

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation énergétique et turbomachines

Réalisé par :

ABDOUDOU Yugarithen

TAOUINT Syphax

Thème

**ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR TUBES ET CALANDRE – RTC
SONATRACH –BEJAIA**

Soutenu le 18/06/2023 devant le jury composé de:

Mr. MOULOU	Président
Mr. BENSLIMANE	Rapporteur
Mr. HAMICI	Examineur

Invités :

Mr. BOUMOULA.

Mr. REDOUANE.

Année Universitaire 2022-2023

Remerciements

Nous souhaitons exprimer notre profonde gratitude et nos remerciements les plus sincères à Dieu, qui nous a accordé la santé, la force et la patience nécessaire pour mener à bien ce travail.

Nous tenons à remercier chaleureusement notre encadrant, Monsieur Benslimane A/Hakim, pour son précieux soutien, ses critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes. Sa qualité d'orientation et son soutien moral tout au long de ce travail ont été d'une valeur inestimable. Nous sommes reconnaissants pour les efforts considérables qu'il a consacrés à la réalisation de ce mémoire de fin d'étude.

Nous souhaitons remercier Monsieur Redouane Abdenour et Monsieur Boumoula , pour leur assistance et leur aide durant notre projet ainsi leur enseignement durant notre période de stage ;

Nous souhaitons également exprimer notre gratitude envers les membres du jury, qui ont accepté avec générosité de juger et d'évaluer ce travail.

Enfin, nous tenons à remercier l'ensemble de nos professeurs du département de Génie Mécanique pour leur assistance tout au long de notre cursus et pour leur disponibilité.

Nous sommes conscients que ces quelques mots ne suffisent pas à exprimer toute notre reconnaissance envers toutes les personnes qui ont contribué, directement ou indirectement, à la réalisation de ce mémoire. Leur soutien et leur engagement ont été essentiels à notre réussite.

Merci du fond du cœur à tous ceux qui ont contribué à ce travail.

Cordialement,
TAOUINT Syphax.
ABDOUDOU Yugarithen.

Dédicace

Je souhaite dédier ces mots à des personnes qui occupent une place spéciale dans ma vie :

À mes chers parents, vous êtes la source de mon soutien inconditionnel et de mon amour inébranlable. Votre dévouement et votre encouragement ont été les piliers qui m'ont permis de persévérer. Je suis reconnaissant pour tous les sacrifices que vous avez consentis pour mon éducation. Votre amour et votre soutien ont été et continuent d'être une source d'inspiration pour moi.

À mon frère Aksil et ma sœur Tiziri, vous êtes mes compagnons de vie, mes confidents et mes meilleurs amis. Vos encouragements, vos conseils et vos sourires ont illuminé mon parcours. Je suis fier de vous avoir à mes côtés, et notre lien familial est une source de force et de bonheur pour moi.

À mon cousin Anis, ta présence a été précieuse dans ma vie. Nous avons partagé de nombreux moments de complicité et d'apprentissage. Ta positivité et ton soutien ont été des moteurs dans mes réussites.

À ma très chère Salima, tu es une amie exceptionnelle, toujours là pour m'écouter, me comprendre et me soutenir. Ta présence dans ma vie a apporté de la joie et du réconfort. Merci d'avoir été là à chaque étape de mon parcours.

À mes amis, en particulier Fares et Bizek, vous avez été des compagnons de route précieux. Vos encouragements, votre soutien et notre amitié sincère ont rendu cette aventure encore plus mémorable. Merci d'avoir partagé ces moments forts avec moi.

Enfin, je tiens à exprimer ma gratitude envers toutes les personnes qui ont croisé ma route et ont contribué, d'une manière ou d'une autre, à mon parcours. Votre présence, vos conseils et votre amitié ont été des cadeaux précieux.

À vous tous, je dédie ces mots de reconnaissance et d'appréciation. Merci d'avoir fait partie de ma vie et d'avoir joué un rôle si important dans ma réussite et mon bonheur. Avec tout mon amour et ma gratitude,

Yugarithen ABDOUDOU.

Dédicace

Je dédie ce modeste mémoire à ma précieuse famille. Votre amour et votre soutien indéfectibles ont été ma force tout au long de ce parcours académique. Vous êtes ma source d'inspiration et de motivation. Merci pour tout ce que vous avez fait pour moi.

TAOUINT Syphax

Table des matières

Table des matières	i
Liste des figures	v
NOMENCLATURE	1
Introduction Générale	1
I. Généralités sur les échangeurs de chaleurs.....	3
I.1 Introduction	3
I.2 Le transfert de chaleur	3
I.3 Les modes de transferts de chaleur	3
I.3.1 Le transfert de chaleur par conduction	3
I.3.2 Le transfert de chaleur par rayonnement	4
I.3.3 Transfert de chaleur par convection	5
I.4 Les échangeurs de chaleur	9
I.4.1 Définition.....	9
I.4.2 Fonctionnement	10
I.4.3 Classification des échangeurs	10
I.4.4 Les différents types d'échangeurs.....	11
I.5 Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre	17
I.5.1 La calandre	17
I.5.2 Les Plaques tubulaires	18
I.5.3 Le pas tubulaire.....	18
I.5.4 Les chicanes.....	19
I.5.5 Boîtes de distribution ou chambres de distribution.....	20

I.6	Avantages et inconvénients.....	20
I.6.1	Avantage de l'échangeur tubulaire à calandre :.....	20
I.6.2	Inconvénients de l'échangeur tubulaire à calandre	20
I.7	Conclusion	21
II.	Principe de calcul des échangeurs de chaleur	23
II.1	Introduction	23
II.2	Principe de calcul d'un échangeur de chaleur.....	23
II.2.1	Choix de la technologie	24
II.2.2	Dimensionnement thermique	24
II.2.3	Calcul des pertes de charges	24
II.3	Evaluation des performances dans les tubes	24
II.3.1	Calcul de nombre de tubes.....	24
II.3.2	La section de passage côté tubes	25
II.3.3	La vitesse massique	25
II.3.4	La vitesse linéaire.....	25
II.3.5	Nombre Reynolds.....	26
II.3.6	Nombre de Prandtl	26
II.3.7	Nombre de Nusselt	26
II.3.8	Coefficient d'échange convectif h_c	26
II.4	Evaluation des performances dans la calandre.....	26
II.4.1	La section de passage côté calandre	26
II.4.2	La vitesse massique	27
II.4.3	Diamètre hydraulique	27
II.4.4	Nombre Reynolds.....	27
II.4.5	Nombre Nusselt.....	27
II.4.6	Coefficient d'échange de chaleur par convection	27

II.5	Coefficient global de l'échange thermique	27
II.6	Méthode de ΔTLM.....	29
II.6.1	Bilan thermique	29
II.6.2	Calcul de la ΔTLM	29
II.6.3	Surface d'échange	32
II.7	La méthode du NUT (Efficacité d'un échangeur).....	32
II.7.1	L'efficacité d'un échangeur de chaleur	33
II.7.2	Calcul de l'efficacité.....	33
II.7.3	Le nombre NUT	35
II.8	Pertes de charge	36
II.8.1	Côté tubes	36
II.8.2	Côté calandre	36
II.9	Conclusion	37
III.	Dimensionnement et calcul de l'échangeur de chaleur a tube et a calandre.....	41
III.1	Le but de calcul	41
III.2	Données de l'échangeur eau-eau à contre-courant.....	41
➤	Choix de l'échangeur utilisé.....	41
III.3	Caractéristiques géométriques de L'échangeur tubes et calandre	42
III.4	Caractéristique du matériau de conception.....	42
III.5	Méthode de ΔTLM.....	43
III.5.1	Calcul des paramètres côté tube (fluide chaud)	43
III.5.2	Calcul des paramètres côté calandre :	45
III.5.3	Coefficient d'échange global	46
III.5.4	Calcul de ΔTLM	46
III.5.5	Le flux de chaleur.....	46
III.5.6	La surface d'échange.....	46

III.5.7	Vérification de la surface d'échange disponible sur l'échangeur A.....	47
III.6	Calcul les pertes de charge.....	47
III.6.1	Côté calandre	47
III.6.2	Côté tubes	48
III.7	Calcul de l'efficacité de l'échangeur.....	48
III.8	Calcul de l'efficacité avec la méthode de NUT.....	49
III.9	Tableaux des résultats.....	50
III.10	Conclusion	50
IV.	Simulation d'un échangeur de chaleur et discussion des résultats obtenus.....	53
IV.1	Introduction	53
IV.2	Simulation de la problématique	53
IV.3	Définition du model.....	55
IV.4	Conditions aux limites.....	56
IV.5	Résultats et discussion.....	58
IV.5.1	Distribution de température des fluides.....	58
IV.5.2	Distribution de la température solide	59
IV.5.3	Ligne de courant.....	62
IV.5.4	Etude de pression	63
IV.5.5	Etude de La vitesse.....	65
IV.6	Résultats	66
IV.7	Conclusion	67
	Conclusion générale.....	69
	Références Bibliographiques.....	71
	Résume	73

Liste des figures

Figure I-1: La conduction	3
Figure I-2: Longueur d'ondes électromagnétique	4
Figure I-3: L'énergie thermique du soleil	5
Figure I-4: Les trois modèles de rayonnement par un solide	5
Figure I-5 : Transfert thermique par convection	6
Figure I-6 : Convection naturelle d'une plaque chaude	7
Figure I-7: Convection forcée d'une plaque chaude	8
Figure I-8: Représentation l'écoulement d'un régime laminaire	8
Figure I-9: Représentation l'écoulement d'un régime turbulent	9
Figure I-10 : Echangeur de chaleur	9
Figure I-12 Echangeur monotube	12
Figure I-11 : Echangeur de chaleur à plaque	12
Figure I-13 Echangeur coaxial	13
Figure I-14 Échangeur à tubes séparés	13
Figure I-15 Échangeur à tubes rapprochés	13
Figure I-16 Échangeur à tubes ailettes	14
Figure I-17 : Echangeur à faisceau tubulaire	14
Figure I-18 : Echangeur à plaque tubulaire fixe	15
Figure I-19 : Echangeur tubulaire à tête flottante	16
Figure I-20 : Echangeur en tube U	17
Figure I-21 : La calandre	18
Figure I-22 : Plaque tubulaire	18
Figure I-23: Disposition des tubes	19
Figure I-24 : Installation des chicanes dans l'échangeur tubulaire	19

Figure II-1 : Echangeur à tubes et calandre	23
Figure II-2 Résistance d'encrassement.....	28
Figure II-3 Échangeur de chaleur avec écoulements Co-courant	31
Figure II-4 Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant	32
Figure II-5 Schéma de calcul suivant NUT	33
Figure II-6 Efficacité d'un échangeur à Co-courant.....	36
Figure II-7 Efficacité d'un échangeur à contre-courant.....	36
Figure IV-1 Echangeur de chaleur tubulaire à calandre	53
Figure IV-2 Plaque tubulaire.....	54
Figure IV-3 Disposition de chicane d'un échangeur de chaleur tubes et calandre	54
Figure IV-4 Distribution de fluide froid dans la calandre	55
Figure IV-5 Distribution du fluide chaud dans les tubes.....	56
Figure IV-6 Paramètres d'entrée et de sortie des fluides.....	57
Figure IV-8 Variations des températures.....	58
Figure IV-7 Distribution de température des fluides au long de l'échangeur	58
Figure IV-9 Distribution de la température sur les tubes	59
Figure IV-10 Distribution de température sur la calandre	59
Figure IV-13 Distribution de la température sur le solide	59
Figure IV-11 Distribution de température sur la chambre de distribution	60
Figure IV-12 Distribution de température sur la plaque tubulaire	60
Figure IV-14 Ligne de courant des deux fluides.....	62
Figure IV-15 Distribution des pressions côté sortie fluide chaud.....	63
Figure IV-16 Distribution des pressions.....	63
Figure IV-17 Distribution des pressions côté entrée fluide chaud	64
Figure IV-18 : Distribution de la vitesse	65

Liste des tableaux

Tableau I-1 Exemples de conductivité des matériaux	4
Tableau I-2 Exemples de coefficient de convection des thermique	7
Tableau I-3 Types des chambres de distribution.....	20
Tableau II-1 Valeur de CTP pour différentes passes	24
Tableau II-2 Valeur de CL dépend la disposition des tubes	24
Tableau II-3 : Les résistances d'encrassement	29
Tableau II-4: Efficacité de quelques échangeurs	35
Tableau III-1 Propriétés des fluides	41
Tableau III-2 Caractéristiques géométriques de l'échangeur	42
Tableau III-3 Caractéristique du matériau de conception.....	42
Tableau III-4 Résultats.	50
Tableau IV-1 Tableau des paramètres des fluides	57
Tableau IV-2 Tableau des résultats	66

NOMENCLATURE

Symbols	Definition	Unité (SI)
A	: Surface d'échange	[m ²]
A _s	: Section de passage côté calandre	[m ²]
A _t	: Section de passage côté tubes	[m ²]
B	: Espacement des chicanes	[m]
CL	: La constante de disposition du tube.	[mm]
C _{max}	: Capacité thermique maximale	[J/s.°C]
C _{min}	: Capacité thermique minimale	[J/s.°C]
C _{pc}	: Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes	[J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹]
C _{pf}	: Chaleur spécifique du fluide circulant dans la calandre	[J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹]
CTP	: La constante de calcul du nombre de tubes qui tient compte de la couverture du diamètre de la coque.	[mm]
d ₀	: Diamètre extérieur des tubes	[m]
D _e	: Diamètre équivalent (hydraulique)	[m]
d _i	: Diamètre intérieur des tubes	[m]
D _s	: Diamètre de la calandre	[m]
e	: Epaisseur des tubes	[m]
G _s	: Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
h _c	: Coefficient d'échange convectif côté tubes	[W.m ⁻² .°C ⁻¹]
h _f	: Coefficient d'échange convectif côté calandre	[W.m ⁻² .°C ⁻¹]
L	: Longueur des tubes	[m]
m _c	: débit massique du fluide chaud circulant dans les tubes	[kg.s ⁻¹]
m _f	: débit massique du fluide froid circulant dans la calandre	[kg.s ⁻¹]
N _T	: Nombre de tubes dans le faisceau	-

NUT	: Nombre d'unité de transfert	-
Pr _f	: Nombre de Prandtl côté calandre	-
Pr _t	: Nombre de Prandtl	-
P _T	: Pas tubulaire	[m]
Re _c	: Nombre de Reynolds du côté tubes	-
r _{ec}	: Résistance à l'encrassement côté tubes	[m ² . °C . W ⁻¹]
Re _f	: Nombre de Reynolds côté calandre	-
r _{ef}	: Résistance à l'encrassement côté calandre	[m ² . °C . W ⁻¹]
T _{ce}	: Température d'entrée du fluide cote tubes	[°C]
T _{cs}	: Température de sortie du fluide cote tubes	[°C]
T _{fe}	: Température d'entrée du fluide côté calandre	[°C]
T _{fs}	: Température de sortie du fluide côté calandre	[°C]
U	: Coefficient d'échange global	[W . m ⁻² . °C ⁻¹]
V _l	: Vitesse liniéaire du fluide circulant dans les tubes	[m.s ⁻¹]
V _m	: Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
ΔP _c	: Perte de charge dans la calandre	[N.m ⁻²]
Δp _t	: Perte de charge totale dans les tubes	[N.m ⁻²]
ε	: Efficacité	-
λ _c	: Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes	[W.m ⁻¹ . °C ⁻¹]
λ _f	: Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre	[W.m ⁻¹ . °C ⁻¹]
μ _c	: Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
μ _f	: Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ρ _c	: Masse volumique du fluide circulant dans les tubes	[Kg.m ⁻³]
ρ _f	: Masse volumique du fluide circulant dans la calandre	[kg.m ⁻³]
Φ _{max}	: Puissance maximal échangé	[W]
Φ _{réel}	: Puissance réelle échangé entre les deux fluides	[W]

Introduction Générale

Introduction Générale

Les échanges thermiques jouent un rôle essentiel dans de nombreux secteurs industriels où la transmission de chaleur d'un fluide à un autre, sans altération des milieux impliqués, est primordiale. Les échangeurs de chaleur tubulaires à coque sont des équipements spécifiques largement utilisés dans diverses applications industrielles telles que la production d'énergie, l'industrie chimique, l'agroalimentaire, l'électronique, la climatisation, et bien d'autres.

Leur conception efficace et leur optimisation sont essentielles pour améliorer les performances énergétiques, la productivité et la durabilité des processus industriels.

Ce mémoire se propose d'étudier en profondeur les échangeurs de chaleur tubulaires à coque, en mettant particulièrement l'accent sur les échangeurs à faisceau et à calandre à simple passe. L'objectif principal est de fournir une compréhension approfondie de ces équipements spécifiques en explorant leurs caractéristiques, leur fonctionnement, leurs méthodes de calcul, ainsi que leur analyse par simulation.

La première partie de ce mémoire introduit les concepts généraux des échangeurs de chaleur, en soulignant les critères de classification des échangeurs de chaleur, permettant ainsi une meilleure compréhension des différents types et de leurs applications spécifiques.

La deuxième partie se concentre sur les méthodes de calcul utilisées pour évaluer les performances des échangeurs de chaleur tubulaires à coque. Des approches analytiques et numériques seront explorées, fournissant des outils et des techniques pour optimiser la conception des échangeurs de chaleur en fonction des exigences spécifiques des applications industrielles.

La troisième partie aborde en détail le dimensionnement des échangeurs de chaleur, en mettant l'accent sur le calcul des caractéristiques géométriques, des débits de fluides et des coefficients de transfert de chaleur. Ces calculs sont essentiels pour garantir des performances optimales et une efficacité énergétique accrue des échangeurs de chaleur tubulaires à coque.

Dans la quatrième partie, nous examinerons la simulation permettant une analyse approfondie du comportement des échangeurs de chaleur tubulaires à coque, évaluant les transferts de chaleur, les écoulements et les performances globales. Enfin, la dernière partie du mémoire présentera une discussion détaillée des résultats obtenus à partir des calculs et des simulations réalisées.

Cette analyse approfondie des résultats permettra d'évaluer l'efficacité, l'optimisation et les perspectives d'amélioration des échangeurs de chaleur tubulaires à coque.

Chapitre I

**Généralités sur les échangeurs
de chaleur**

I. Généralités sur les échangeurs de chaleurs

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur est essentiel dans les échangeurs de chaleur pour assurer un équilibre thermique adéquat entre les fluides et garantir des performances optimales.

Une compréhension approfondie des principes de transfert de chaleur et une conception judicieuse des échangeurs sont nécessaires pour maximiser leur efficacité et leur utilisation dans une large gamme d'applications industrielles et domestiques. Le transfert de chaleur entre le liquide et la paroi se fait principalement par convection. Cette section décrit les différents types d'échangeurs de chaleur et les principes de transfert de chaleur qui s'y appliquent. Toutes les relations et formules nécessaires pour effectuer des calculs d'échangeurs de chaleur, qu'ils soient à contre-courant, à Co-courant ou à flux croisés, sont explorées en détail. [1]

I.2 Le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est un phénomène physique qui se produit lorsqu'il y a une différence de température entre deux objets ou deux milieux. La chaleur est transférée d'un objet ou d'un milieu chaud à un objet ou un milieu plus froid jusqu'à ce qu'ils atteignent une température équilibre. Le transfert de chaleur peut se produire de trois façons principales :

- La conduction
- La convection
- Le rayonnement

I.3 Les modes de transferts de chaleur

I.3.1 Le transfert de chaleur par conduction

La conduction est le mécanisme de transfert de chaleur dans lequel l'énergie thermique est transférée d'un point à un autre par l'interaction entre les atomes ou les molécules de la matière. La conduction se produit dans les solides, les liquides et les gaz (**figure I-1**).

Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche.

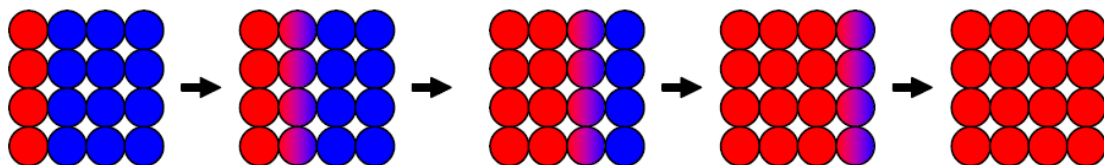


Figure I-1: La conduction [1]

Matériaux	Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) Valeurs pour une température de 20°C
Aluminium (pureté de 99,9%)	237
Carbone	129
Platine	71,6
Acier doux	46
Acier inoxydable (18% Chrome, 8% Nickel)	26
Bois de pin (parallèle aux fibres)	0,36
Bois de pin (perpendiculaire aux fibres)	0,15

Tableau I-1 Exemples de conductivité des matériaux [1]

Plus la surface d'échange est importante, plus le transfert de chaleur est important

Exemple des valeurs de conductivité thermique des matériaux.

I.3.2 Le transfert de chaleur par rayonnement

La radiation thermique se produit lorsqu'un corps émet de l'énergie thermique sous forme d'ondes électromagnétiques en raison de sa température. Toute substance dont la température est supérieure au zéro absolu émet de l'énergie thermique par le biais de la radiation. Contrairement aux autres modes de transfert de chaleur, la radiation thermique peut se propager à travers le vide car les ondes électromagnétiques n'ont pas besoin d'un milieu matériel pour se déplacer.

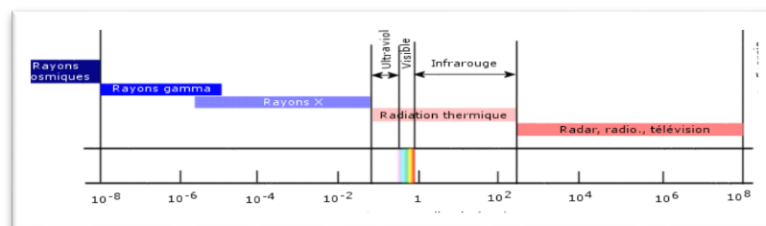


Figure I-2: Longueur d'ondes électromagnétique [2]

La **figure I-2** illustre la gamme de longueurs d'onde de la radiation thermique par rapport à d'autres types de rayonnement émis, tels que les rayons X, les rayons gamma, les rayons cosmiques, et ainsi de suite.

L'énergie thermique du soleil atteint la Terre par radiation. Les ondes électromagnétiques voyageant à la vitesse de la lumière, la radiation est le mécanisme d'échange de chaleur le plus rapide (**figure 1-3**). [2]

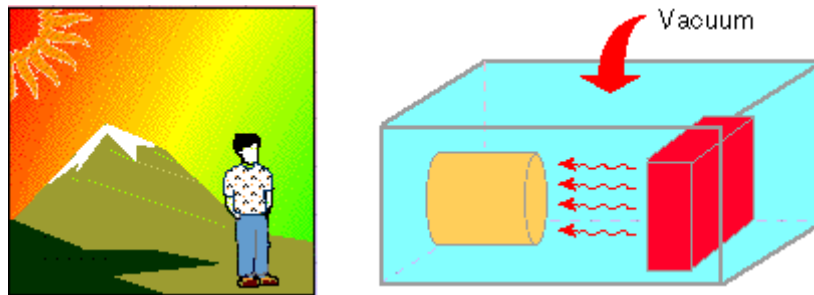


Figure I-3: L'énergie thermique du soleil [2]

- **Réception d'un rayonnement par un solide**

Lorsqu'un rayon d'énergie incidente φ_λ frappe un corps à la température T , une fraction $\rho_\lambda T$ de cette énergie est réfléchiée par la surface S , une autre fraction $\alpha_\lambda T$ est absorbée par le corps, contribuant à son échauffement, et la fraction restante $\tau_\lambda T$ est transmise à travers le corps, poursuivant ainsi son parcours.

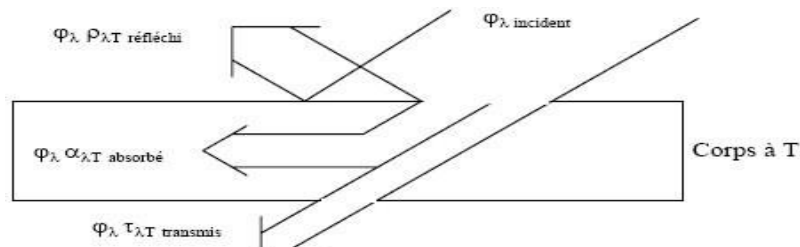


Figure I-4: Les trois modèles de rayonnement par un solide [2]

I.3.3 Transfert de chaleur par convection

La convection est un phénomène d'échange de chaleur dans lequel la chaleur est transférée d'une surface solide vers un fluide (ou un gaz) en mouvement. La convection se compose de deux éléments :

- Transfert d'énergie causé par un mouvement moléculaire aléatoire (diffusion).
- Transfert d'énergie par un mouvement volumique ou macroscopique du fluide (advection).

Le coefficient de transfert thermique par convection (h) dépend du mouvement du fluide, de la géométrie et des propriétés thermodynamiques et physiques (**figure1-5**).

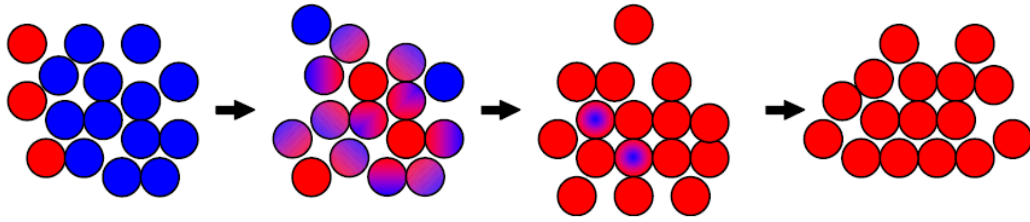


Figure I-5 : Transfert thermique par convection [1]

Les molécules sont en mouvement où les molécules chaudes se mélangent avec les molécules froides et leurs transmettent de la chaleur.

Fluide	h_{ed}, h_{id} (W / m ² K)
Eau de rivière	3 000 – 12 000
Eau de mer	1 000 – 3 000
Eau refroidissement (tour)	3 000 – 6 000
Eau de ville (dureté faible)	3 000 – 5 000
Eau de ville (dureté élevée)	1 000 – 2 000
Condensats de vapeur d'eau	1 500 – 5 000
Vapeur d'eau (sans traces)	4 000 – 10 000
Liquide chauffage	5 000
Vapeur d'eau (traces d'huiles)	2 000 – 5 000
Air, gaz industriels	5 000 – 10 000

Fumées	2 000 – 5 000
Vapeurs organiques	5 000
Liquides organiques	5 000
Hydrocarbures lourds	5 000
Liquide organique bouillant	2 5000

Tableau I-2 Exemples de coefficient de convection des thermique [1]

En principe, il existe deux modes de transfert thermique par convection :

I.3.3.1 Convection libre ou naturelle

La convection libre ou naturelle se produit lorsque le mouvement du fluide le long d'une surface solide est causé par les variations de densité dues à une différence de température entre le solide et le fluide environnant. Par exemple, lorsque l'on plonge une plaque chaude dans un fluide froid, les particules de fluide en contact avec la plaque sont réchauffées, ce qui entraîne une diminution de leur densité. En conséquence, ces particules se déplacent vers le haut (**voir figure I-6**).

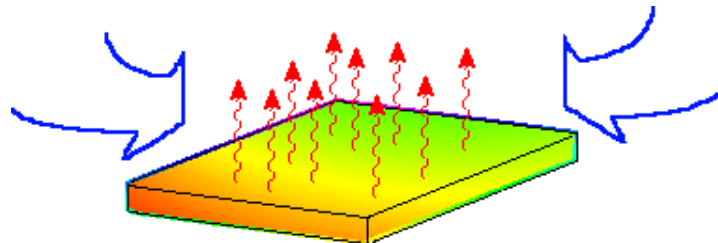


Figure I-6 : Convection naturelle d'une plaque chaude [4]

I.3.3.2 La convection forcée

La convection forcée implique l'utilisation d'un dispositif externe tel qu'un ventilateur ou une pompe pour accélérer le mouvement du fluide le long de la surface solide. Cela entraîne un déplacement rapide des particules du fluide sur la surface solide, ce qui permet d'atteindre un gradient de température maximal et d'augmenter ainsi le taux d'échange thermique. Dans l'exemple illustré dans la (**figure 1-7**), de l'air est soufflé au-dessus d'une plaque chaude. [4]

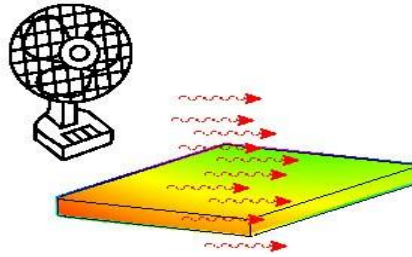


Figure I-7: Convection forcée d'une plaque chaude [4]

I.3.3.3 Régime d'écoulement

En prenant en compte le lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est essentiel de prendre en considération le régime d'écoulement. Prenons l'exemple de l'écoulement d'un fluide dans une conduite. [5]

➤ Régime laminaire

Dans cet écoulement, les différentes couches de fluide se déplacent pratiquement de manière indépendante. Ainsi, les échanges de chaleur entre deux couches de fluide adjacentes se produisent de la manière suivante:

- Si l'on considère une direction normale aux couches de fluide, les échanges de chaleur se font principalement par conduction thermique.
- Si l'on considère une direction non normale aux couches de fluide, les échanges de chaleur se font à la fois par convection et par conduction thermique (qui peut être négligeable).

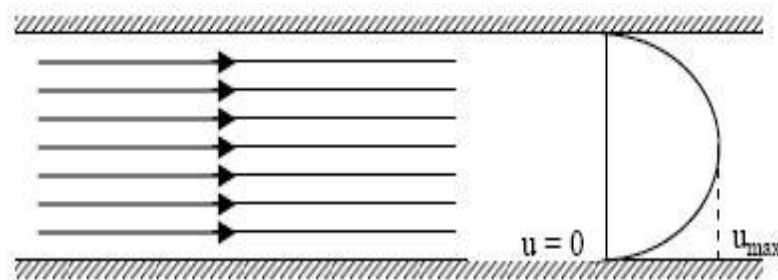


Figure I-8: Représentation l'écoulement d'un régime laminaire [5]

➤ Régime turbulent

L'écoulement n'est pas unidirectionnel. Dans la zone turbulente, les échanges de chaleur se produisent par convection et conduction dans toutes les directions. Cependant, il est généralement constaté que la conduction thermique est négligeable par rapport à la convection dans ces situations.

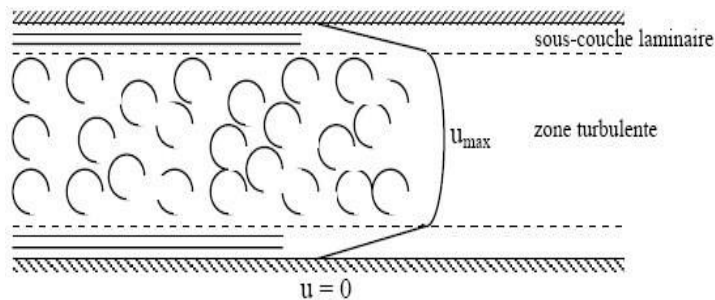


Figure I-9: Représentation l'écoulement d'un régime turbulent [5]

I.4 Les échangeurs de chaleur

I.4.1 Définition

Un échangeur de chaleur, tel que celui illustré dans la figure I-10, est un dispositif dans lequel le transfert de chaleur s'effectue entre deux fluides à des températures différentes. Ces échangeurs de chaleur sont utilisés dans différents secteurs tels que l'industrie, le transport, les installations résidentielles ou commerciales.

Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur implique la présence de l'effet de convection dans chaque fluide, ainsi que la conduction thermique à travers la paroi qui sépare les deux fluides. [6]



Figure I-10 : Echangeur de chaleur [1]

I.4.2 Fonctionnement

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 suffisante 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.[8]

Fonctionnant suivant les processus physiques d'échange :

- Echange de chaleur par les parois: la conduction.
- Echange de chaleur entre les parois et les fluides : la convection.
- Echangeur radiatif entre les parois et les fluides souvent négligeable : le rayonnement.

Il existe aussi trois modes d'écoulement dans les échangeurs de chaleur :

- Co-courant : écoulement parallèle des fluides et dans la même direction.
- Contre-courant : écoulement parallèle des fluides mais dans des directions inverses.
- Courants croisés : écoulement perpendiculaire entre les deux fluides.

I.4.3 Classification des échangeurs

On a recensé ici quelques critères permettant de classer les échangeurs:

I.4.3.1 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Selon la présence ou l'absence de stockage de chaleur, on distingue deux types de fonctionnement :

Le fonctionnement en récupérateur pour le transfert sans stockage de chaleur, et le fonctionnement en régénérateur pour le transfert avec stockage de chaleur. [9]

I.4.3.2 Classement fonctionnel

Ce type de classement est basé sur le fluide, car son passage dans l'échangeur peut s'effectuer avec changement de phase (diphase) ou sans changement de phase (monophasique).[9]

On rencontre alors les types suivants :

- Les deux fluides possèdent un écoulement monophasique
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, comme dans les évaporateurs ou les condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement diphase, comme dans les évapocondenseurs.

I.4.3.3 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est le rapport entre la surface d'échange et le volume de l'échangeur [9]

I.4.3.4 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

En effet, il existe deux types de parois pour les échangeurs de chaleur :

- **Échangeurs de chaleur métalliques**

Ils sont fabriqués à partir de matériaux métalliques tels que l'acier, le cuivre, l'aluminium, les superalliages, les métaux ou les alliages réfractaires. Ces matériaux métalliques sont souvent choisis pour leur conductivité thermique élevée, leur résistance mécanique et leur durabilité. Les échangeurs de chaleur métalliques sont couramment utilisés dans de nombreux domaines, notamment l'industrie, le chauffage, la climatisation et les applications automobiles.

- **Échangeurs de chaleur non métalliques**

Ils sont fabriqués à partir de matériaux non métalliques tels que le plastique, la céramique, le graphite et le verre. Ces matériaux sont souvent utilisés lorsque des propriétés spécifiques sont nécessaires, comme la résistance à la corrosion chimique, l'isolation électrique, la transparence optique ou la résistance aux hautes températures. Les échangeurs de chaleur non métalliques sont souvent utilisés dans des applications spécifiques où les exigences particulières des matériaux non métalliques sont requises, comme les applications chimiques, les laboratoires, les industries électroniques ou les applications de traitement des gaz.

Le choix du type de paroi dépend des besoins spécifiques de l'application, des propriétés des fluides, de la température de fonctionnement et des contraintes environnementales.

I.4.3.5 Classement technologique

Il existe principalement deux catégories technologiques d'échangeurs qui sont :

- Echangeur à tube : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- Echangeur à plaque : à surface primaire ou à surface secondaire.

Il existe aussi d'autres types, qui sont à contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé. [9]

I.4.4 Les différents types d'échangeurs

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

I.4.4.1 Echangeur à plaque

Les échangeurs à plaques sont composés de plaques formées qui créent des canaux où les fluides circulent. Les plaques sont assemblées de manière à permettre le passage des fluides entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par des joints de manière à ce que chaque fluide circule alternativement entre deux espaces inter-plaques

successifs. Cela permet aux fluides d'échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage principal de ce type d'échangeur est sa compacité. En effet, ce dispositif offre une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile pour les applications nécessitant des puissances importantes. [10]

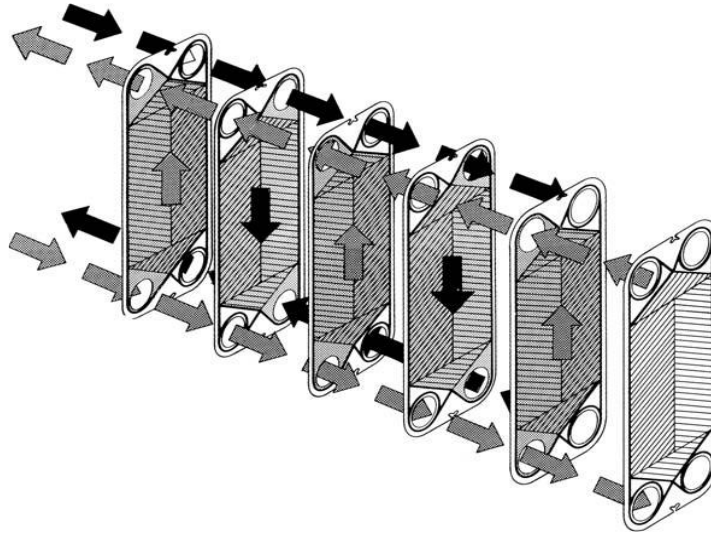


Figure I-11 : Echangeur de chaleur à plaque [13]

I.4.4.2 Echangeur à tube

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

a. Echangeur monotube

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



Figure I-12 Echangeur monotube [5]

b. Echangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés, en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

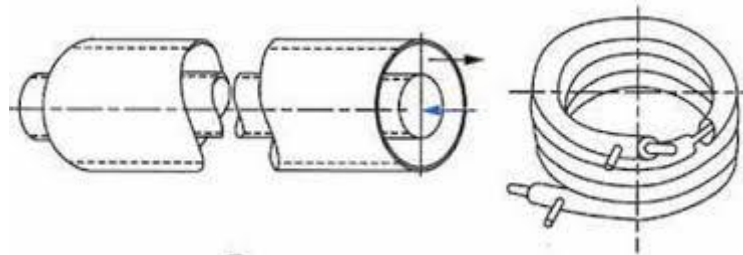


Figure I-13 Echangeur coaxial [5]

c. Echangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes

- **Échangeur à tubes séparés**

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

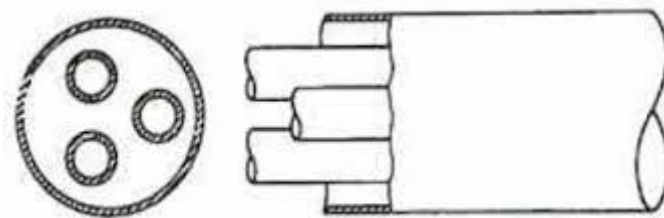


Figure I-14 Échangeur à tubes séparés [5]

- **Échangeur à tubes rapprochés**

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

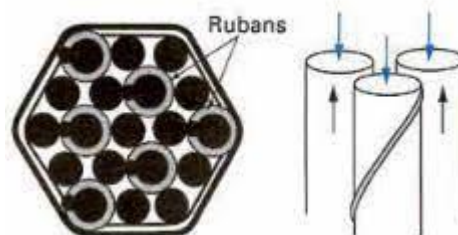


Figure I-15 Échangeur à tubes rapprochés [5]

- **Échangeur à tubes ailettes**

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

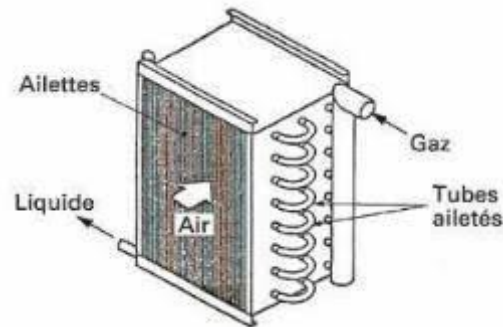


Figure I-16 Échangeur à tubes ailettes [14]

I.4.4.3 Echangeur à faisceau tubulaire (tubes à calandre)

Un échangeur thermique tubulaire est un type courant d'échangeur thermique utilisé dans de nombreuses installations industrielles pour le transfert de chaleur. Il se compose d'un faisceau de tubes disposés à l'intérieur d'une enveloppe appelée "calandre".

Le fonctionnement de l'échangeur tubulaire est similaire à celui des autres types d'échangeurs de chaleur. Il implique l'échange de chaleur entre deux fluides : le fluide "primaire" qui fournit la chaleur, et le fluide "secondaire" qui absorbe cette énergie thermique.

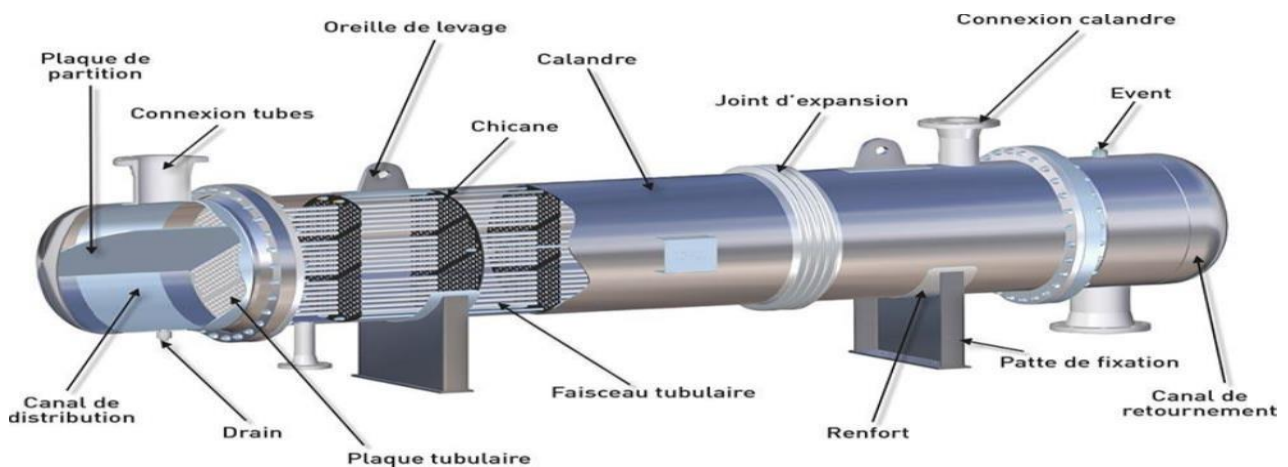


Figure I-17 : Echangeur à faisceau tubulaire [15]

L'échange de chaleur se produit lorsque les deux fluides circulent de manière appropriée à travers les tubes et la calandre de l'échangeur tubulaire. Cela permet un transfert efficace de la chaleur d'un fluide à l'autre.

Cet échangeur est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. Le nombre de chicanes ainsi que leurs formes sont

optimisés afin d'améliorer le transfert de chaleur. À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des tubes. Leur configuration peut être à une seule ou à plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie (connexions) pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. Le choix du diamètre des tubes est aussi optimisé en fonction de la nature du fluide qui y circule.[11]

Les différentes conceptions d'échangeurs à faisceau tubulaire, aussi appelés échangeurs multitubulaires ou échangeurs tubes et calandre, peuvent se regrouper sous 3 grandes familles. [12]

I.4.4.4 Echangeur à plaque tubulaire fixe

Dans ce type d'échangeur tubulaire, des tubes droits sont connectés à leurs extrémités aux plaques tubulaires, qui sont ensuite soudées à la calandre. Cette configuration présente plusieurs avantages. Tout d'abord, elle est très compétitive en termes d'efficacité de transfert de chaleur. De plus, cette conception permet de nettoyer mécaniquement l'intérieur des tubes.

L'avantage de pouvoir démonter les couvercles des boîtes d'eau offre la possibilité de faciliter le nettoyage de l'échangeur. Cela permet d'éliminer les dépôts ou les obstructions qui pourraient se former à l'intérieur des tubes, assurant ainsi un fonctionnement optimal de l'échangeur thermique. Cette capacité de nettoyage mécanique contribue à maintenir les performances et l'efficacité de l'échangeur sur le long terme.

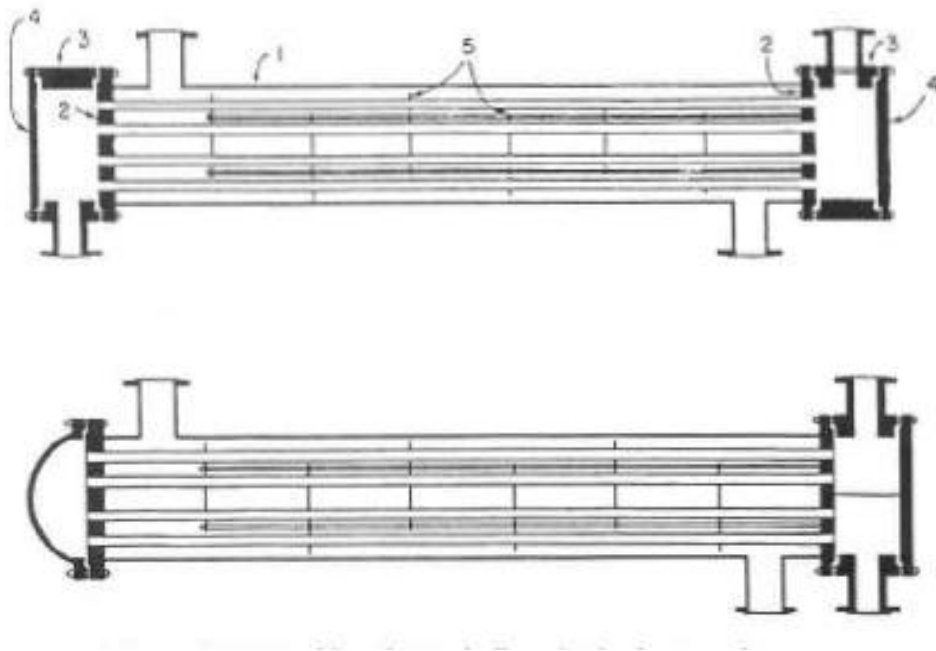


Figure I-18 : Echangeur à plaque tubulaire fixe [20]

Les parties essentielles sont une enveloppe (1), équipée de deux brides et munie de plaques tubulaires (2) aux deux extrémités, qui servent également de brides pour la fixation des deux canaux ou têtes (3) et de leurs couvercles de canal respectifs (4). Les tubes sont expansés dans les deux plaques tubulaires et sont équipés de déflecteurs transversaux (5) du côté de l'enveloppe pour un soutien. Le calcul de la surface effective d'échange de chaleur est basé sur la distance entre les faces internes des plaques tubulaires au lieu de la longueur totale des tubes.

I.4.4.5 Echangeur tubulaire à tête flottante

Cette technologie ne nécessite pas de joint d'expansion étant donné qu'une des plaques tubulaires calandre. De plus, le faisceau peut être remplacé plus facilement. Est libre de mouvement. La plupart du temps, le faisceau de tubes peut être sorti de la calandre ce qui permet un nettoyage mécanique de la surface externe des tubes.

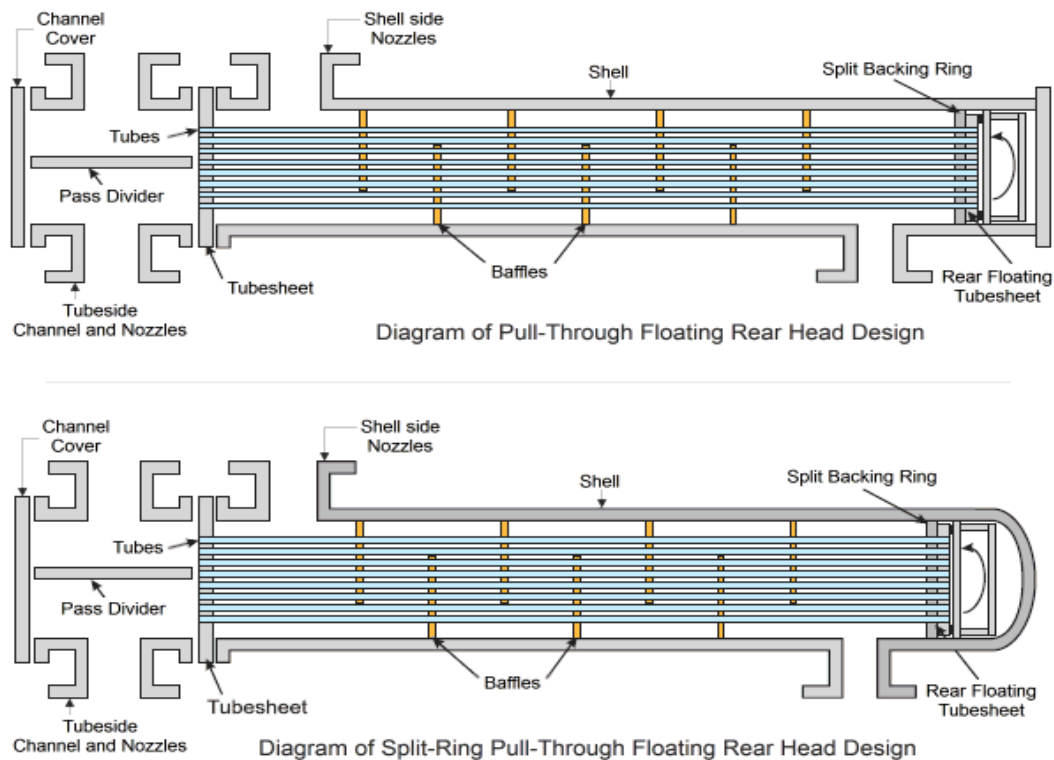


Figure I-19 : Echangeur tubulaire à tête flottante [20]

I.4.4.6 Echangeur en tube U

L'utilisation d'échangeurs en tubes en U présente certains avantages, notamment en évitant l'utilisation de joints d'expansion. Cela est possible car la partie pliée du tube en U est libre de mouvement et n'est pas reliée à une plaque tubulaire. Cela élimine le besoin de joints d'expansion pour compenser les mouvements thermiques différentiels entre les tubes et les plaques tubulaires.

Cependant, il est vrai que le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes devient plus difficile en raison du coude de retournement en U. Cette configuration rend l'accès à l'intérieur des tubes plus restreint et peut rendre le nettoyage plus complexe. Des méthodes alternatives de nettoyage, telles que le nettoyage chimique ou l'utilisation d'outils spéciaux, peuvent être nécessaires pour assurer un nettoyage efficace dans les échangeurs en tubes en U.

Il convient donc de prendre en compte ces facteurs lors de la conception et de l'entretien des échangeurs en tubes en U, en veillant à choisir les méthodes de nettoyage appropriées pour maintenir les performances optimales de l'échangeur.

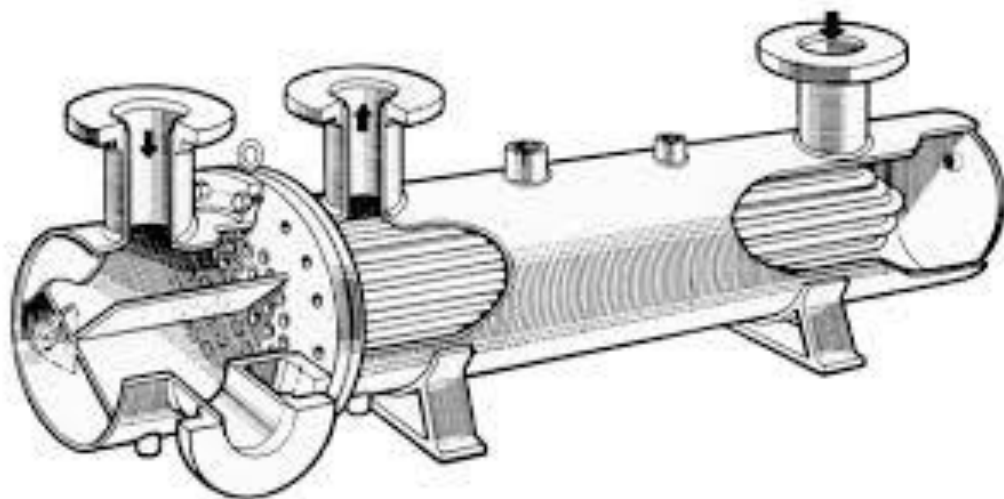


Figure I-20 : Echangeur en tube U [14]

I.5 Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre

I.5.1 La calandre

La calandre d'un échangeur de chaleur remplit la fonction d'enveloppe qui contient le faisceau de tubes et permet l'écoulement du fluide circulant à l'extérieur des tubes. Elle est généralement fabriquée à partir d'une tôle roulée et soudée. La calandre est disponible dans une large gamme de tailles et d'épaisseurs et est équipée d'entrées et de sorties pour les fluides. Aux extrémités de la calandre, des brides sont soudées pour accueillir le couvercle et la boîte de distribution. Étant donné que son coût est souvent plus élevé que celui des tubes, il est courant de concevoir un échangeur de chaleur économique en utilisant une calandre de

petit diamètre et de longueur maximale permise par des considérations pratiques telles que l'installation et l'entretien de l'appareil. [13]

Il est essentiel de choisir un diamètre de calandre qui s'adapte parfaitement à la taille du faisceau de tubes afin d'éviter les contournements du fluide à l'extérieur des tubes. En évitant ces contournements, on prévient une diminution des performances de l'échangeur de chaleur.[14]

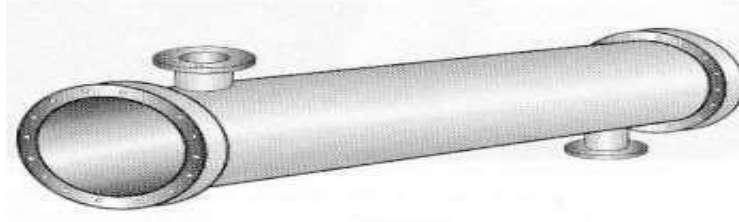


Figure I-21 : La calandre [14]

I.5.2 Les Plaques tubulaires

Les plaques percées servent de support aux tubes à leurs extrémités. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire soit par des dudgeons (agrafes, collets) soit par soudure.

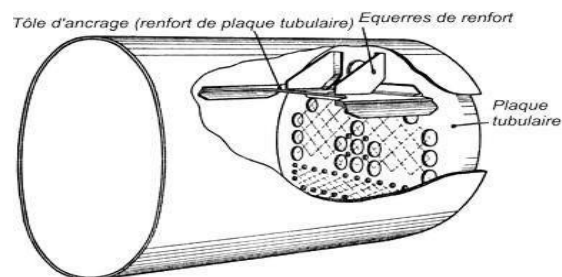


Figure I-22 : Plaque tubulaire [19]

I.5.3 Le pas tubulaire

Le pas tubulaire (ou pitch) représente la distance entre les axes des tubes adjacents et doit être au minimum égal à 1,25 fois le diamètre extérieur des tubes. Il existe quatre modèles courants pour la disposition des tubes : le modèle triangulaire (30°), le modèle triangulaire incliné (60°), le modèle carré (90°) et le modèle carré incliné. (45°) [13]

Un modèle de disposition triangulaire permet d'installer plus de tubes et offre une surface d'échange supérieure d'environ 15% par rapport aux modèles carrés ou carrés inclinés. De plus, la disposition triangulaire génère de fortes turbulences, ce qui se traduit par un coefficient de transfert thermique élevé. Cependant, avec un pas typique de 1,25 fois le diamètre externe des tubes, il n'est pas possible de nettoyer mécaniquement les tubes car les

voies d'accès ne sont pas disponibles. Par conséquent, la disposition triangulaire est limitée aux opérations de nettoyage du côté de la calandre. Pour les services nécessitant un nettoyage mécanique de la calandre, les modèles carrés doivent être utilisés. [15]

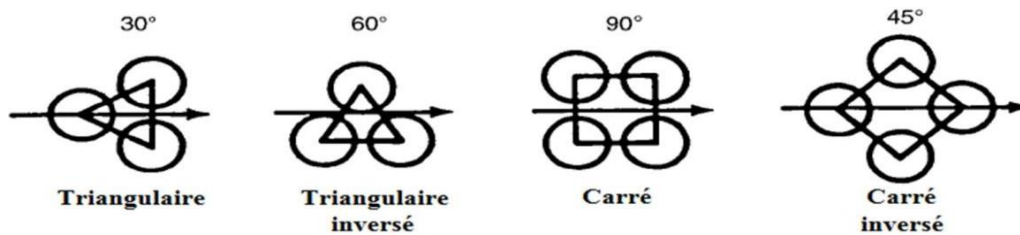


Figure I-23: Disposition des tubes [15]

I.5.4 Les chicanes

Les chicanes dans un échangeur de chaleur sont généralement constituées d'un disque dont le diamètre est légèrement inférieur à celui de la calandre. Elles comportent un segment libre qui représente entre 20% et 45% de la section totale.

Les chicanes jouent un rôle important dans l'échangeur de chaleur. Elles augmentent la vitesse du fluide à l'intérieur de la calandre, ce qui favorise le transfert de chaleur. De plus, elles assurent la rigidité du faisceau de tubes. Les chicanes servent également à supporter les tubes et à maintenir leur espacement, ce qui réduit les vibrations causées par l'impact du fluide.

Il existe deux types de chicanes :

- **Les chicanes transversales** : Elles sont placées perpendiculairement à l'écoulement du fluide et traversent la calandre. Elles contribuent à créer des turbulences et à améliorer l'efficacité du transfert thermique (la figure I-24-a).
- **Les chicanes longitudinales** : Elles sont disposées parallèlement à l'écoulement du fluide le long de la calandre. Elles aident à maintenir l'espacement entre les tubes et à réduire les vibrations (la figure I-24-b).

Les chicanes sont des éléments clés pour optimiser les performances de l'échangeur de chaleur en favorisant un écoulement turbulent et en assurant la stabilité des tubes.

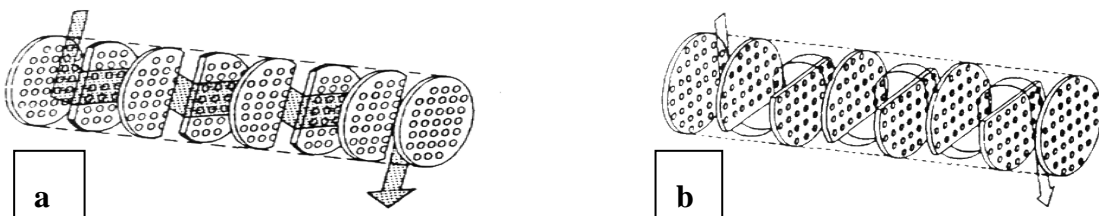


Figure I-24 : Installation des chicanes dans l'échangeur tubulaire [20]

I.5.5 Boîtes de distribution ou chambres de distribution

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités de l'échangeur en vue de réaliser 1, 2, 4, 6 ou 8 passes. Le nombre de passes est généralement limité par la perte de charge admissible. Le second facteur limitant est si la différence de température à l'entrée et à la sortie est importante ; pour une différence de 150 °C une seule passe s'impose.

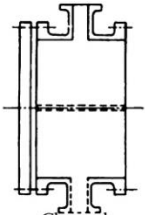
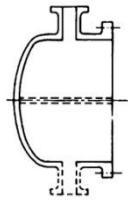
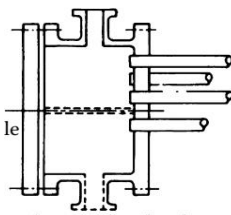
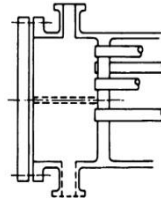
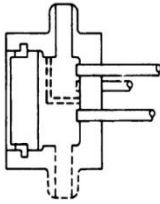
Chambre avec couvercle démontable	Monobloc	Faisceau démontable	Plaque fixe	Fermeture spéciale HP
				

Tableau I-3 Types des chambres de distribution [13]

I.6 Avantages et inconvénients

I.6.1 Avantage de l'échangeur tubulaire à calandre :

- Efficacité du transfert de chaleur
- Flexibilité de conception
- Haute capacité thermique
- Compacité
- Résistance à la corrosion

I.6.2 Inconvénients de l'échangeur tubulaire à calandre

- Coût initial élevé
- Complexité de maintenance
- Sensibilité aux encrassements
- Difficulté de réglage
- Limitations de pression et de température

I.7 Conclusion

En conclusion, les transferts de chaleur sont des phénomènes physiques fondamentaux qui jouent un rôle crucial dans de nombreuses applications industrielles et technologiques. La compréhension de ces transferts est essentielle pour améliorer l'efficacité énergétique de système de production et de transformation.

Chapitre II

Principe de calcul des échangeurs de chaleur

II. Principe de calcul des échangeurs de chaleur

II.1 Introduction

Ce chapitre traite des différentes méthodes et formules de calcul théorique utilisées pour dimensionner les échangeurs de chaleur.

Les échangeurs de chaleur tubulaires, tels que ceux de type à tubes et calandre, sont composés d'un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires en relation avec des boîtes de distribution assurant la circulation des fluides dans le faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures pour l'entrée et la sortie du fluide circulant à l'extérieur des tubes. La calandre est généralement fabriquée en acier au carbone pour supporter les fortes pressions exercées par les fluides.

(La figure II-1) montre que des chicanes sont placées à l'intérieur de la calandre pour diriger le cheminement des fluides et maximiser le débit transversal dans les tubes. Elles ont également pour rôle de supporter le faisceau et d'éviter la déformation des tubes. La forme des chicanes et les distances les séparant sont étudiées pour chaque cas spécifique. Cette configuration convient aux fluides monophasiques, quel que soit leur type, ainsi qu'à la paroi de l'échangeur.

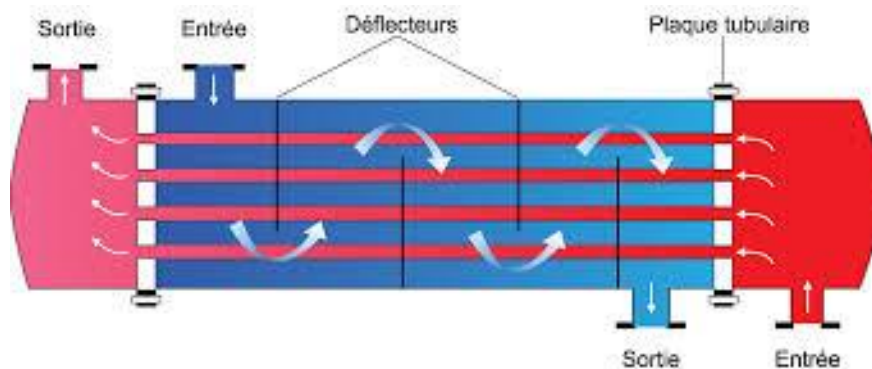


Figure II-1 : Echangeur à tubes et calandre [1]

II.2 Principe de calcul d'un échangeur de chaleur

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur fait intervenir différentes disciplines : la thermique, la mécanique des fluides, la science des matériaux, et bien d'autres. Le dimensionnement d'un échangeur thermique se fait globalement en trois étapes. (le choix de la technologie, dimensionnement thermique, calcul des pertes de charge).

II.2.1 Choix de la technologie

La sélection de la meilleure technologie de l'échangeur est liée à plusieurs paramètres, notamment aux conditions de fonctionnement de l'appareil (températures, pressions, ...), à la nature des fluides utilisés, ainsi qu'aux contraintes d'encombrement et de maintenance. [16]

II.2.2 Dimensionnement thermique

Le calcul de la puissance thermique de l'échangeur nécessite la connaissance des données de conception (températures voulues, rendement, ...) qui sont fournies par le client. Une fois ces données validées, on peut calculer la puissance de l'échangeur, ainsi que la surface d'échange nécessaire, en utilisant les méthodes adéquates. [16]

II.2.3 Calcul des pertes de charges

Le fluide en mouvement subit une perte d'énergie, exprimée en différence de pression ΔP , due aux frottements sur les parois. Cette énergie doit être compensée afin de favoriser l'écoulement du fluide dans le système.

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur a pour but de fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possibles. [16]

II.3 Evaluation des performances dans les tubes

II.3.1 Calcul de nombre de tubes

$$N_T = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4A_1} \quad [13] \quad (\text{II-1})$$

CTP Pour 1 passe	23.62 mm
CTP pour 2 passes	22.86 mm

Tableau II-1 Valeur de CTP pour différentes passes [13]

CL=25.40 mm	pour 90° et 45°
CL=21.59 mm	pour 60° et 30°

Tableau II-2 Valeur de CL dépend la disposition des tubes [13]

$$A_1 = (CL)P_T^2 \quad (\text{II-2})$$

$$PR = (P_T/d_0) \quad (\text{II-3})$$

P_T : le pas triangulaire .

PR : le rapport de pas du tubes .

d_0 : diamètre extérieur des tubes.

D_S : diamètre de la calandre .

CL : la constante de disposition du tube.

CTP : la constante de calcul du nombre de tubes qui tient compte de la couverture incomplète du diamètre de la coque.

A partir des équations précédentes on obtient cette équation :

$$N_T = 0.785 \left\{ \frac{CTP}{CL} \right\} \frac{D_S^2}{PR^2 d_0^2} \quad [13] \quad (\text{II-4})$$

II.3.2 La section de passage côté tubes

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad [13] \quad (\text{II-5})$$

d_i = diamètre intérieur du tube (m)

II.3.3 La vitesse massique

$$V_m = \frac{\dot{m}_c}{N_T A_T} \quad [13] \quad (\text{II-6})$$

\dot{m}_c = débit massique du fluide chaud circulant dans les tubes (kg/s)

N_T = nombre de tubes

II.3.4 La vitesse linéaire

$$V_l = \frac{V_m}{\rho_c} \quad (\text{II-7})$$

II.3.5 Nombre Reynolds

$$R_e = \frac{\rho_c V_l d_i}{\mu_c} \quad [13] \quad (\text{II-8})$$

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (kg/m.s)

II.3.6 Nombre de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{C_{p_c} \mu_c}{\lambda_c} \quad [13] \quad (\text{II-9})$$

λ_c = Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes W/m .°C

C_{p_c} = Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes kJ/kg.°C

II.3.7 Nombre de Nusselt

La valeur du nombre de Reynolds détermine la nature de l'écoulement du fluide. [16]

- Ecoulement en régime laminaire ($R_e < 2100$) :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0688 \left(\frac{d_i}{L} \text{RePr} \right)}{1 + 0.04 \left(\frac{d_i}{L} \text{RePr} \right)^{2/3}} \quad [16] \quad (\text{II-10})$$

L : la longueur de tube

- Ecoulement en régime turbulent ($\text{Re} > 2100$) [16]

$$Nu = 0.027 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \quad (\text{II-11})$$

II.3.8 Coefficient d'échange convectif h_c

$$h_c = \frac{Nu \lambda_c}{d_i} \quad [13] \quad (\text{II-12})$$

λ_c = Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes W/m .°C

II.4 Evaluation des performances dans la calandre**II.4.1 La section de passage côté calandre**

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad [13] \quad (\text{II-13})$$

$$C = P_T - d_0$$

B : espacement entre chicane

D_s : diamètre de la calandre

II.4.2 La vitesse massique

$$G_s = \frac{\dot{m}_f}{A_s} \quad (\text{II-14})$$

m_f : Le débit massique de fluide froid qui circule dans la calandre [13]

II.4.3 Diamètre hydraulique

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi D_s^2 / 4)}{\pi D_s} \quad [13] \quad (\text{II-15})$$

II.4.4 Nombre Reynolds

$$\text{Re}_s = \frac{G_s D_e}{\mu_f} \quad [13] \quad (\text{II-16})$$

μ_f : Viscosité dynamique du fluide froid circulant dans la calandre (kg/m .s)

II.4.5 Nombre Nusselt

$$\text{Nu} = 0.36 \text{Re}^{0.55} \text{Pr}^{0.33} \quad [20] \quad (\text{II-17})$$

II.4.6 Coefficient d'échange de chaleur par convection

$$h_f = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{D_s} \quad [13] \quad (\text{II-18})$$

λ_f : Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre

D_s : diamètre de la calandre

II.5 Coefficient global de l'échange thermique

La détermination du coefficient d'échange global revêt une grande importance lors des calculs des échangeurs de chaleur. Ce coefficient est défini par :

$$d\Phi = U \times S \times (T_c - T_f) \quad (\text{II-19})$$

Le coefficient d'échange global de transfert de chaleur est influencé par trois résistances :

- **La convection dans le fluide chaud** : est régulée par un coefficient de convection, noté h_c , qui permet de déterminer une résistance thermique convective appelée R_{th1} :

$$R_{th1} = \frac{1}{h_c} \quad (\text{II-20})$$

- **La convection dans le fluide froid** : est réglée par un coefficient de convection, noté h_f , qui permet de déterminer une résistance thermique convective appelée R_{th2} :

$$R_{th2} = \frac{1}{h_f} \quad (\text{II-21})$$

- **La conduction à travers la paroi solide** : d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , contribue à une résistance thermique de conduction appelée R_{th3} :

$$R_{th3} = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{II-22})$$

L'équation de coefficient d'échange globale est défini par [13]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{II-23})$$

La performance réelle de l'échangeur sera déduite dans les calculs de coefficients d'échange global:

R_{ec} dit la résistance d'encrassement coté fluide chaud.

R_{ef} dit la résistance d'encrassement coté fluide froid.

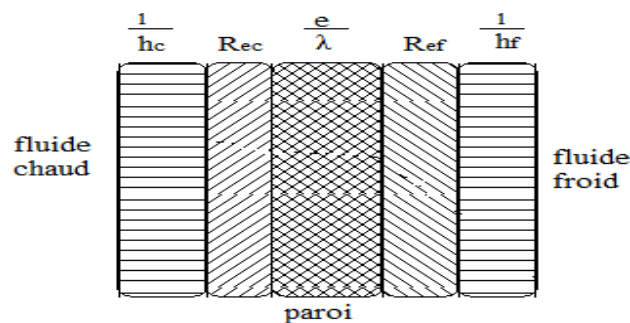


Figure II-2 Résistance d'encrassement [5]

En prenant en compte les résistances d'encrassement, l'équation du coefficient d'échange thermique global devient :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} + R_{ef} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{II-24}) \quad [13]$$

h_c : Coefficient d'échange par convection coté tube.

h_f : Coefficient d'échange par convection coté calandre.

r_{ef} : Résistance à l'encrassement coté calandre.

r_{ec} : Résistance à l'encrassement coté tube.

e : épaisseur du tube.

λ_p : Conductivité thermique de matériau

Des mesures comparatives effectuées entre les conditions de mise en service et le fonctionnement au fil du temps ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement :

Eau de mer à $T < 50^\circ\text{C}$	$R_e = 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Eau de mer à $T > 50^\circ\text{C}$	$R_e = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Eau de ville à $T < 50^\circ\text{C}$	$R_e = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Eau de ville à $T > 50^\circ\text{C}$	$R_e = 3.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Eau de rivière	$R_e = 3.5 \text{ à } 7 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Liquides réfrigérants	$R_e = 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Fioul	$R_e = 4 \text{ à } 9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$
Essence, kerosene	$R_e = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$

Tableau II-3 : Les résistances d'encrassement [1]

II.6 Méthode de ΔTLM

II.6.1 Bilan thermique

En négligeant les pertes thermiques, le bilan thermique global d'un appareil peut être établi en se basant uniquement sur les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides. On peut exprimer cela en disant que la quantité de chaleur Φ perdue par le fluide chaud est équivalente à celle absorbée par le fluide froid, indépendamment du type d'appareil utilisé.

$$\Phi = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c p_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II-25})$$

II.6.2 Calcul de la ΔTLM

La valeur moyenne de ΔTLM , qui est déterminée par l'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée, dépend de plusieurs facteurs :

- La nature et les débits respectifs des deux fluides.
- Le sens d'écoulement relatif des deux fluides, qui peut être soit en contre-courant , soit en courants parallèles.

Lors de l'étude de ΔTLM dans un appareil, on suppose que les conditions suivantes sont constantes tout au long du transfert :

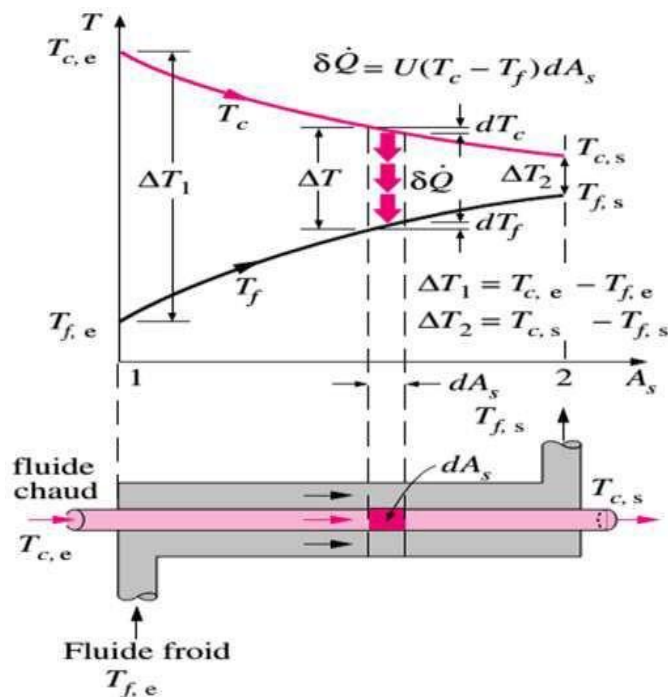
- Le coefficient global de transfert U en tout point.
- Les chaleurs spécifiques des fluides.
- L'absence de pertes thermiques.
- L'absence de changement de phase.

Ces hypothèses simplificatrices permettent de déterminer la valeur moyenne de ΔTLM pour l'analyse du transfert thermique dans l'appareil en question.

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad [16] \quad (\text{II-26})$$

• **Écoulement Co-courant**

Nous représentons le quadripôle (Figure II-3) en des écoulements pour faciliter le calcul



représentons le quadripôle (Figure II-3) en des écoulements pour faciliter le calcul

Figure II-3 Échangeur de chaleur avec écoulements Co-courant [16]

Dans ce cas ΔT_{LM}

S'écrit :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)} \quad (\text{II-27})$$

Avec :

T_{fe} : températures entrée coté calandre

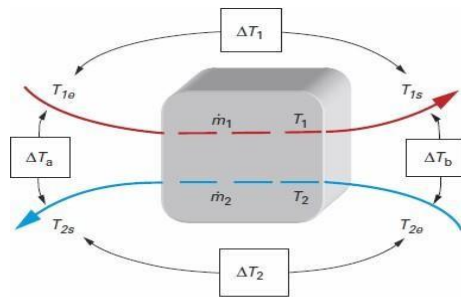
T_{fs} : températures sortie coté calandre.

T_{ce} : températures entrée coté tube.

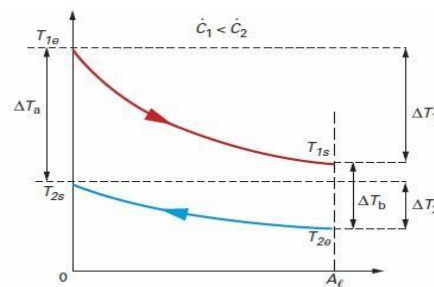
T_{cs} : températures sortie coté tube

• **Écoulements contre-courant**

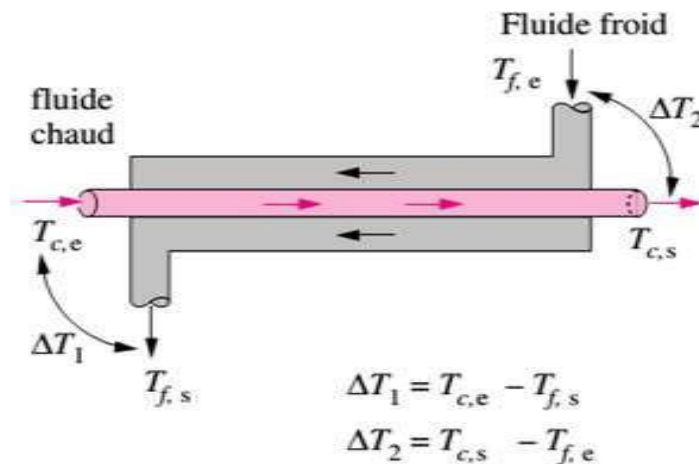
Dans la figure suivante on trouvera la configuration schématique de l'échangeur, ainsi le profil longitudinal des températures.



(a) représentation schématique du quadripôle



(b) profil longitudinal des températures



$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e}$$

Figure II-4 Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant [16]

Dans ce cas ΔT_{LM} s'écrit :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)} \quad (\text{II-28})$$

II.6.3 Surface d'échange

On a l'expression du flux total est donnée par :

$$\Phi = U.A.\Delta T_{LM} \quad [18] \quad (\text{II-29})$$

Donc l'équation devient :

$$A = \frac{\Phi}{U.\Delta T_{LM}}$$

II.7 La méthode du NUT (Efficacité d'un échangeur)

La méthode du Nombre de Unités de Transfert de Chaleur (NUT) est une autre méthode couramment utilisée pour l'analyse de l'échange de chaleur dans les échangeurs de chaleur. Le NUT est une mesure de l'efficacité de l'échangeur de chaleur qui tient compte de la cinématique des fluides, des propriétés thermiques et des propriétés géométriques de l'échangeur.

Le NUT est défini comme le produit du coefficient de transfert de chaleur global (U) et de la surface de transfert de chaleur (A) divisé par la capacité thermique minimale de l'un des fluides C_{\min} :

$$NUT = \frac{U.A}{C_{\min}} \quad [18] \quad (\text{II-30})$$

Le NUT peut être utilisé pour déterminer la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{LM}) et l'efficacité de l'échange de chaleur dans différents types d'échangeurs, y compris les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires et les échangeurs à faisceaux tubulaires.

Le NUT est souvent utilisé en combinaison avec d'autres méthodes d'analyse de l'échange de chaleur, telles que la méthode de l'efficacité thermique, pour obtenir une compréhension complète de la performance d'un échangeur de chaleur.

II.7.1 L'efficacité d'un échangeur de chaleur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur se mesure par l'efficacité avec laquelle la chaleur est transférée d'un fluide à un autre. Cette efficacité est définie comme le rapport entre la chaleur effectivement transférée et la chaleur qui pourrait être transférée dans un échangeur idéal, avec une différence de température infiniment petite.

Pour calculer l'efficacité, on prend en compte plusieurs facteurs, tels que le coefficient d'échange de chaleur, le débit massique, la capacité calorifique, la différence de température et la surface d'échange. L'optimisation de la conception de l'échangeur, l'augmentation de la surface d'échange ou l'augmentation du débit massique peuvent contribuer à améliorer cette efficacité.

L'efficacité est souvent utilisée comme indicateur de performance clé pour évaluer la performance de différents types d'échangeurs de chaleur ou pour évaluer les performances d'un échangeur de chaleur spécifique.[15]

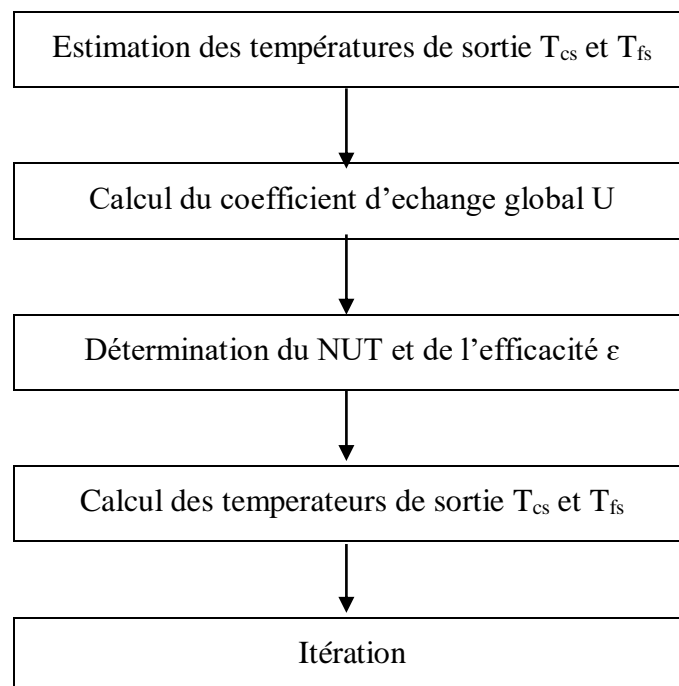


Figure II-5 Schéma de calcul suivant NUT [15]

II.7.2 Calcul de l'efficacité

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{Max}} \quad [13] \quad (\text{II-31})$$

Avec :

$\Phi_{réel}$: Puissance réelle échangé entre les deux fluides

Φ_{max} : Puissance maximal possible échangé

$$\Phi_{réel} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II-32})$$

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_c C_{p_c}, \dot{m}_f C_{p_f}) \quad (\text{II-33})$$

$$\Phi_{Max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II-34})$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à courant parallèle :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+C)]}{1+C} \quad (\text{II-35})$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à contre courants :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C)]}{1 - C \exp[-NUT(1-C)]} \quad (\text{II-36})$$

Avec :

$$C = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \quad (\text{II-37})$$

$$NUT = \frac{U.A}{c_{\min}} \quad (\text{II-38})$$

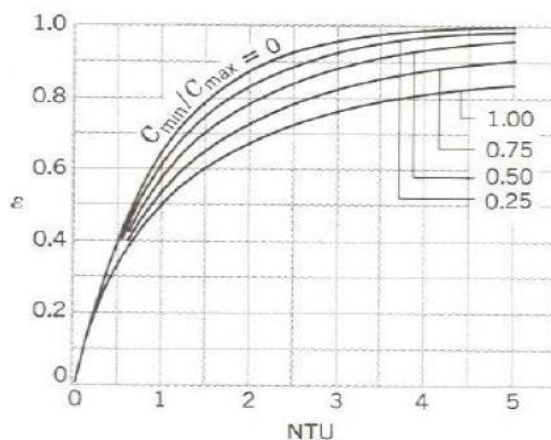
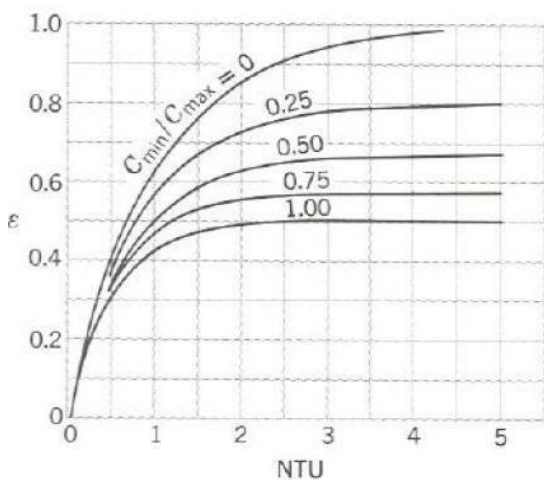
Echangeurs	Efficacité	NUT
Co-courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c)]}{1+c}$	$NUT = -\frac{\ln[1-\varepsilon(1+c)]}{1+c}$
Contre-courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1-c \exp[-NUT(1-c)]}$	$NUT = \frac{1}{c-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon c-1}\right)$
1 Plaques et 2, 4, 6,8 tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1+c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp[-NUT \sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NUT \sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$	$NUT = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}}\right)$

Tableau II-4: Efficacité de quelques échangeurs [15]

II.7.3 Le nombre NUT

Le nombre d'unités de transfert NUT est une grandeur sans dimension indiquant la capacité d'échange de l'échangeur de chaleur. Elle est calculée à partir de la constante de transfert de chaleur U, de la surface d'échange (A), de la longueur caractéristique L et de la capacité calorifique minimale C_{min} des deux liquides.

Des figures sont fournies pour déterminer l'efficacité de l'échangeur de chaleur en fonction de NUT et du rapport C_{min}/C_{max} pour les configurations de débit les plus courantes. À l'aide de ces figures, vous pouvez déterminer les performances de votre échangeur de chaleur en fonction de paramètres importants. [16]



II.8 Pertes de charge

La perte de charge, mesurée par la différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie, est un paramètre important dans les échangeurs de chaleur où deux fluides circulent, tels que les échangeurs à tubes et calandre. Sa valeur dépend de la vitesse d'écoulement des fluides, ainsi que de leurs propriétés physiques telles que leur densité et leur viscosité, ainsi que de la géométrie de l'appareil.

Il existe une relation inverse entre le transfert de chaleur et la perte de charge, car une augmentation du nombre de Reynolds entraîne simultanément une augmentation du transfert de chaleur et de la perte de charge. En général, il est courant de limiter la perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm² pour les appareils industriels fonctionnant avec des pompes.

Figure II-7 Efficacité d'un échangeur à contre-courant [16]

Figure II-6 Efficacité d'un échangeur à Co-courant [16]

Cependant, lorsque la circulation est naturelle par gravité, la perte de charge maximale est limitée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil. [18]

II.8.1 Côté tubes

La relation des chutes de pression est donnée par : [18]

$$\Delta P_t = \frac{f V_m^2 L}{d_i \rho_c} \quad (\text{II-39})$$

L : est la distance parcourue par le fluide à l'intérieur d'un tube

V_m : Vitesse massique en (Kg/s.m²)

f : Coefficient de friction, sans dimension, fonction du nombre de Reynolds

La valeur du coefficient de friction f en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes : [18]

Régime laminaire $Re < 2100$ $f = 32/Re$

Régime turbulent $Re > 2100$

- Tube lisse d'échangeur $f = 0,0028 + 0,25 Re^{-0.32}$
- Tube rugueux $f = 0,007 + 0,528 Re^{0.42}$

II.8.2 Côté calandre

La relation des chutes de pression est donnée par : [18]

$$\Delta P_c = \frac{fV_m (N_c + 1) D_s}{D_e \rho_f} \quad (\text{II-40})$$

Avec :

N_c : Nombre de chicane transversale

D_s : Diamètre intérieur de la calandre

D_e : Diamètre équivalent de la calandre

II.9 Conclusion

Avant de pouvoir appliquer les concepts de calcul, il est nécessaire de définir et de circonscrire l'échangeur de chaleur. Cette opération fait partie de l'approche classique pour concevoir un échangeur de chaleur.

Chapitre III

Dimensionnement et calcul de l'échangeur de chaleur tubes et calandre.

III. Dimensionnement et calcul de l'échangeur de chaleur tubes et à calandre

III.1 Le but de calcul

Le but de ce calcul est de vérifier les performances d'un échangeur de tube et calandre, en calculant sa surface d'échange, ses pertes de charge ainsi que son efficacité avec la méthode de moyenne logarithmique de la différence de température et entre deux fluides ΔTLM et la méthode de NUT.

III.2 Données de l'échangeur eau-eau à contre-courant

Propriétés	Unités	Coté tube	Coté calandre
Fluide circulation		Eau chaude	Eau froide
Température d'entrée	°C	50	25
Température de sortie	°C	40	28.88
Débit massique	kg/s	1	2.57
Viscosité dynamique	kg/m. s	4.2×10^{-4}	8.9×10^{-4}
Conductivité thermique	W/m. s	0.64	0.606
La chaleur spécifique	J/kg. s	4174	4180
La masse volumique	kg/m ³	983.1	997
Résistance d'encrassement	m ² .°C /W	0.0002	0.0001

Tableau III-1 Propriétés des fluides

➤ Choix de l'échangeur utilisé

Avantages d'un échangeur eau-eau à contre-courant :

- Efficacité de transfert de chaleur
- Contrôle de la température
- Flexibilité d'utilisation
- Faibles coûts d'exploitation
- Fiabilité et simplicité

III.3 Caractéristiques géométriques de L'échangeur tubes et calandre

Caractéristiques géométriques	Valeurs
Nombre de tubes	133
Nombre de passes de tubes	1
Diamètre extérieur des tubes (mm)	25.4
Diamètre intérieur des tubes (mm)	23.2
Epaisseur des tubes (mm)	2.2
Pas tubulaire triangulaire (mm)	31.75
Longueur des tubes (mm)	2000
Diamètre extérieur de la calandre (mm)	420
Diamètre intérieur de la calandre (mm)	400
Epaisseur de la calandre (mm)	10
Diamètre des chicanes (mm)	400
Espacement entre chicanes(mm)	376
Epaisseur des chicanes (mm)	20

Tableau III-2 Caractéristiques géométriques de l'échangeur

III.4 Caractéristique du matériau de conception

Matériau de la conception	Acier inoxydable 321
Conductivité thermique λ	16 (W/ m .°C)

Tableau III-3 Caractéristique du matériau de conception

Commentaire : L'acier inoxydable 321 contient généralement du chrome (Cr) dans une proportion d'environ 17-19%, du nickel (Ni) dans une proportion d'environ 9-12%, et du titane (Ti) dans une proportion d'environ 0,7-1%. Il peut également contenir du manganèse (Mn), du silicium (Si), du carbone (C) et d'autres éléments en quantités limitées.

Offrant une bonne résistance à la corrosion, une résistance à la chaleur et une stabilité structurelle. Sa composition chimique et ses propriétés en font un matériau polyvalent pour de nombreuses applications industrielles.

III.5 Méthode de ΔTLM

III.5.1 Calcul des paramètres côté tube (fluide chaud)

III.5.1.1 Nombre de tubes

$$N_T = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4A_1} \quad (\text{III-1})$$

$$A_1 = (CL) P_T^2 \quad (\text{III-2})$$

D_s : diamètre de la calandre

$CL=21.59$ mm pour 60° et 30° , CTP pour 1 passe = 23.62 mm

Alors :

$$N_T = 0.785 \left\{ \frac{CTP}{CL} \right\} \frac{D_s^2}{PR^2 d_0^2} \quad (\text{III-3})$$

$$PR = (P_T / d_0) \quad (\text{III-4})$$

$PR= 1,25$

$D_s=0.4$ m

$d_0=0.0254$ m

Donc :

$N_T=133$ tubes

III.5.1.2 Calcul de section de passage

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} = 0.0004225 \text{ m}^2 = 42,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (\text{III-5})$$

d_i = diamètre intérieur du tube (m)

III.5.1.3 Calcul de Vitesse massique

$$V_m = \frac{\dot{m}_c}{N_T A_T} = 17,79 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (\text{III-6})$$

\dot{m}_c =débit massique du fluide chaud circulant dans les tubes (kg/s)

N_T =nombre de tubes

- Vitesse linéaire :

$$V_l = \frac{V_m}{\rho_c} = 0,018 \text{ m/s} \quad (\text{III-7})$$

III.5.1.4 Nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho_c V_l d_i}{\mu_c} \quad (\text{III-8})$$

$$R_e = 844,27$$

Donc on a un régime laminaire $R_e < 2100$

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (kg/m.s)

Le régime s'avère laminaire donc

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0688 \left(\frac{d_i}{L} Re Pr \right)}{1 + 0.04 \left(\frac{d_i}{L} Re Pr \right)^{2/3}} \quad (\text{III-9})$$

III.5.1.5 Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu_c}{\lambda_c} = 3.19 \quad (\text{III-10})$$

λ_c = Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes W/m.°C

C_p = Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes kJ/kg.°C

III.5.1.6 Nombre de Nusselt

Nu = dépend du régime d'écoulement

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0688 \left(\frac{d_i}{L} Re Pr \right)}{1 + 0.04 \left(\frac{d_i}{L} Re Pr \right)^{2/3}}$$

$$Nu = 5,154$$

III.5.1.7 Le coefficient d'échange thermique côté tube :

$$h_c = \frac{Nu \lambda_c}{d_i} = 142,173 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \quad (\text{III-11})$$

$$\lambda_c = 0.64 \text{ W/m} \cdot \text{°C} \quad , \quad d_i = 0.023 \text{ m}$$

III.5.2 Calcul des paramètres côté calandre :**III.5.2.1 Diamètre équivalent :**

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi D_s^2 / 4)}{\pi D_s} = 0,0181 \text{ m} = 18,1 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{III-12})$$

III.5.2.2 Surface d'échange

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} = 0,03 \text{ m}^2 = 30 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (\text{III-13})$$

$$C = P_T - d_o = 0,00635 \text{ m}$$

B : espacement entre chicane

D_s: diamètre de la calandre

III.5.2.3 Vitesse massique

$$G_s = \frac{\dot{m}_f}{A_s} = 85,43 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (\text{III-14})$$

III.5.2.4 Nombre de Reynolds

$$\text{Re}_s = \frac{G_s D_e}{\mu_f} = 1733,64 \quad (\text{III-15})$$

III.5.2.5 Nombre de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{C p_f \mu_f}{\lambda_f} = 6,146 \quad (\text{III-16})$$

III.5.2.6 Nombre de Nusselt

$$\text{Nu} = 0,36 \text{Re}^{0,55} \text{Pr}^{0,33} \quad (\text{III-17})$$

$$\text{Nu} = 39,86$$

III.5.2.7 Coefficient d'échange thermique côté calandre

$$h_f = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{D_s} = 1336,23 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{III-18})$$

III.5.3 Coefficient d'échange global

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + r_{e_c} + \frac{e}{\lambda_p} + r_{e_f} + \frac{1}{h_f}} = 121,66 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{III-19})$$

h_c : Coefficient d'échange par convection coté tube.

h_f : Coefficient d'échange par convection coté calandre.

r_{e_f} : Résistance à l'encrassement coté calandre.

r_{e_c} : Résistance à l'encrassement coté tube.

e : épaisseur du tube.

λ_p : Conductivité thermique de l'inox

III.5.4 Calcul de ΔTLM

Pour un écoulement contre courant

On a :

$$\Delta T_1 = T_{cs} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = 17,88 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{III-20})$$

III.5.5 Le flux de chaleur

$$\Phi = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c p_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III-21})$$

$$\Phi = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs})$$

$$\Phi = 41740 \text{ W}$$

III.5.6 La surface d'échange

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta TLM \quad (\text{III-22})$$

$$A = \frac{\Phi}{U \cdot \Delta TLM}$$

$$A = 19,18 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{A}{N_T \cdot d_0 \cdot \pi} = 1.8 \text{ m}$$

III.5.7 Vérification de la surface d'échange disponible sur l'échangeur A

On a supposé la longueur de l'échangeur $L = 2\text{m}$ au début donc

$$A = N_T \times L \times d_0 \times \pi \quad (\text{III-23})$$

$$A = 133 \times 2 \times 25.4 \times 10^{-3} \times 3.14$$

$$A = 21.215 \text{ m}^2$$

On constate une légère différence

La différence entre les deux surface d'échange calculer est le résultat de :

- La surface des chicanes
- Les supports des tubes
- La surface des tirants

III.6 Calcul les pertes de charge

III.6.1 Côté calandre

$$\Delta P_c = \frac{f V_m (N_c + 1) D_s}{D_e \rho_f} \quad (\text{III-24})$$

Avec :

N_c : Nombre de chicane transversale

D_s : Diamètre intérieur de la calandre

D_e : Diamètre équivalent de la calandre

Le nombre de Reynolds coté calandre est $Re = 1733,64 < 2100$ donc le régime est laminaire

$$f = 32 / 1733,6411$$

$$f = 0,0184583$$

$$\Delta P_c = 5,98 \text{ Pa}$$

III.6.2 Côté tubes

$$\Delta P_t = \frac{f V_m^2 L}{d_i \rho_c} \quad (\text{III-25})$$

Avec :

L : est la distance parcourue par le fluide à l'intérieur d'un tube

V_m : Vitesse massique en (Kg/s.m²)

f : Coefficient de friction, sans dimension, fonction du nombre de Reynolds

La valeur du coefficient de friction f en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes.

Régime laminaire $Re < 2100$ $f = 32/Re$

Régime turbulent $Re > 2100$

➤ Tube lisse d'échangeur $f = 0,0028 + 0,25 Re^{-0.32}$

➤ Tube rugueux $f = 0,007 + 0,528 Re^{0.42}$

Le nombre de Reynolds coté tube est $Re = 844,27097 < 2100$ donc le régime est laminaire

$$f = 32/844.27$$

$$f = 0,0379$$

Donc $\Delta P_t = 1,052 \text{ Pa}$

D'après les résultats obtenus les pertes de charge sont négligeables.

III.7 Calcul de l'efficacité de l'échangeur

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{Max}}} \quad (\text{III-26})$$

Avec :

Φ_{reel} : Puissance réelle échangé entre les deux fluides

Φ_{max} : Puissance maximal possible échangé

$$\Phi_{\text{reel}} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = 1 \times 4174 \times (50 - 40) = 41740 \text{ W}$$

$$\Phi_{\text{Max}} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$$

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_c C_{p_c}, \dot{m}_f C_{p_f})$$

$$- \dot{m}_c C_{p_c} = 4174 \text{ J/s.}^\circ\text{C}$$

$$- \dot{m}_f C_{p_f} = 10742,6 \text{ J/s.}^\circ\text{C}$$

Donc $C_{\min} = 4174$

Alors $\Phi_{\text{Max}} = 4174 \times (50 - 25) = 104350 \text{ W}$

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{Max}}} = \frac{41740}{104350}$$

$$\varepsilon = 0,4$$

III.8 Calcul de l'efficacité avec la méthode de NUT

Notre échangeur type contre courant donc :

$$\varepsilon' = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C)]}{1 - C \exp[-NUT(1-C)]} \quad (\text{III-27})$$

$$C = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} = 0,388$$

$$C_{\min} = 4174 \text{ J/s.}^\circ\text{C}$$

$$C_{\max} = 10742,6 \text{ J/s.}^\circ\text{C}$$

$$NUT = \frac{U.A}{c_{\min}} = \frac{118,01 \times 19,778015}{4174} \quad (\text{III-28})$$

$$NUT = 0,56$$

$$\varepsilon' = 0,4$$

Donc on a une efficacité de 40 % .

III.9 Tableaux des résultats

Echangeur tubes et calandre	
Tube (fluide chaud)	Calandre (fluide froid)
$\Delta T_{LM}=17,88 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
$h_c=142,173 \text{ W/ m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$h_f=997,323 \text{ W/ m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$A_t=4,225 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$A_s=5,12 \times 10^{-2} \text{ m}^2$
$V_m=17,795 \text{ Kg/s m}^2$	$G_s=50,19 \text{ Kg/s m}^2$
$Re=844,27$	$Re=1733,64$
$Pr=3,193$	$Pr=6,137$
$Nu=5,1537$	$Nu=39,86$
$Q= 41740 \text{ W}$	
$U=121,661 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$	
$\Delta P_t=1,052 \text{ Pa}$	$\Delta P_c=5,98 \text{ Pa}$
$\epsilon=0,4$	$\epsilon'=0,4$
$A=19,18 \text{ m}^2$	

Tableau III-4 Résultats.

III.10 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons procédé au calcul thermique de l'échangeur tubulaire. Les calculs de vérification thermique nous ont permis d'évaluer la surface d'échange et le coefficient global de transfert thermique, ainsi que les pertes de charge.

Les résultats de l'efficacité obtenue avec les deux méthodes sont les mêmes.

Chapitre IV

**Simulation d'un échangeur
de chaleur tubes et calandre
et discussion des résultats
obtenus**

IV. Simulation d'un échangeur de chaleur tubes et calandre et discussion des résultats obtenus

IV.1 Introduction

En résumé, ce chapitre sur la simulation des échangeurs de chaleur à calandre met en évidence l'importance de la modélisation numérique dans l'amélioration des performances thermiques des équipements industriels.

L'association de la puissance de la simulation numérique à l'expertise technique permet d'innover et de développer des solutions plus performantes thermiquement. La simulation permet aux ingénieurs et aux concepteurs d'optimiser la conception des échangeurs de chaleur, de réduire les coûts énergétiques et de contribuer à un avenir industriel plus durable.

IV.2 Simulation de la problématique

Le principal objectif de ce mémoire est d'examiner en détail la modélisation d'un échangeur de chaleur tubulaire et à calandre.

Dans cette étude, nous nous concentrons sur le passage de deux fluides distincts à différentes températures à travers l'échangeur : l'un circule à l'intérieur des tubes, tandis que l'autre circule autour des tubes dans la calandre.

Il existe plusieurs paramètres de conception et conditions de fonctionnement qui ont un impact sur les performances optimales de cet échangeur de chaleur tubulaire et à calandre. Notre objectif est d'analyser ces paramètres et conditions afin de comprendre leur influence sur l'efficacité du système. (**Figure IV-1-2-3**)

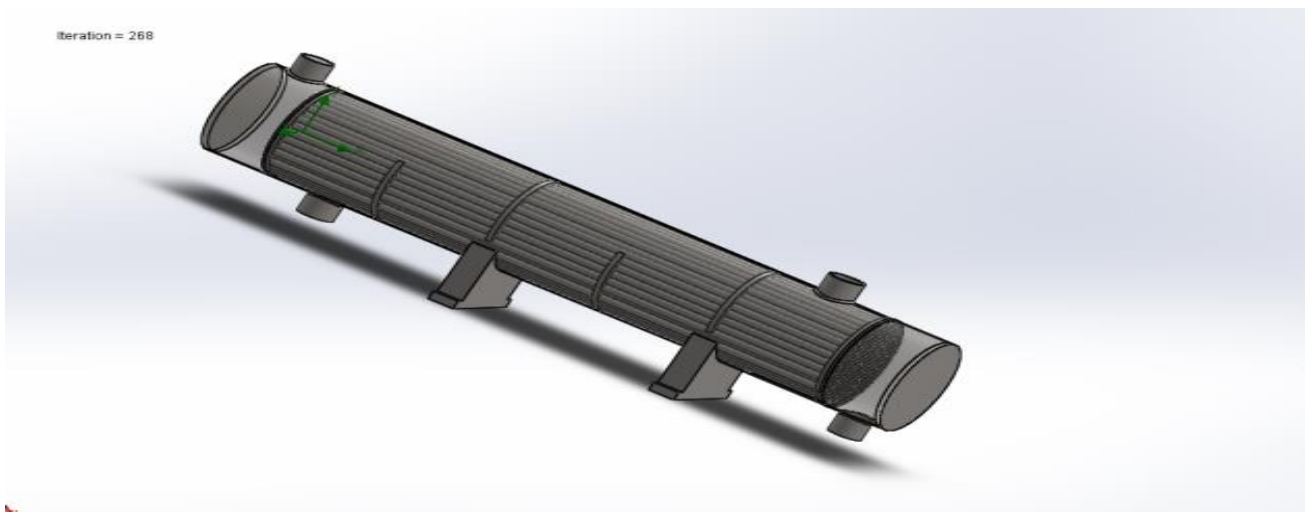


Figure IV-1 Echangeur de chaleur tubulaire à calandre

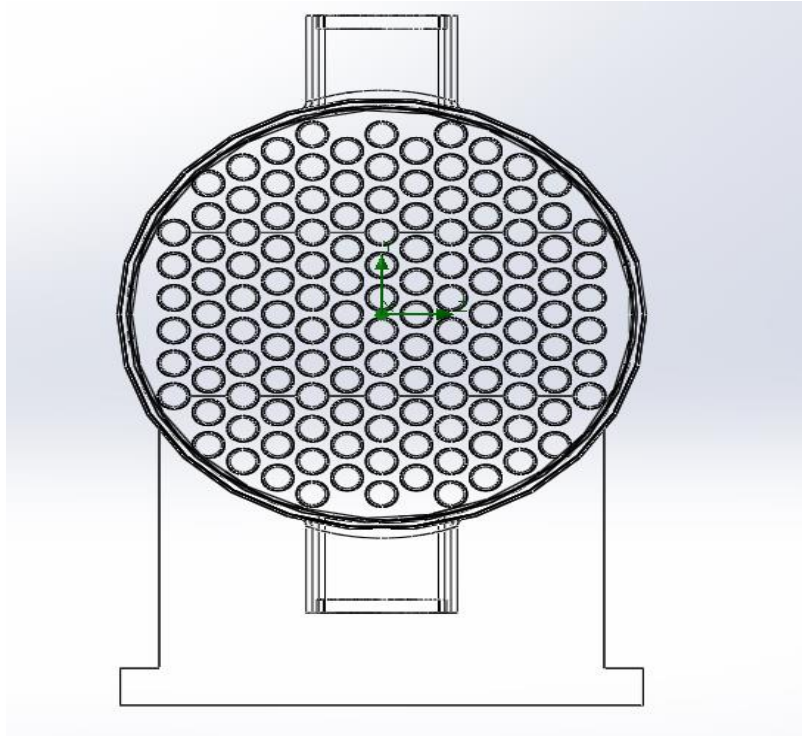


Figure IV-2 Plaque tubulaire

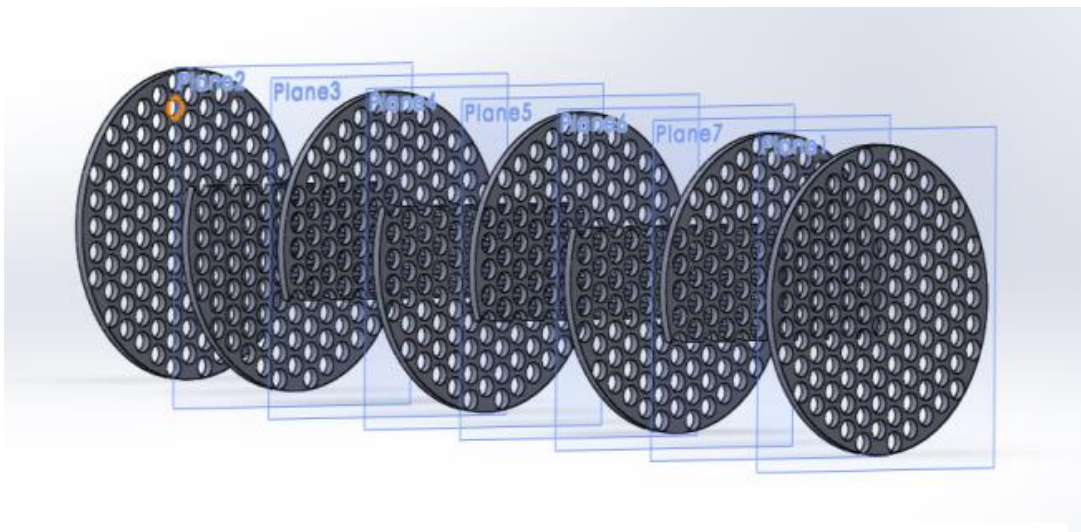


Figure IV-3 Disposition de chicane d'un échangeur de chaleur tubes et calandre

IV.3 Définition du model

Le concept utilisé pour la conception de l'échangeur de chaleur tubulaire et calandre est examiné dans cette étude. Le modèle de travail de cet échangeur de chaleur est basé sur un écoulement direct à travers les tubes avec un écoulement transversal. La géométrie de ce modèle est représentée dans la (**figure IV-4**).

L'échangeur de chaleur est fabriqué en acier inoxydable, un matériau couramment utilisé pour sa résistance à la corrosion. Dans cet exemple, deux fluides sont utilisés dans l'échangeur de chaleur : le premier fluide, de l'eau provenant d'un forage à une température de 50°C, circule à l'intérieur des tubes ; le deuxième fluide l'eau de rivière à une température de 25°C, circule dans la calandre de l'échangeur de chaleur, mais à l'extérieur des tubes .Ces deux fluides, ayant des températures différentes, il se mélangent à l'intérieur de l'échangeur de chaleur et atteignent finalement une température équilibrée. Les chicanes présentes dans le modèle augmentent la surface d'échange de chaleur, ce qui favorise un transfert thermique efficace entre les fluides. De plus, les chicanes contribuent à réduire les vibrations en raison du mouvement du fluide à travers l'échangeur.

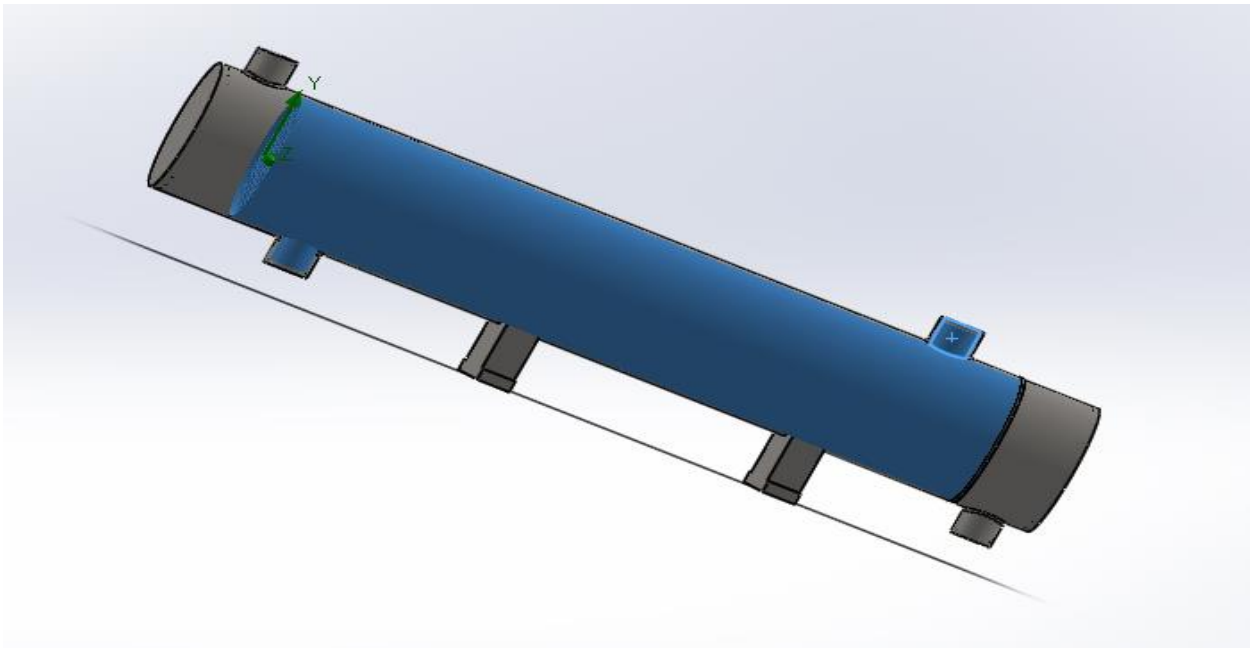


Figure IV-4 Distribution de fluide froid dans la calandre

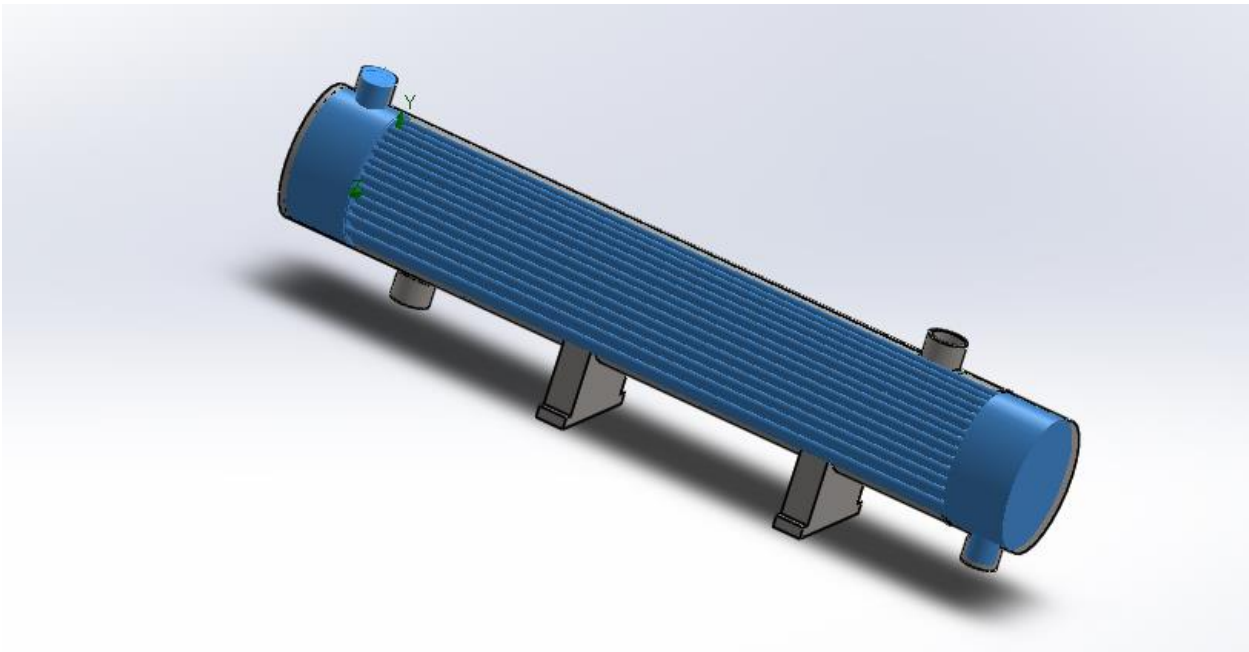


Figure IV-5 Distribution du fluide chaud dans les tubes

IV.4 Conditions aux limites

La modélisation 3D de l'échangeur de chaleur tubulaire comprend la représentation des parois, y compris les chicanes, sous la forme de coquilles tridimensionnelles. Cela nécessite la mise en place de conditions limites spécifiques pour les équations d'écoulement et de transfert de chaleur.

Les conditions aux limites sont appliquées à la paroi intérieure pour séparer les fluides et décrire les chicanes des deux côtés de l'échangeur. La calandre, fabriquée en acier, est modélisée avec une épaisseur de 10 mm. L'entrée d'eau se fait du côté des tubes avec une vitesse de 0,0221 m/s et une température de 50 °C. L'eau de refroidissement entre dans la calandre avec une vitesse de 1 m/s et une température de 25 °C. Pour les deux entrées, des valeurs recommandées sont utilisées pour l'échelle de longueur de turbulence, qui est de 0,07 fois la longueur caractéristique. Le rayon d'entrée de l'eau est de 80 mm, tandis que celui de l'eau de refroidissement est de 100 mm, du côté du plan de symétrie. Toutes les autres limites extérieures sont isolées thermiquement.

En résumé, la modélisation 3D de l'échangeur de chaleur tubulaire implique la représentation des parois et des chicanes sous forme de coquilles, avec des conditions limites spécifiques. Les entrées d'eau sont caractérisées par des vitesses et des températures définies, et des valeurs recommandées sont utilisées pour l'échelle de longueur de turbulence. La calandre est modélisée en acier avec une épaisseur de 10 mm.

Fluides	Fluide chaud	Fluide froid
Température d'entrée	50 °C	25°C
Pression d'entrée	3 bar	1,01325 bar
Débit massique	1 Kg/s	2,57 Kg/s
Pression de sortie	3,22 bar	1,05 bar
Température de sortie	41, 39°C	28 ,98°C

Tableau IV-1 Tableau des paramètres des fluides

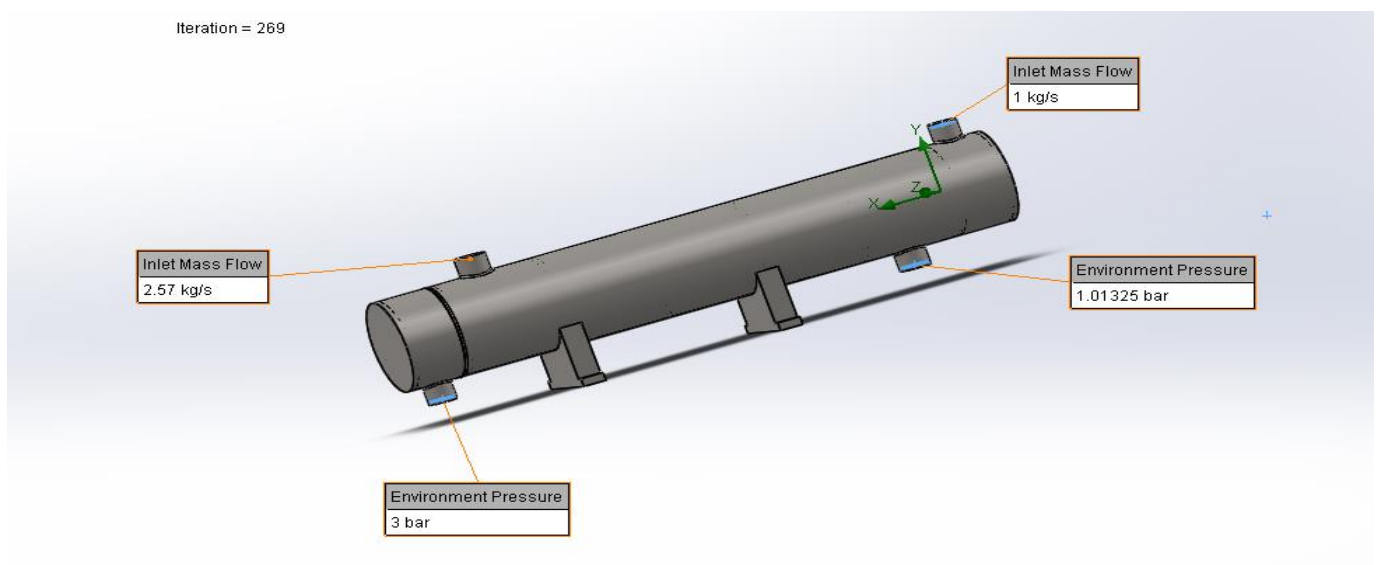


Figure IV-6 Paramètres d'entrée et de sortie des fluides

IV.5 Résultats et discussion

IV.5.1 Distribution de température des fluides

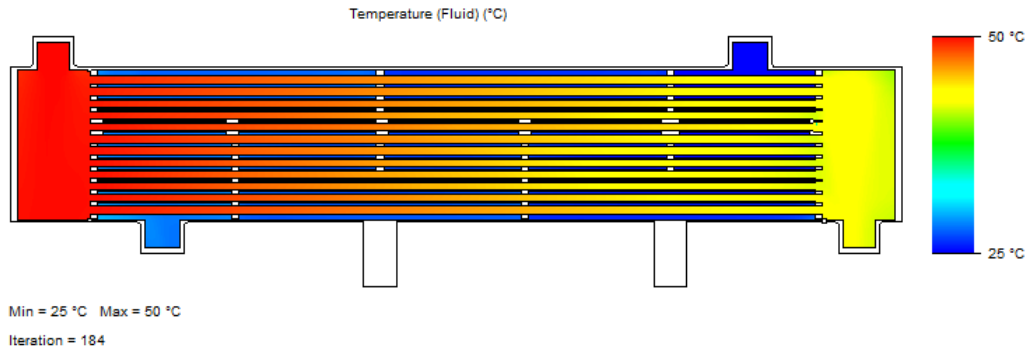


Figure IV-7 Distribution de température des fluides au long de l'échangeur

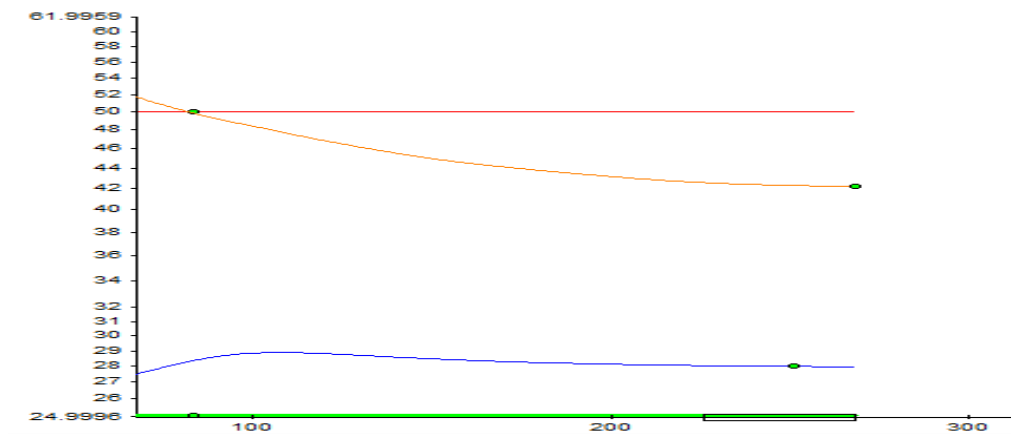


Figure IV-8 Variations des températures

IV.5.2 Distribution de la température sur le solide

Iteration = 178

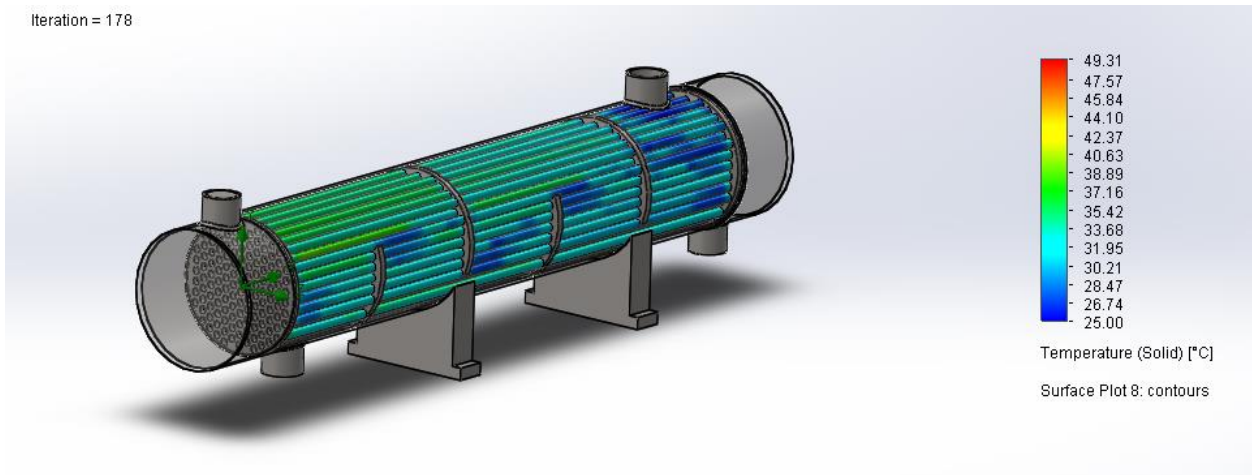


Figure IV-9 Distribution de la température sur les tubes

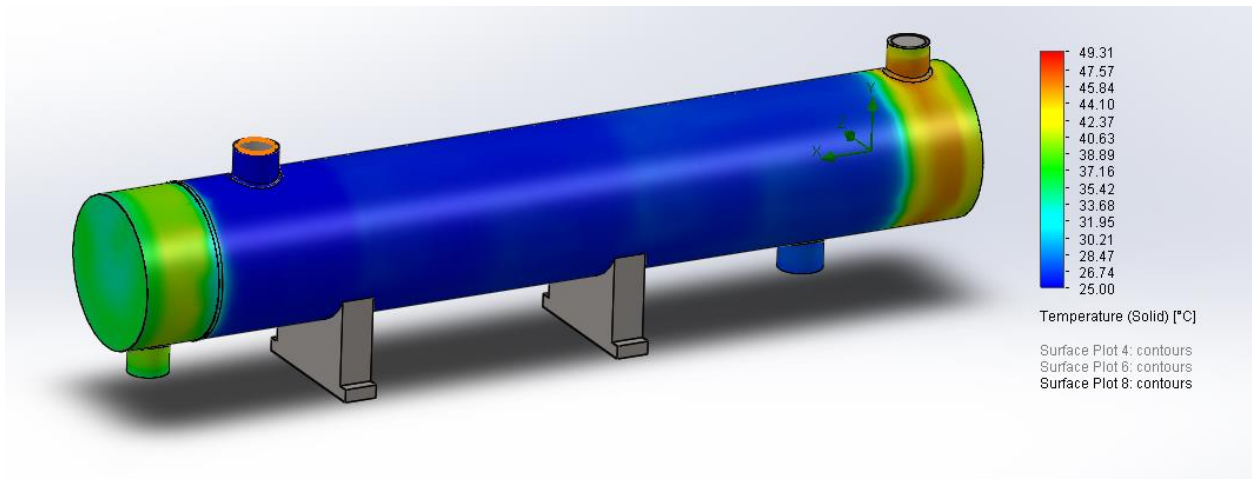


Figure IV-10 Distribution de température sur la calandre

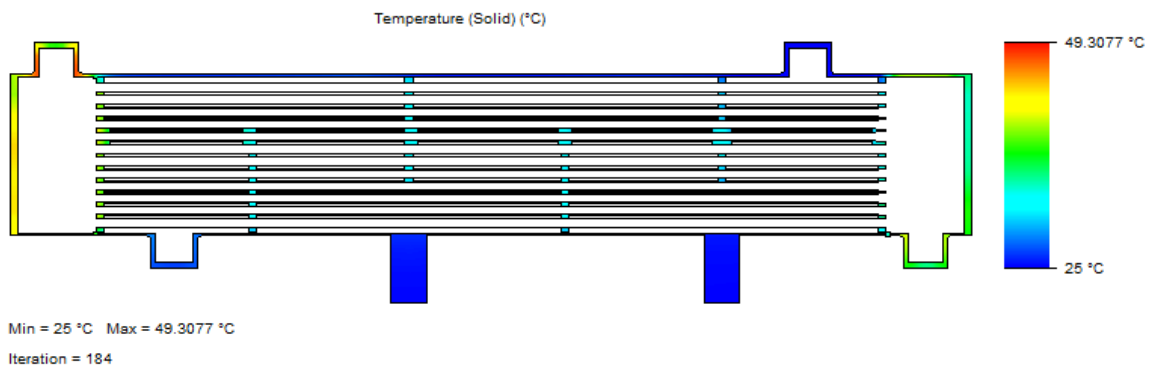


Figure IV-11 Distribution de la température sur le solide

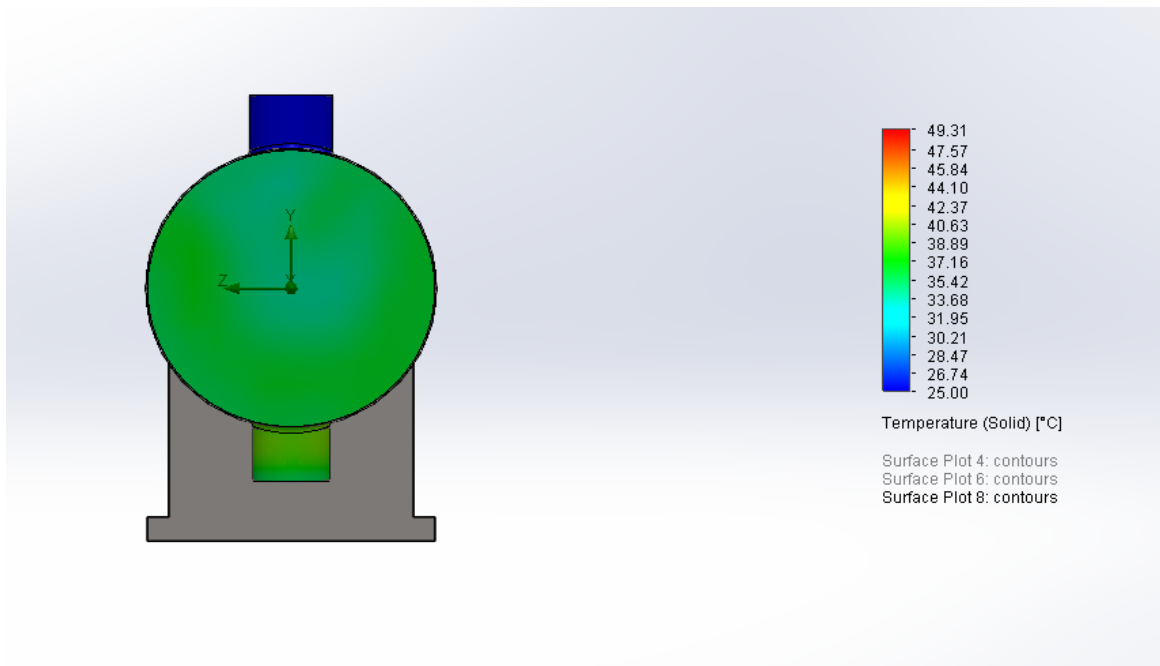


Figure IV-12 Distribution de température sur la chambre de distribution

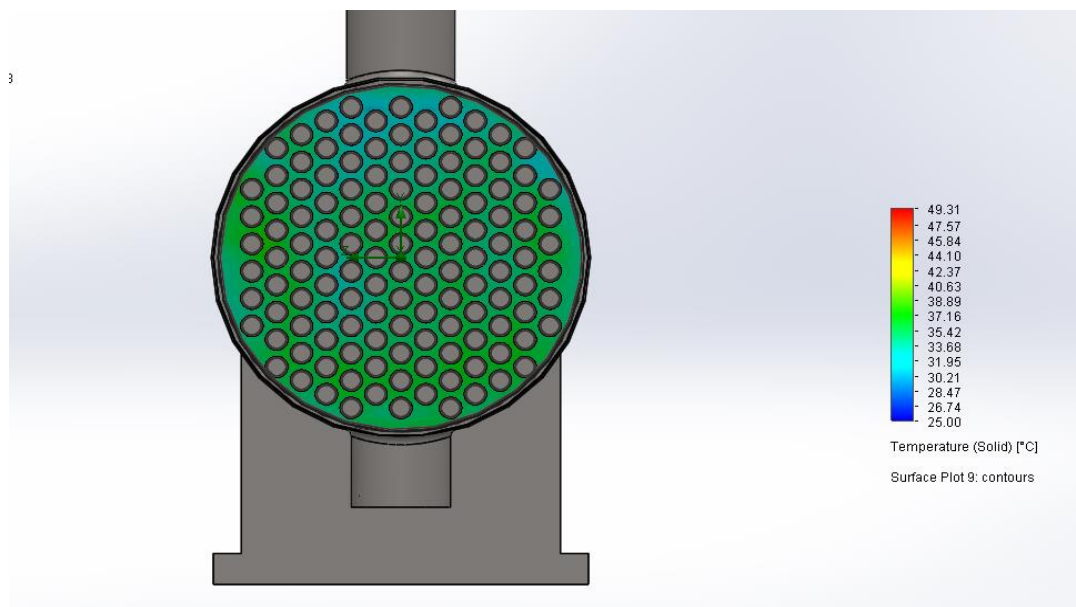


Figure IV-13 Distribution de température sur la plaque tubulaire

Discussion

- Fluides :

Le fluide froid entre dans la calandre à une température plus basse et en ressort à une température plus élevée en raison du transfert de chaleur par convection entre les parois extérieures des tubes et la calandre. Ce processus se produit en raison de l'échangeur à contre-courant, où les fluides chaud et froid circulent dans des directions opposées.

Fluide chaud entre dans les tubes à une température élevée de 50°C et en ressort à une température plus basse. Cela est dû au transfert de chaleur par conduction entre la paroi extérieure et intérieure des tubes, ce qui permet au fluide de céder de la chaleur à travers la paroi du tube vers le fluide froid.

Lorsque le fluide froid circule dans la calandre, sa température augmente en entrant en contact avec les tubes. En revanche, là où il n'y a pas de contact au niveau de la paroi supérieure ou inférieure de la calandre, la température reste constante. Finalement, à la sortie de la calandre, la température du fluide froid augmente.

La variation de température dépend du mode de transfert de chaleur, à savoir la convection et la conduction, ainsi que du mode de contact, en particulier l'échangeur à contre-courant.

- Solide :

Du côté des chambres de distribution, la température augmente en raison de la présence de fluides à des températures élevées. Ce phénomène est principalement dû au transfert de chaleur par conduction à travers les parois de l'échangeur. Les fluides chauds transmettent leur chaleur aux parois métalliques qui composent les chambres de distribution, ce qui entraîne une augmentation de la température dans cette zone.

En revanche, du côté de la calandre, la température reste constante. Cela peut être attribué à une combinaison de facteurs, tels que la configuration spécifique de l'échangeur de chaleur et la température élevée du fluide froid. Dans certains cas, la température de la calandre peut être maintenue à une valeur proche de celle du fluide froid grâce à une isolation efficace ou à des matériaux thermiquement conducteurs utilisés dans la construction de la calandre.

IV.5.3 Ligne de courant

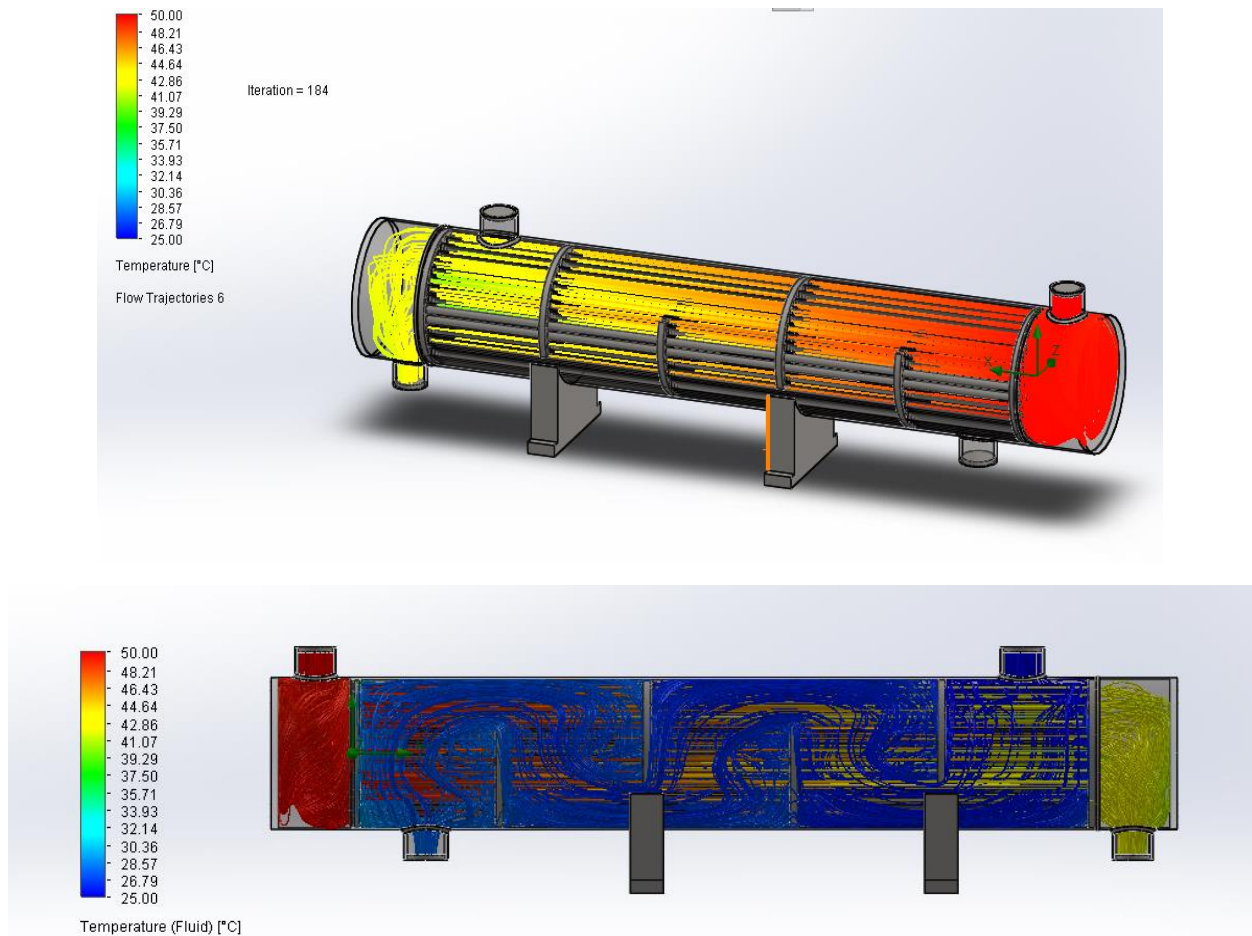


Figure IV-14 Ligne de courant des deux fluides

Discussion

Lignes de courant à l'intérieur des tubes présentent une distribution uniforme, cependant avant l'entrée de l'eau dans les tubes, des zones de recirculation se forment. Les lignes de courant sont colorées pour représenter la température, et il est clair que les températures aux deux sorties celle du fluide froid augmente tandis que celle du fluide chaud diminue.

Du côté de la calandre, les chicanes perturbent le flux, créant des tourbillons qui améliorent le mélange et augmentent la surface d'échange thermique. Il est essentiel d'assurer un contact étroit entre les fluides et un écoulement régulier, tout en minimisant les zones mortes où les fluides pourraient stagner.

IV.5.4 Etude de pression

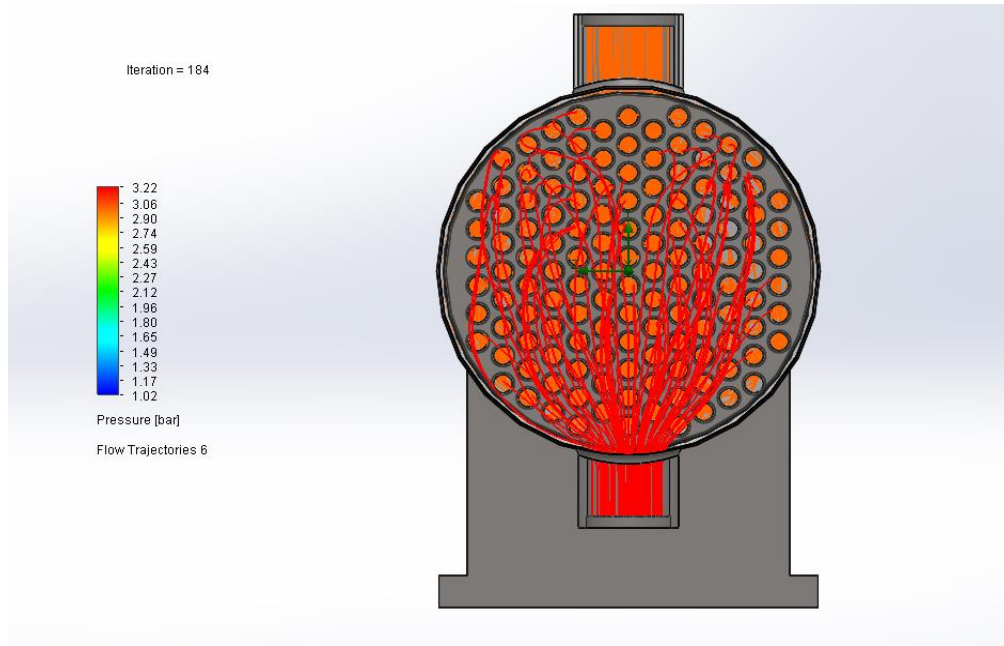


Figure IV-15 Distribution des pressions côté sortie fluide chaud

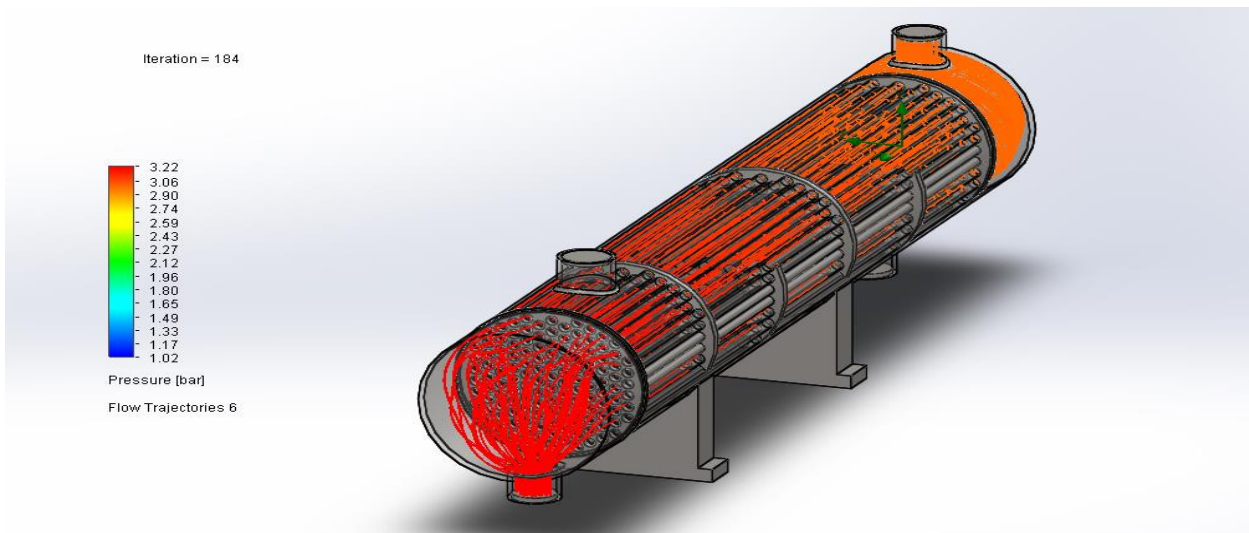


Figure IV-16 Distribution des pressions

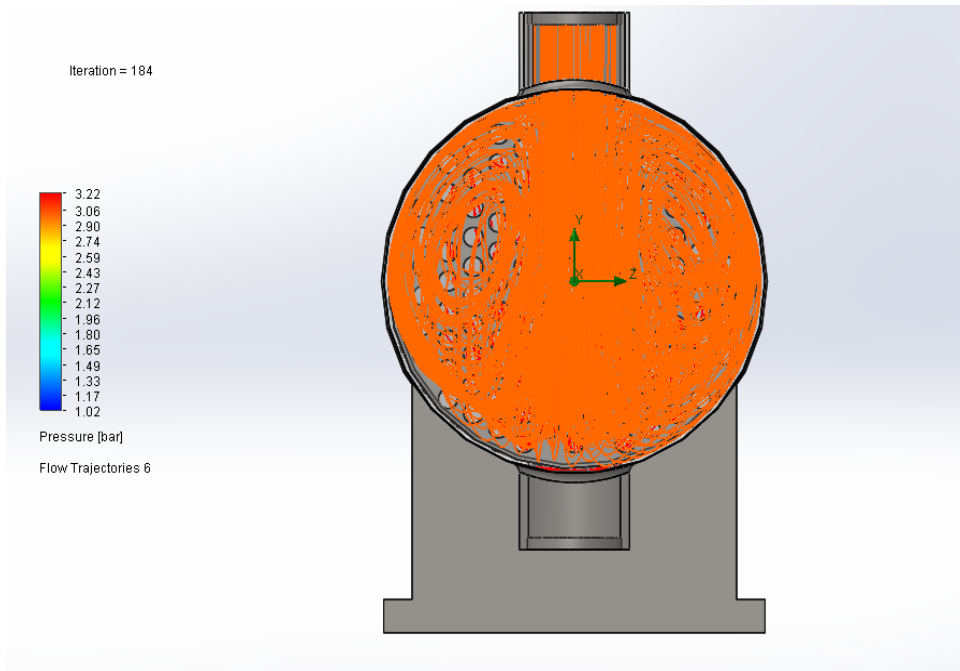


Figure IV-17 Distribution des pressions côté entrée fluide chaud

Discussion

L'augmentation de pression à la sortie du fluide chaud et à l'entrée du fluide froid dans l'échangeur de chaleur à contre-courant tubulaire à coque est due à la compression thermique du fluide chaud et à l'expansion thermique du fluide froid.

Augmentation de pression à la sortie du fluide chaud : Lorsque le fluide chaud circule à travers les tubes de l'échangeur, il cède de la chaleur au fluide froid. Cette transmission de chaleur provoque une diminution de la température du fluide chaud. En conséquence, le fluide chaud subit une compression thermique, ce qui entraîne une augmentation de sa pression. Ce phénomène est dû aux propriétés thermodynamiques du fluide chaud et à sa réaction à la diminution de température lors du transfert de chaleur.

Augmentation de pression à l'entrée du fluide froid : Le fluide froid circule dans la calandre de l'échangeur, entrant en contact avec les tubes chauds. Il absorbe la chaleur transmise par convection et conduction à travers les parois des tubes. L'absorption de chaleur entraîne une augmentation de la température et, par conséquent, une expansion thermique du fluide froid. Cette expansion thermique conduit à une augmentation de la pression du fluide froid à son entrée dans l'échangeur. L'expansion thermique est une réaction naturelle du fluide froid à l'absorption de chaleur et à l'augmentation de sa température.

IV.5.5 Etude de La vitesse

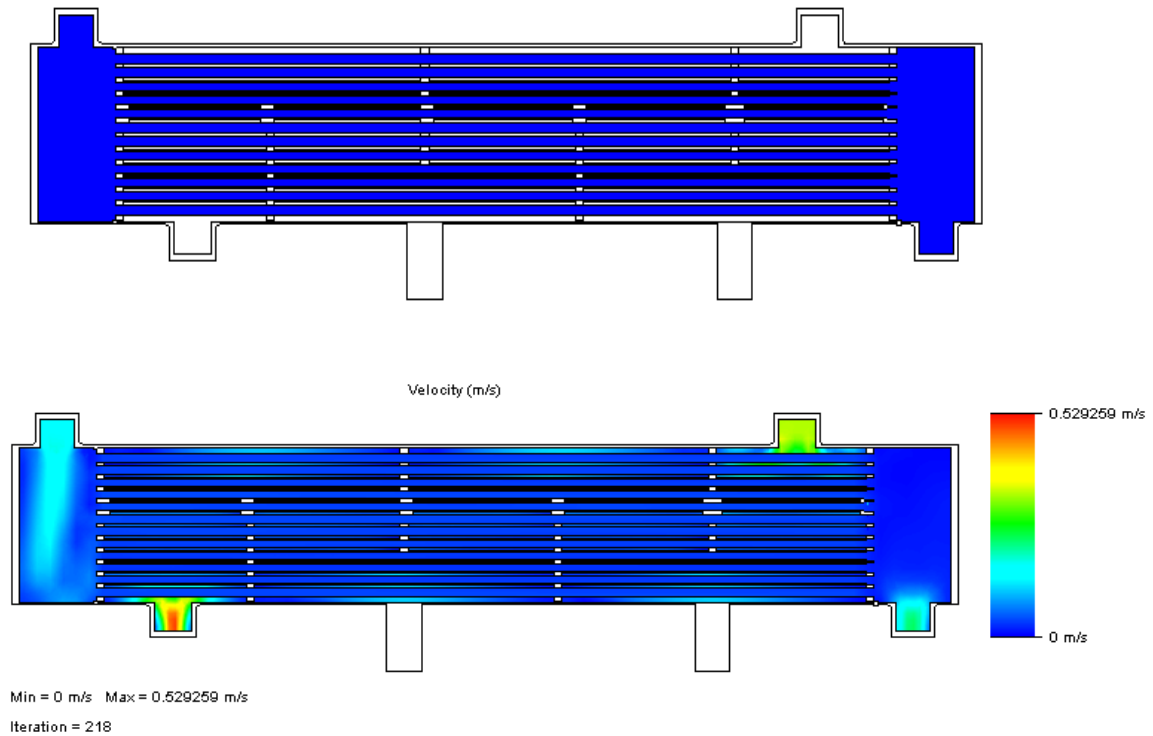


Figure IV-18 : Distribution de la vitesse

Discussion

La distribution de la vitesse de l'eau de refroidissement dans la calandre de l'échangeur de chaleur a été étudiée pour comprendre son impact sur les performances globales du système. Les résultats montrent que la vitesse de l'eau varie en fonction de la conception de la calandre, des obstacles présents et des parois internes ou externes. Ces variations de vitesse peuvent avoir des conséquences sur l'efficacité du transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement. La présence de chicanes ou de plaques de calandre peut entraîner une diminution de la vitesse de l'eau, créant ainsi des zones de turbulence et une résistance accrue à l'écoulement. Cela peut affecter négativement les performances globales de l'échangeur de chaleur, en réduisant l'efficacité du transfert de chaleur.

D'autre part, les parois internes ou externes de la calandre peuvent influencer la distribution de la vitesse de l'eau en créant des zones de ralentissement ou d'accélération du flux.

IV.6 Résultats

donnée	Simulation	calculé
Nombre de tube	133	133
Diamètre des tubes intérieur /Extérieur	0,0232 m / 0,0254 m	0,0232 m / 0,0254 m
Longueur	2 m	1,8 m
épaisseur	0,0022 m	0,0022 m
Diamètre de la calandre intérieur / extérieur	0,4 m/ 0,42 m	0,4 m / 0,42m
Coefficient d'échange global	120 W/m ² . °C	121,66 W/m ² . °C
Température d'entrée /sortie Fluide chaud	50 °C / 41,39 °C	50 °C / 40 °C
Température d'entrée /sortie Fluide froid	25°C / 28,94 °C	25°C /28 ,88 °C
Pression d'entrée / sortie Fluide chaud	3 bar / 3,22 bar	3 bar / 3,15 bar
Débit massique fluide chaud /fluide froid	1kg / 2,57kg	1kg / 2,57kg
Pression d'entrée / sortie froid	1 ,01325 bar / 1,05 bar	1 ,01325 bar / 1,05 bar

Tableau IV-2 Tableau des résultats

Discussion

La méthode analytique mathématique et la simulation avec un logiciel sont deux approches utilisées pour étudier et modéliser des systèmes.

La méthode analytique repose sur des équations mathématiques, tandis que la simulation utilise des modèles numériques pour reproduire des situations réelles. La méthode analytique offre une compréhension précise basée sur des calculs théoriques, tandis que la simulation permet de modéliser des conditions complexes et réalistes.

Les résultats trouvés dans cette simulation comme : la température de sortie des deux fluides la vitesse de l'écoulement ainsi la pression sont approximativement le même résultat.

IV.7 Conclusion

En conclusion, ce chapitre sur la simulation d'un échangeur de chaleur tubulaire à calandre à met en évidence l'importance de la modélisation numérique dans l'amélioration des performances thermiques des équipements industriels. La combinaison de la puissance de la simulation numérique avec l'expertise technique permet d'innover et de développer des solutions plus efficaces sur le plan thermique. La simulation offre aux ingénieurs et concepteurs la possibilité d'optimiser la conception de l'échangeur, de réduire les coûts énergétiques et de contribuer à un avenir industriel plus durable.

Conclusion Général

Conclusion générale

En résumé, ce mémoire a approfondi nos connaissances sur les échangeurs de chaleur tubulaires à coque, en se concentrant sur les échangeurs à faisceau et calandre à simple passe. Il a couvert les aspects généraux, les méthodes de calcul, le dimensionnement, les simulations et l'analyse des résultats.

Cette étude approfondie nous a permis de mieux comprendre le fonctionnement des échangeurs de chaleur tubulaires à coque, ainsi que les critères de conception et les paramètres qui influencent leurs performances. Les méthodes de calcul et les simulations nous ont permis d'évaluer les performances thermiques et hydrauliques de ces échangeurs, et de les optimiser en fonction des besoins spécifiques des applications industrielles.

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel dans divers secteurs industriels en permettant des transferts thermiques efficaces et contrôlés entre les fluides. Leur utilisation est cruciale dans des domaines tels que la production d'énergie, l'industrie chimique et alimentaire, l'électronique, l'environnement, l'industrie en général, ainsi que les applications de climatisation et de réfrigération.

Malgré les avancées réalisées dans la conception et la modélisation des échangeurs de chaleur, des défis subsistent. Il est nécessaire de continuer à explorer de nouvelles méthodes de calcul et de simulation plus avancées, tout en approfondissant notre compréhension des phénomènes de transfert de chaleur et de fluide à l'intérieur des échangeurs. Cela permettra d'améliorer davantage leur efficacité, leurs performances et leur durabilité.

En conclusion, ce mémoire constitue une ressource précieuse pour les ingénieurs et les chercheurs travaillant dans le domaine des échanges thermiques, en fournissant une base solide de connaissances sur les échangeurs de chaleur tubulaires à coque. Il offre des informations essentielles pour la conception, l'optimisation et l'analyse des performances de ces équipements, contribuant ainsi à l'amélioration continue de leur efficacité et de leur utilisation dans l'industrie.

Références Bibliographique

Références Bibliographiques

- [1]. **TOTAL Support de formation EXP-PR-EQ120-FR.** *Exploration&Production Les Equipement des Echangeurs.*
- [2]. <http://fr.wikipedia.org/articlec:Microprocesseur>. [En ligne]
- [3]. **www.soneclec.com.** *Electronique.Les radiateurs.* [En ligne]
- [4]. **radiateur, http://fr.wikipedia.org/articlec:Méthodes de refroidissement pour.** [En ligne]
- [5]. **D.P.Dewitt, F.P.Incropera.** *Introduction to Heat transfer.* s.l. : 4th ed New York John Wiley & Sons, 2002.
- [6]. *Technique de l'ingenieur : échangeurs de chaleur . Description des echangeurs .En PDF .*
- [7]. *Encyclopédie de l'énergie;article 055:les échangeurs de chaleur .*
- [8]. **livre.** *Echangeur de chaleur ,technologie ,calcul et design .*
- [9]. *technique de l'ingenieur : échangeur de chaleur ; description En PDF .*
- [10]. **N.Benayad.** *Etude et optimisation des échangeurs de chaleur.Universite Mentouri Constantine :s.n.2008.Memoire de Magister .*
- [11]. **Bontemps, Andre.** *Echangeur de chaleur . université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie , Departement Génie thermique et Energie (grenoble).*
- [12]. **Future, Factory.** *guide des echangeur de chaleur .*
- [13]. **Kakac, Sadik &.** *Heat exchangers . séection ,rating ,and thermal design CRC Press 2013.*
- [14]. **TRAMBOUZE, Pierre.** *Raffinage du petrole Tome 4 .Matériels et equipements . s.l. : TECHNIP, 1999.*
- [15]. **DUSAN, RAMESH K SHAH and.** *fundamentals of heat exchanger design . s.l. : JOHNWILEY &SONS ,INC, 2003.*
- [16]. **Mounir, BENNAJAH.** *echangeurs de chaleurs Technologie . calcul et design . s.l. : TECGNIP , 2014.*

- [17]. **Cao, Eduardo.** *Heat transfer in process engineering. The McGraw HillC.*
ompanies.inc .2010.
- [18]. **F.aggoun, I.Belmana.** *Calcul et vérification d'un échangeur de chaleur dans une unité de production électrique .Université Larbi Ben M'hidi .Oum El Bouaghi : s.n..2013.*
- [19]. **kern, D.Q.** *Kern's Description of shell side flox in shell and tube heat exchanger.*
- [20]. **<http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire>.**[En ligne]

Résumé

Dans l'ensemble, ce mémoire offre une approche complète pour comprendre, concevoir et analyser les échangeurs de chaleur tubulaires à coque. Il fournit des connaissances approfondies sur les aspects théoriques, les méthodes de calcul, les simulations et les résultats obtenus, contribuant ainsi à l'amélioration des performances et de l'efficacité de ces équipements cruciaux dans l'industrie des échanges thermiques.

Abstract

This thesis provides a comprehensive approach to understanding, designing, and analyzing shell and tube heat exchangers. With a focus on theoretical aspects, calculation methods, simulations, and obtained results, this research aims to enhance the performance and efficiency of these critical components in the thermal exchange industry. Through in-depth analysis, it offers profound insights, enabling professionals to better comprehend heat transfer mechanisms and optimize the design of shell and tube heat exchangers. The obtained results contribute to advancing industrial practices in thermal management, offering valuable perspectives for improving energy performance and reducing operational costs associated with these pivotal equipment. This thesis serves as an essential resource for researchers, engineers, and industry practitioners, empowering them with a comprehensive understanding and advanced methodologies to optimize shell and tube heat exchangers across various applications industrial.

