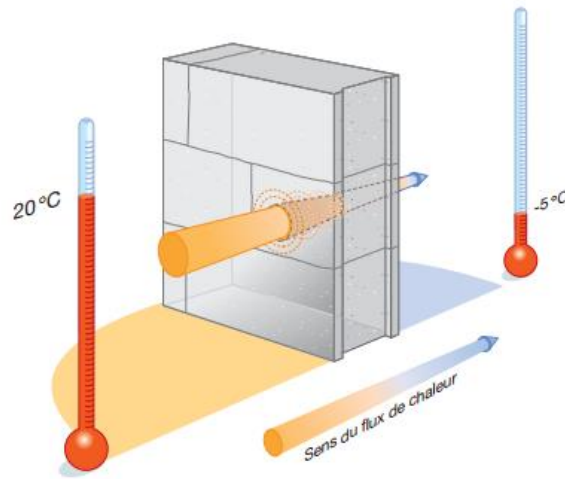


Figure 1.2 : Sens du flux de chaleur travers une paroi.

L'équation de la loi de Fourier s'écrit de la manière suivante :

$$\Phi = -k A \overrightarrow{\text{grad}T} \tag{1.1}$$

Cas d'une paroi verticale : le gradient de température au point x considéré, c'est-à-dire la variation de la température T par unité de longueur dans la direction x

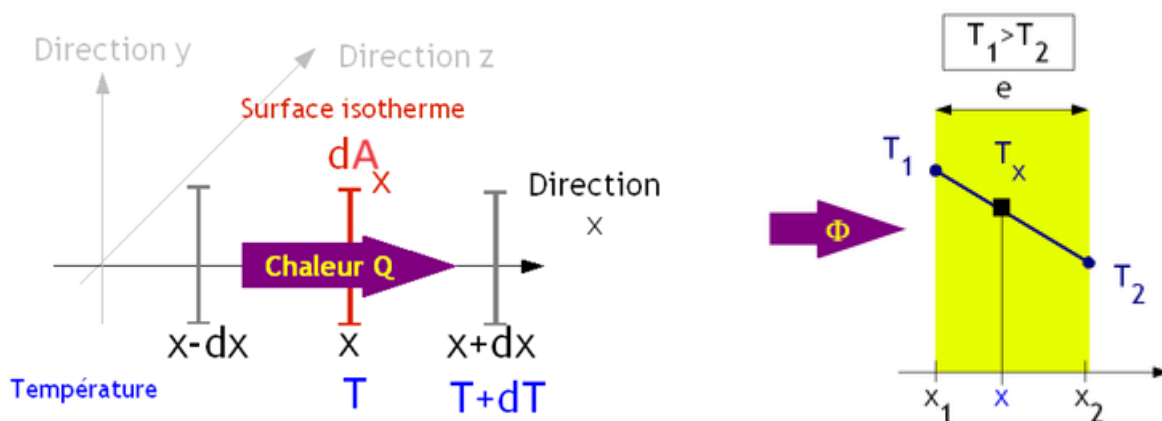


Figure 1.3 : La distribution de la température dans une paroi verticale

Le gradient de température s'écrit de la manière suivante :

$$\overrightarrow{\text{grad}T} = \frac{(T + dT) - T}{(x + dx) - x} = \frac{dT}{dx} \tag{1.2}$$

Donc :

$$\Phi = -k \cdot A \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} \tag{1.3}$$

Cas d'une paroi cylindrique : le gradient de température au rayon r considéré, est la variation de la température T par unité de rayon r .

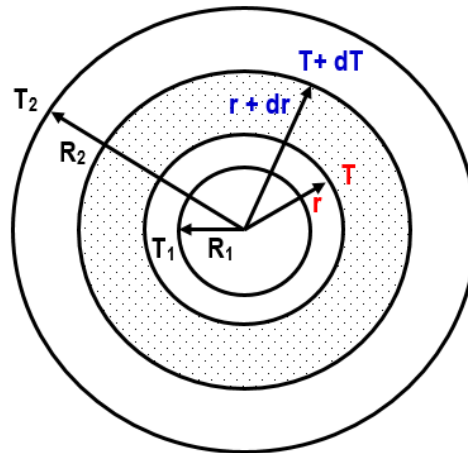


Figure 1.4 : La distribution de la température dans une paroi cylindrique

Le gradient de température s'écrit de la manière suivante :

$$\overrightarrow{\text{grad}T} = \frac{(T + dT) - T}{(r + dr) - r} = \frac{dT}{dr} \quad (1.4)$$

Pour déterminer la loi d'évolution de la température, on part de nouveau de la loi de Fourier :

$$\Phi = -\lambda A \frac{dT}{dr} \quad (1.5)$$

Donc

$$\Phi = 2\lambda\pi L \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \quad (1.6)$$

1.2.2. Convection

Le terme convection est utilisé pour faire référence au transfert de chaleur d'une surface vers un fluide en mouvement ou l'inverse. Dans ce cas, la chaleur et le fluide se déplacent tous deux dans la même direction

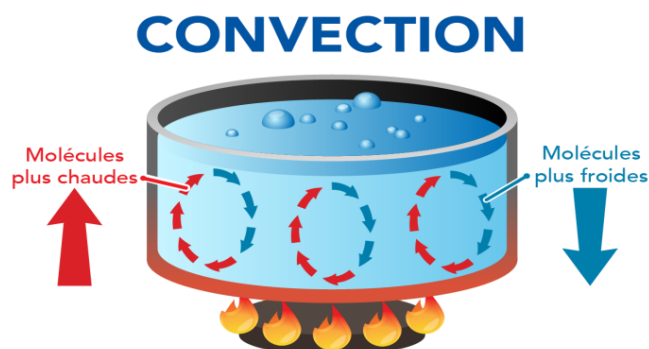


Figure 1.5: Transfert de chaleur par convection

On distingue deux types de convection :

1.2.2.1. Convection naturelle

Elle est produite dans un fluide immobile car la partie du fluide en contact avec la surface chaude devient moins dense et, en raison de la gravité, elle s'éloigne en emportant avec elle la chaleur.

1.2.2.2. Convection forcée

Il s'agit du mode de transfert de chaleur par convection dominante. C'est pour augmenter la vitesse d'évacuation de la chaleur [1]. Toutes les propriétés du fluide, densité, viscosité et conductivité thermique sont utilisées pour calculer la valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection (h) utilisé dans l'équation de base :

$$\Phi = h A (T_p - T_f) \quad (1.7)$$

1.2.3. Rayonnement

Le rayonnement est le troisième type de transfert de chaleur. Contrairement à la convection et à la conduction, aucune matière n'est nécessaire pour le rayonnement. Le rayonnement thermique est le transfert d'énergie par ondes électromagnétiques.

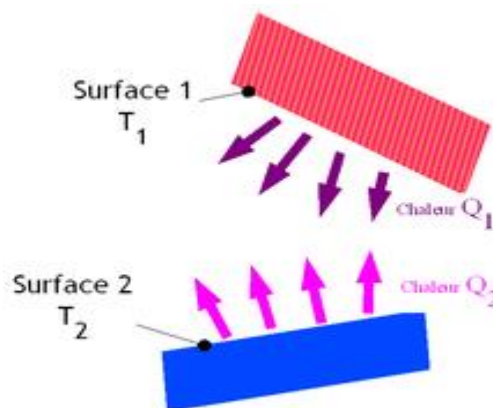


Figure 1.6 : Transfert de chaleur par rayonnement

L'équation de base utilisée pour calculer le transfert de chaleur par rayonnement est [2] :

$$\Phi = \varepsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.8)$$

Avec $\sigma = 5,670 3 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$

1.3. Travaux antérieurs

Les échangeurs de chaleur hélicoïdaux sont l'un des équipements les plus courants dans de nombreuses applications industrielles allant des industries chimiques et alimentaires, à la production d'énergie, à l'électronique, à l'ingénierie environnementale, à la fabrication, à la climatisation, à la récupération de chaleur résiduelle, aux processus cryogéniques et aux applications aérospatiales. Les tubes hélicoïdaux sont largement utilisés comme échangeurs de chaleur et réacteurs en raison de leurs coefficients de transfert de chaleur et de masse élevés et de

leur structure compacte. Un grand nombre de travaux numériques et expérimentaux ont été effectué par les chercheurs et les scientifiques concernant les échangeurs de chaleur hélicoïdaux, parmi ces travaux :

Kumar et al [3] dans cette étude, un échangeur de chaleur dans un tube à serpentín hélicoïdal a été modélisé numériquement pour les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur pour différents débits de fluide dans le tube interne et externe. Le fluide dans le tube intérieur est de l'air comprimé à une pression plus élevée et de l'eau de refroidissement dans le tube extérieur aux conditions ambiantes. Le tube extérieur est équipé de plaques semi-circulaires pour soutenir le tube intérieur et également pour fournir de fortes turbulences dans la zone annulaire. Les valeurs du nombre de Nusselt et du facteur de frottement des tubes intérieurs et extérieurs ont été comparées aux données expérimentales rapportées dans la littérature.

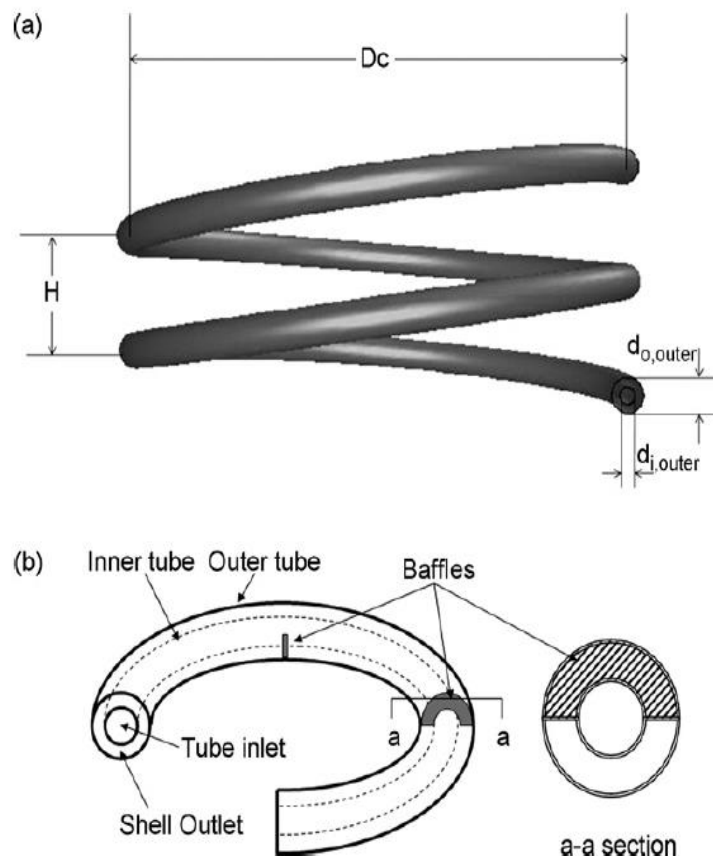


Figure 1.7 : Échangeur de chaleur hélicoïdal coaxial.

Jayakumar et al [4] dans ce travail, les caractéristiques de transfert de chaleur à l'intérieur d'un serpentín hélicoïdal ont été comparées pour différentes conditions limites. Il a été constaté qu'une spécification de température constante ou une condition aux limites de flux thermique constant pour un échangeur de chaleur réel ne permet pas d'obtenir une modélisation appropriée. D'autre part, les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats du calcul CFD à l'aide de CFD FLUENT 6.2. Sur la base des résultats expérimentaux, une relation mathématique a été développée pour calculer le coefficient de transfert thermique interne du serpentín hélicoïdal.

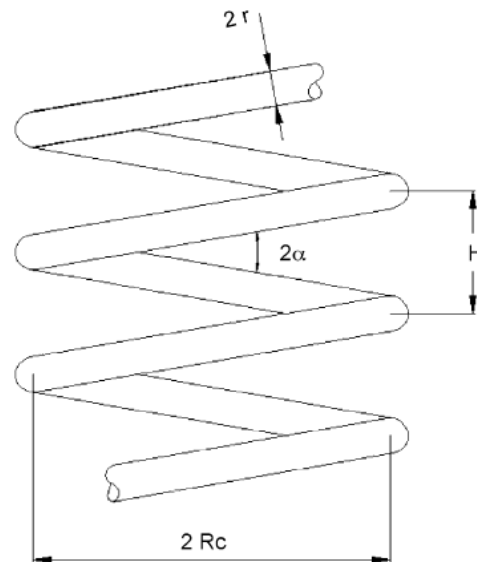


Figure 1.8 : Géométrie de base d'un tube hélicoïdal.

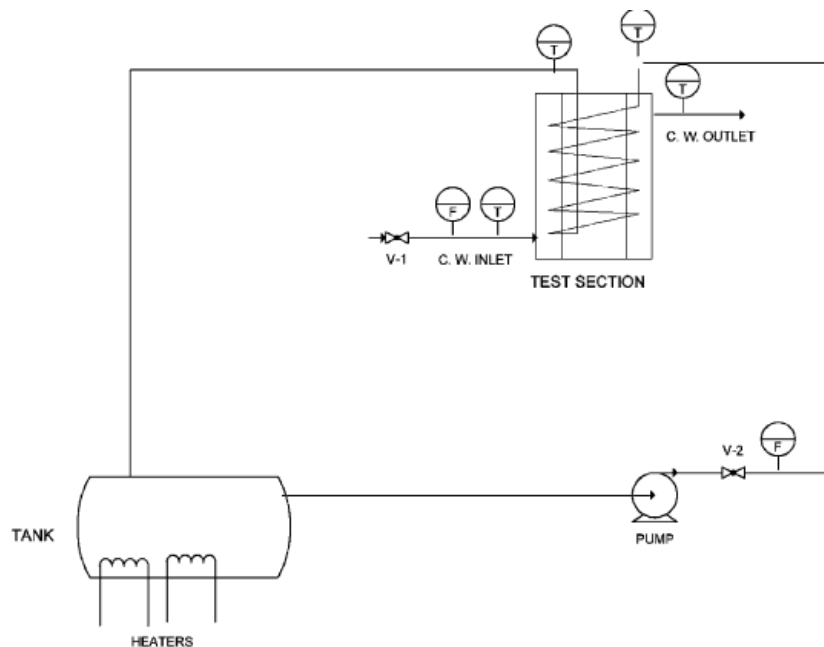


Figure 1.9 : Dispositif expérimental.

Salimpour [5] dans cette étude, les coefficients de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur à tubes et calandre enroulés en hélice ont été étudiés expérimentalement. Trois échangeurs de chaleur avec des pas de serpentins différents ont été sélectionnés comme section de test pour les configurations à flux parallèle et à contre-courant. Des corrélations expérimentales pour le côté coque et le côté tube sont également proposées. Les coefficients de transfert thermique calculés pour le côté du tube ont été comparés aux corrélations existant pour d'autres conditions aux limites, où un accord raisonnable a été observé.

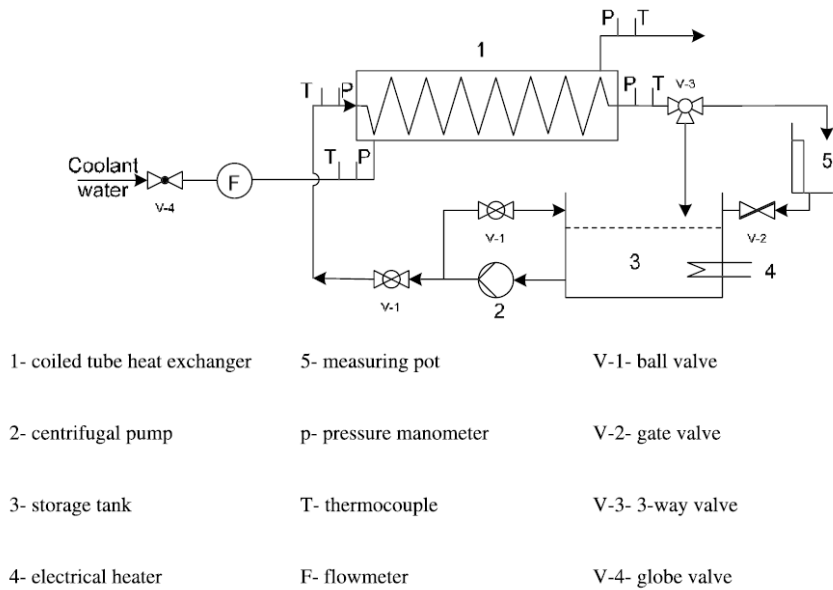


Figure 1.10 : Organigramme du dispositif expérimental.

Ferng et al [6] dans cette étude, une méthodologie de dynamique des fluides computationnelle (CFD) a été proposée pour étudier les effets de différents nombres de Dean (De) et de tailles de pas sur les propriétés thermohydrauliques dans un échangeur de chaleur à tube en spirale. Sur la base des résultats de la simulation, les phénomènes complexes survenus à l'intérieur d'un échangeur de chaleur peuvent être capturés. Avec un tube raisonnablement enroulé en spirale, les données expérimentales actuelles du facteur de friction et du nombre de Nusselt (Nu) par rapport au nombre de Re (ou nombre De) ont été utilisées pour valider le modèle CFD actuel et selon les résultats de la comparaison, les tendances actuelles prévues sont en accord avec les mesures expérimentales qualitativement et quantitativement.

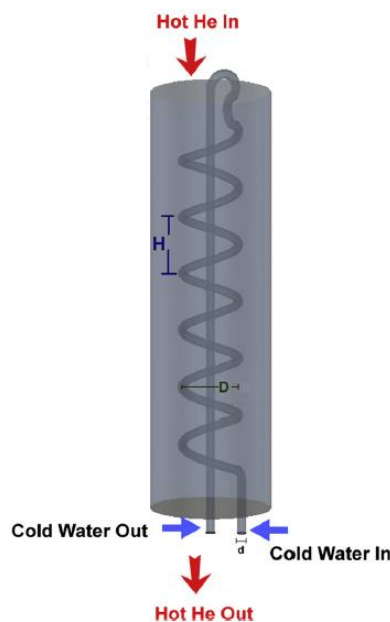


Figure 1.11 : Schéma d'un échangeur de chaleur à tubes hélicoïdaux.

Pimenta et Campos [7] cette étude visait à mener des travaux expérimentaux pour déterminer le facteur de frottement avec transfert de chaleur simultanément, pour des fluides newtoniens et non newtoniens, à température de paroi constante comme condition aux limites, dans un écoulement laminaire pleinement développé à l'intérieur d'une volute. Les données ont montré que l'utilisation de la température globale ou de la température du film pour calculer les propriétés physiques du fluide a un effet résiduel sur les valeurs du facteur de frottement.

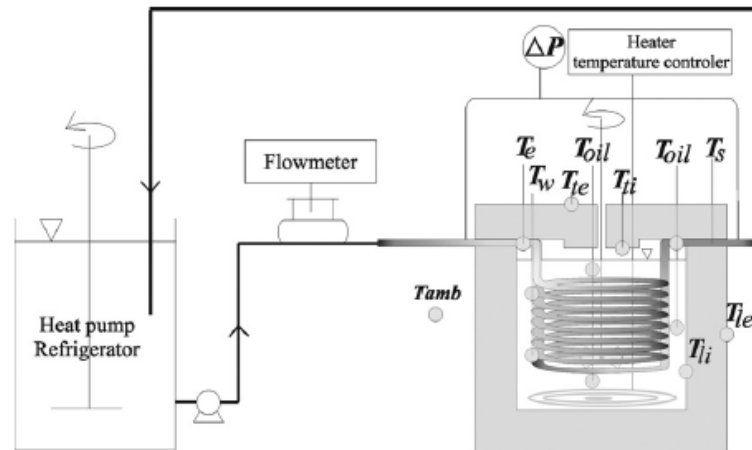


Figure 1.12 : Schéma du dispositif expérimental.

Jamshidi et al [8] dans ce travail, des tentatives ont été faites pour améliorer expérimentalement le taux de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à calandre et à tubes. L'eau chaude s'écoule dans un tube en spirale et l'eau froide s'écoule sur le côté de la coque. Les résultats indiquent qu'un diamètre de serpentin, un pas de serpentin et un débit massique plus élevés dans la coque et le tube peuvent améliorer le taux de transfert de chaleur dans ces types d'échangeurs de chaleur.

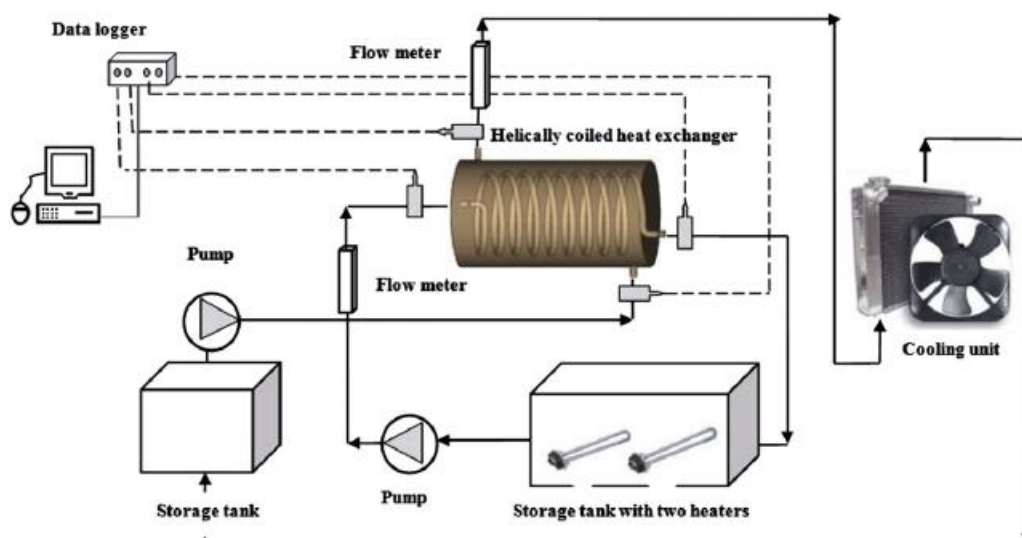


Figure 1.13 : Schéma de principe et en bas : configuration expérimentale.

Salem et al [9] dans cette étude, les caractéristiques du transfert de chaleur par convection dans les échangeurs de chaleur horizontaux à calandre et à serpentin ainsi que le facteur de frottement

pour l'écoulement pleinement développé à travers un tube hélicoïdal (HCT) ont été étudiés expérimentalement. Les résultats ont montré que les nombres de Nusselt moyens pour les deux côtés des échangeurs de chaleur et les coefficients globaux de transfert de chaleur augmentent avec l'augmentation du rapport de courbure du serpent. Des corrélations ont également été obtenues pour les nombres de Nusselt moyens des deux côtés de l'échangeur thermique et le facteur de frottement en fonction des paramètres étudiés.

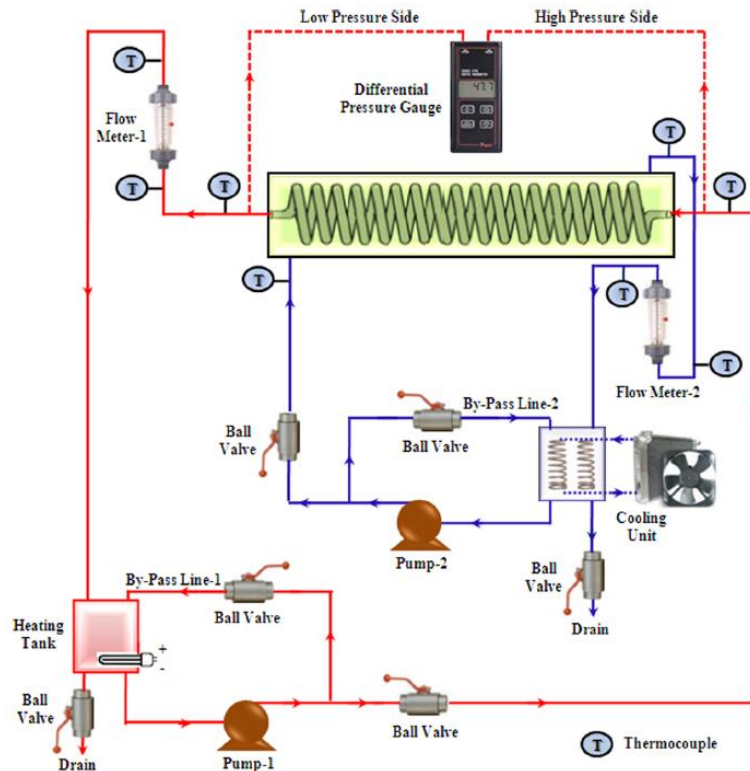


Figure 1.14 : Schéma de principe de l'appareil expérimental

Palanisamy et Mukesh kumar [10] dans cette étude, l'analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression d'un échangeur de chaleur à tube conique enroulé en spirale traitant de MWCNT (nanotube de carbone à parois multiples) /nanofluides aqueux a été réalisée expérimentalement. Il a été constaté que la mesure du coefficient de performance thermique des nanofluides est supérieure à l'unité. Il a été constaté que le nanofluides MWCNT peut être appliqué comme liquide de refroidissement dans un échangeur de chaleur conique à enroulement hélicoïdal pour améliorer le transfert de chaleur avec une chute de pression significative.



Figure 1.15 : tube hélicoïdal Conique

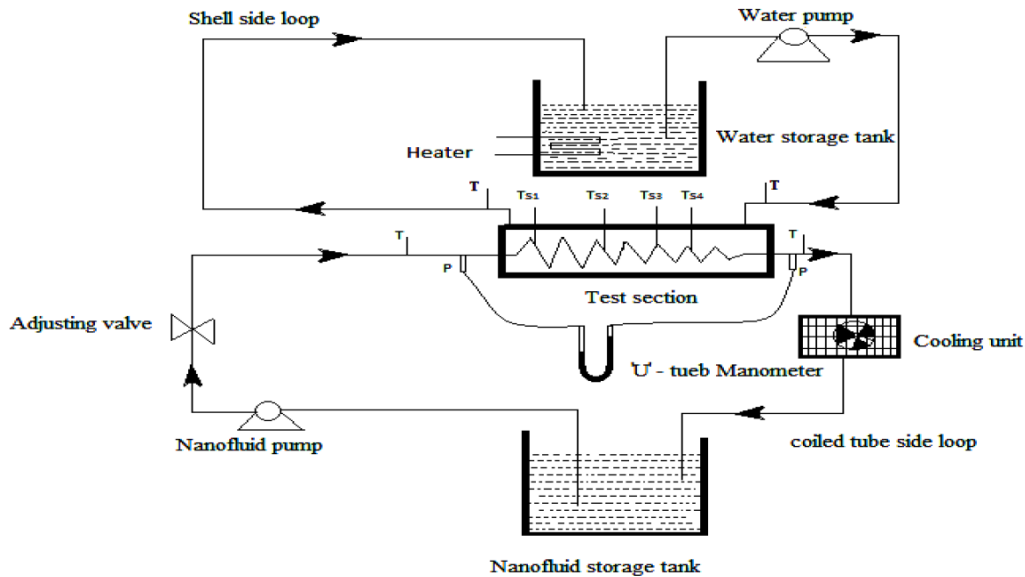


Figure 1.16 : Schéma de principe du montage expérimental.

Shih et al [11] dans cette étude, un logiciel de dynamique des fluides computationnelle (CFD), ANSYS FLUENT, a été utilisé pour prédire les performances thermohydrauliques du HCHX, y compris le coefficient de transfert de chaleur global et le facteur de frottement. En utilisant différentes tailles de HCHX, la comparaison des résultats CFD avec les données expérimentales ou les corrélations disponibles dans la littérature a révélé que les résultats concernant les performances thermohydrauliques sont en bon accord.

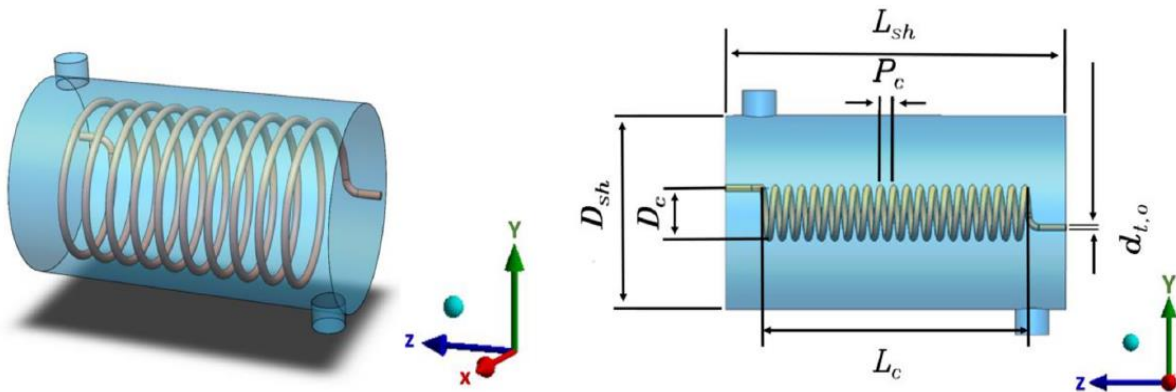


Figure 1.17 : Schémas schématiques d'un HCHX.

1.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté quelques notions fondamentales sur le phénomène de transfert de chaleur par conduction, convection et rayonnement, ainsi qu'une revue bibliographique travaux antérieurs (numériques et expérimentales) qui ont traité les échangeurs de chaleur hélicoïdaux.

Chapitre 02 :

Généralités sur les échangeurs de chaleur

2.1. Introduction

Le transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid se réalise dans des appareils appelés échangeurs thermiques, ces derniers interviennent dans l'industrie énergétique (pétrolière et gazière) qui exige souvent que les fluides traités soient chauffés ou refroidis, avec ou sans changement de phase.

Dans ce chapitre, nous allons aborder la notion des échangeurs thermique, ainsi que la classification des plus couramment utilise

2.2. Principe de fonctionnement et son rôle d'un échangeur de chaleur

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est défini par la circulation de deux fluides (chaud et froid) à travers des conduites qui les mettent en contact thermique à travers une paroi généralement métallique. Ce qui favorise l'échange entre eux, de manière générale, c'est le fluide chaud qui transfère de la chaleur au fluide froid.

La difficulté réside dans la définition d'une surface d'échange suffisant entre les deux fluides pour le transfert d'une quantité de chaleur donnée. Cette dernière ne dépend pas uniquement de la surface, mais aussi des températures d'entrée, des caractéristiques thermiques (chaleur spécifique, conductivité thermique) et des coefficients d'échange par convection [12].

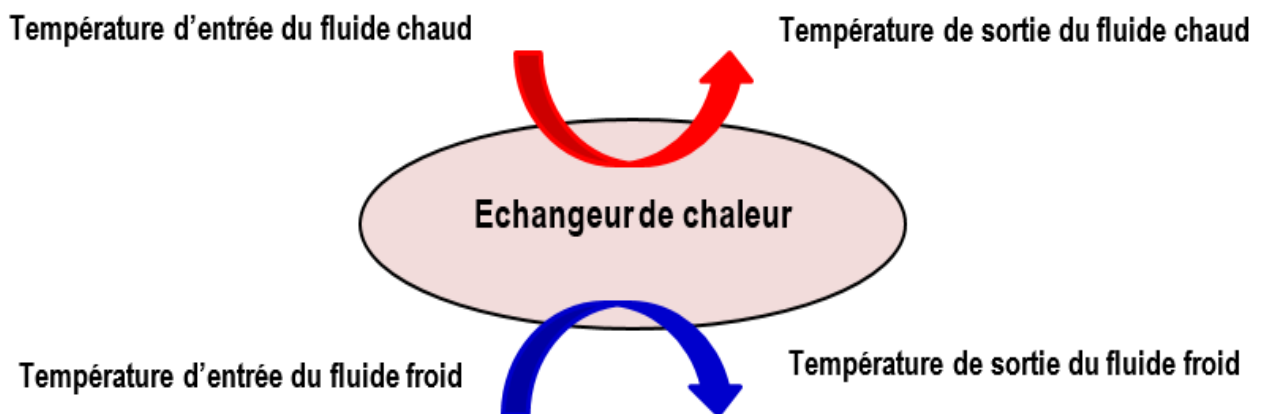


Figure 2.1 : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur dans l'industrie peuvent assurer de nombreuses fonctions. Voici leurs principaux rôles :

- Préchauffer ou refroidir un liquide ou un gaz, par exemple de l'air.
- Récupérer de l'énergie thermique (de la chaleur).
- Réfrigérer : c'est-à-dire dissiper l'énergie produite vers un milieu extérieur.
- Capter ou émettre de l'énergie thermique.
- Condenseurs : l'échangeur assure la condensation partielle ou totale d'un gaz.

- Évaporateurs : l'échangeur assure tout ou partie de l'évaporation d'un liquide.

2.3. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs de chaleur, ces derniers peuvent être classés comme suit :

2.3.1. Classement suivant le nombre de fluides

Utilisés la plupart des processus de chauffage, de refroidissement, récupération de la chaleur et rejection de la chaleur implique le transfert de chaleur entre deux fluides, en conséquence les échanges de chaleur à deux fluides sont les plus connus. La classification des échangeurs de chaleur suivant le nombre de fluide. Les échangeurs de chaleur à trois fluides sont généralement utilisés dans la cryogénie et dans quelques processus chimiques (système de séparation de l'air, liquéfaction et la purification de l'hydrogène, synthèse du gaz d'ammoniac). Des échangeurs de chaleur avec plusieurs fluides comme 12 courants fluides ont été utilisés dans quelque application des processus chimiques.

2.3.2. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- *Les échangeurs métalliques* : en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- *Les échangeurs non métalliques* : en plastique, céramique, graphite, verre, etc. Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques [13].

2.3.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- *Transfert sans stockage* : donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- *Transfert avec stockage* : donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [14].

2.3.4. Classement fonctionnel le passage des fluides

Dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.

- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs et condenseurs.

2.3.5. Classement suivant les procédés de transfert thermique

- **Échangeurs à contact direct** : le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale. Par exemple :
 - ✓ Les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
 - ✓ Les dés réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).
- **Échangeurs à contact indirect** : en principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face [15].

2.3.6. Classement selon les écoulements

On peut distinguer plusieurs modes d'écoulement différents

2.3.6.1. Deux fluides parallèles et de même sens (ou à co-courant) :

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 [16].

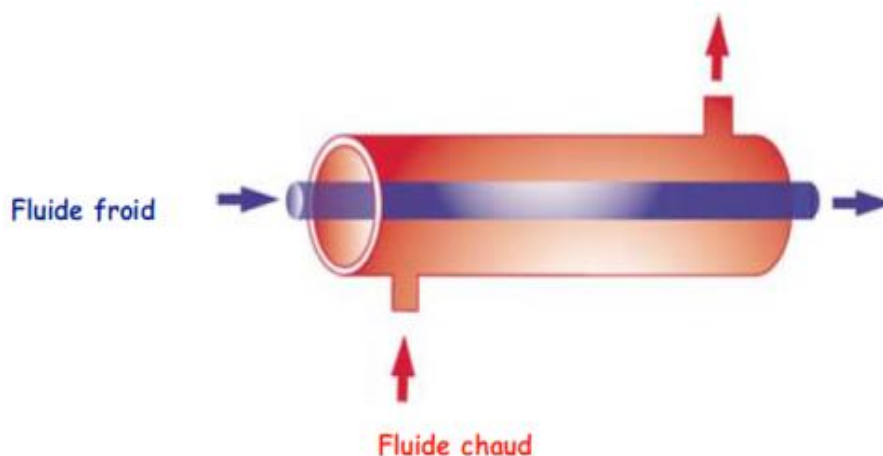


Figure 2.2 : Représentation schématique d'un échangeur co-courant

2.3.6.2. Deux fluides parallèles et de sens contraire (ou à contre-courant) :

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 l'une des plus favorables pour l'échange thermique [16].

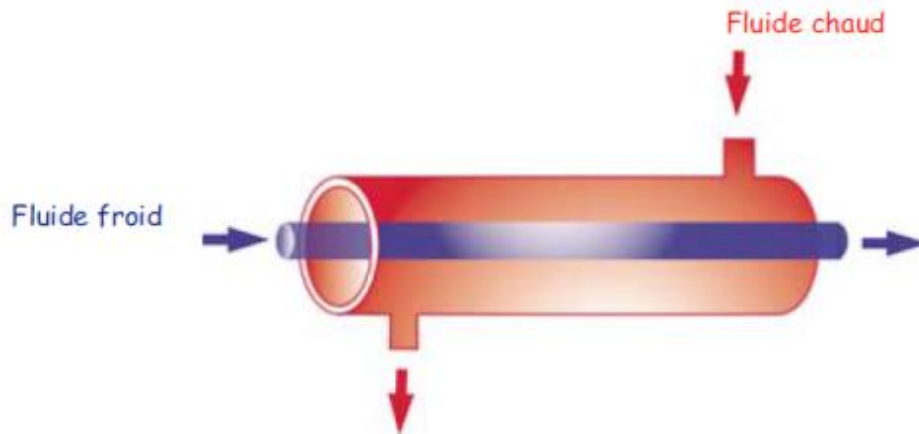


Figure 2.3 : Représentation schématique d'un échangeur contre-courant

2.3.6.3. Deux fluides croisés avec ou sans brassage :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut-être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeurs à courants croisés est donnée [Figure 2.4].

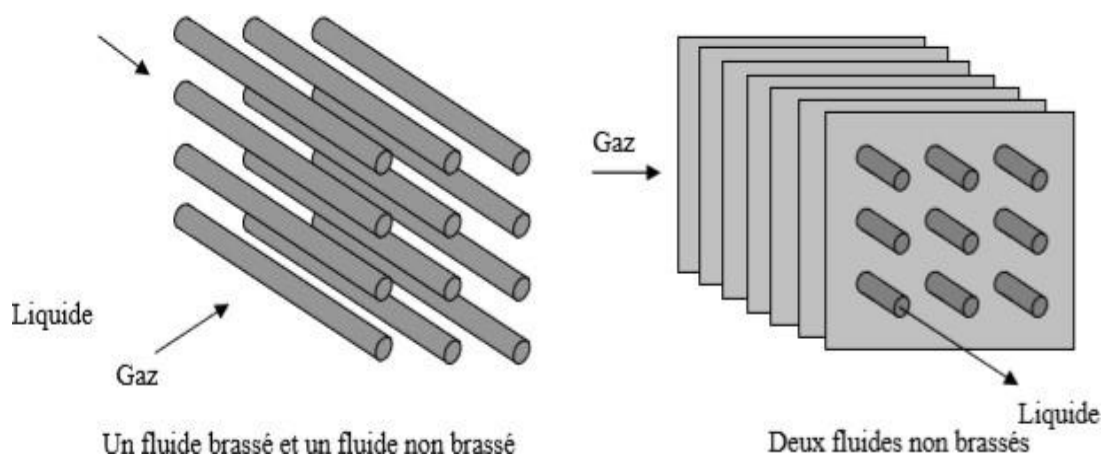


Figure 2.4 : Les deux types du courant croisé.

2.4. Technologique des échangeurs thermiques

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- À tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- À plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.

2.4.1. Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [17].

2.4.1.1. Échangeur monotube

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

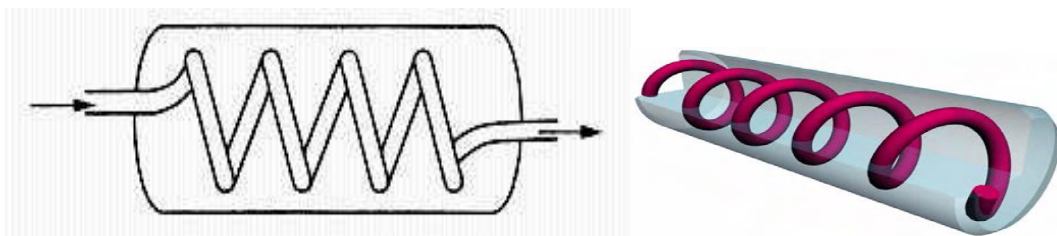


Figure 2.5 : Échangeur de chaleur tubulaire à monotube.

2.4.1.2. Échangeur coaxial :

Dans lequel les deux tubes sont concentriques et l'échangeur est souvent cintré pour limiter son encombrement ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur [18].

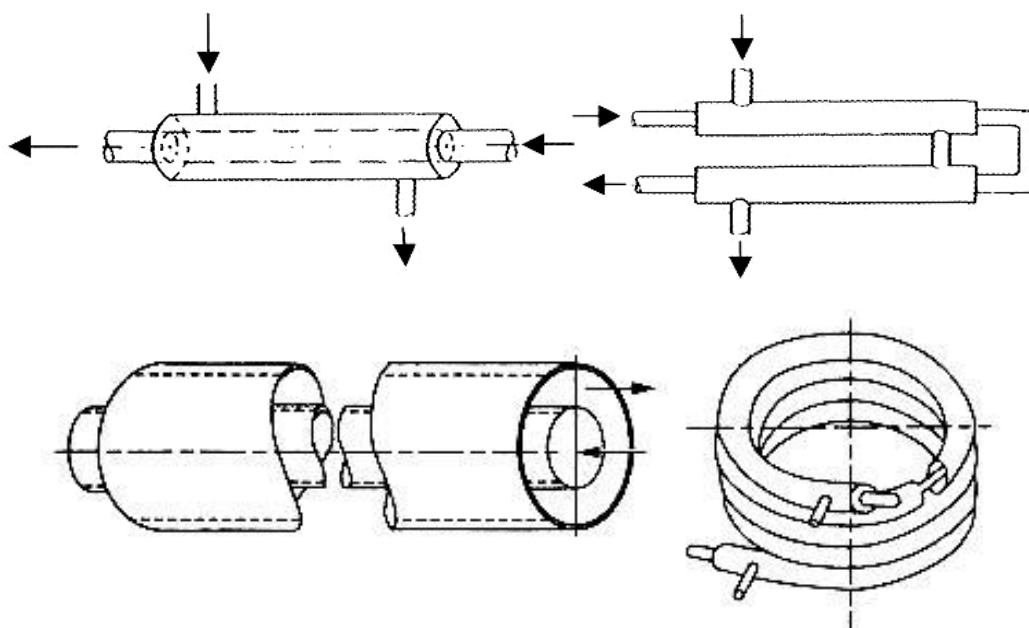


Figure 2.6: Échangeur de chaleurs tubulaires coaxiales

2.4.1.3. Échangeur multitubulaire :

L'échangeur tubulaire, ou échangeur multitubulaire, est un type d'échangeur thermique se composant d'un faisceau de tubes disposé à l'intérieur d'une enveloppe nommée « calandre ». Existant sous plusieurs formes :

a) Échangeur à tubes séparés :

Ces échangeurs sont constitués d'un tube de diamètre suffisant à l'intérieur duquel sont placés des tubes de petit diamètre maintenus et écartés par des entretoises [18].

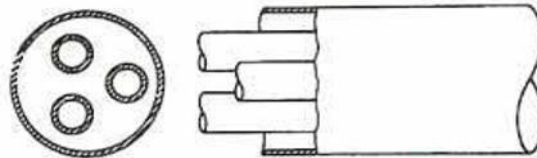


Figure 2.7: Échangeur de chaleur multitubulaire à tubes séparés

b) Échangeur à tubes rapprochés

Des rubans enroulés sont placés autour des tubes, pour les maintenir et obtenir un passage suffisant du fluide vers l'extérieur [18].

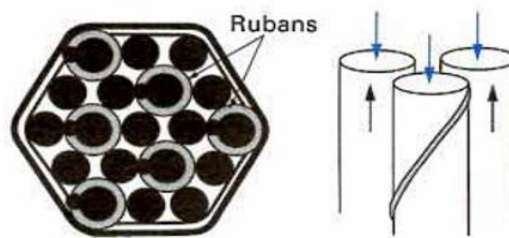


Figure 2.8: Échangeur de chaleur multitubulaire à tubes rapprochés.

c) Échangeur à tube et calandre

A l'intérieur des tubes le premier fluide peut circuler en plusieurs passes, et le deuxième fluide du côté de la calandre peut circuler à multi-passe du fait de la présence des chicanes.

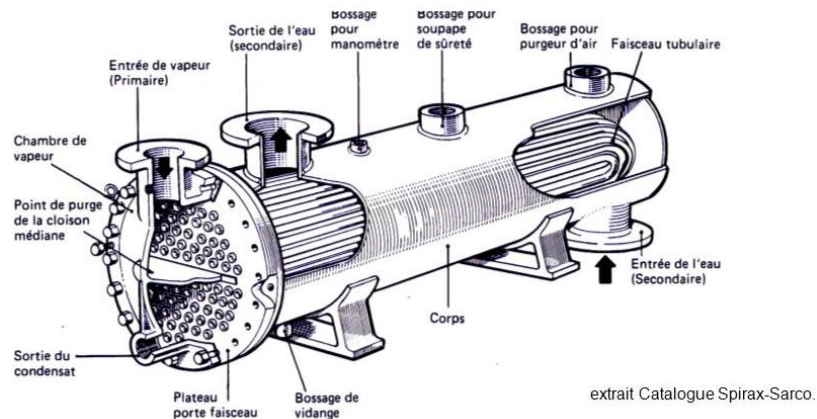


Figure 2.9 : Échangeur de chaleur à tubes en U et calandre

- Echangeur de chaleur à tête flottante.

- Echangeur à plaque tubulaires fixes.
- Echangeur à tubes en U.

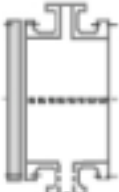


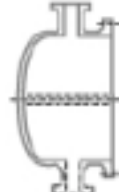

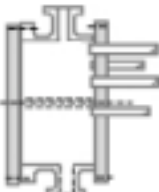
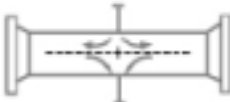



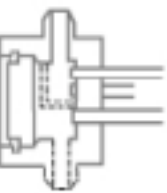
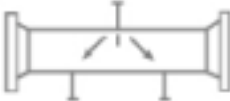

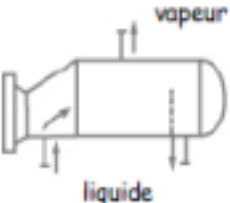


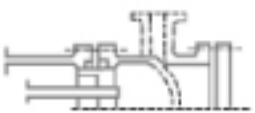
EXTRÉMITÉ AVANT (types de bottes fixes)		TYPES DE CALANDRES	EXTRÉMITÉ ARRIÈRE (types de bottes)	
A	 <i>Botte avec couvercle démontable</i>	E  <i>Simple passe</i>	L	 <i>Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec botte type A</i>
	B	 <i>Botte à fond bombé monobloc</i>		F  <i>Deux passes avec chicane longitudinale</i>
C		 <i>Gouverde et faisceau tubulaire démontables</i>	G  <i>Circuit divisé par chicane longitudinale</i>	N  <i>Plaque tubulaire soudée à l'intérieur de la calandre avec botte type C</i>
		C	 <i>Plaque fixe et couvercle démontable</i>	H  <i>Double circuit divisé par chicanes longitudinales</i>
D	 <i>Botte spéciale pour haute pression</i>		J  <i>Circuit divisé par chicanes transversales</i>	S  <i>Tête flottante à contre bride</i>
		K  <i>Rebouilleur type Kettle</i>	T  <i>Tête flottante à passage libre</i>	
			U  <i>Faisceau tubulaire en U</i>	
			W  <i>Tête glissante intérieure avec presse-étoupe à détecteur de fuite</i>	

Tableau 2.1: Désignation des échangeurs tubes calandre selon les standards TEMA [19]

2.4.1.4. Échangeur à tubes ailettes

Les ailettes sont utilisées autour des tubes ou dans les tubes quand l'un des fluides dans l'échangeur s'avère nettement moins bon calo-vecteur que l'autre afin que la résistance thermique globale ne soit pas due au fluide qui a le coefficient d'échange thermique faible. C'est le cas dans l'échangeur gaz-liquide, qui est appelé « batteries à ailettes ». Ces dernières sont constituées d'un faisceau de tubes répartis en rangs nappes où circule un fluide caloporteur d'un bon coefficient d'échange. Pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes il est nécessaire d'utiliser un ailetage externe des tubes car le fluide externe est un gaz [18].

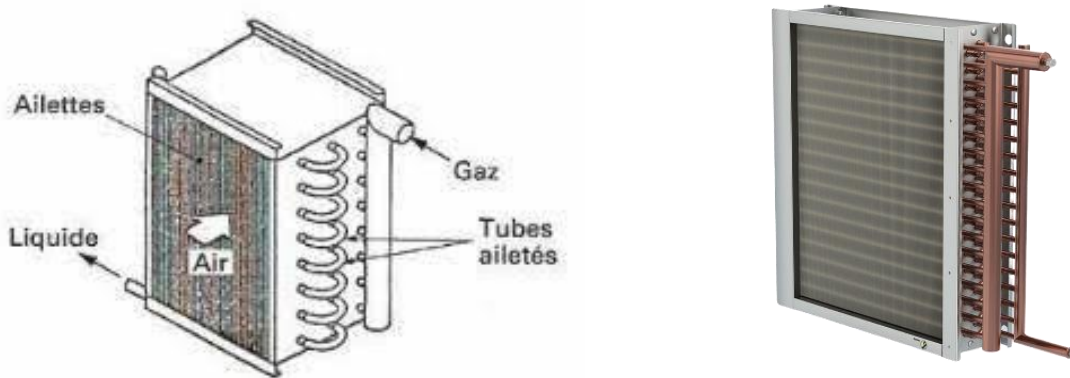
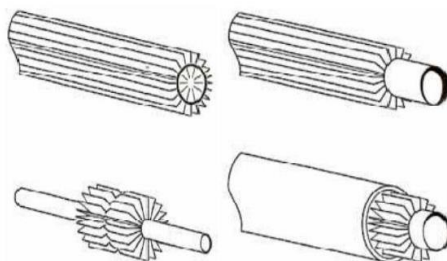
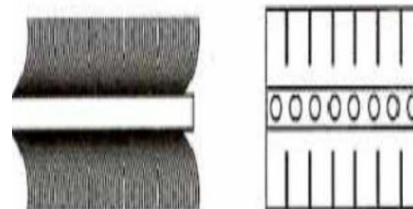


Figure 2.10: Échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes.

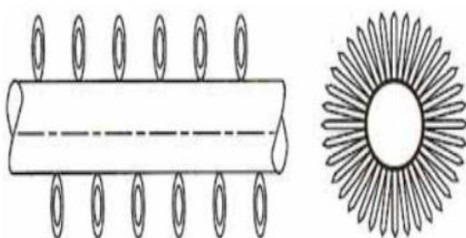
Autres types d'ailettes



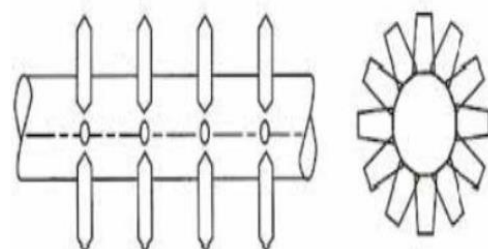
Ailettes longitudinal



Ailettes en brosse



Ailettes poinçonnées



Ailettes à fils préformés

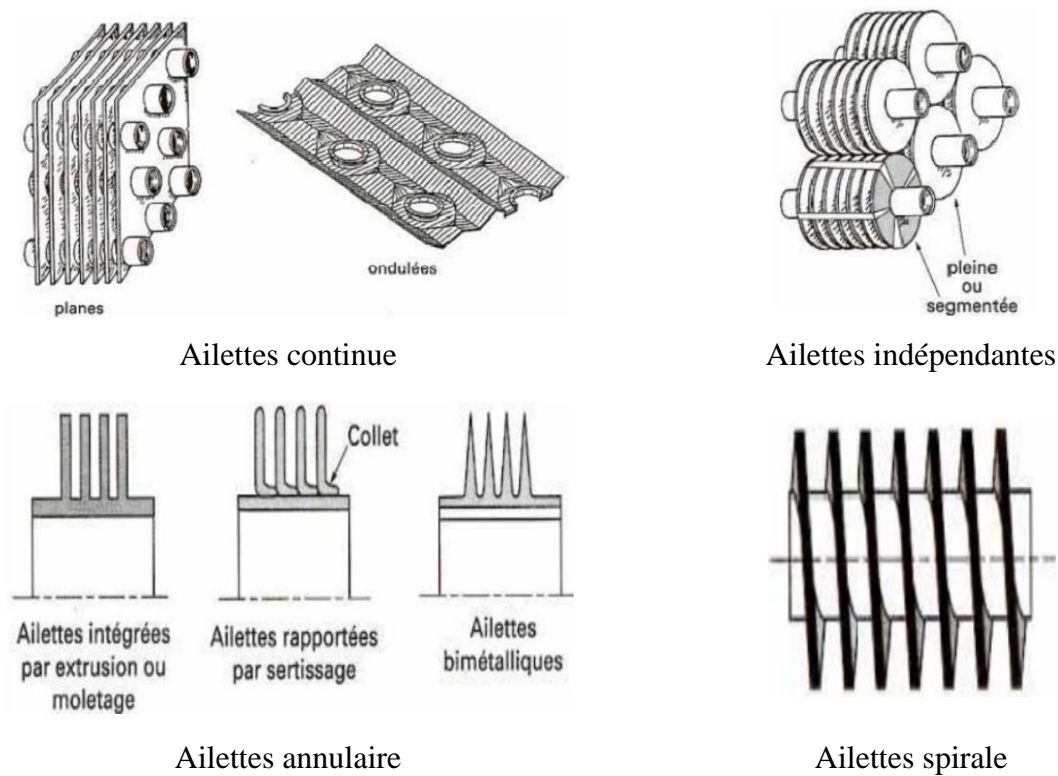


Figure 2.11: Différent type d'ailettes

2.4.2. Échangeur à plaque :

On distingue trois familles d'échangeurs à plaques suivant la géométrie du canal de circulation des fluides [20] :

- Échangeurs à surface primaire.
- Échangeurs à plaques et joints.
- Échangeurs à plaques soudées ou brasées.

2.4.2.1. Échangeurs surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques nervurées ou picotées. Le dessin ci-dessous formé a deux rôles :

- Intensification du transfert de chaleur (par augmentation de la turbulence),
- Tenue à la pression (par multiplication des points de contact).

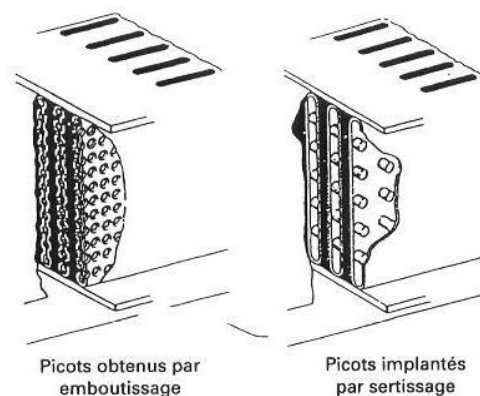


Figure 2.12 : Plaques picotées

2.4.2.2. Échangeur à plaques et joints

L'échangeur de chaleur à plaque est constitué de plaques, de tubes ou de gaufrages, de faible épaisseur en aluminium ou matière plastique qui séparent les veines d'air, le matériau utilisé pour la fabrication des plaques est de l'aluminium, de l'acier inoxydable ou un matériau synthétique.

Les plaques sont assemblées, et les courants sont généralement croisés, afin de maximiser l'échange convectif, les plaques peuvent être gaufrées et créer de la sorte une turbulence.

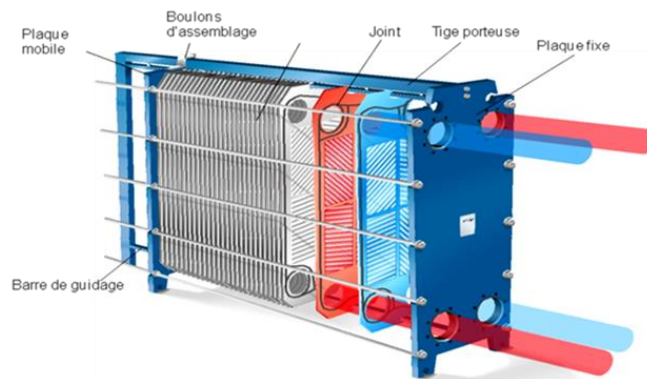


Figure 2.13 : Échangeur à plaques

2.4.2.3. Échangeurs surface secondaire

Ces échangeurs sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

On distingue deux modes de fabrication :

- **Les échangeurs à plaques serties** : constitués de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes.
- **Les échangeurs à plaques brasées** : les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermées par des barres.

a) Échangeur PLATULAIRE

Les canaux de circulation des fluides sont obtenus par soudure à la molette des plaques par paires. Les différentes paires de plaques sont ensuite fixées entre elles par soudure bord à bord.

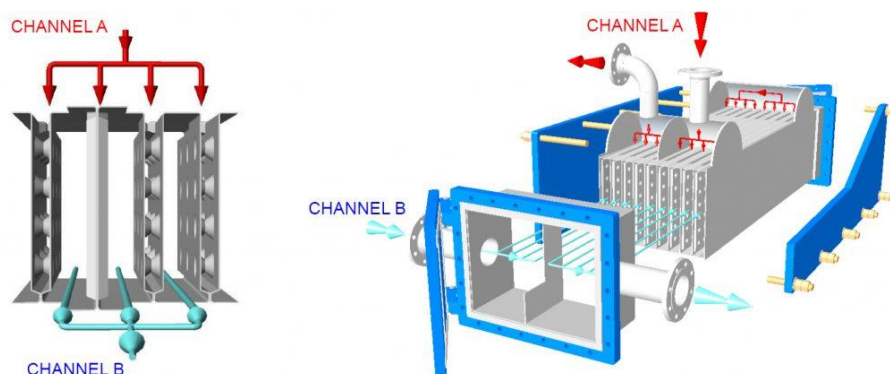


Figure 2.14 : Échangeur PLATULAIRE

b) Échangeur COMPABLOC

Là aussi, les joints sont remplacés par des soudures. De plus la circulation des fluides est à courants croisés.

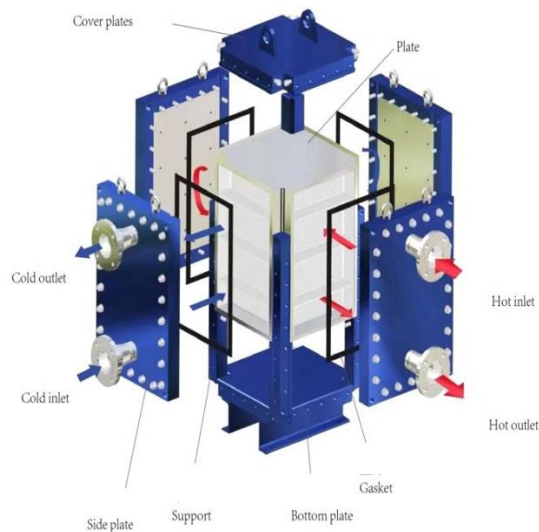


Figure 2.15: Échangeur COMPABLOC

c) Échangeur PACKINOX

C'est un échangeur à plaques de grandes dimensions (1000 à 8000 m²), ayant un Nombre d'Unités de Transfert (NUT) élevé. Les plaques empilées sont insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m.

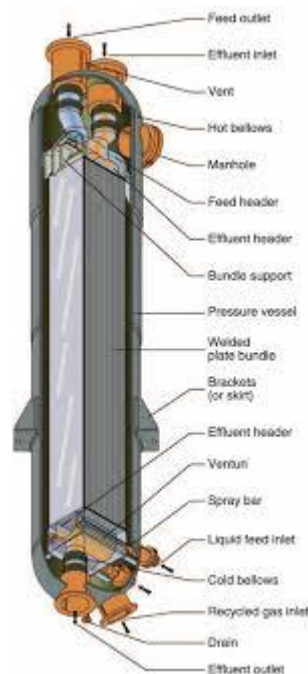


Figure 2.16 : Échangeur PACKINOX

d) Échangeur LAMELLAIRE

C'est une variante de l'échangeur de type tube et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou en lamelles.

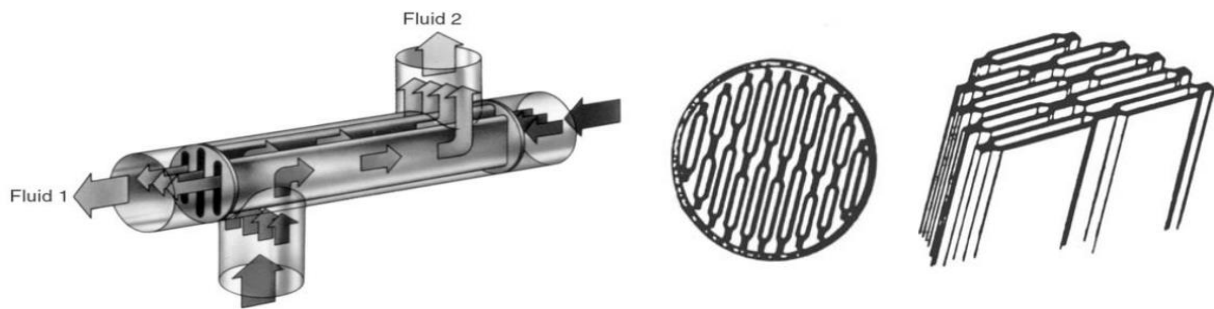


Figure 2.17 : Échangeur LAMELLAIRE

e) Échangeur BRASÉ

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joint conventionnel, mais il ne possède ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage : les plaques ne sont assemblées par brasure. L'échangeur est ainsi plus compact.

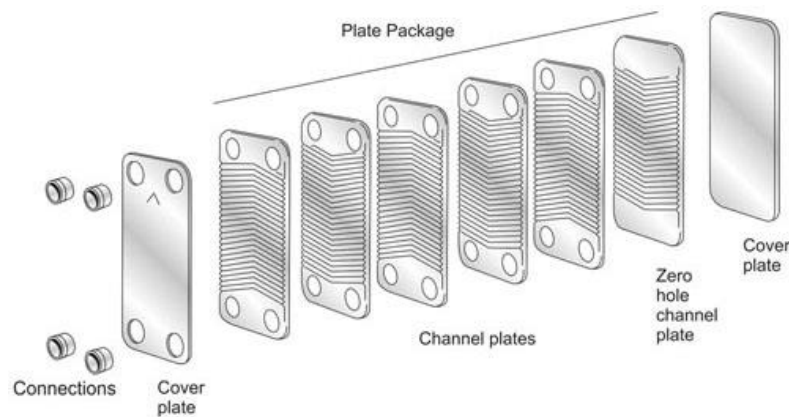


Figure 2.18 : Échangeur BRASÉ

2.5. Conclusion

Dans ce chapitre ont été abordés les différents critères de classement des échangeurs de chaleur, ainsi que leurs techniques.

Chapitre 03 :

***Modélisation mathématique et
résolution numérique***

3.1. Introduction

L'écoulement de fluide est décrit par le système d'équations aux dérivées partielles : l'équation de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ dynamique. Dans ce chapitre, on va présenter la méthode des volumes finis, car elle est fiable, s'adapte bien à ce problème : garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul.

3.2. Description du problème

La géométrie du problème considéré est schématisée par la figure (3.1). Elle consiste en un échangeur de chaleur monotube hélicoïdal (HCHX) de quatre modèles, montés dans une calandre horizontale de largeur L et du diamètre D . Les parois de la calandre sont supposées adiabatiques. Le diamètre de tuyau à l'entrée et la sortie de l'eau froide à la calandre d_1 , le diamètre du tube hélicoïdal est d_2 et sa largeur l .

	Dimension (mm)
Largeur de la calandre L	505
Diamètre de la calandre D	271
Diamètre de spire	140.5
Largeur du tube hélicoïdal l	405
Diamètre du tube hélicoïdale d_2	8.32
Epaisseur de paroi du tube hélicoïdal	0.61
Nombre de spire N	11-14
Diamètre de tuyau d'entrée et sortie de l'eau froide d_1	50

Tableau 3.1 : Paramètres géométriques de HCHX

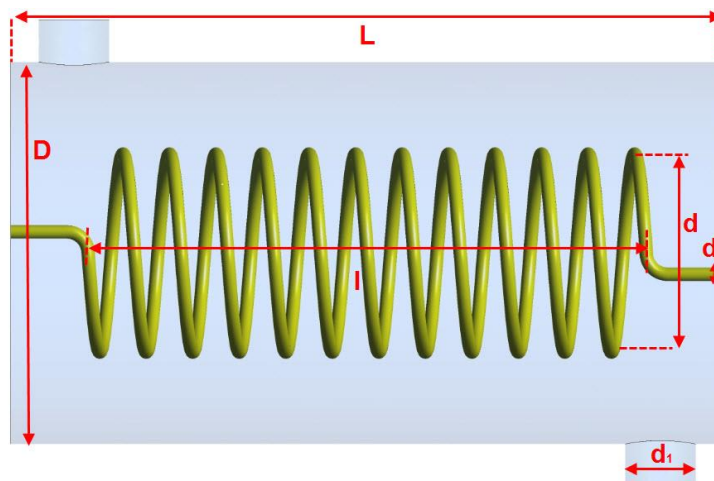


Figure 3.1 : Représentation schématique de HCHX

Le schéma d'écoulement de l'eau chaude et froide est représenté dans la figure 3.2. L'eau froide s'écoule dans le sens opposé de l'eau chaude.

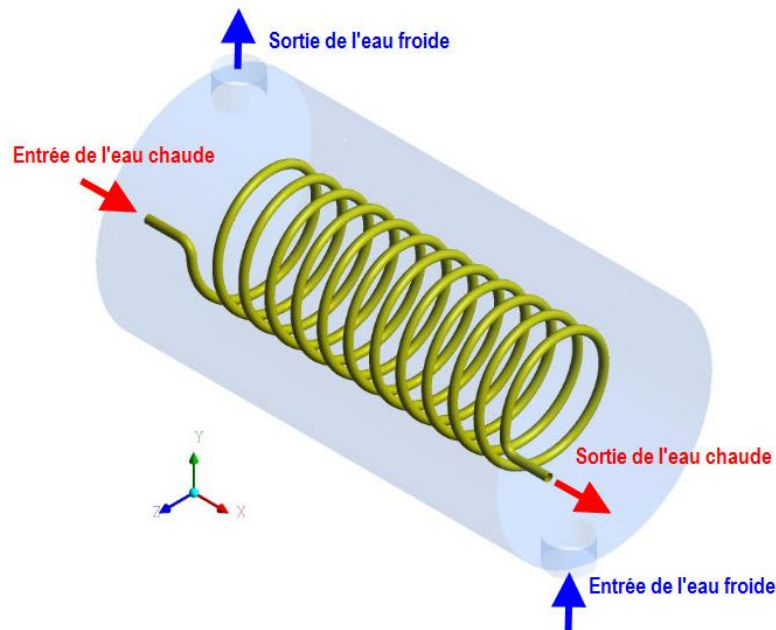


Figure 3.2 : Schéma de l'écoulement contre-courant dans HCHX.

3.2.1. Conditions aux limites

Les propriétés du liquide ont été évaluées à une température de l'eau chaude à l'entrée à 55 °C et le débit volumique ont été fixés à 11,158 l/min, tandis que ceux de l'eau froide à l'entrée ont été fixés à 20 °C et 6,018 l/min. Les propriétés thermo-physiques de l'eau sont [21] :

T (°C)	ρ (Kg/m ³)	Cp (J/Kg. K)	μ (Kg/m.s)	λ (W/m. K)
20	998.2	4182	0.001003	0.6
55	985.65	4176.5	0.000504	0.57

Tableau 3.2: Les propriétés thermo-physiques de l'eau

3.3. Les équations gouvernantes

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- La loi de conservation de masse (équation de continuité).
- La loi de conservation de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes).
- La loi de conservation d'énergie (équation d'énergie).

3.3.1. Hypothèses simplificatrices des équations

Afin de simplifier l'étude du problème, ont considéré les approximations suivantes :

- La géométrie est tridimensionnelle (3D)

- L'écoulement de fluide incompressible, turbulent et stationnaire.
- Il n'y a ni source de chaleur ou de masse ni réaction chimique dans la calandre.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes.

Dans le travail actuel, le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ est utilisé a été utilisé.

3.3.1.1. Equation de continuité

L'équation de continuité instantanée en régime turbulent est une équation qui décrit le flux d'une quantité conservée. Puisque l'écoulement est permanent et la densité est constante, il s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

En introduisant la décomposition de Reynolds :

$$V_i = \bar{V}_i + V_i' \quad (3.2)$$

dans l'équation de continuité (3.1), et en prenant sa moyenne, on obtient l'équation de continuité du champ moyen

$$\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.3)$$

\bar{V}_i : vitesse moyenne et V_i' : vitesse fluctuante

3.3.1.2. Equations de mouvement

Cette équation découle de l'application de la 2^{ème} loi de Newton à un volume de contrôle élémentaire de fluide. Elle permet d'établir des relations entre les caractéristiques du fluide, celles de ses mouvements et les causes qui les produisent.

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} + \rho V_j \frac{\partial V_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (3.4)$$

En introduisant la décomposition de Reynolds dans l'équation de continuité et en prenant la moyenne, on obtient :

$$\frac{\partial \bar{V}_j \bar{V}_i}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{V}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{-v_i' v_j'}) + \rho g_i \quad (3.5)$$

Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ est basé sur le concept de Boussinesq reliant les contraintes de Reynolds aux contraintes visqueuses :

$$\overline{-v_i' v_j'} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (3.6)$$

Où ν_t est la viscosité cinématique turbulente est caractérisée par :

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.7)$$

3.3.1.3. Equation de l'énergie

L'équation de la conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différents termes, soit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{V}_j T)}{\partial x_j} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3.8)$$

On prend l'équation et on applique la décomposition de Reynolds et on fait la moyenne

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \bar{T}) = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{v_j' t'}) \quad (3.9)$$

Pour le flux de chaleur

$$-\overline{v_j' t'} = \frac{v_t}{\sigma_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (3.10)$$

k est l'énergie cinétique turbulente et ε sa dissipation obtenue à partir de l'équation de transport (3.11) et (3.12), C_μ le paramètre du modèle $k - \varepsilon$.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + \frac{v_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$ sont des constantes du modèle $k - \varepsilon$ déterminés expérimentalement, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_t$ sont des nombres de Prandtl de l'énergie cinétique turbulente et de taux de dissipation et à la température respectivement.

Le tableau suivant donne les valeurs implantées dans le code FLUENT .

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε	σ_t
1.44	1.92	0.09	1	1.3	0.85

Tableau 3.3 : Les constantes utilisées par le code Fluent.

3.4. Coefficient global de transfert de chaleur U

L'expression du flux de chaleur transféré de Φ_C et Φ_F sur les côtés tube et calandre peuvent être obtenue respectivement à partir de (3.13a) et (3.13b) :

$$\Phi_C = \dot{m}_c \cdot C_{p(c)} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (3.13 a)$$

$$\Phi_F = \dot{m}_f \cdot C_{p(f)} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.13b)$$

Avec le débit calorifique est :

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (3.14)$$

Le flux de chaleur moyenne peut être exprimé comme suit

$$\Phi_{\text{moy}} = \frac{\Phi_C + \Phi_F}{2} \quad (3.15)$$

La différence de températures logarithmique moyenne pour un échangeur contre-courant peut être exprimée comme suit

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Ln} \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)} \quad (3.16)$$

Le coefficient de transfert de chaleur global, U, des côtés du tube hélicoïdal et de la calandre ont été calculés pour évaluer les performances de transfert de chaleur du HCHX. Il est fourni par :

$$U = \frac{\Phi_{\text{moy}}}{A \cdot \Delta TLM} \quad (3.17)$$

3.5. Efficacité d'un échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [22].

$$\eta = \frac{\Phi}{\Phi_{\text{max}}} \quad (3.18)$$

La distribution des températures dans un échangeur à contre-courant est donnée par les allures suivantes

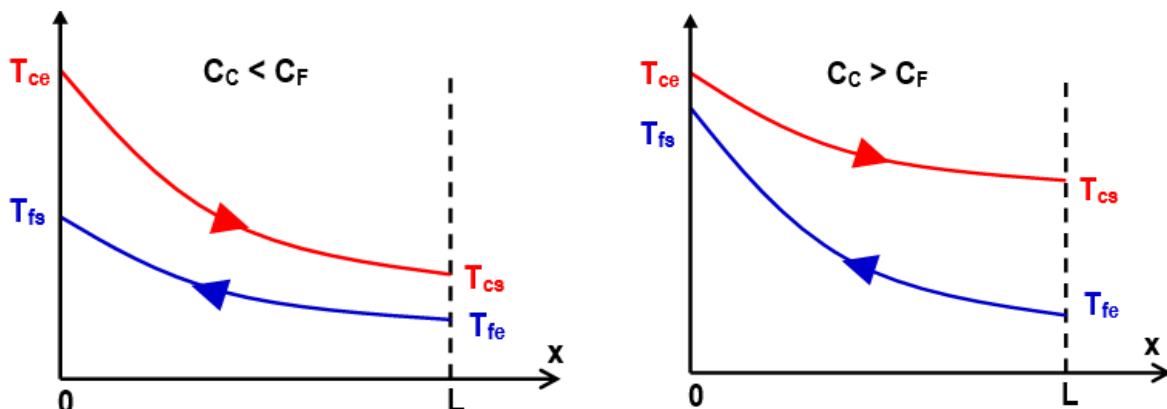


Figure 3.3: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant

$C_C < C_F$ On dit que le fluide chaud commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{cs} \rightarrow T_{fe}$ et $T_{fs} \neq T_{ce}$

$$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_C (T_{ce} - T_{fe}) \quad (3.19)$$

$$\Phi = C_C (T_{ce} - T_{cs}) \quad (3.20)$$

On a alors :

$$\eta_C = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (3.21)$$

$C_C > C_F$: On dit que le fluide froid commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{fs} \rightarrow T_{ce}$ et

$T_{cs} \rightarrow T_{fe}$

$$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_F (T_{ce} - T_{fe}) \quad (3.22)$$

$$\Phi = C_F (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.23)$$

On a alors :

$$\eta_F = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (3.24)$$

3.6. Méthode numérique

Les écoulements dans les conduites sont des phénomènes physiques qui peuvent être modélisés par des équations aux dérivées partielles linéaires et non linéaires. Généralement la résolution de ces équations d'un point de vue analytique reste très compliquée. Pour cela, plusieurs méthodes numériques ont été conçues pour approcher leurs solutions. Dans ce chapitre, nous allons décrire

Les méthodes les plus utilisées sont :

- Méthode des différences finies.
- Méthode des éléments finis.
- Méthode des volumes finis.

Pour notre présente étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis. Est une méthode utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Elle est comparable en cela à la méthode des différences finies et à celle des éléments finis. Elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable pour les géométries complexes. Elle est aussi avantageuse, parce qu'elle facilite la linéarisation des termes sources s'ils ne le sont pas et permet un traitement plus facile des milieux hétérogènes [23].

3.6.1. Principe de la méthode des volumes finis

Le principe de la méthode des volumes finis basé sur une technique de discrétisation qui convertie les équations de transport aux dérivée partielle en équation algébrique qui peuvent être résolue numériquement. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- La discrétisation de domaine considéré en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielle.
- Écriture des équations algébrique aux nœuds de maillage.
- Résolution algébrique linéaire obtenue.

Le volume de contrôle est donné dans la figure 3.4, pour un nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction (x), tandis que N et S (Nord et Sud) sont dans la direction (y). Le volume de contrôle entourant P est coloré par un couleur gris. Les faces de volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction (x), n et s dans la direction (y) [24].

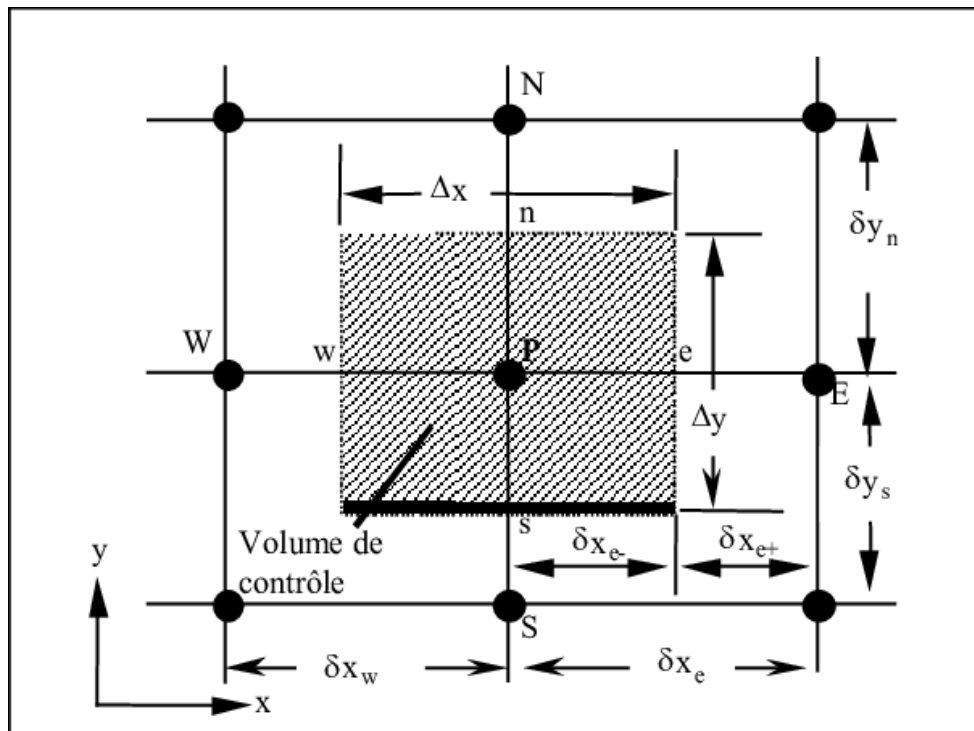


Figure 3.4: volume de contrôle bidimensionnel.

3.6.2. Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une Analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

3.6.2.1. Le rôle de maillage

Le maillage joue un rôle important en ce qui concerne de simulation d'ingénierie. La création d'un maillage de haute qualité est l'un des facteurs les plus critique qui devraient être pris en compte pour assurer la précision de la simulation.

- a) **Maillage structuré (QUADRA/HEXA) :** Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc.

Les avantages :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage.

Les inconvénients :

- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

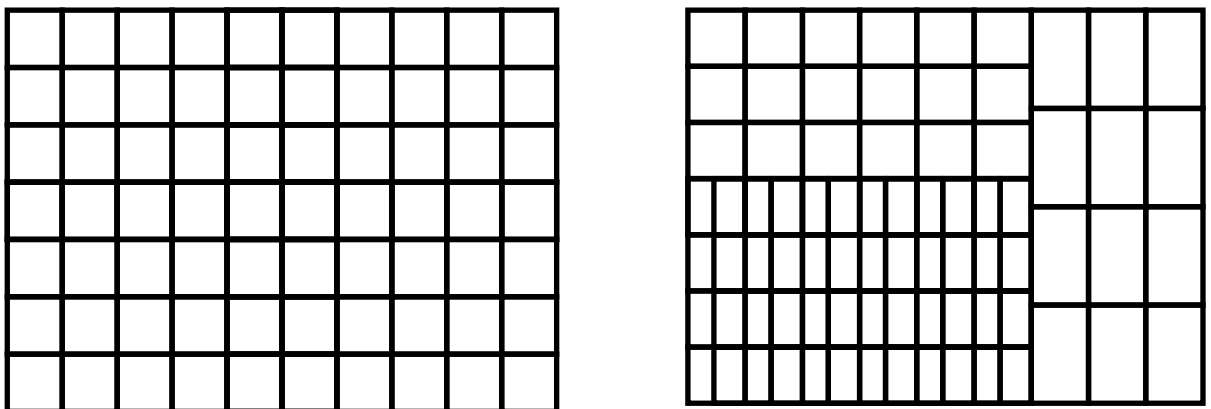


Figure 3.5 : Maillage structuré

- b) **Maillage non structure (TRI/TETRA) :** Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Les avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Les inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.

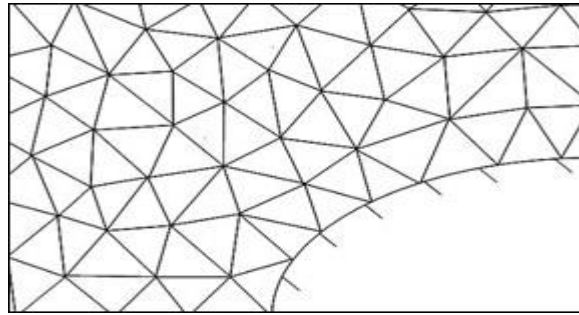


Figure 3.6 : maillage non structuré

c) **Maillage hybride :** Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Les avantages :

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non Structuré.

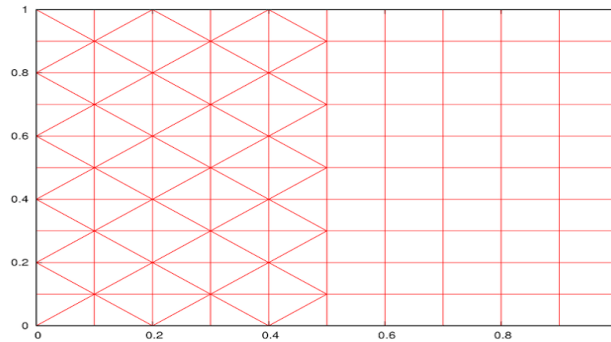


Figure 3.5 : maillage hybride.

3.6.3. Equation générale de transport

L'équation générale de transport d'une variable Φ pour un écoulement bidimensionnel et incompressible, s'écrit dans le système cartésien comme suit :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (V_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) + S_\Phi \quad (3.25)$$

(j : indice de sommation ; $j=1, 2$ dans le cas bidimensionnel). Avec :

$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau}$: Terme transitoire

$\frac{\partial}{\partial x_j} (V_j \Phi)$ Terme convectif

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right)$: Terme diffusif

s_Φ : Terme source.

En intégrant l'équation générale de transport sur un volume de contrefilet typique [Figure 3.4], on obtient l'équation de discrétisation de la variable Φ dans un domaine cartésien

bidimensionnel :

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^e \int_w^e \frac{\partial\phi}{\partial\tau} dx dy d\tau + \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^e \int_w^e \frac{\partial J_x}{\partial x} dx dy d\tau + \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^e \int_w^e \frac{\partial J_y}{\partial y} dx dy d\tau = \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^e \int_w^e S_{\phi} dx dy d\tau \quad (3.26)$$

En posant par

$$J_x = U\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \quad (3.27)$$

Et

$$J_y = V\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \quad (3.28)$$

Le résultat de l'intégration de l'équation (3.26) divisé par $\Delta\tau$ donne :

$$\frac{\phi_p^{n+1} - \phi_p^n}{\Delta\tau} \Delta x \Delta y + J_e^{n+1} - J_w^{n+1} + J_n^{n+1} - J_s^{n+1} = \bar{S}_{\phi} \Delta x \Delta y \quad (3.29)$$

Où : n et $n+1$ correspondant aux incréments du temps τ et $\tau+\Delta\tau$ respectivement.

$$\begin{cases} J_e = U_e \phi_e \Delta y - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial x} \right|_e \Delta y \\ j_w = U_w \phi_w \Delta y - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial x} \right|_w \Delta y \\ j_n = V_n \phi_n \Delta x - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial y} \right|_n \Delta x \\ j_s = V_s \phi_s \Delta x - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial y} \right|_s \Delta x \end{cases} \quad (3.30)$$

Les quantités J_e, J_w, J_n et J_s sont les flux aux interfaces (e,w,n,s). Le terme S est supposé être constant dans le volume de controle. S est évalué au centre du volume de controle.

3.7. Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la présentation du modèle physique considéré et aux conditions aux limites. Ensuite, nous avons spécifié les équations qui régissent le problème à l'intérieur d'un échangeur de chaleur hélicoïdal HCHX. Pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se font par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation.

Chapitre 04 :

Résultats et discussions

4.1. Introduction

Ce chapitre présente la simulation numérique d'un tube hélicoïdal dans une calandre en trois dimensions. L'eau froide dans la calandre s'écoule entre une ouverture située en bas et sort par une autre située en haut. L'eau froide est chauffée à l'aide d'un tube hélicoïdal dans lequel une eau chaude s'écoule avec un débit et une température fixes. Cette simulation est effectuée à l'aide d'un code de calcul ANSYS fluent en régime turbulent. Les principaux résultats obtenus reflètent le comportement des champs dynamiques et thermiques dans le tube et la calandre.

4.2. Effet de maillage

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à l'écoulement. De sa qualité dépend la précision des résultats.

Pour obtenir des résultats précis dans des délais de calcul acceptables, on effectue une analyse de sensibilité des maillages. Le système de grille non structurée a été adopté dans cette étude pour simuler le champ thermique hydraulique à l'intérieur de l'échangeur de chaleur à serpentin hélicoïdal. Les figures 4.1 (a) et 4.1 (b) montrent respectivement la vue tridimensionnelle (3D) et la vue plane bidimensionnelle (2D). Sur la figure 4.1 (b), des grilles avec une couche limite structurée sont générées près des murs pour résoudre l'effet de la couche limite sur la distribution de vitesse et de température. Le plan bidimensionnel sur la figure. La figure 4.1 (b) est le plan transversal central de la vue isométrique 3D.

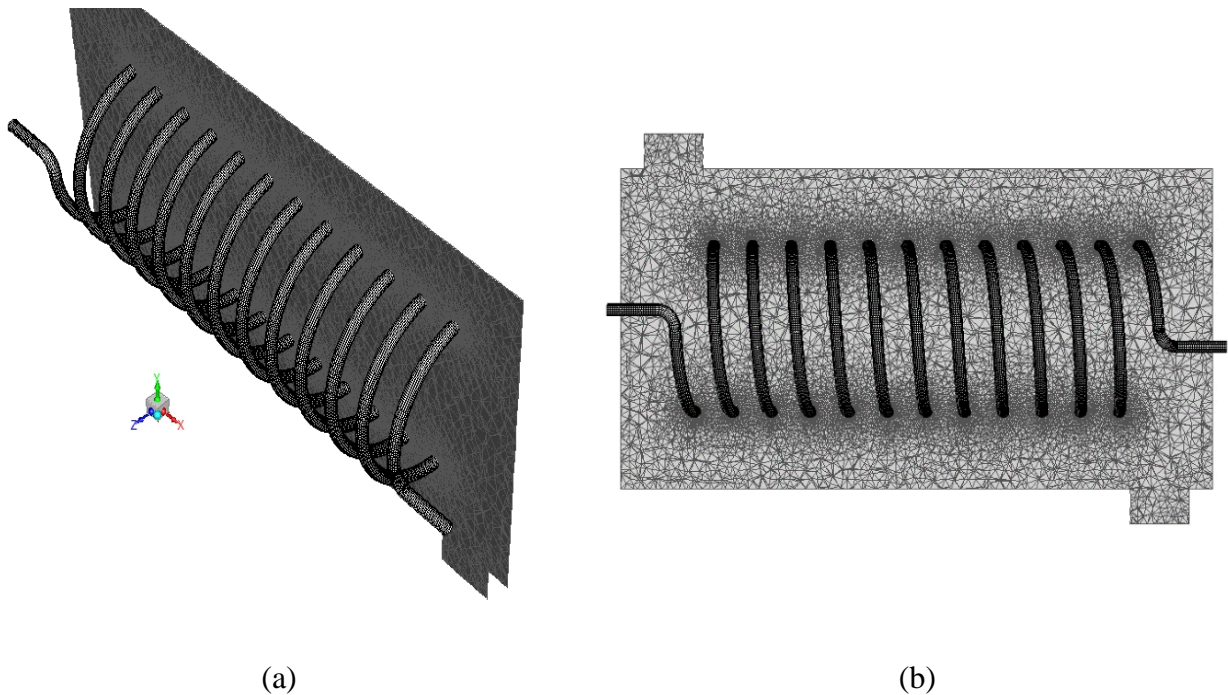


Figure 4.1 : Distribution de grille d'un l'échangeur de chaleur à serpentin hélicoïdal

4.2.1. Maillage du domaine

Les résultats obtenus pour $N = 11$, avec ce maillage 3 sont comparables à ceux obtenus pour le maillage 1 et 2. La finesse du maillage 1 génère des variations maximales inférieures à 0,12% pour la température T_{fs} et 0.23 % pour la température T_{cs} (tableau 4.1), on voit clairement qu'il existe une petite différence entre les résultats des trois maillages. Cette finesse est utilisée dans tous les calculs ultérieurs

	Nombre des éléments	Température T_{fs}	Température T_{cs}
Maillage 1	4279973	25.68	47.23
Maillage 2	4281611	25.55	47.09
Maillage 3	4315525	25.47	47.00

Tableau 4.1 : Effet de maillage sur les résultats obtenus pour $N= 11$

4.3. Validation numérique

Pour la validation numérique du code de calcul, nous avons procédé à la comparaison des résultats obtenus dans la présente étude avec les résultats numériques obtenus par **Shih et al [11]**. Le tableau 4.2 présente les valeurs du coefficient d'échange globales U déterminé pour un débit volumique chaud de 11,158 l/min et la température d'entrée dans le serpentin hélicoïdal de 55°C. Le débit volumique froid 6.018 l/min et de la température d'entrée dans la citerne de 20°C. On remarque que la valeur du coefficient d'échange globale U est presque là même avec l'erreur relative est 0.40%.

	Présente étude	Shih et al [11]	Erreur [%]
U (W/m² .C)	1024.20	1020.09	0,40

Tableau 4.2 : Comparaison entre les résultats de la présente étude et ceux de [11]

4.4. Résultats et discussions

L'échangeur de chaleur à tube hélicoïdal (HCHX) est l'un des dispositifs de transfert de chaleur les plus courants dans le chauffe-eau à pompe à chaleur. Dans cette étude a utilisé le logiciel, ANSYS FLUENT, pour l'analyse par simulation numérique.

4.4.1. Contour de vitesse

La figure 4.2 présente les contours de vitesse au sein du tube hélicoïdal dans le plan $z = 0$. La vitesse de circulation joue un rôle très un important pour l'amélioration du transfert thermique. Lorsque l'eau s'écoule à travers le tube hélicoïdal, des zones de recirculation de fluide se produisent à l'intérieur du tube. En raison de l'effet des forces centrifuges, l'écoulement dans le noyau du tuyau commence à être forcé vers le coude extérieur. À mesure que l'intérieur

augmente, les forces centrifuges déséquilibrées de l'écoulement principal entraînent un déplacement des champs de vitesses maximales vers la paroi extérieure. On peut dire, lorsque l'eau traverse le tube, la direction principale de l'écoulement change et les vitesses tangentielles et normales sont intensifiées, ce qui entraîne un meilleur receveur de chaleur.

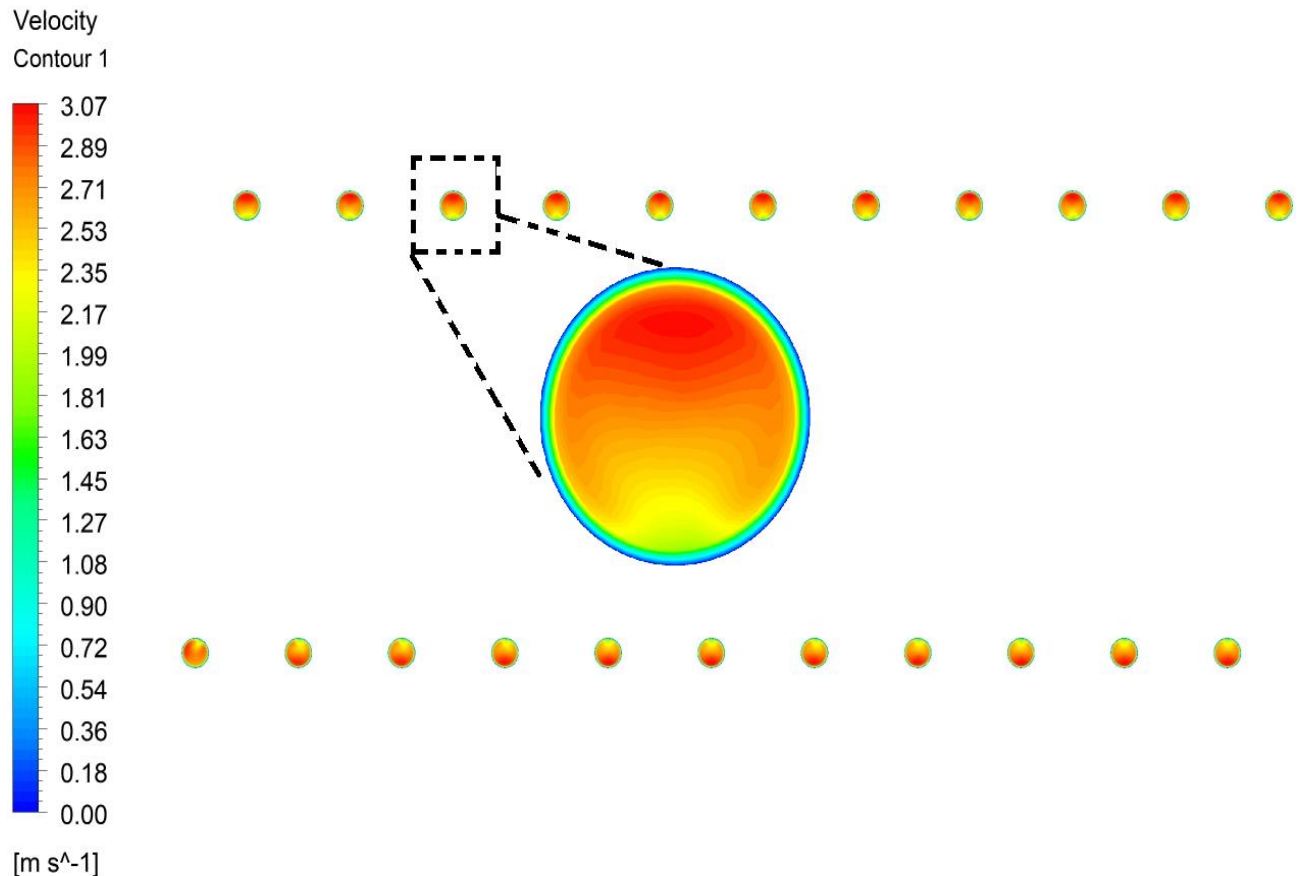


Figure 4.2 : contour de vitesse au sein du tube hélicoïdal $z = 0$ mm

Le débit d'eau a des effets importants sur le mouvement des particules. La figure 4.3 montre le champ de vitesses du fluide à l'intérieur du tube en spirale dans le plan $z = 0.5d$. à l'aide d'une simulation CFD du fluide. Sur les figures 4.3(a) et 4.3(b), le débit est uniformément réparti dans le tuyau avant d'entrer dans le coude. Le débit ralentit près de la sortie du coude et s'accélère près de l'intérieur de l'articulation. De plus, il existe une zone à faible débit à proximité de la sortie de l'installation, où le débit d'eau est irrégulier et les vitesses sont faibles. La raison en est que lorsque l'eau s'écoule dans le coude, la répartition de la pression change sous l'influence de la force centrifuge, et la pression la plus élevée se trouve près de l'intérieur du coude, tandis que la pression la plus basse se trouve près de l'intérieur du coude.

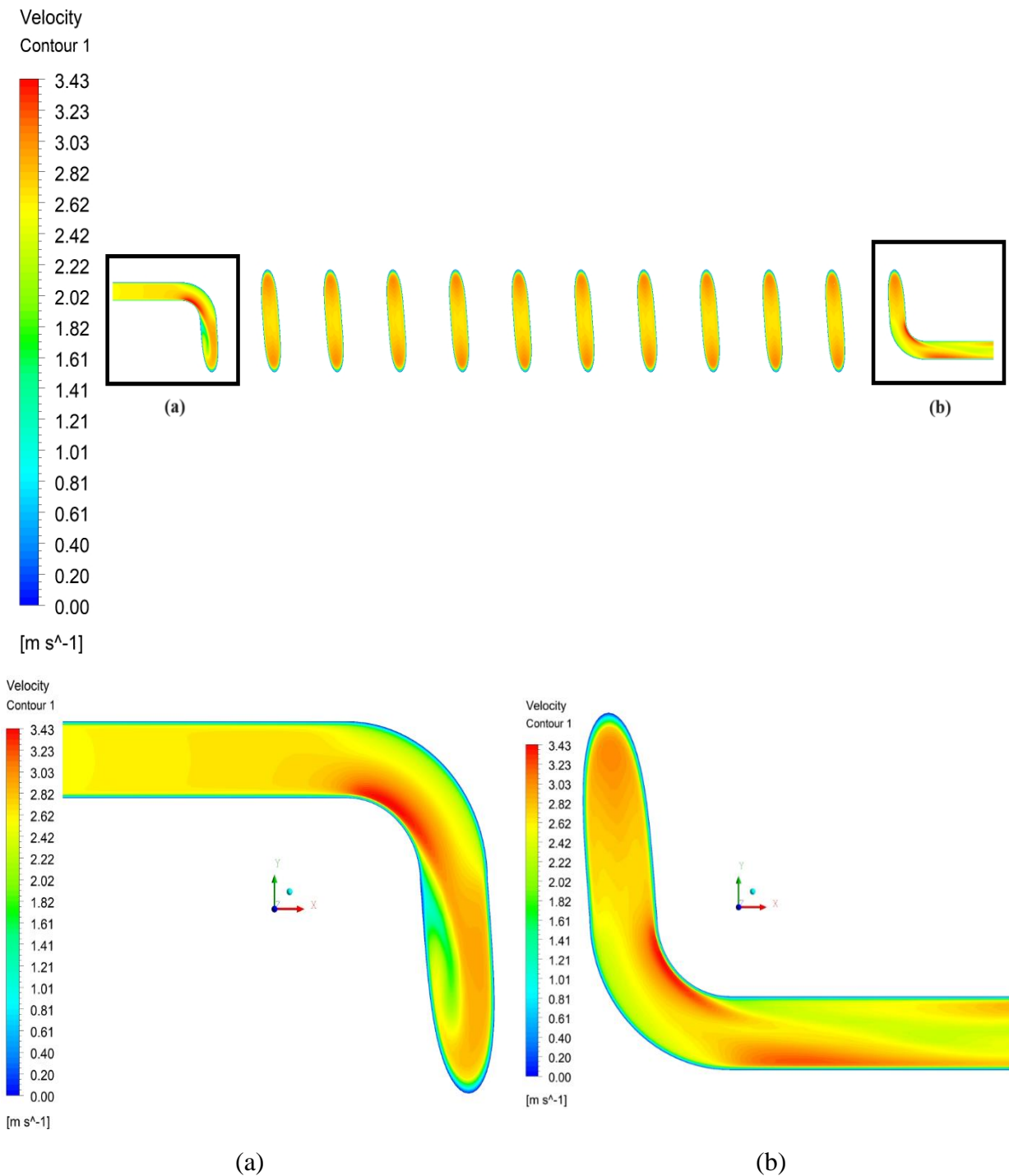


Figure 4.3 : contour de vitesse au sein du tube hélicoïdal $z = 0.5d$

La figure 4.4 montre les profils de vitesse d'écoulement au centre du tuyau à $z = 0$ et avant d'entrer dans le premier coude. Les effets visqueux provoquent une décélération progressive du fluide dans les couches adjacentes et un gradient de vitesse se développe progressivement dans le tube, c'est-à-dire un gradient de vitesse axisymétrique de la couche limite. La vitesse moyenne est décalée vers le haut en raison du mouvement plus rapide du fluide près de la paroi externe. Sur le côté intérieur avant le coude, les vitesses les plus faibles se trouvent à mesure que l'on se rapproche du coude.

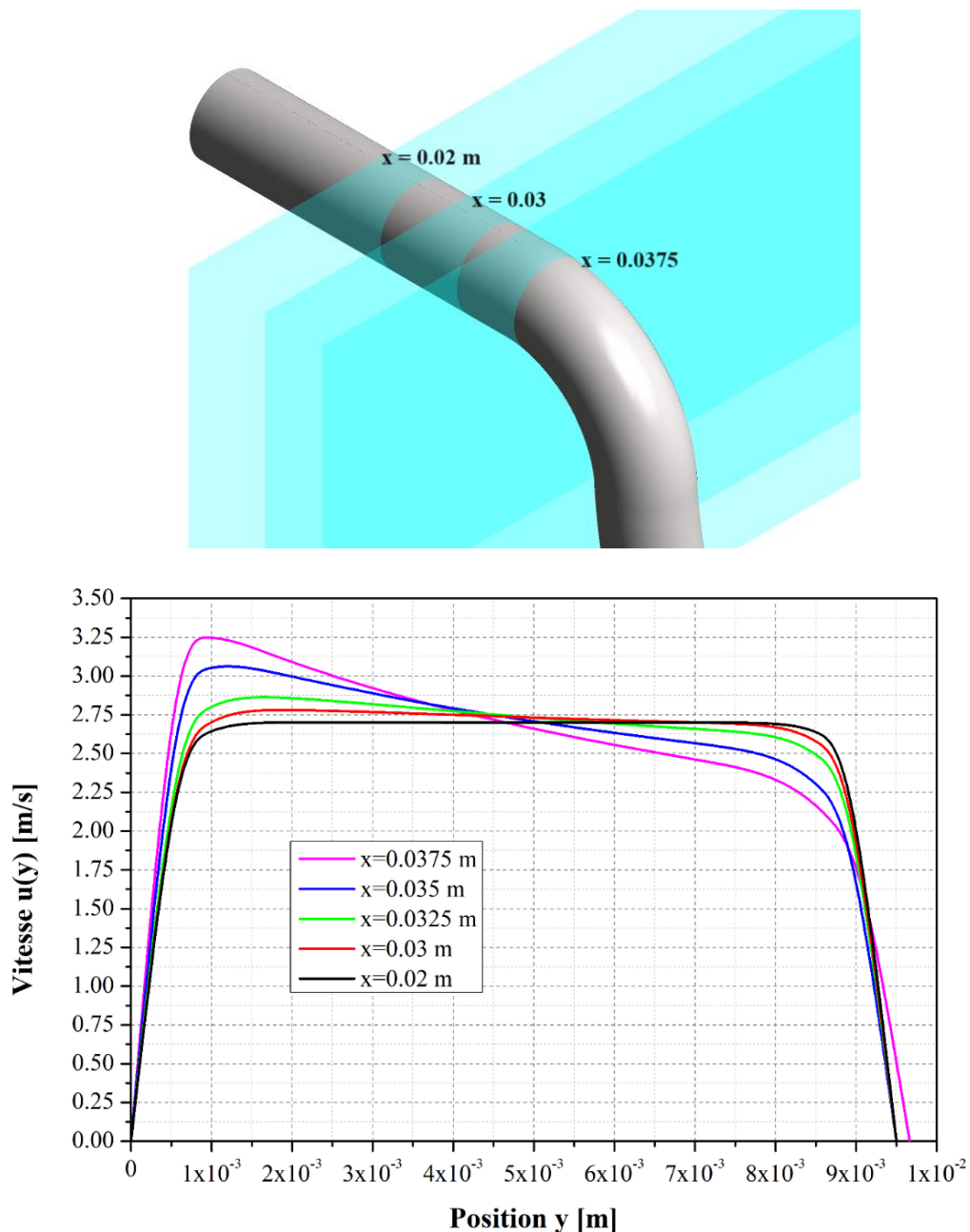


Figure 4.4 : profil de vitesses à l'entrée du tube hélicoïdal

4.4.2. Contour de température

La figure 4.5 montre la répartition de la température et du flux thermique sur les surfaces intérieures et extérieures du tube hélicoïdal. Dans le cas (a), on remarque une différence dans la répartition de la température, mais d'une faible valeur, contrairement au cas (b), où l'on remarque une grande différence dans la répartition de la température. Cette différence est due à l'emplacement de l'entrée et de la sortie de la calandre. On peut dire que la basse température témoigne d'un bon échange thermique par convection entre la surface extérieure du tube et l'eau froide.

Concernant la distribution du flux thermique, on observe une différence dans la répartition atteignant son maximum du côté inférieur du tube hélicoïdal ce qui favorise la déperdition de la chaleur maximale. D'autre part, la différence entre les deux cas témoigne d'un bon échange thermique.

La figure 4.6 montre une comparaison des distributions de température entre les différents modèles traités. On peut observer une grande perturbation dans les lignes aérodynamiques du serpentin à spires élevées par rapport au tube à spires moins, ce qui augmente le mélange à l'intérieur du tuyau avec une augmentation conséquente des performances thermiques. En général on peut dire, la température à la sortie du tube hélicoïdal augmente avec l'augmentation du nombre de spires N .

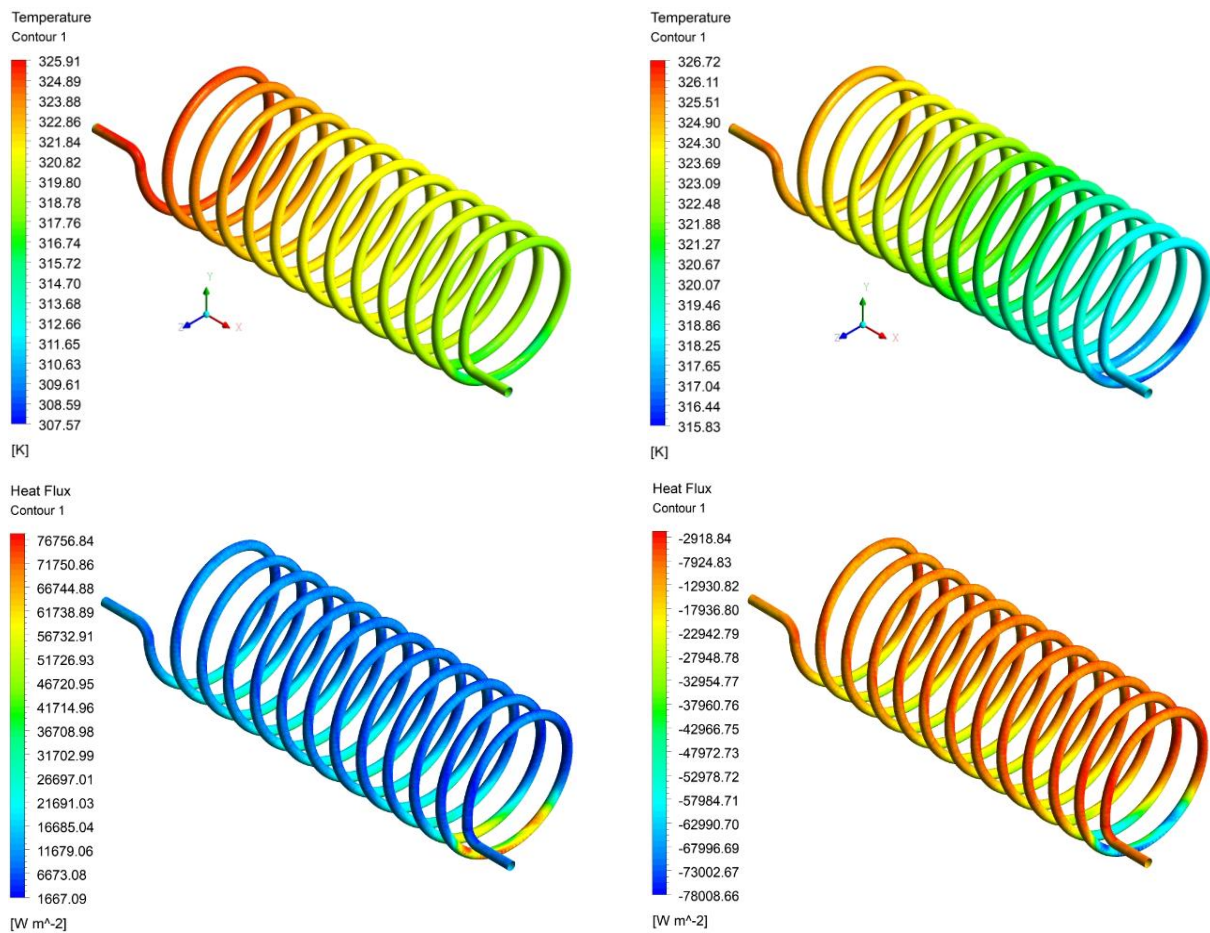


Figure 4.5 : Répartition de la température et le flux thermique à l'intérieur et à l'extérieur du tube hélicoïdal

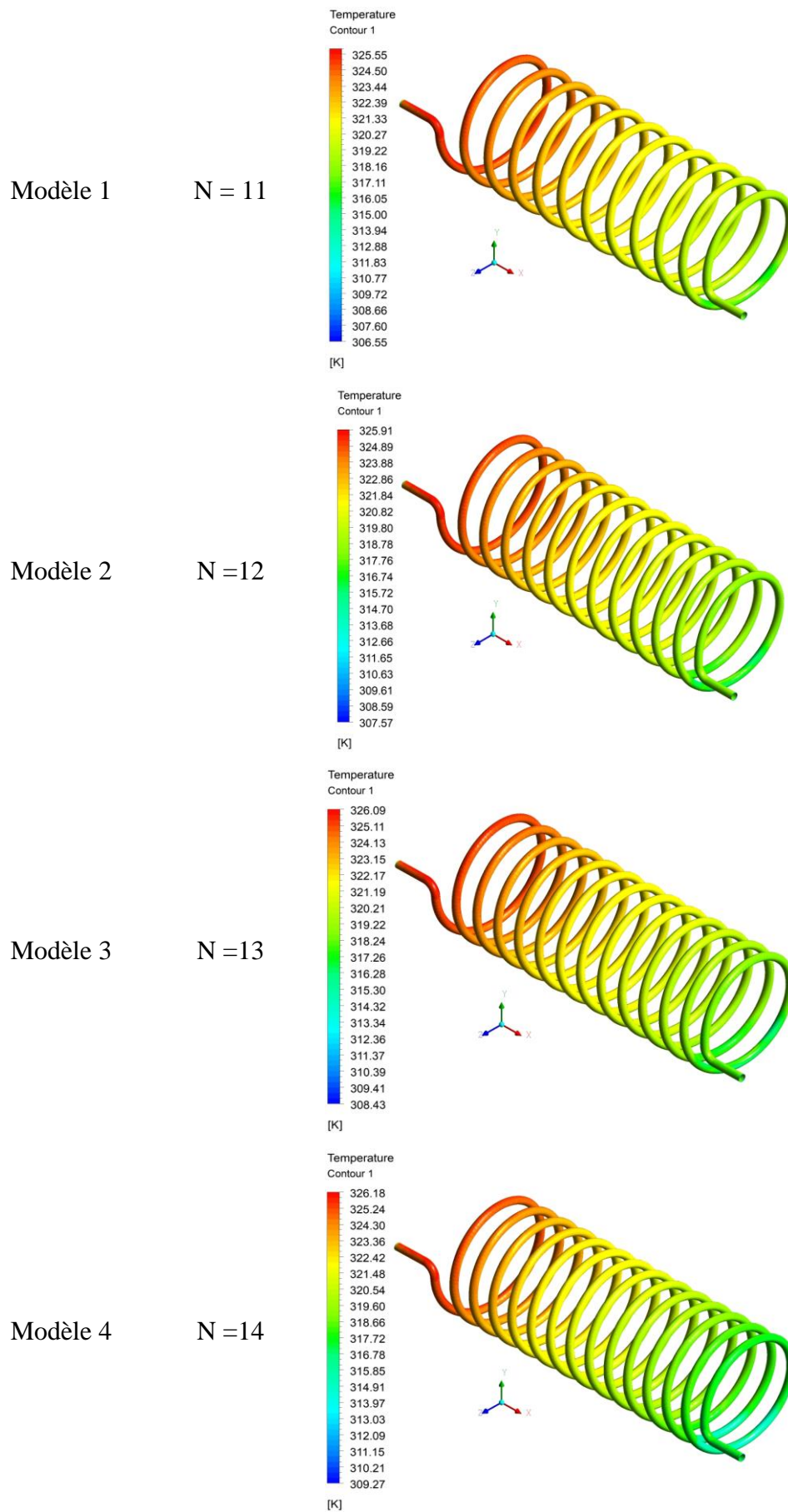
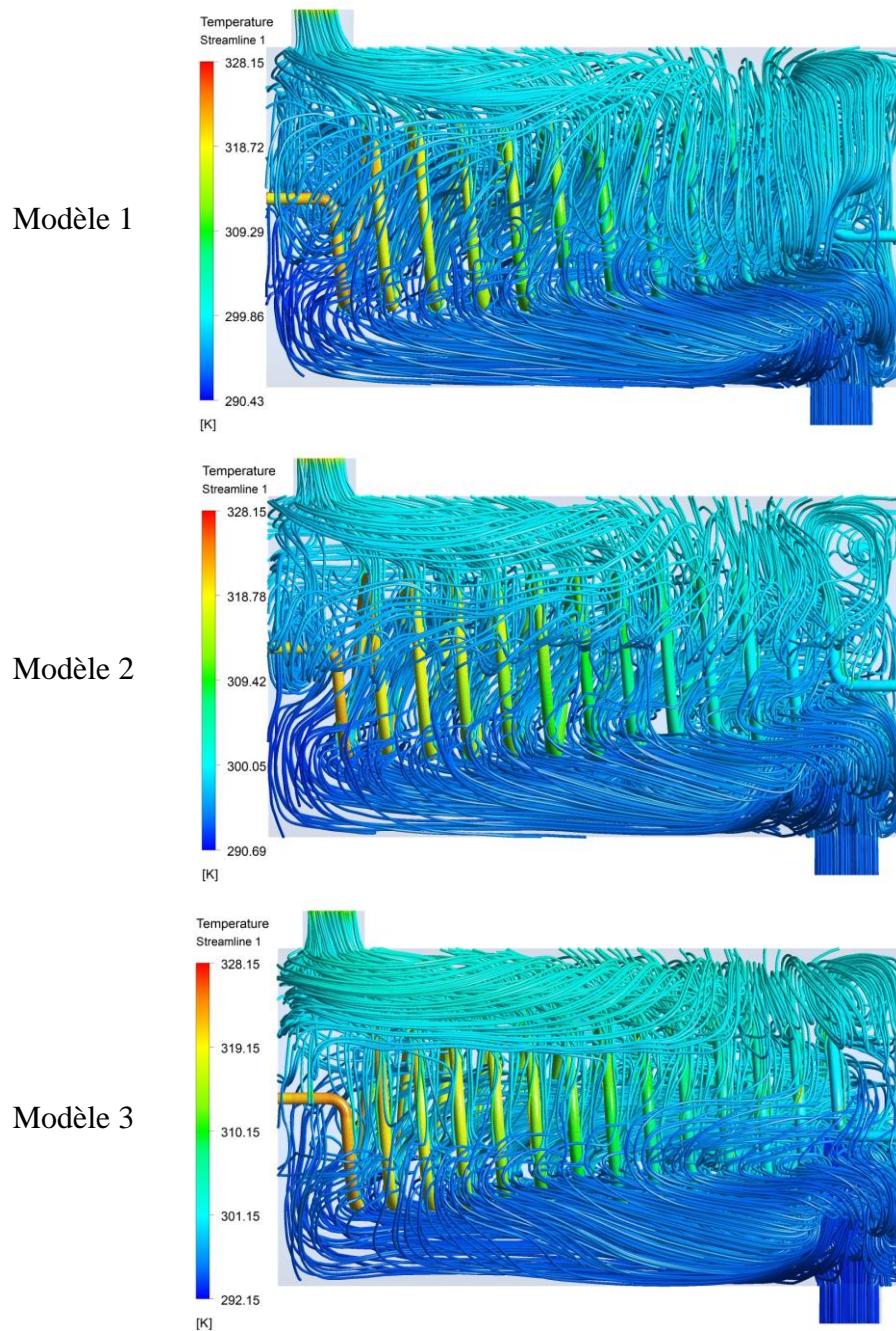


Figure 4.6 : comparaison des distributions de température entre les différents modèles et pour la surface interne du tube hélicoïdal (eau chaude-tube)

La figure 4.7 montre la répartition de la température de l'eau à l'intérieur du côté de la calandre par des lignes aérodynamiques colorées pour les différents cas études vus sous différentes directions. On peut observer que l'eau froide entre dans le réservoir par le tube d'entrée en bas et est ensuite divisée en trois flux principaux. L'un pénètre dans l'espace du serpentin inférieur, l'autre traverse l'espace du tube périphérique et l'autre traverse la région centrale du serpentin depuis un côté du réservoir près du tube d'entrée. Enfin, trois flux se mélangent et sortent du réservoir par le tube de sortie supérieur. En conséquence, il existe des zones de température basse, moyenne et élevée entre les coques inférieures et supérieure.



Modèle 4

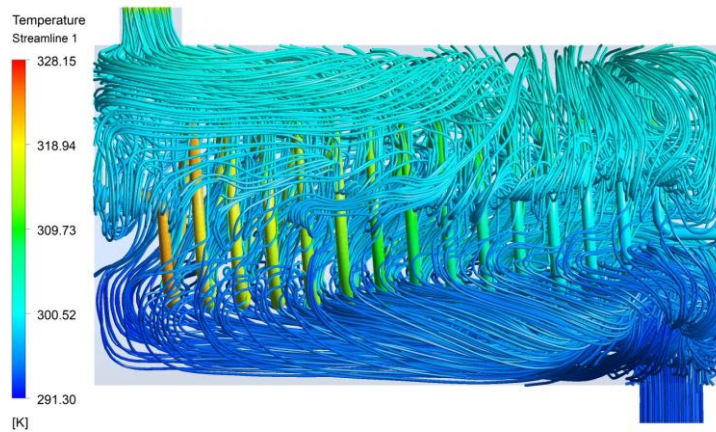
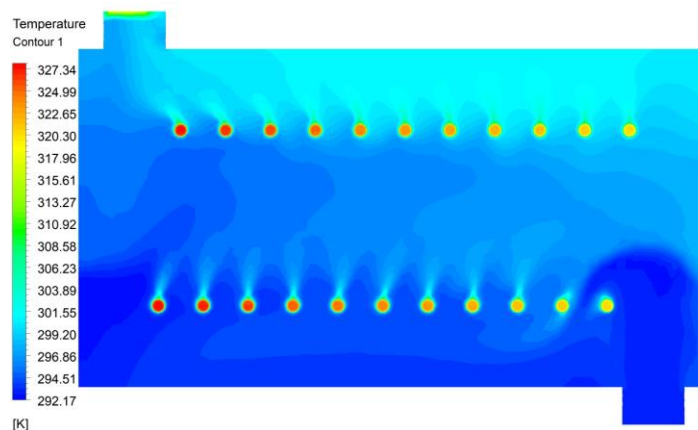


Figure 4.7 : Répartition de la température indiquée par les lignes aérodynamiques à l'intérieur du côté de la calandre pour les cas de conception.

Depuis différentes directions, la figure 4.8 représente des lignes aérodynamiques et la répartition de la température de la conception proposée. Dans la direction d'écoulement indiqué par les lignes de courant, l'eau froide s'est avérée obstruée par l'inclinaison du tube hélicoïdal. En conséquence, un peu d'eau froide peut traverser la surface extérieure du tube, et un peu d'eau froide s'écoule le long de la surface extérieure du tube en spirale et se déplace vers la sortie. De plus, on constate qu'une grande partie de l'eau froide se trouve à proximité de l'entrée d'eau chaude du tube hélicoïdal et pénètre dans la zone entourée par le serpentín et se déplace finalement vers la sortie supérieure, ce qui entraîne beaucoup de chaleur du côté du tube. Tube étant retiré par l'eau froide.

Modèle 1



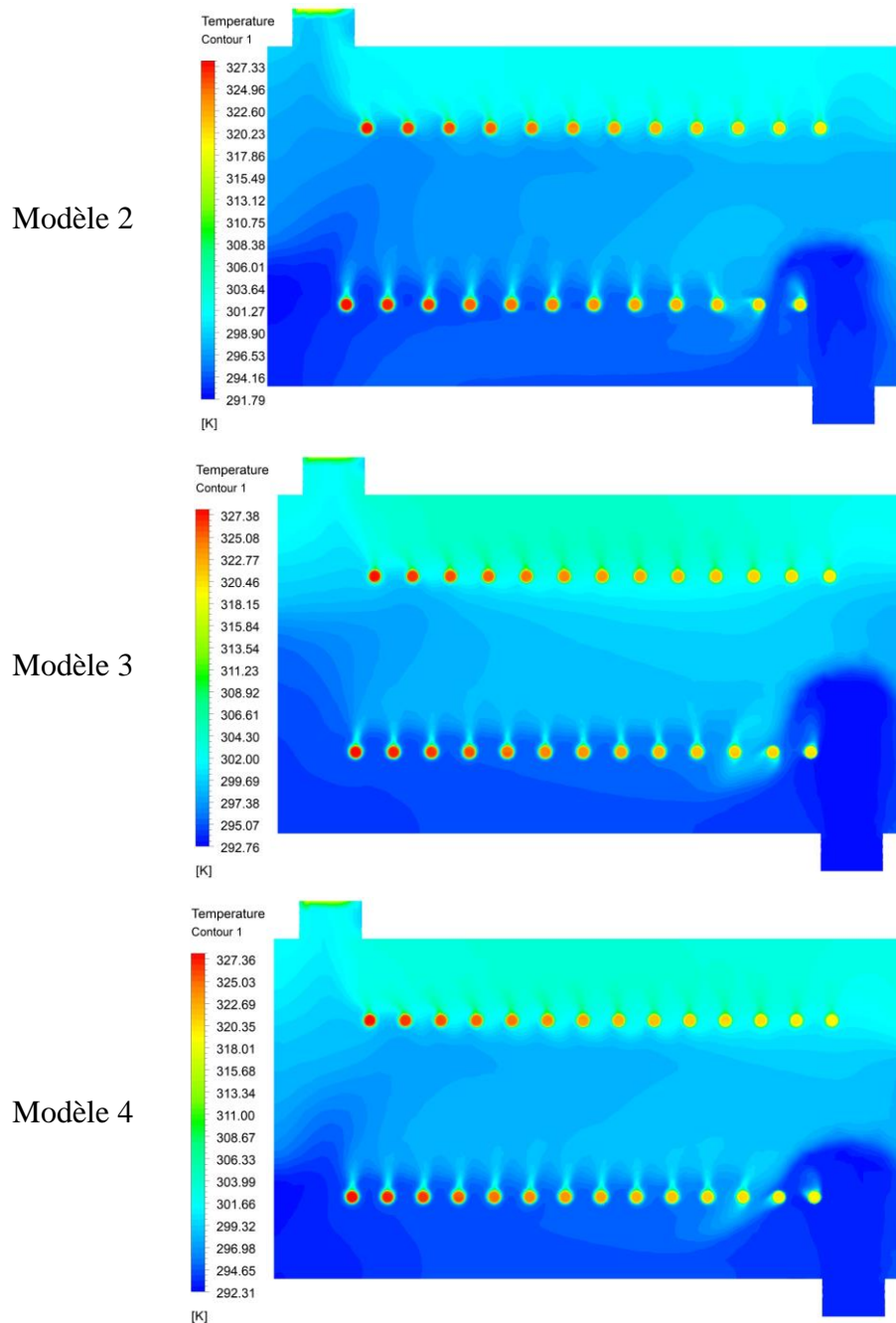


Figure 4.8: Répartition des températures au sein de la calandre

La figure 4.9 montre le coefficient de transfert thermique total multiplié par la surface (UA) pour différents modèles étudiés et pour une même valeur de débit. Il ressort de la figure que le coefficient de transfert thermique total augmente avec le nombre de tours du tube hélicoïdal pour obtenir un débit constant. Une augmentation d'environ 37 % du coefficient de transfert thermique global a été observée en ce qui concerne le changement du nombre de tours du tube hélicoïdale entre le modelé 1 et 4.

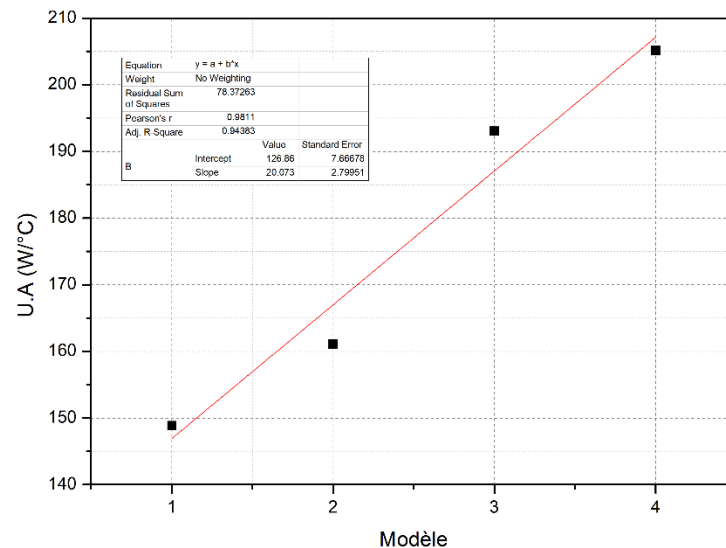


Figure 4.9 : variation du coefficient d'échange global en fonction du nombre de spires

4.5. Conclusion

Cette étude porte sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur (HCHX), dans lequel l'eau chaude passe à travers un tube hélicoïdal placé à l'intérieur d'une calandre dans lequel passe de l'eau froide. Quatre modèles de tubes hélicoïdaux ont été proposés pour améliorer les performances thermiques de l'échangeur. Les résultats sont présentés sous la forme de contours de vitesse à l'intérieur du tube hélicoïdal, et de répartition de la température et de flux de chaleur sur les surfaces intérieures et extérieures du tube. Les résultats ont montré que le modèle 4 (N = 14) donne de meilleures performances thermiques par rapport aux autres modèles. En général, les performances thermiques du tube hélicoïdal peuvent être améliorées en augmentant le nombre de spires.

Conclusion générale

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur.

Dans ce mémoire, nous avons effectué une simulation numérique de la convection et conduction thermique dans un échangeur de chaleur en utilisant quatre modèles de tubes hélicoïdaux avec différents nombres de spires. L'eau chaude entrant dans le tuyau est fixé à une température de 55° C et le débit volumétrique est de 11,158 l/min, tandis que l'eau froide entrant dans une calandre est fixé à une température de 20°C et le débit volumétrique est de 6,018 l/min. Basé sur des approximations Boussinesq de la convection naturelle et du débit volumique de l'écoulement des fluides, le système d'équations simplifié résultant est résolu numériquement par la méthode des volumes finis. La simulation numérique a été faite avec le code commercial du CFD (Ansys FLUENT version 19.2). La validation numérique de cette simulation a montré une bonne concordance entre nos résultats avec le résultat de ceux de [11]. L'objectif de cette étude étudiait l'effet du nombre de spires sur l'amélioration de transfert de chaleur convectif et par conduction.

Les résultats de ce travail, on peut conclure que le transfert de chaleur par convection augmente avec l'augmentation du nombre de serpentins, puisqu'une augmentation d'environ 37 % a été observée dans le coefficient de transfert de chaleur total par rapport à la variation du nombre de spires entre le modèle 1 (N= 11) et le modèle 4 (N = 14). En général, les performances thermiques du tube en spirale peuvent être améliorées en augmentant le nombre de spires

Notre étude s'est concentrée sur le problème de convection dans un échangeur de chaleur monotube hélicoïdal, et il sera intéressant d'explorer des travaux futurs :

- Double le tube hélicoïdal
- Variation du débit volumique chaud et froid
- Ajouter des ailettes tubulaires

Liste des références

- [1] Équipement Réchauffeurs et Fours, manuel de formation (EXP-PR-EQ110-FR), TOTAL, dernière révision : 08/06/2007
- [2] Polycopié Initiation aux transferts thermiques, rédigé par ALI AGHA Hamza, université Abderrahmane MIRA BEJAIA, Année universitaire 2018/2019
- [3] V. Kumar, B. Faizee, M. Mridha, K.D.P. Nigam, Numerical studies of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger, *Chemical Engineering and Processing* 47 (2008) 2287–2295.
- [4] J.S. Jayakumar, S.M. Mahajani, J.C. Mandal, P.K. Vijayan, Rohidas Bhoi, Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *chemical engineering research and design* 86 (2008) 221–232.
- [5] M.R. Salimpour, Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 203–207.
- [6] Y.M. Ferng, W.C. Lin, C.C. Chieng, numerically investigated effects of different Dean number and pitch size on flow and heat transfer characteristics in a helically coil-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 36 (2012) 378e385.
- [7] T.A. Pimenta, J.B.L.M. Campos, Friction losses of Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil, *Experimental Thermal and Fluid Science* 36 (2012) 194–204.
- [8] N. Jamshidi, M. Farhadi, D.D. Ganji, K. Sedighi, Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 644e652.
- [9] M. R. Salem, K. M. Elshazly, R. Y. Sakr, R. K. Ali, Experimental Investigation of Coil Curvature Effect on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Shell and Coil Heat Exchanger, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, MARCH 2015, Vol. 7, 1-9.
- [10] K. Palanisamy and P. C. Mukesh kumar, Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop Analysis of a Cone Helical Coiled Tube Heat Exchanger using MWCNT/Water Nanofluid, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 10, Special Issue, pp. 7-13, 2017.
- [11] Y. Shih, Y. Lee, K. Lin, Optimized design on the thermohydraulic performance of the helical coil heat exchanger, *International Journal of Thermofluids*, 17 (2023) 100271
- [12] Encyclopédie de l'énergie ; Article 055 : les échangeurs de chaleur.

Liste des références

- [13] BONTEMPS ANDRE. Technique de l'ingénieur : Echangeur de chaleur-problème de fonctionnement. ALAIN GARRIGUE. B2341 v1. Mai 1995.
- [14] www.techniques-ingenieur.fr/Ti203 thermique pour l'industrie échangeur de chaleur.
- [15] Cours : Calcul et dimensionnement des échangeurs de chaleur, université MSILA 2016/2017.
- [16] Cours : Calcul et dimensionnement des échangeurs de chaleur
- [17] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [18] Technique de l'ingénieur : échangeurs de chaleur ; Description des échangeurs. En PDF
- [19] Sadik Kakac. Heat Exchangers Selection Rating and Thermal Design, 2^{ème} édition 2002
- [20] J.F. SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4^{ème} tirage 1993.
- [21] K. HADDOUCHE, Cour transfert de chaleur 1 université de Tiaret 2023.
- [22] YVES JANNOT, Transfert thermique ; Ecole des minces NANCY ; 2012
- [23] Pascal Tobaly, « Echangeurs de Chaleur »,2002.
- [24] KHANOUDJ Fatima et KHELIFA Amina, Simulation numérique du transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité : Effet de la présence de chicane, mémoire de fin d'étude, université Ibn Khaldoun Tiaret année universitaire 2019-2020.

RESUME

L'échangeur de chaleur à tubes hélicoïdaux (HCHX) est l'un des dispositifs de transfert de chaleur les plus courants dans les pompes à chaleur pour le chauffage de l'eau. Dans cette étude, un logiciel informatique de dynamique des fluides (ANSYS FLUENT) a été utilisé pour prédire les performances thermohydrauliques d'un échangeur de chaleur convectif en spirale, y compris le coefficient global de transfert de chaleur. En utilisant différents modèles de HCHX, la comparaison des résultats CFD a révélé que le tube hélicoïdal à 14 spires pouvait atteindre de meilleures performances thermiques que le tube hélicoïdal à 11 spires. En général, les performances thermiques du tube en spirale peuvent être améliorées en augmentant le nombre de spires

Mots clés : Échangeur de chaleur hélicoïdal (HCHX) ; Coefficient de transfert de chaleur total ; Nombre de spires

ملخص

المبادل الحراري ذو الأنابيب الحلزونية (HCHX) هو أحد أشهر أجهزة نقل الحرارة في المضخات الحرارية لتسخين المياه. في هذه الدراسة، تم استخدام برنامج ديناميكيات الموائع الحاسوبية (ANSYS FLUENT)، للتنبؤ بالأداء الحراري الهيدروليكي لمبادل حراري حلزوني حراري، بما في ذلك معامل نقل الحرارة الكلي. باستخدام نماذج مختلفة من HCHX، كشفت مقارنة نتائج CFD أن الأنابيب الحلزونية المكون من 14 لفة يمكن أن يحقق أداءً حراريًا أفضل من الأنابيب الحلزونية المكون من 11 لفة. بشكل عام، يمكن تحسين الأداء الحراري للأنابيب الحلزونية عن طريق زيادة عدد اللفات الكليبات المفتاحية:

مبادل حراري حلزوني (HCHX)؛ معامل الانتقال الحراري الكلي؛ عدد اللفات

ABSTRACT

The helical tube heat exchanger (HCHX) is one of the most common heat transfer devices in heat pumps for water heating. In this study, computational fluid dynamics software (ANSYS FLUENT) was used to predict the thermo hydraulic performance of a convective spiral heat exchanger, including the overall heat transfer coefficient. Using different models of HCHX, comparison of CFD results revealed that the 14 turns helical tube could achieve better thermal performance than the 11 turns helical tube. In general, the thermal performance of spiral tube can be improved by increasing the number of turns

Key words:

Helical heat exchanger (HCHX); Total heat transfer coefficient. Number of turns