

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

Contribution à l'Étude Paramétrique d'un Échangeur
de Chaleur à Plaques et Joint

Présenté par :

➤ *BOUCHIKHI Djamel*

➤ *HADDI Hemza*

Encadré par :

Dr. BOUKHADIA Karima

Soutenue le / / 2019 Devant le jury composé de :

BOUKHADIA Karima

MCB

CU NAAMA

Président

MCB

CU NAAMA

Encadrant

MCB

CU NAAMA

Examineur



Remerciements

*Nous tenons d'abord à remercier
Respectueusement notre encadreur
Mme. BOUKHADIA Karima pour la confiance,
Les conseils et l'orientation, et pour
La documentation qu'elle a mis a notre disposition.*

*Nous remercions l'ensemble des professeurs de
Génie mécanique qui ont contribué à assurer notre
Formation en Master.*

*Nos remerciements également à tous ceux qui
Ont contribué à l'élaboration et la réalisation de
Ce travail.*



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, à mes très chers parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

Qui ont fait tant de

Sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours d'études, tous les mots restent faibles pour exprimer ma grande affection et ma profonde gratitude.

A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma promotion, à tous les professeurs et les étudiants de génie mécanique, à mes collègues de ma branche et à mon binôme Djamel.

HADDI Hemza



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, à mes très chers parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

*Qui ont fait tant de
Sacrifices pour me permettre*

De réussir ma vie, et qui

*M'ont soutenu tout au long de mon parcours
d'études, tous les mots restent faibles pour exprimer
ma grande affection et ma profonde gratitude.*

*A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma
promotion, à tous les professeurs et les étudiants de
génie mécanique, à mes collègues de ma branche et à
mon binôme Hemza.*

BOUCHIKHI Djamal

Résumé

Les échangeurs de chaleur à plaques permettent d'atteindre des compacités encore plus élevées que les échangeurs multitubulaires. Ils consistent en une succession de plaques de métal entre lesquelles circulent alternativement les fluides froid et chaud.

La conception des plaques optimise le transfert de chaleur en offrant une surface totale large et compacte à travers laquelle la chaleur peut être extraite d'un fluide à un autre.

On cherche à améliorer le transfert de chaleur entre ces plaques tout en cherchant à diminuer toutefois la perte de charge au cours de l'écoulement du fluide dans l'appareil.

Dans cette étude, on a effectué une simulation numérique à l'aide du code CFX 14.0 qui permet de calculer le flux thermique du fluide dans l'échangeur de chaleur ; la perte de charge et la performance de l'échangeur de chaleur tout en variant les vitesses de l'écoulement ainsi que l'espace entre les plaques. Les résultats ont mené à dire qu'une augmentation du flux thermique échangé entre les deux plaques pour différentes épaisseurs du joint est constaté lorsque les plaques sont serrées, elles permettent un échange thermique plus large qu'en augmentant l'espace inter plaques cette augmentation est accompagnée avec une augmentation de la chute de pression

Mots clés

Échangeur de chaleur à plaques et joint, simulation numérique, épaisseur du joint, vitesse de l'écoulement entre plaque, flux thermique et chute de pression.

Abstract

Plate heat exchangers achieve even higher compactness than multitubular heat exchangers. They consist of a succession of metal plates between which the cold and hot fluids circulate alternately.

The plate design optimizes heat transfer by providing a large but compact total area through which heat can be extracted from one fluid to another.

It is sought to improve the heat transfer between these plates while seeking to reduce, however, the pressure drop during the flow of fluid in the device.

In this study, a numerical simulation was performed using the CFX 14.0 code which calculates the thermal flux of the fluid in the heat exchanger; the pressure drop and the performance of the heat exchanger while varying the flow velocities and the space between the plates. The results have led to the conclusion that an increase in the heat flux exchanged between the two plates for different thicknesses of the joint is observed when the plates are tight, they allow a wider heat exchange than by increasing the inter plate space this increase is accompanied with an increase in pressure drop

Keywords

Plate heat exchanger, numerical simulation, joint thickness, flow velocity, heat flow and pressure drop.

ملخص

المبادلات الحرارية ذات الألواح تحقق إمكانيات أعلى من المبادلات الحرارية متعددة الأنابيب وهي تتألف من سلسلة متتالية من الصفائح المعدنية التي تدور حولها السوائل الباردة والساخنة بالتناوب. يعمل تصميم اللوحة على تحسين نقل الحرارة من خلال توفير مساحة إجمالية كبيرة يمكن من خلالها استخراج الحرارة من سائل إلى آخر.

يتم السعي لتحسين نقل الحرارة بين هذه اللوحات مع السعي لتقليل انخفاض الضغط أثناء تدفق السائل في الجهاز. في هذه الدراسة ، تم إجراء محاكاة رقمية باستخدام كود CFX 14.0 الذي يحسب التدفق الحراري للسائل في المبادل الحراري ؛ انخفاض الضغط وأداء المبادل الحراري مع تغيير سرعات التدفق والمسافة بين الصفائح. أدت النتائج إلى استنتاج مفاده أن الزيادة في تدفق الحرارة المتبادل بين الصفيحتين بسمك مختلف بين اللوحات يتم ملاحظته عندما تكون اللوحات ضيقة ، فهي تسمح بتبادل حراري أوسع من زيادة مساحة الصفيحة يرافقه زيادة في انخفاض الضغط.

الكلمات المفتاحية

مبادل حراري ذو ألواح ، محاكاة رقمية ، سماكة الوصلة ، سرعة تدفق الألواح ، تدفق حراري وانخفاض الضغط.

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
A ou S	Surface d'échange	m^2
C_p	Chaleur spécifique	J/ kg K
h	Coefficient de transfert de chaleur	W/ m^2 K
L	Longueur de la plaque	m
DTLM	La différence de température logarithmique moyenne	/
\dot{M}	Débit massique	kg/s
NUT	Nombre de transfert des unités	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Re	Nombre de Reynolds	/
T	Température	K
u	Vitesse d'écoulement	m/s
V	Débit volumique	m^3/s
l	Largeur de la plaque	m
ΔP	Chute de pression	Pa
e	Epaisseur entre les plaques	mm
ε	L'efficacité thermique	/
λ	Conductivité thermique	W/m.s
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
D_h	Diamètre hydraulique	m
ρ	Masse volumique	kg/ m^3
Φ	Puissance thermique	kW
E	Efficacité d'échange	%
R	Résistance thermique	$m^2.k/W$
(m.Cp)	Débit capacité calorifique du fluide	kJ/h °C
f	Coefficient de frottement	/
T_C	Température chaude	K
T_f	Température froide	K

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1. a) et b) Illustration des trois modes du transfert de la chaleur.	4
Figure I.2. Plaque plane.	5
Figure I.3. Transfert de chaleur par conduction.	6
Figure I.4. Transfert de chaleur par convection.	7
Figure I.5. Transfert de chaleur par rayonnement.	10
Figure I.6. Paramètres géométriques et dimensions des plaques de l'échangeur de chaleur.	12
Figure I.7. Distribution de la température de départ le long des plaques avec différents.	12
Figure I.8. Répartition de température dans le plan médian pour les canaux d'un arrangement des plaques en série : résultats des modèles 3D et 1D.	13

Chapitre II

Figure II.1. Échangeur monotube en serpentin	14
Figure II.2. Échangeur coaxial.	15
Figure II.3. Échangeur à tube séparé	15
Figure II.4. Échangeur à tube rapproché.	16
Figure II.5. Échangeur à tube ailette.	16
Figure II.6. Autre différent type d'ailettes.	17
Figure II.7. Échangeur à tête flottante.	18
Figure II.8. Échangeur à plaque tubulaire fixe	18
Figure II.9. Échangeur à tubes en U.	19
Figure II.10. Échangeur à plaques	19
Figure II.11. Échangeur lamellaire.	20
Figure II.12. Échangeur à spirale.	21
Figure II.13. Échangeur à plaques brasées.	22
Figure II.14. Échangeur Platalaire schéma canaux (d'après Barriquand) A. canal « corrugué » B. canal « lisse ».	23
Figure II.15. Échangeur Compabloc à 4 passes.	24
Figure II.16. Plaque d'un échangeur Pckinox (d'après Pckinox).	24
Figure II.17. Échangeur Co-courant.	26
Figure II.18. Échangeur Contre-courant.	27

Figure II.19. Echangeur à courants croisés.	27
Figure II.20. Echangeur à courants croisés méthodiques.	27
Figure II.21. Echangeur à courants croisés anti méthodiques	28
Figure II.22. Echangeur a deux fluides.	29
Figure II.23. Echangeur a trois fluides	29
Figure II.24. Échangeur de chaleur à plaques et joints.....	31
Figure II.25. Plaque à canal large.....	32
Figure II.26. Plaque à double paroi.....	32
Figure II.27. Plaque semi-soudée	33
Figure II.28. Profil d'écoulement d'une plaque.....	33
Figure II.29. L'auto centrage dans une plaque.	33
Figure II.30. Joint sans colle	34
Figure II.31. Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à plaques	35
Figure II.32. a. Circulation latérale des fluides b. Circulation diagonale des fluides.....	35
Figure II.33. Assemblage des plaques.	37
Figure II.34. Phénomènes d'encrassement dans les échangeurs.	39

Chapitre III

Figure III.1. Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles co-courant	49
Figure III.2. Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.....	49
Figure III.3. Flux thermique $d\dot{Q}$ échangé entre les deux fluides à travers dS	50
Figure III.4. Variation de température dT_f du fluide froid en augmentant la surface.....	52
Figure III.5. ICEM CFD.	54
Figure III.6. CFX Pre.....	55
Figure III.7. CFX Solver.	55
Figure III.8. CFX Post.....	56
Figure III.9. Schéma détaillé de la géométrie de la plaque de l'échangeur de chaleur.	58
Figure III.10. Structure de l'écoulement sur une plaque simple d'un échangeur de chaleur.	59
Figure III.11. Domaine de calcul et maillage tétra sur une plaque simple.....	61
Figure.III.12. Variation du profil de température entre deux plaques de 3 mm d'épaisseur pour différentes vitesses.....	62
Figure III.13. Variation du flux thermique en fonction de nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs du joint.....	63
Figure III.14. Variation du flux thermique en fonction de nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs du joint.....	64

Figure.III.15. Variation du profil de pression entre deux plaques de différentes épaisseurs du joint pour une vitesse de 0.05 m/s.....65

Figure III.16. Variation de la chute de pression en fonction de nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs du joint.....66

Figure III.17. Variation de la performance de l'échangeur de chaleur en fonction du nombre de Re pour différentes épaisseurs.....67

Sommaire

Remerciements.....	I
Dédicace	II
Résumé	IV
Nomenclature	VII
Liste des figures	VIII
Sommaire.....	XI
Introduction générale.....	1

Chapitre I Généralités sur le transfert thermique

I.1. Introduction.....	3
I.2. Modes de transfert thermique	3
I.2.1. Transfert de chaleur par conduction.....	4
I.2.1.1. lois fondamentales de la conduction (loi de J. Fourier).....	4
I.2.2 Transfert de Chaleur par Convection	6
I.2.2.1. Convection naturelle.....	6
I.2.2.1.a. Calcul du flux de chaleur en convection naturelle.....	7
I.2.2.2. Convection Forcée	8
I.2.2.2.a. Calcul du flux de chaleur en convection forcée.....	8
I.2.2.3. Convection mixte.....	8
I.2.2.4. Lois de newton.....	9
I.2.2.5. Nature du coefficient de convection h.....	9
I.2.3. Transfert thermique par rayonnement	9
I.3. Transfert thermique lors du changement de phase.....	10
I.4. Equation de la chaleur	10
I.4.1. Equations générales.....	10
I.5. Etat de l'art	11
I.6. Conclusion.....	13

Chapitre II Notions fondamentales et principes des échangeurs de chaleur

II.1. Définition	14
II.2. Type des échangeurs de chaleur	14
II.2.1. Les échangeurs tubulaires	14
II.2.1.1. Échangeur monotube.....	14
II.2.1.2. Échangeur coaxial.....	15
II.2.2.2. Échangeur à tubes rapprochés	15
II.2.2.3. Échangeur à tubes ailettes.....	16
II.2.3 Echangeur à tube et calandre	18
II.2.3.1. Echangeur de chaleur à tête flottante.....	18
II.2.3.2.Echangeur à plaque tubulaires fixes	18
II.2.3.3. Echangeur à tubes en U	19
II.2.4 Echangeur à plaque	19
II.2.4.1 Échangeurs à surface primaire.....	19
II.2.4.2. Échangeurs à surface secondaire.....	20
II.2.4.3. Échangeur lamellaire.....	20
II.2.4.4. Échangeur à spirale.....	20
II.2.4.5. Échangeurs à plaques soudées ou brasé.....	21
II.2.4.5.1. Échangeur platulaire	22
II.2.4.5.2. Échangeur Compabloc	23
II.2.4.5.3. Échangeur Packinox	24
II.2.5. Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	25
II.2.5.1. Évaporateurs tubulaires	25
II.2.5.1.1. Évaporateurs à l'intérieur de tubes	25
II.2.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes	25
II.2.5.2 Condenseurs tubulaires	25
II.3. Critères de classement des échangeurs de chaleur.....	26
II.3.1. Type de contact	26
II.3.1.1. Échangeurs à contact direct	26
II.3.1.2. Échangeurs à contact indirect	26
II.3.2. Classification selon le mode de circulation.....	26
II.3.2.1. Echangeur a courants parallèles	26
II.3.2.2. Echangeur à contrecourant	26

II.3.2.3. Echangeurs à courants croisés	27
II.3.3. Classement fonctionnel	28
II.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur	28
II.3.5. Classification selon le nombre des fluides	29
II.3.6. Classement suivant les types d'échange	29
II.3.6.1. Échangeur sans changement de phase	29
II.3.6.2. Échangeur avec changement de phase	29
II.3.7. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	30
II.3.8. Classement technologique	30
II.4. Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints	30
II.4.1. Définition	30
II.4.2. Technologie des plaques	31
II.4.2.1. Plaque à canal large	32
II.4.2.2. Plaque à double paroi	32
II.4.2.3. Plaque semi-soudée	32
II.4.2.4. Profil d'écoulement	33
II.4.2.5. Auto centrage des plaques	33
II.4.2.6. Joint sans colle	34
II.4.3. Optimisation de l'échange de chaleur	34
II.4.4. Principe de fonctionnement	34
II.4.4.1. Circulation latérale à travers les plaques	35
II.5. Nettoyage de l'échangeur	36
II.5.1. Nettoyage mécanique	36
II.5.2. Nettoyage chimique	36
II.6. Remplacement d'un joint ou d'une plaque	36
II.6.1. Remplacement d'un joint	36
II.6.2. Remplacement d'une plaque	36
II.6.3. Installation de nouvelles plaques	36
II.6.4. Installation des plaques	37
II.6.5. Stockage des pièces de rechanges	37
II.6.6. Serrage manuel du paquet des plaques	38
II.6.7. Le test hydraulique	38
II.7. Encrassement des échangeurs de chaleur	38
II.7.1. Catégories des types d'encrassement	39

II.7.1.1. La corrosion	39
II.7.1.2. L'encrassement biologique.....	40
II.7.1.3. L'encrassement par réaction chimique	40
II.7.1.4. L'entartrage	40
II.7.1.5. L'encrassement particulaire.....	40
II.7.2. Processus de dégradation.....	41
II.7.2.1. Différent types de corrosion	41
II.7.2.3. Protection contre la corrosion.....	43
II.8. Conclusion	44

Chapitre III Résultats & Discussions

III.1. Introduction	45
III.2. Etude d'un échangeur de chaleur à plaques	45
III.3. Pertes de charges	45
III.4. Nombre d'unité de transfert NUT	46
III.5. Détermination du coefficient thermique de convection h.....	47
III.6. Efficacité d'un échangeur de chaleur	48
III.7. Distribution de température dans un échangeur	49
III.8. Méthode de la différence logarithmique des températures.....	50
III.8.1. Les échangeurs à co-courant.....	50
III.8.2. Les échangeurs à Co-courant.....	50
III.9. Généralisation.....	52
III.10. Présentation de l'ANSYS ICEM CFD	53
III.10.1. Géométrie et Maillage	53
III.10.1.1. Géométrie.....	53
III.10.1.2. Maillage	53
III.10.2. CFX-Pré.....	54
III.10.3. CFX-Solver.....	55
III.10.4. CFX-post	56
III.11. Equations de Navier-Stokes	56
III.12. Formulation du problème	57
III.13. Structure de l'écoulement entre deux plaques adjacentes d'un échangeur de chaleur.....	58

III.14. Conditions initiales	59
III.15. Conditions aux limites	60
III.16. Domaine de calcul et maillage	60
III.17. Informations sur le maillage.....	61
III.18. Influence de la vitesse d'écoulement	62
III.19. Influence de l'épaisseur du joint	64
III.20. Performance de l'échangeur de chaleur	66
Conclusions générale.....	68
Références Bibliographie.....	70

Introduction Générale

Aujourd'hui avec une croissance permanente des prix de l'énergie, la maîtrise de l'énergie est devenue un enjeu majeur dans tous les domaines d'activités. Pour les professionnels de l'énergie, le premier enjeu est de concevoir des systèmes et procédés énergétiques avec des meilleures efficacités.

Le transfert de chaleur représente l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. C'est un phénomène que l'on trouve dans nombreux secteurs de l'industrie. Les ingénieurs et les techniciens se trouvent confronté à ce genre de problème et essayent de maximiser ou de minimiser ce phénomène selon les besoins de l'industrie et dans le souci d'économiser cette énergie qui revient chère. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Exemple : (échangeur, moteurs thermiques, calorifugeage, isolation thermiqueetc.). La connaissance des lois physiques qui régissent ces modes de transfert thermique est une chose essentielle et très importante, car elles nous permettent de maîtriser la façon et la qualité de cet écoulement de chaleur.

Les échangeurs thermiques sont en effet le point de passage obligé de tous les flux d'énergie, et tout effort de maîtrise de cette énergie doit s'appuyer sur des échangeurs de chaleur bien conçus et bien utilisés.

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique. Ceux-ci incluent la production d'énergie ; les industries alimentaires, de produit chimique; dans le domaine d'électronique ; technologie environnementale; industrie ; climatisation et réfrigération.

A la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile. Le calcul de cet appareil est très complexe, on doit connaître exactement : sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides), ses caractéristiques thermophysiques, les vitesses d'écoulements des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc

Le plan de travail de notre présent projet est structuré principalement de la manière suivante :

- On commence par une brève introduction.
- On aborde dans le premier chapitre les généralités sur le transfert thermique et une partie théorique sur les travaux récents portant sur le même axe de recherche que le nôtre.
- Dans le deuxième chapitre, on présente des généralités sur les échangeurs de chaleur, leurs fonctions principales, leurs critères de classement et classification et les divers type d'encrassement et de corrosions. Une deuxième partie de ce chapitre est réservée à la description détaillée des échangeurs de chaleur à plaques et joints.
- Le troisième chapitre expose les différentes méthodes de calcul qu'on aura à utiliser pour le dimensionnement de notre échangeur et présente aussi les résultats des simulations de l'échangeur à plaque et joint à l'aide du code CFX (version 14.5) et leurs discussions. Les résultats obtenus ont été présentés par des courbes analysées et commentées.
- Et le travail est clôturé par une conclusion générale.

CHAPITRE I

Généralités sur le transfert thermique

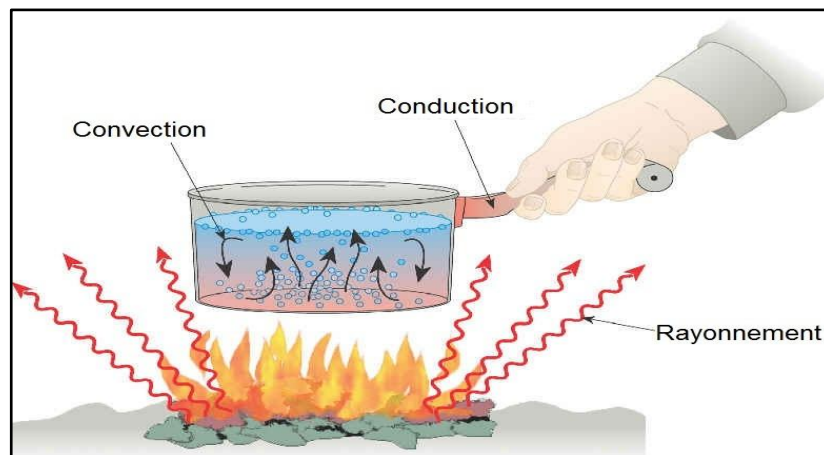
I.1. Introduction

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie. Il convient naturellement entre deux systèmes qui ont une différence de températures et cela quel que soit le milieu qui les sépare.

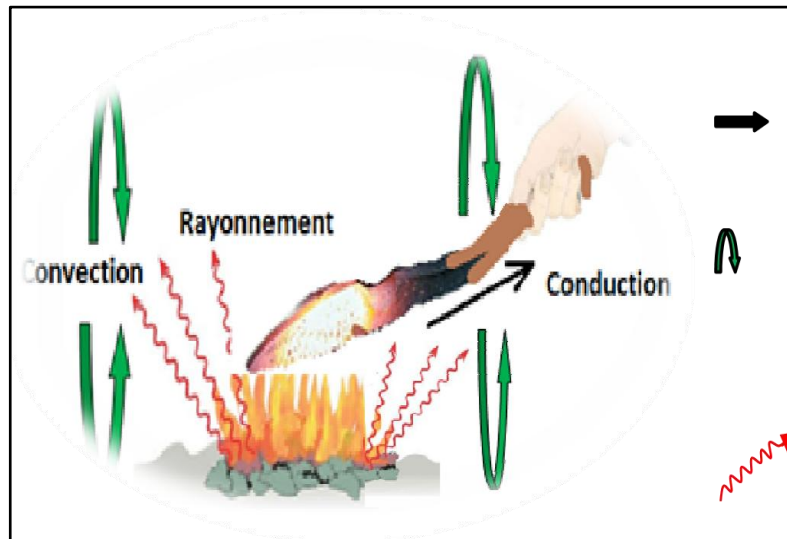
De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, utilisation de l'énergie solaire....).

I.2. Modes de transfert thermique

Le transfert de chaleur peut être défini comme étant la transmission de l'énergie d'une région à une autre une fois la différence de température entre elles établie. Il est régi par une combinaison de lois physiques et de relations empiriques déduites de l'expérimentation. Dans la littérature relative à cette discipline, on reconnaît généralement trois modes distincts de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement.



a)



b)

Figure I.1. a) et b) Illustration des trois modes du transfert de la chaleur.

- La conduction est le mode de transfert de chaleur le long de la source (feu) vers la main.
- La convection le mode de transfert de chaleur qui prend place grâce au mouvement de l'air de haut en bas pour l'air froid et de bas en haut pour l'air chaud.
- Le rayonnement de la source (feu).

I.2.1. Transfert de chaleur par conduction

Le phénomène de conduction de la chaleur existe dans tous les corps, solides ou fluides.

C'est un transfert par contact sans mouvement de matière. Il correspond à un accroissement de l'énergie de vibration du réseau cristallin pour les solides, et à une transmission d'énergie cinétique opérée par les chocs entre les molécules pour les fluides. Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier énonçant que « la densité surfacique de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température. », ce qui se traduit pour un matériau isotrope homogène par la relation[1] :

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (\text{I.1})$$

Avec λ la conductivité thermique et $\vec{\phi}$ la densité surfacique de flux de chaleur.

I.2.1.1. lois fondamentales de la conduction (loi de J. Fourier)

La loi fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction, été proposée par le mathématicien et physicien français, Jean Baptiste Joseph Fourier en 1822.

- Considérons une plaque plane (D), de surface (S) et d'épaisseur (e) (voir Figure 1.2) ;

Soit dQ la quantité de chaleur échangée entre la plaque et l'air ambiant pendant le temps dt ;

- On définit le flux de chaleur (flux thermique ϕ) comme la puissance échangée entre la surface S de la plaque et le milieu extérieur.

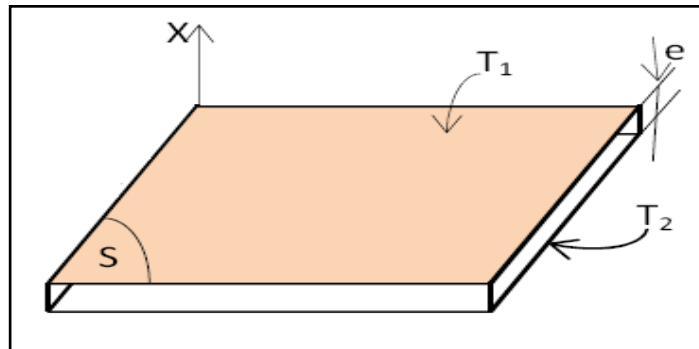


Figure I.2. Plaque plane.

$$\phi = \frac{dQ [J]}{ds [S]}, [W] \quad (I.2)$$

On définit la densité de flux thermique comme la puissance échangée par unité de surface de la plaque :

$$\varphi = \frac{dQ [J]}{S dt [m^2 \cdot s]} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (I.3)$$

Les principes fondamentaux de la thermodynamique nous font savoir que :

- l'énergie est conservée en l'absence d'une source de chaleur
- la chaleur transmise passe toujours du corps chaud vers le corps froid ($T_1 > T_2$)

Il est vérifié expérimentalement que :

$$Q = K \cdot \frac{S}{e} \cdot (T_1 - T_2) \quad (I.4)$$

Tels que ;

Q : la quantité de chaleur échangé à travers la surface (S).

K : le facteur de proportionnalité appelé conductivité thermique qui est une caractéristique du matériau, son unité de mesure est $[W/m \cdot K]$ ou $[kcal/h \cdot m \cdot C]$.

Pour un élément infinitésimal, dS , la relation (I.5) s'écrit :

$$dQ = d\phi = -k \cdot ds \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (I.5)$$

Le signe (-): pour tenir compte du sens de flux thermique, le gradient qui va la plus grande grandeur à la plus petite est négative.

L'équation (1.8) est attribuée au mathématicien et physicien Français J.B. Fourier qui en 1822

Enonça sa loi et qui peut se traduire comme suit : «En tout point d'un milieu isotrope, la densité de flux thermique instantané, est proportionnelle à la conductivité thermique du milieu et au gradient de température»[2].

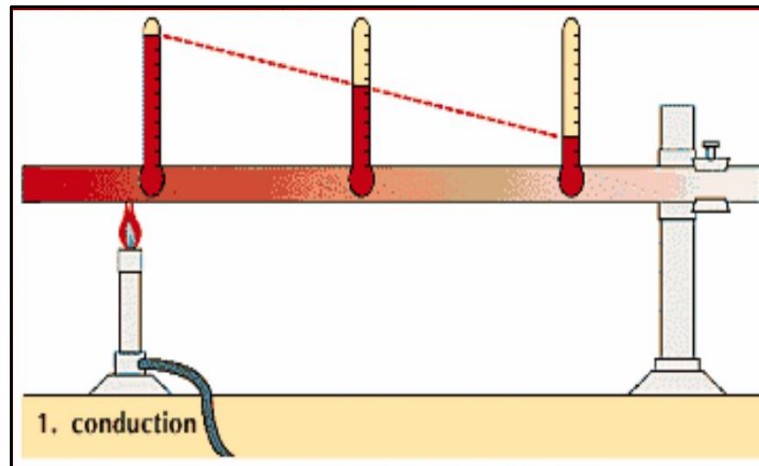


Figure 1.3. Transfert de chaleur par conduction.

I.2.2 Transfert de Chaleur par Convection

La convection est un mode de transfert de chaleur dû à une différence de température qui engendre un déplacement de matière dans un milieu fluide (liquide ou gaz). Dans ce mode de transfert, on distingue trois mécanismes qui sont : la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte.

I.2.2.1. Convection naturelle

Il y a une convection naturelle lorsque le mouvement du fluide est provoqué par des gradients de densité dû à la distribution non uniforme de la température. Les zones chaudes de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut suivant un mécanisme similaire à celui de la poussée d'Archimède. Dans les zones où la température est élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courants descendants se produit pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud. Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifique, et par conséquent le phénomène se produit en raison de l'existence du champ de pesanteur.

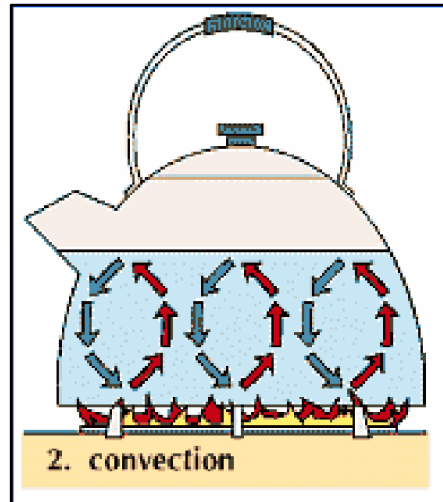


Figure 1.4. Transfert de chaleur par convection.

I.2.2.1.a. Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr})$$

Définis par :

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot D}{\lambda} \text{Nombre de Nusselt} \quad (\text{I.6})$$

$$\text{Gr} = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot L^3}{\mu^2} \text{Nombre de Grachof} (\text{I.7})$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \text{Nombre de Prandtl} \quad (\text{I.8})$$

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Grachof et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration → choix de la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.

4. Calcul de $h = \frac{\lambda \cdot \text{Nu}}{D}$ et du flux de chaleur.

I.2.2.2. Convection Forcée

La convection forcée se distingue de la convection naturelle par le fait que le mouvement du fluide s'effectue grâce à des effets externes (pompe, ventilateur, agitateur, etc...) où l'effet de la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces génératrices du mouvement du fluide. En réalité, dans la majorité des applications industrielles, la convection forcée s'accompagne souvent de la convection naturelle.

I.2.2.2.a. Calcul du flux de chaleur en convection forcée

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Définis par :

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad \text{Nombre de Nusselt (I.9)}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \quad \text{Nombre de Reynolds (I.10)}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot u}{\lambda} \quad \text{Nombre de Prandtl (I.11)}$$

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration → choix de la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.

4. calcul de $h = \frac{\lambda \cdot Nu}{D}$ et du flux de chaleur.

I.2.2.3. Convection mixte

Il existe, un grand nombre de situations où les mécanismes de la convection naturelle et la convection forcée coexistent dans des ordres plus ou moins comparables, il s'agit donc d'un mécanisme de la convection mixte. Parmi les exemples les plus répandus, citons les écoulements dans les canalisations (chauffage central, radiateurs, climatisation), les écoulements atmosphériques, les courants marins, etc[3].

I.2.2.4. Lois de Newton

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide à la température T_s et un fluide à la température T_f . Elle s'écrit (loi de Newton).

$$\dot{Q} = h \cdot S \cdot (T_s - T_f) \quad (\text{I.12})$$

h : Coefficient d'échange par convection dont l'unité est ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

S : surface d'échange (m^2).

I.2.2.5. Nature du coefficient de convection h

Le coefficient h dépend de plusieurs paramètres et de l'échange de chaleur. La nature de l'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) a beaucoup d'importance sur le transfert de chaleur. L'écoulement turbulent est beaucoup plus favorable aux échanges convectifs car le transfert de chaleur par transfert de masse se superpose au transfert de chaleur par conduction [4].

I.2.3. Transfert thermique par rayonnement

Le rayonnement est un transfert de chaleur entre deux corps, séparés par du vide ou par un milieu transparent par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques. Ce mode de transfert ne nécessite pas de support matériel solide ou fluide. Dans la pratique, le rayonnement s'effectue en présence d'un gaz, c'est la raison pour laquelle le rayonnement est rarement le seul type d'échange thermique mis en jeu, la convection et la conduction sont également présentes, il reste négligeable tant que la température du solide se trouve en dessous de $200^\circ C$. Les parois qui composent l'enveloppe des bâtiments sont le siège de transferts thermiques complexes dues au couplage conduction- convection- rayonnement. Dans la structure du bâtiment, les pores des matériaux utilisés étant de faibles dimensions, la part de transfert convectif peut être négligée. De même, au voisinage de la température ambiante, les parts de rayonnement et de transfert de masse ne seront pas également prises en compte. Par conséquent le transfert thermique peut être considéré purement conductif [5].

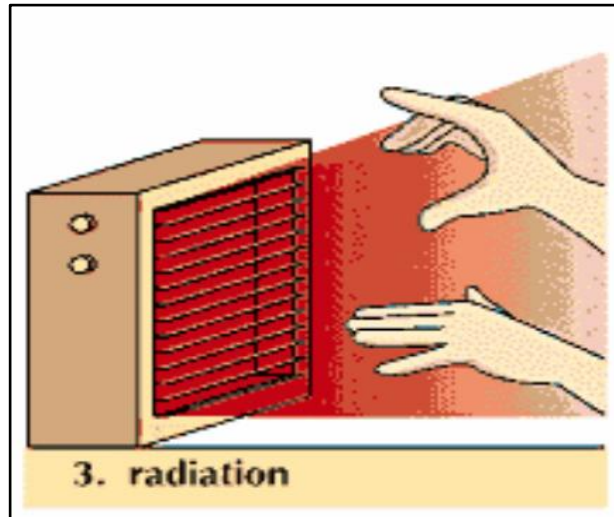


Figure1.5. Transfert de chaleur par rayonnement.

I.3. Transfert thermique lors du changement de phase

Même si le mécanisme du phénomène est différent pour chaque cas. Tous les modes de transfert thermique ont la même conséquence : la variation de la température dans le corps concerné. Parfois cette variation peut conduire à un changement de phase (vaporisation, condensation, solidification, fusion). Dans cette situation, la chaleur latente est la chaleur nécessaire à l'unité de masse d'une substance pour passer d'un état physique à l'autre. Dans certaines conditions de pression et de température, joue le rôle d'une source de chaleur (positive ou négative) supplémentaire qui agrandit la complexité de processus de transfert thermique. Il faut noter que pendant le changement de phase, l'intensité du transfert est beaucoup plus grande et ceci explique l'utilisation de ces phénomènes dans de nombreuses applications pratiques utilisant des technologies modernes, caractérisées par des densités de flux thermique élevées exemple : les échangeurs de chaleur [6].

I.4. Equation de la chaleur[7]

I.4.1. Equations générales

Afin de connaître l'évolution et la propagation de la chaleur au sein d'un corps, on doit utiliser l'équation générale de la chaleur.

Pour un milieu isotrope et homogène, les caractéristiques thermiques sont : λ , R_0 , C_p ne dépendant que de la température et P une fonction linéaire de la température.

Compte tenu de l'hypothèse de FOURRIER qui est:

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{grad T} \quad (I.13)$$

L'équation de la chaleur est :

$$\text{Div}\phi + \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - P = 0 \quad (\text{I.14})$$

Elle s'écrit :

$$- \text{div} \cdot (\lambda \cdot \text{grad } T) + \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - P = 0 \quad (\text{I.15})$$

Où on va introduire la diffusivité thermique $a = \lambda / \rho \cdot C_p$ et le LAPLACIEN Δ on obtiendra donc :

$$\Delta T - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{\lambda (\text{grad } T)^2} + \frac{p}{\lambda} = 0 \quad (\text{I.16})$$

I.5. Etat de l'art

Jan Skocilas et Ievgen Palaziuk ont effectué en 2015 une simulation numérique du processus de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à plaques en chevron utilisant le modèle de turbulence SST. Leur étude porte sur une simulation numérique par dynamique des fluides (CFD) du processus thermique lors d'un écoulement turbulent de l'eau chaude entre deux plaques en chevron dans un échangeur de chaleur à plaques. Ils ont utilisé une géométrie simplifiée avec un modèle tridimensionnel de deux canaux ondulés des plaques en chevron, tenant compte des orifices d'entrée et de sortie. Et ont étudié les valeurs du coefficient de transfert de chaleur et de la perte de charge. Une analyse comparative des résultats des calculs analytiques, basée sur des données expérimentales de la littérature, et des résultats obtenus par simulation numérique a été réalisée. L'influence sur les principaux paramètres d'écoulement de l'angle d'inclinaison de l'ondulation par rapport à la direction de l'écoulement a été prise en compte. Une analyse de la répartition de la température des plaques a été réalisée et a montré la présence de zones avec des pertes de chaleur plus importantes et faible intensité d'écoulement de fluide[8].

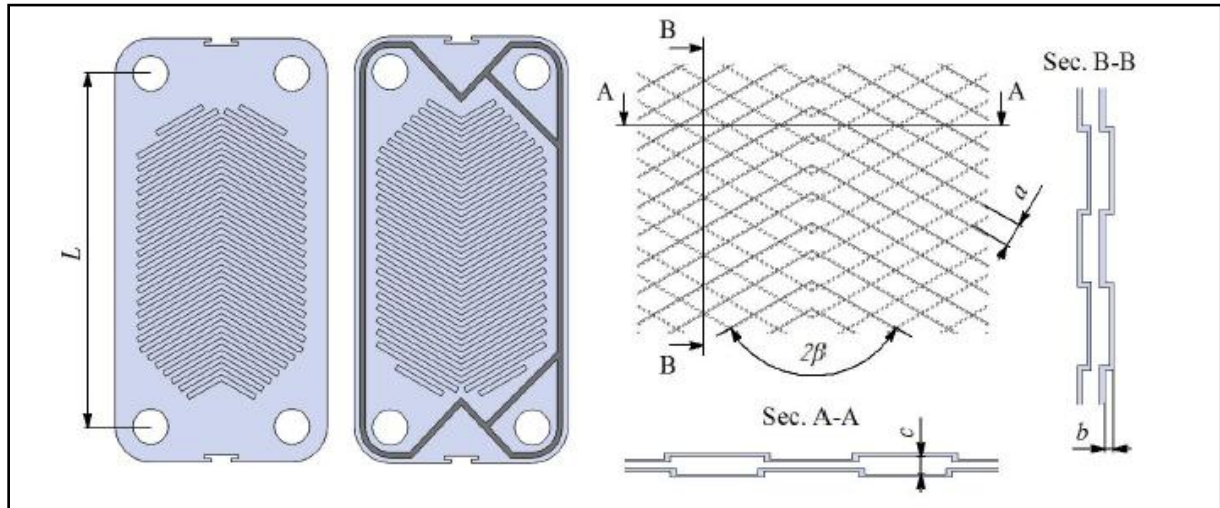


Figure I.6. Paramètres géométriques et dimensions des plaques de l'échangeur de chaleur.

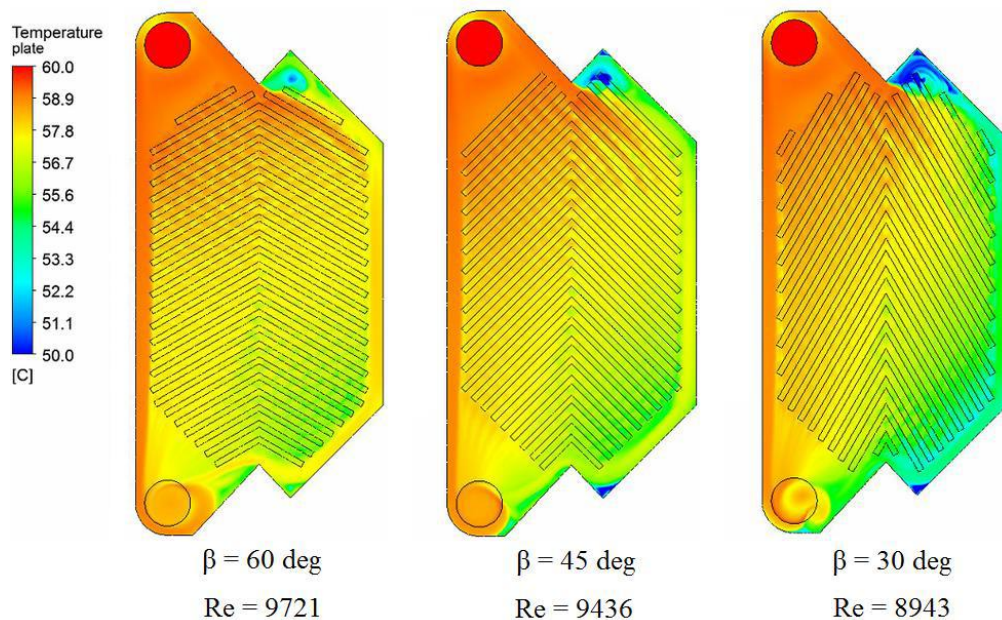


Figure I.7. Distribution de la température de départ le long des plaques avec différents.

Wan Nurmaisarah BT Wan Hamaruddin ont réalisé en 2012 une simulation numérique avec le code GAMBIT et FLUENT pour étudier les performances de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques pour chauffer le diesel à l'eau chaude et de déterminer les configurations et les paramètres donnant les meilleurs résultats. En outre, leur objectif était d'étudier et de modéliser le transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques à l'aide de la simulation. Des canaux formés entre les plaques et les orifices de coin sont agencés de sorte que les deux fluides s'écoulent à travers des canaux alternés. La chaleur est transférée à travers la plaque mince entre les canaux et crée un flux complet de contre-courant pour une

efficacité maximale. Aucun mélange de fluide ou fuite aux alentours ne se produira lorsque des joints d'étanchéité entourent les bords des plaques.

Les paramètres utilisés étaient la vitesse et la température de l'eau. La vitesse pour le diesel et l'eau chaude a été calculée en utilisant un débit massique de 100 l/min, 150 l/min et 200 l/min. La température de l'eau chaude varie entre 60 ° C, 70 ° C et 80 ° C. Ils ont observé qu'une vitesse plus basse et une température élevée de l'eau donnent de meilleures performances de transfert de chaleur. La configuration parallèle est sélectionnée pour la meilleure configuration dans leur étude [9].

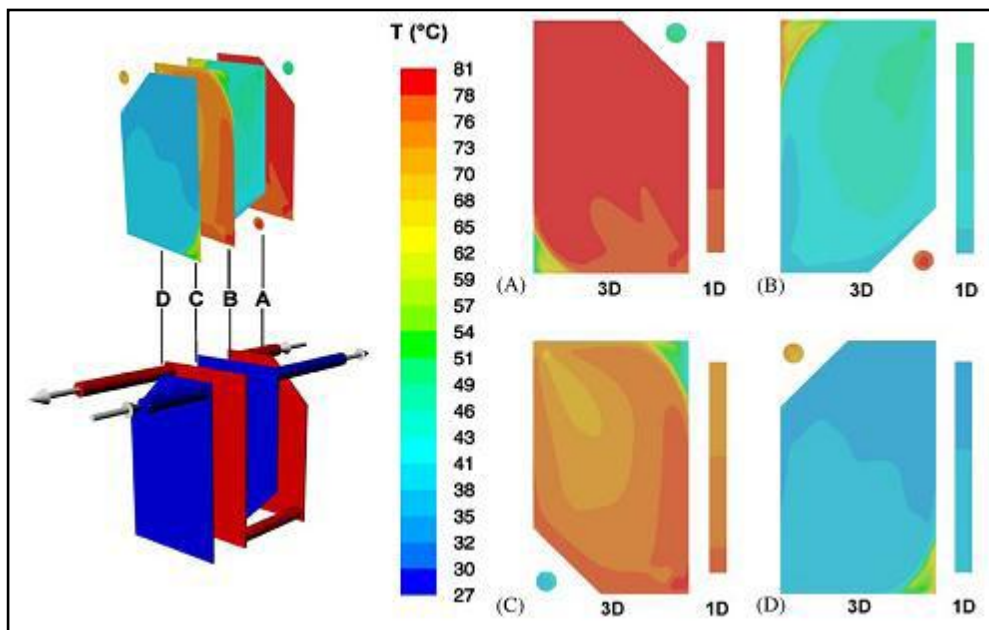


Figure I.8. Répartition de température dans le plan médian pour les canaux d'un arrangement des plaques en série: résultats des modèles 3D et 1D

I.6. Conclusion

Le transfert de chaleur décrit l'échange d'énergie thermique entre les systèmes physiques, en fonction de la température, en dissipant la chaleur. Les modes fondamentaux de transfert de chaleur la conduction, la convection et le rayonnement sont présentés sur ce chapitre ainsi qu'une partie théorique des études récentes numériques et expérimentales portant sur le même axe de recherche que le nôtre est présentée.

CHAPITRE II

Notions fondamentales et principes des échangeurs de chaleur

II.1. Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

L'intérêt du dispositif réside dans la séparation des deux circuits et dans l'absence d'autres échanges que la chaleur, gardant à chaque fluide ses caractéristiques physico-chimiques inchangées (pression, concentration en éléments chimiques...).

Un échangeur se caractérise par les fluides en présence, le but recherché et la puissance à mettre en œuvre; ces critères déterminent sa forme et ses dimensions optimales [10].

II.2. Type des échangeurs de chaleur

II.2.1. Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [11].

II.2.1.1. Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au-dessous

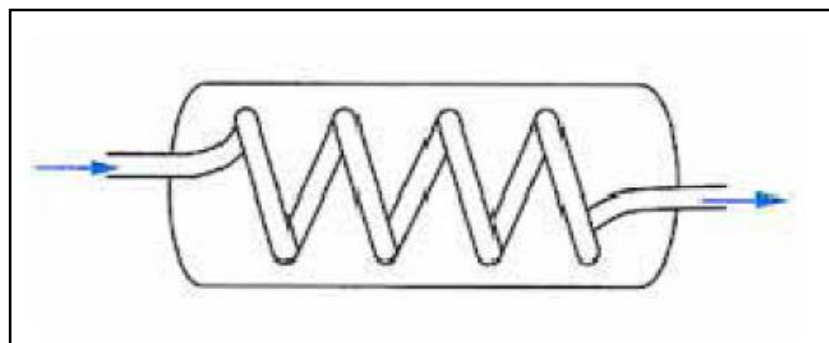


Figure II.1. Échangeur monotube en serpentín [11].

II.2.1.2. Échangeur 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 comme montré à la figure au-dessous [11].

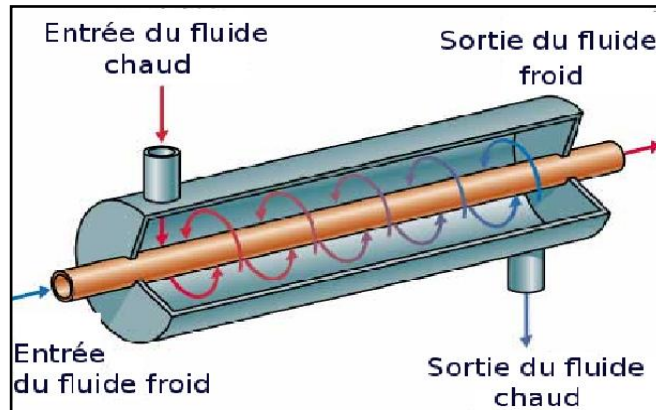


Figure II.2. Échangeur coaxial.

II.2.2. Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

II.2.2.1. Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [11].

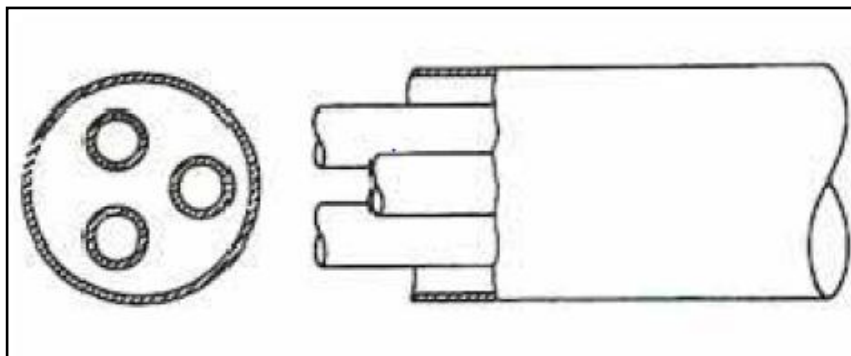


Figure II.3. Échangeur à tube séparé [11].

II.2.2.2. 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 [11].

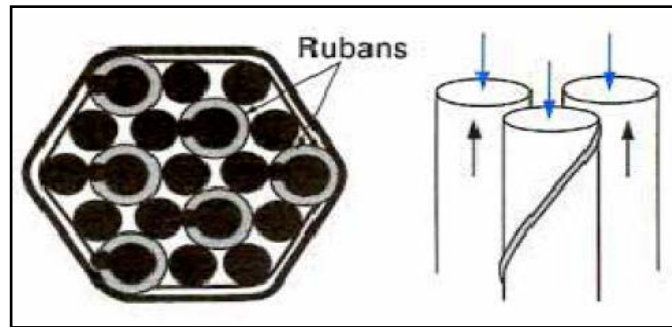


Figure II.4. Échangeur à tube rapproché [11].

II.2.2.3. Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

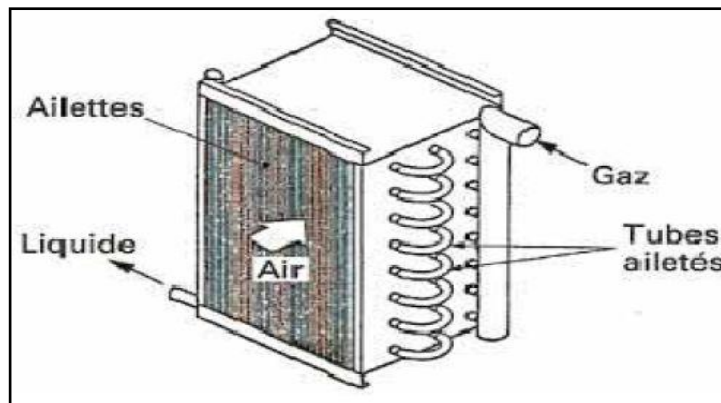
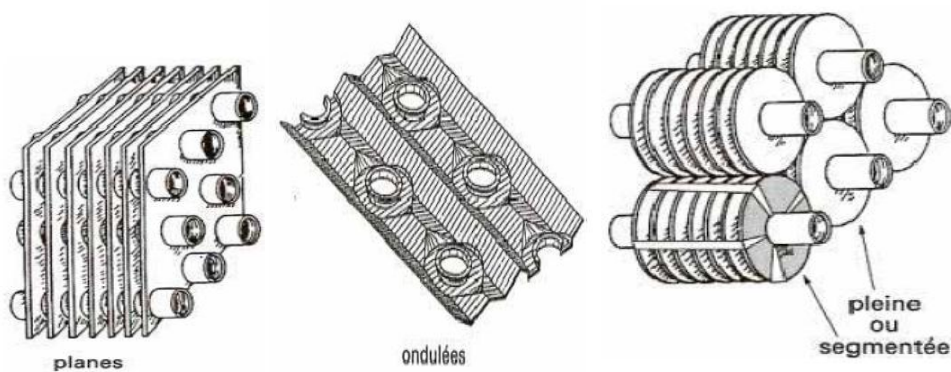
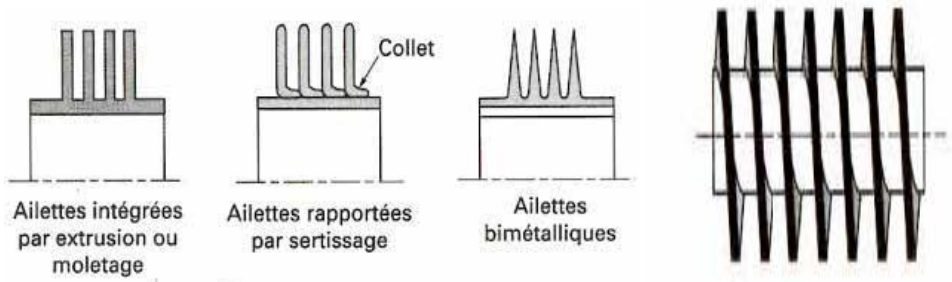


Figure II.5. Échangeur à tube ailette[11].

- Ailettes transversales :

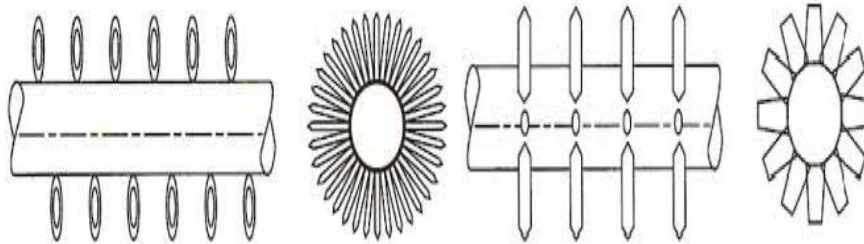


Ailettes continue [11] Ailettes indépendant [11]



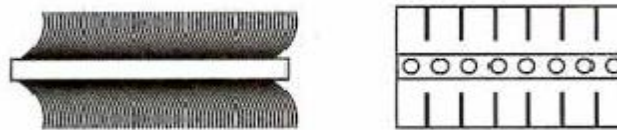
Ailettes annulaire [11]

Ailettes spirale [11]



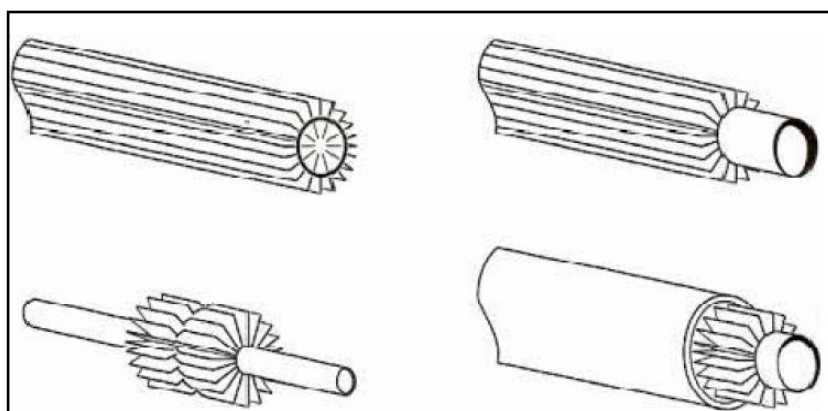
Ailettes à fils préformés [11]

Ailettes poinçonnées [11]



Ailettes en brosse Ailettes longitudinal [11]

- Ailettes longitudinal :



Type d'ailettes longitudinal [11].

Figure II.6. Autre différent type d'ailettes [11].

II.2.3 Echangeur à tube et calandre

II.2.3.1. Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [12].

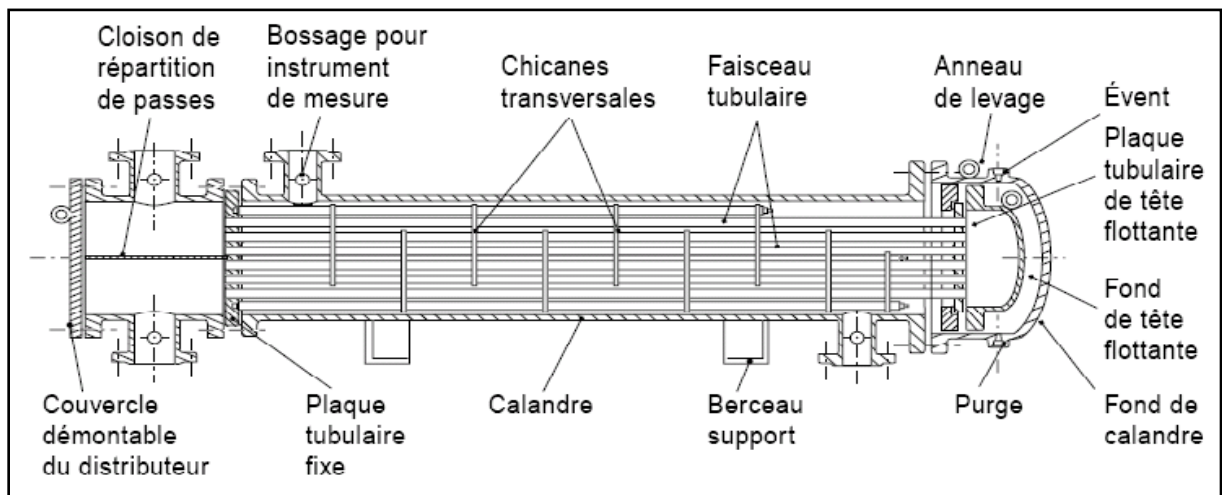


Figure II.7. Échangeur à tête flottante.

II.2.3.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [12].

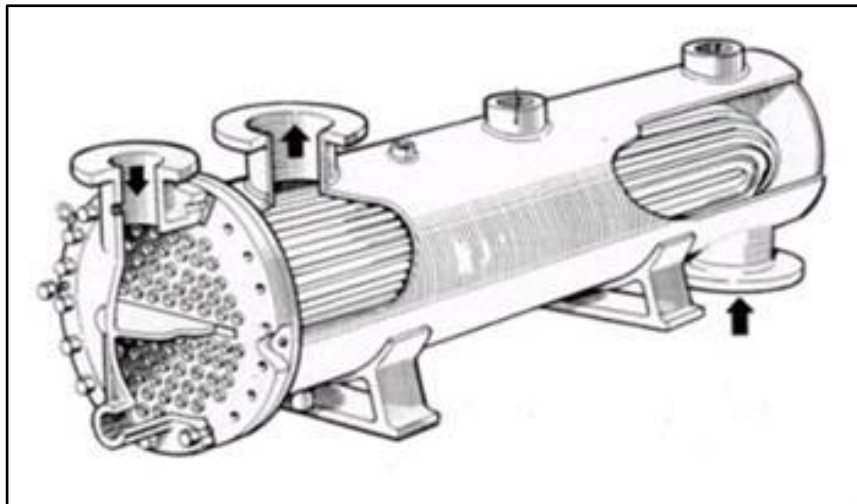


Figure II.8. Échangeur à plaque tubulaire fixe [12].

II.2.3.3. Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet de la dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique

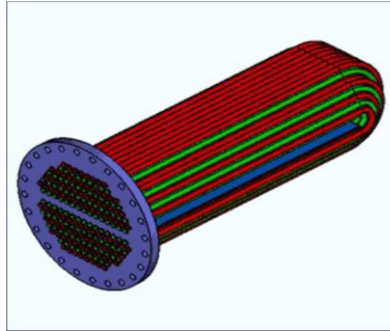


Figure II.9. Échangeur à tubes en U [12].

II.2.4 Echangeur à plaque

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire [13].

II.2.4.1 Échangeurs à surface primaire

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

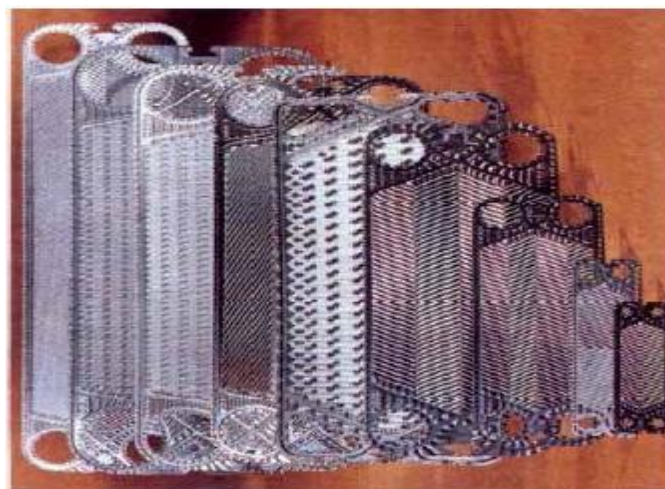


Figure II.10. Échangeur à plaques [13].

II.2.4.2. Échangeurs à surface secondaire

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

II.2.4.3. Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique. Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25bar en Pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.

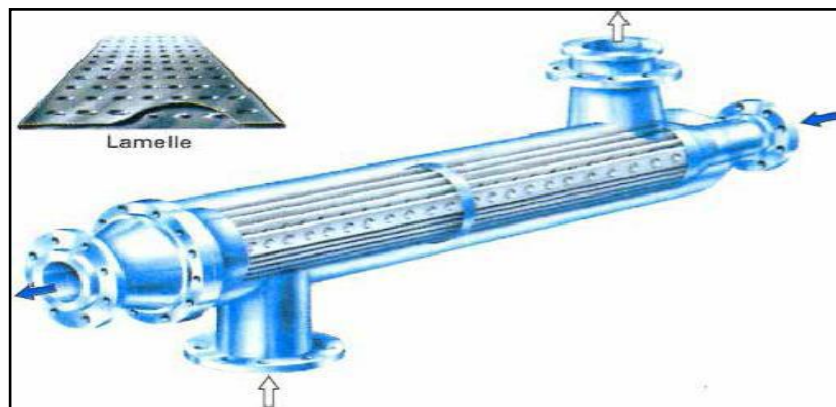


Figure II.11. Échangeur lamellaire.

II.2.4.4. Échangeur à spirale

Un échangeur à plaque en spirale est construit à partir d'un assemblage de deux tôles formant une paire de passage spiralé concentrique. Tout matériau pouvant être roulé à froid et soudé peut être utilisé (acier ou carbone, acier inoxydable, ...) .l'enroulement des passages conduit à obtenir le corps de l'échangeur. A chaque extrémité du corps un canal sur deux est obturé par soudage. Des couvercles plats munis des joints assurent l'étanchéité ; maintenus aux extrémités du corps par un système de crapauds de serrage, ils complètent la fermeture des canaux ouverts. Les fluides circulent à contre-courant dans les canaux spiralés, chaque canal étant continu et étanche. Pour chacun des deux fluides, les connexions d'entrée et de sortie sont respectivement positionnées latéralement sur l'enveloppe extérieure de la spirale et axialement sur chaque couvercle [14].

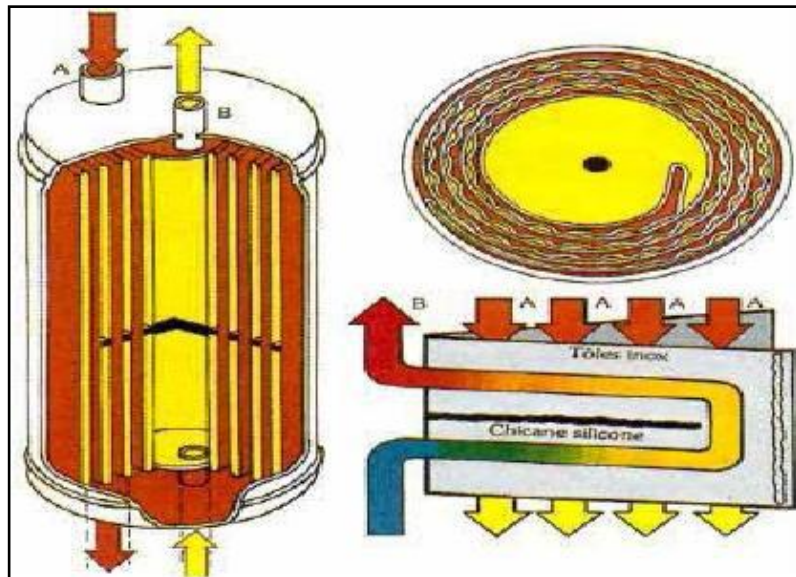


Figure II.12. Echangeur à spirale.

II.2.4.5. Échangeurs à plaques soudées ou brasé

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres. Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques : les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression. Ces échangeurs souvent réalisés en Aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m^3 à $1\,200 \text{ kg/m}^3$) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la Cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre -269 °C et $+65 \text{ °C}$ et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar. Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés [13].

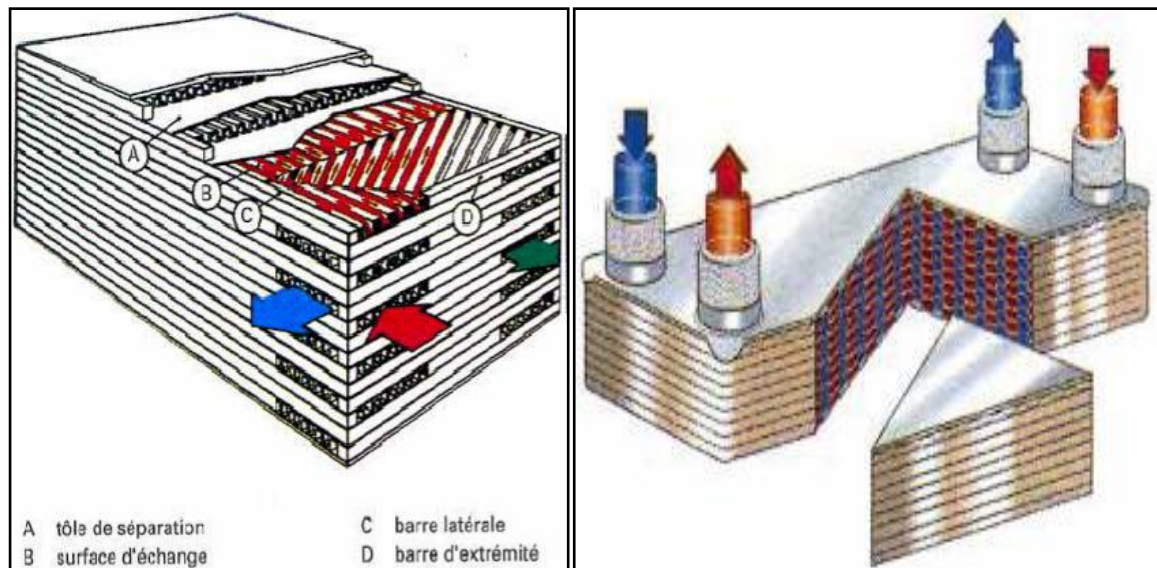


Figure II.13. Échangeur à plaques brasées.

II.2.4.5.1. Échangeur platulaire

Le faisceau est réalisé par un empilage de couples de plaques à «bosses» obtenues par emboutissage, chacun des couples étant constitué de deux plaques associées symétriquement.

Ainsi sont créés deux types de canaux; des canaux dits «corrugués» présentant une alternance de réductions et d'élargissements de la section de passage, des canaux dits «lisses» dont la largeur est réglée par l'écartement maintenu entre deux couples de plaque consécutifs. Ces derniers canaux autorisent une circulation de fluides chargés.

La circulation des deux fluides peut être organisée à contre-courant ou à courant-croisé.

La répartition en est assurée par des collecteurs soudés ou par des boîtes ouvrables sur l'un ou l'autre des deux circuits permettant l'accès aux canaux, sans débrider les tubulaires. La distribution peut être adaptée pour une utilisation sur plusieurs fluides à la fois dans un seul échangeur.

Les surfaces d'échanges disponibles pour un seul corps peuvent être de plusieurs centaines de mètres carrés [14].

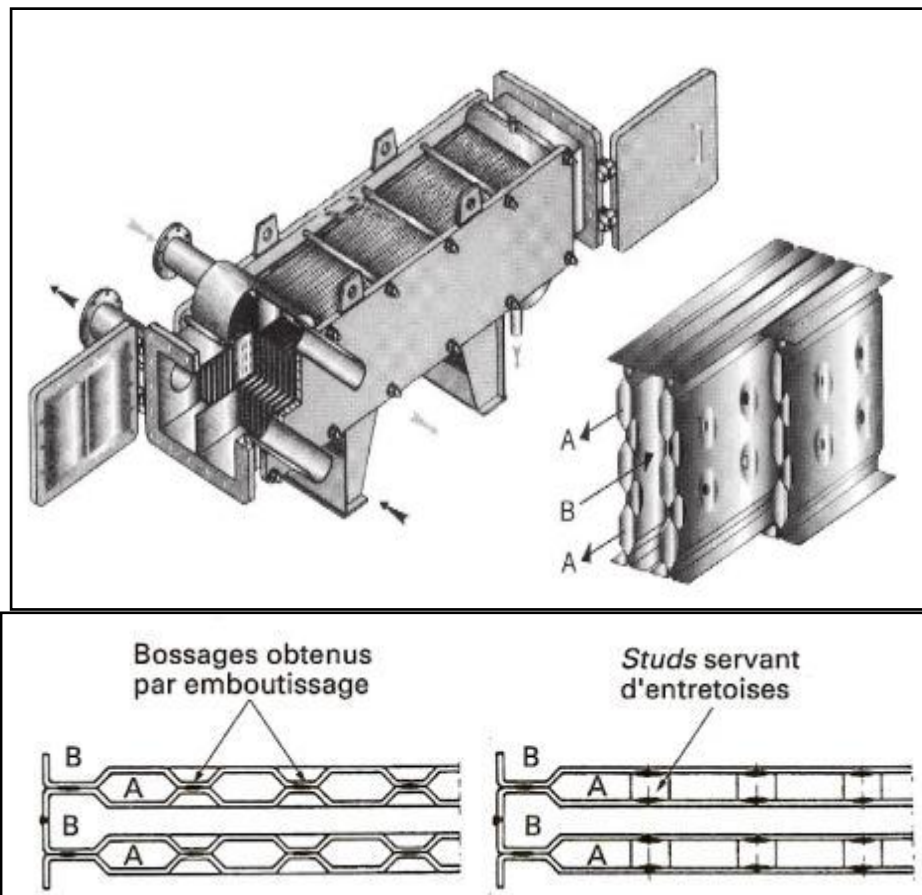


Figure II.14. Échangeur Platulaire schéma canaux (d'après Barriquand) A. canal « corrugué » B. canal « lisse ».

II.2.4.5.2. Échangeur Compabloc

La surface d'échange est constituée d'un empilement de plaque carrées embouties avec des ondulations à 45° et soudées. L'ensemble est inséré dans un coffrage. Dont les panneaux latéraux sont des couvercles démontables permettant l'accès aux canaux pour nettoyage et opérations de maintenance.

La circulation des deux fluides est à courant croisé, multi passes selon les besoins, et à contre-courant d'ensemble pour répondre aux exigences de croisements importants des températures de sortie.

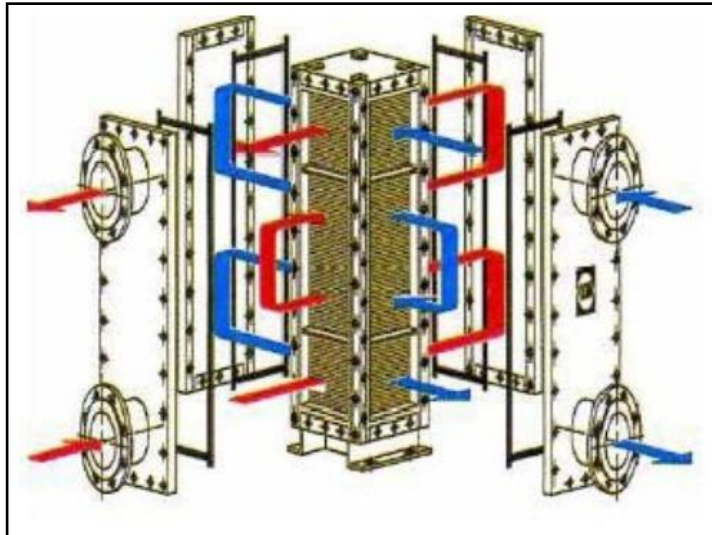


Figure II.15. Échangeur Compabloc à 4 passes.

II.2.4.5.3. Échangeur Packinox

Les échangeurs Packinox sont constitués de plaque de grande dimension formées par explosion en piscine (explo-formage) puis assemblées et soudées en faisceau. Les principales caractéristiques des plaques sont :

- Longueur : 5 à 20 m ;
- Largeur : 0.50 à 1.40 m ;
- Epaisseur : 0.50 à 1.40 mm ;

L'empilement es plaques peut se faire e hauteur de 0.2 à 2 m.

La circulation des deux fluides dans les espaces entre plaques est à contre courant ; elle peut être à courant croisée [14].

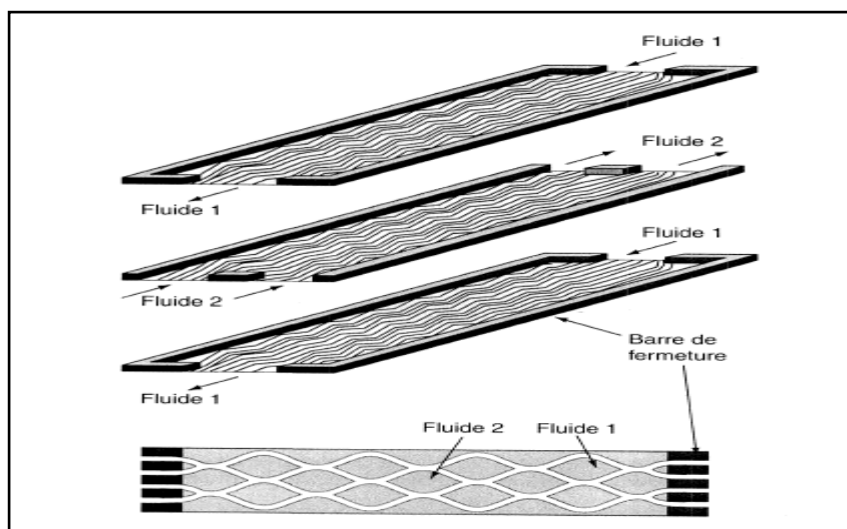


Figure II.16. Plaque d'un échangeur Pckinox (d'après Pckinox).

II.2.5. Échangeurs avec un fluide changeant de phase

II.2.5.1. Évaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs, ceux où l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes et ceux où elle se produit à l'extérieur des tubes.

II.2.5.1.1. Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller (rebouilleurs à colonnes) ou comme évaporateurs cristalliseurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau Glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes.

II.2.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés).

II.2.5.2 Condenseurs tubulaires

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc.

Le fluide à condenser est rarement un corps pur, mais le plus souvent une vapeur en présence d'autres gaz incondensables. La condensation de la vapeur saturée est obtenue par échange thermique avec un fluide froid appelé réfrigérant. Un condenseur nécessite un liquide de refroidissement abondant et bon marché et, pour cela, on utilise principalement l'eau et parfois l'air [15].

II.3. Critères de classement des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classements des différents types d'échangeurs, énumérons les principaux :

II.3.1. Type de contact

II.3.1.1. Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dont lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

II.3.1.2. Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi [16].

II.3.2. Classification selon le mode de circulation

Ce classement est réalisé à partir de la géométrie de l'échangeur et de sens relatif des écoulements des deux fluides dans ce qui suit, on représente uniquement les circulations des fluides les plus souvent rencontrées.

II.3.2.1. Echangeur a courants parallèles

Dans cette configuration (figure II.17) les deux fluides s'écoulent dans la même direction. Cette circulation est dite Co-courant ou anti méthodique.

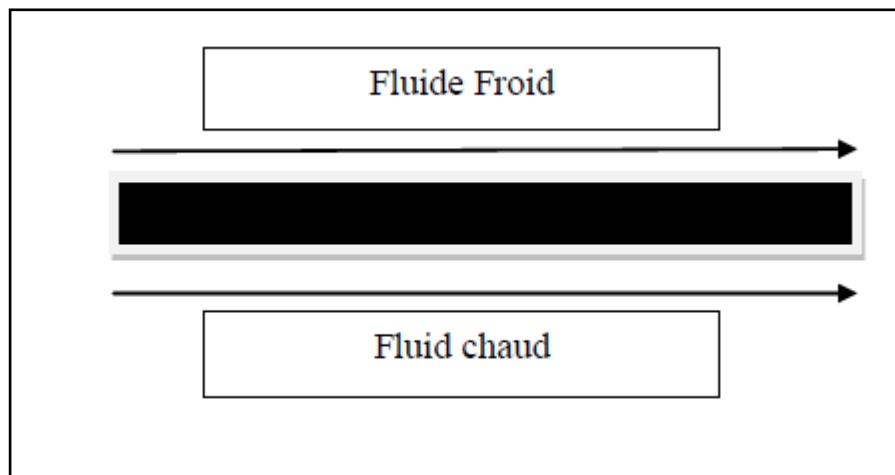


Figure II.17. Echangeur Co-courant.

II.3.2.2. Echangeur à contrecourant

Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodique.

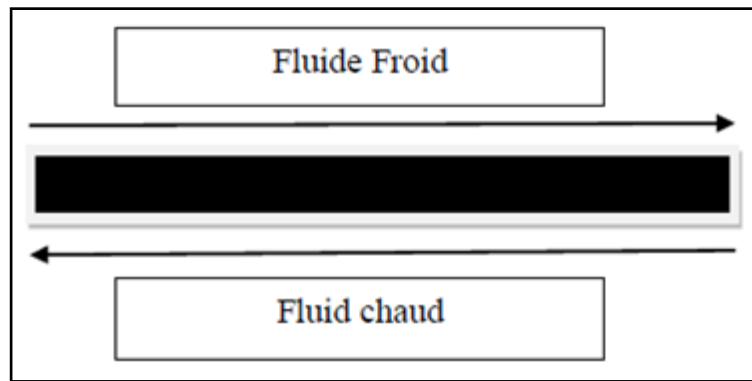


Figure II.18. Echangeur Contre-courant.

II.3.2.3. Echangeurs à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure II.19) en remarque ainsi que le sens d'écoulement est sans importance.

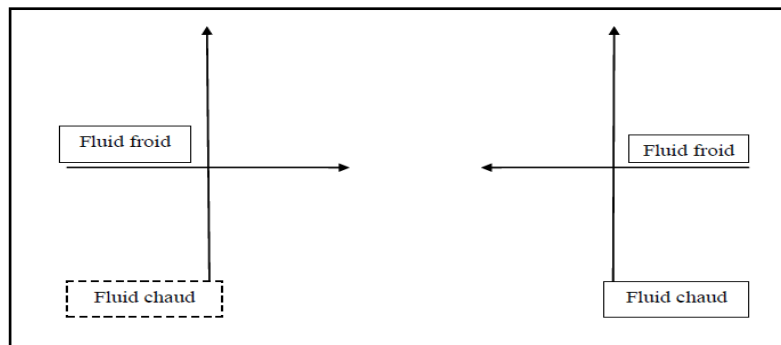


Figure II.19. Echangeur à courants croisés.

Dans la plupart des cas l'un des fluides traverse l'écoulement de l'autre fluide plusieurs fois, et l'échangeur est appelé à multiple passe. On distingue deux modes de circulation :

a- Circulation à courants croisés méthodiques

L'un des fluides entre par l'extrémité de l'appareil d'où sort le deuxième fluide (figure II.20).

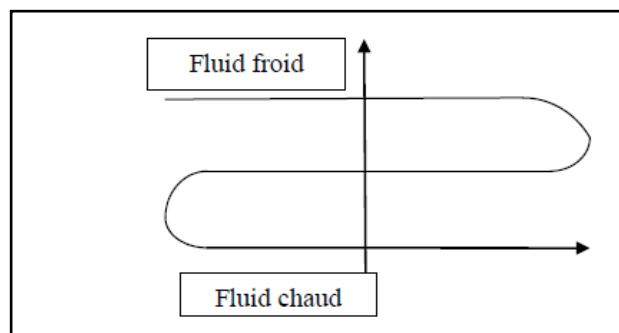


Figure II.20. Echangeur à courants croisés méthodiques.

b- Circulation à courants croisés anti méthodiques

Les deux fluides entre par la même extrémité de dispositif (figure II.21)

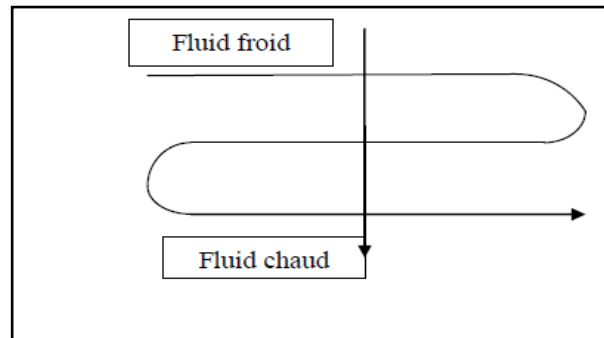


Figure II.21. Echangeur à courants croisés anti méthodiques [17].

II.3.3. Classement fonctionnel

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

- les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou de condenseurs.
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

II.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K.Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700\text{m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800\text{m}^2/\text{m}^3$. Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

II.3.5. Classification selon le nombre des fluides

- Deux fluides.

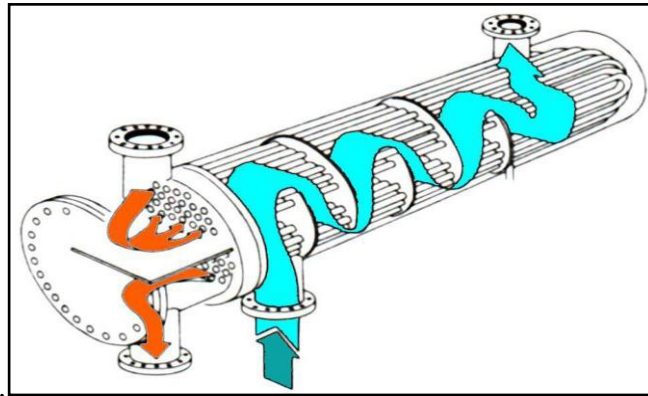


Figure II.22. Echangeur a deux fluides.

- Trois fluides.

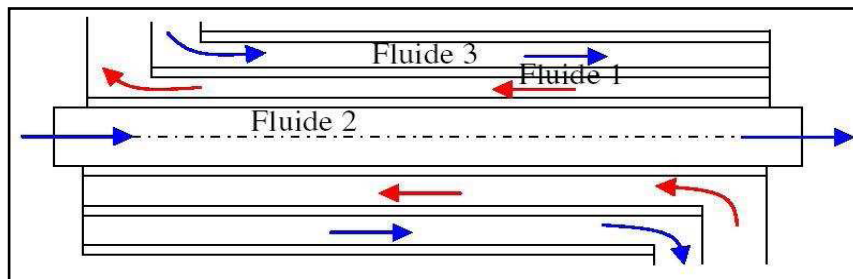


Figure II.23. Echangeur a trois fluides [18].

- Nombre de fluide >3 .

II.3.6. Classement suivant les types d'échange

II.3.6.1. Échangeur sans changement de phase

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

II.3.6.2. Échangeur avec changement de phase

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

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.3.7. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

II.3.8. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- **Echangeur à tubes** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- **Echangeur à plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire.
- **autres types** : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé [16].

II.4. Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.4.1. Définition

Un échangeur de chaleur à plaques et joints est constitué d'un grand nombre de plaque de métal minces, particulièrement conçues pour transférer la chaleur d'un liquide à un autre. Ces plaques de métal minces sont séparées et étanchées par un jeu des joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques. Le paquet de plaque est installé dans un encadrement, qui fournit les raccords pour les liquides et la compression appropriée des plaques et qui se fait au moyen d'un jeu de tirants.



Figure II.24. Échangeur de chaleur à plaques et joints.

L'assemblage des blocs de l'appareil permet d'obtenir le compromis recherché entre un bon coefficient de transfert et une perte de charge admissible. Les plaques ont des formes variées et dépendent du constructeur de l'appareil, ces formes sont gravées en relief (3D sous forme d'ailettes) : elles ont pour rôle d'assurer la distribution du liquide et d'augmenter la turbulence ainsi que la surface d'échange (par conséquent, augmenter le coefficient d'échange). Les principales limitations des échangeurs à plaques sont liées aux :

- Limitations de pression
- Limitations de températures à cause des joints.
- Prix au m^2 relativement élevé par rapport aux échangeurs tubulaires [19].

II.4.2. Technologie des plaques

Les plaques d'un échangeur de chaleur sont en général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression. Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.). De plus, les joints en polymères assurent un double rôle dans l'échangeur de chaleur à plaque jointé:

- étanchéité,
- répartition des fluides dans l'échangeur.

Parmi les techniques de fabrication des plaques d'un échangeur de chaleur, on cite les plus répandus dans le marché.

II.4.2.1. Plaque à canal large

Avec des canaux de 12 mm sans points de contact, cette plaque est idéale pour les fluides contenant des fibres ou des particules de grande taille. Chaque canal a été conçu pour éliminer le passage des solides dans la zone d'entrée.

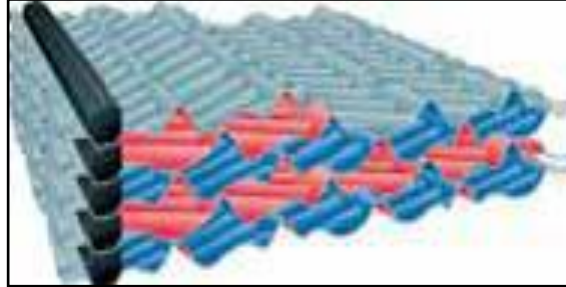


Figure II.25. Plaque à canal large.

II.4.2.2. Plaque à double paroi

Composée de plaques comprimées simultanément et soudées au laser sur le port, cette plaque est conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre le brassage. La défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne. La seconde paroi assure une double barrière entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales[20].

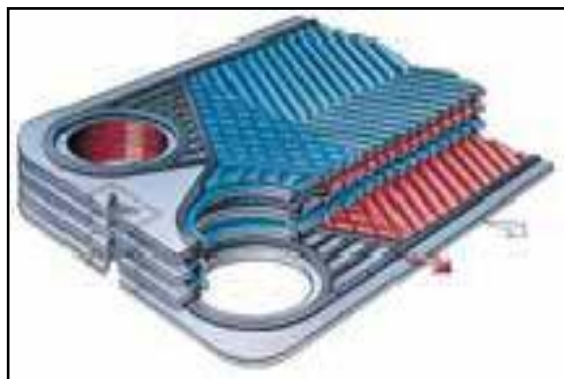


Figure II.26. Plaque à double paroi.

II.4.2.3. Plaque semi-soudée

La Figure suivante présente deux plaques semi-soudées, séparés avec des joints.

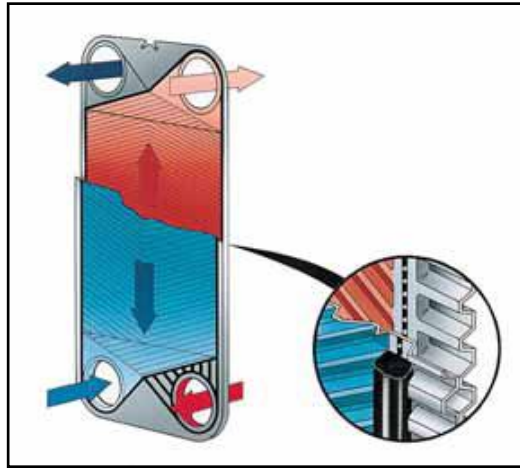


Figure II.27. Plaque semi-soudée [20].

II.4.2.4. Profil d'écoulement

Le profil optimisé assure une bonne répartition des fluides sur toute l'épaisseur de la plaque. Ceci conduit aux meilleurs taux de transfert de chaleur pour la plus faible perte de charge.



Figure II.28. Profil d'écoulement d'une plaque.

II.4.2.5. Auto centrage des plaques

L'Auto centrage des plaques. Il en résulte un jeu de plaques stable et parfaitement aligné, les joints étant situés directement au-dessus l'un de l'autre ce qui permet une longévité accrue [20].

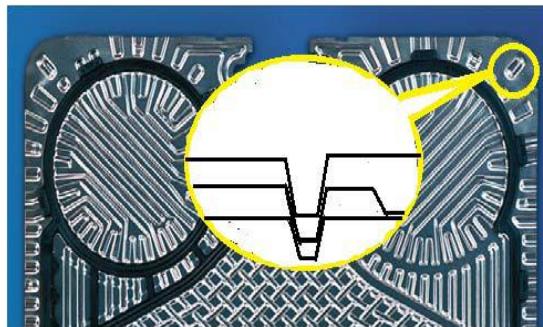


Figure II.29. L'auto centrage dans une plaque.

II.4.2.6. Joint sans colle

Le nouveau joint sans colle permet un remplacement des joints rapide et simple.

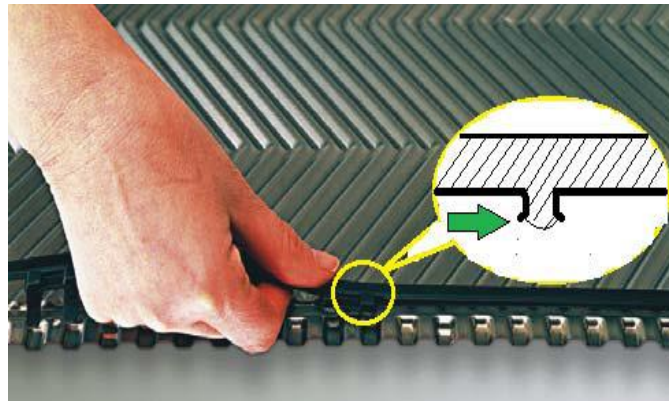


Figure II.30. Joint sans colle [20].

II.4.3. Optimisation de l'échange de chaleur

Les échangeurs de chaleur à plaques sont conçus pour optimiser le transfert de chaleur, car les plaques cannelées fournissent de loin la plus importante surface à travers laquelle la chaleur peut être transférée d'un gaz ou d'un liquide à un autre. Malgré l'importance de cette zone de transfert thermique, les échangeurs de chaleur à plaques sont généralement assez compacts. La conception des canaux assure également une turbulence maximale lors de chaque passage de fluide, ce qui permet d'obtenir une efficacité maximale dans le transfert de chaleur d'un milieu à l'autre.

II.4.4. Principe de fonctionnement

Un échangeur de chaleur à plaques consiste pour l'essentiel en une série de fines plaques cannelées assemblées et/ou soudées, en fonction des liquides qui circuleront dans les plaques et de l'éventuelle possibilité de séparer les plaques pour une raison quelconque. Les plaques sont ensuite embouties ensemble dans un bâti rigide afin de créer une circulation de flux parallèles. L'un des fluides se déplace dans les canaux impairs, l'autre fluide dans les canaux pairs.

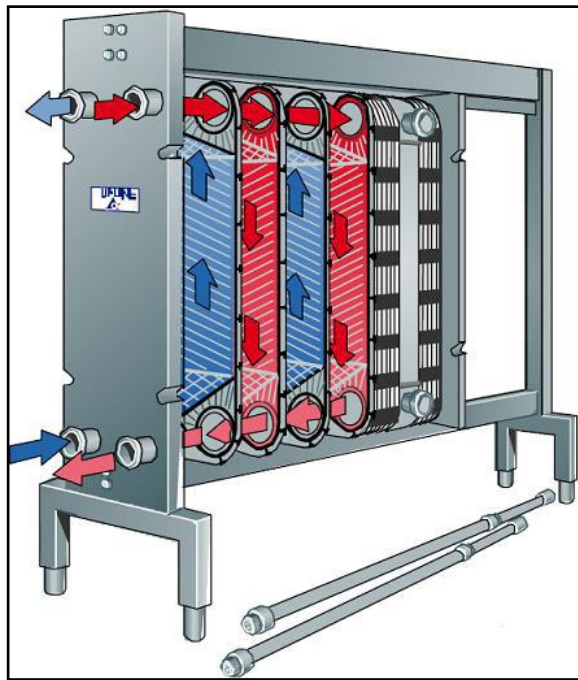


Figure II.31. Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à plaques.

II.4.4.1. Circulation latérale à travers les plaques

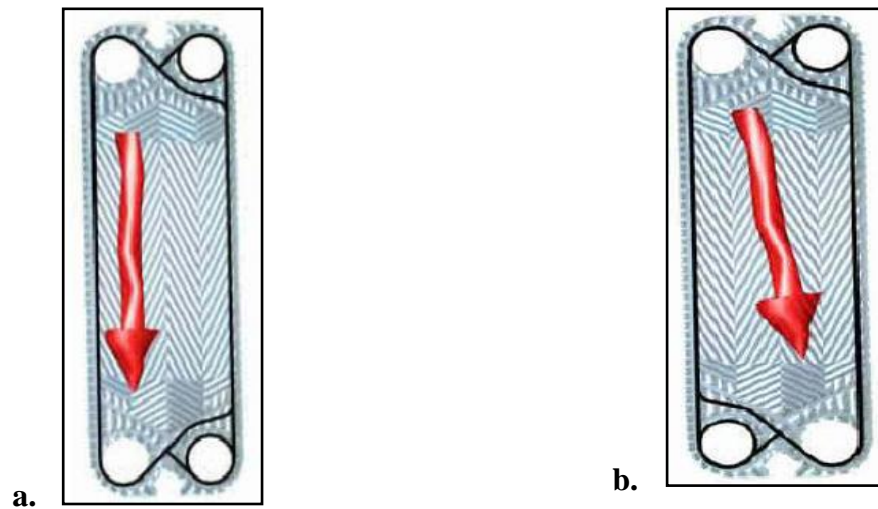


Figure II.32. a. Circulation latérale des fluides b. Circulation diagonale des fluides [20]

II.5. Nettoyage de l'échangeur

II.5.1. Nettoyage mécanique

Desserrer le paquet de plaques, ôter les tirants, déplacez le fond mobile contre le pied et faites glisser les plaques suivant des parts pour permettre de les nettoyer séparément avec une brosse ou de l'eau sous pression. Quand vous utilisez de l'eau sous pression, les plaques doivent être posées à plat pour éviter de la abîmées

- N'utilisez jamais de brosse métallique qui pourrait créer des amorces de corrosion des plaques.
- Soyez prudent de ne pas endommager les joints et de s'assurer qu'ils sont en bon état avant de les remonter sur l'échangeur.

II.5.2. Nettoyage chimique

Le nettoyage des plaques sans démonter les plaques de l'échangeur est possible. Monter un système de nettoyage en place sur les orifices de l'échangeur et faites circuler sur chaque circuit un produit de nettoyage approprié. Assurez-vous de la bonne tenue des plaques et des joints par rapport à ce produit.

II.6. Remplacement d'un joint ou d'une plaque

II.6.1. Remplacement d'un joint

Retirer la plaque de l'échangeur thermique et ôter le joint. Si le joint pose des difficultés à s'enlever, utilisez un pistolet à air chaud au dos de la gorge pour ramollir la colle. Nettoyer la plaque complètement. Toutes traces de vieille colle de varient être enlevées des gorges de joint. Une fois que la plaque est propre, installer un nouveau joint comme décrit au-dessus. Installer alors la plaque à sa place d'origine.

II.6.2. Remplacement d'une plaque

Vérifiez la dénomination de la plaque (paire ou impaire) et la position du joint. La plaque de remplacement devrait avoir la même épaisseur, le modèle, la désignation et le même matériau de joint et sa position d'origine.

II.6.3. Installation de nouvelles plaques

Le nombre de plaques ou leur position peut changer pour permettre d'augmenter la surface ou la configuration interne par le changement du nombre de passe.

II.6.4. Installation des plaques

Les plaques doivent être correctement installées pour assurer un paquet de plaques uniforme et un placement correct des joints



Figure II.33. Assemblage des plaques.

II.6.5. Stockage des pièces de rechanges

a) Plaques

Les plaques de rechange devraient être stockées dans leur emballage d'origine et dans un local propre.

b) Joints

Les joints devraient être stockés dans un secteur abrité de la lumière à une température entre 0° (32°F) et 20°C (68°F). Si les joints sont stockés à une température inférieure à 0°C ils doivent être réchauffés à 0°C avant manipulation.

Les joints devraient être stockés de préférence à plat. Si l'endroit de stockage est exigu, les joints peuvent être stockés pliés en deux en veillant à ne pas créer de cassures. Dans tous les cas il est préférable de stocker les joints dans leur emballage d'origine.

c) Colle

La colle devrait être stockée selon les instructions du fabricant et de la durée de vie du produit (généralement 6 mois) ne devraient pas être supérieur. Généralement la colle est stockée dans un endroit frais et sec.

II.6.6. Serrage manuel du paquet des plaques

Le paquet de plaques est monté contre le fond fixe. Chaque plaque est déplacée le long du rail supérieur et appuyé sur la plaque précédente. Puis, Le fond mobile est alors poussé en contact avec le paquet de plaques. Le resserrement est fait sur quatre tirants. En fin, En serrant successivement les tirants, la cote de serrage sera atteinte. Il faut que nous ne dépassions jamais la cote minimum, sinon nous endommagerons les plaques. On préconise de serrer l'échangeur à sa cote moyenne avec des joints neufs pour maintenir l'élasticité du joint. À la cote mini, les plaques sont en contact métal sur métal. Alors les tirants restant seront installés et serrés pour assurer la même pression autour du fond.

II.6.7. Le test hydraulique

Les tests hydrauliques sont effectués pour détecter les fuites éventuelles. Si une fuite apparaît au niveau du témoin de fuite, elle peut être éliminée en resserrant l'échangeur dans la limite des cotes de serrage indiquée sur la plaque de firme. Une fuite importante est le résultat d'un mauvais montage; dans ce cas on ne serre pas l'échangeur.

La fuite d'un joint se fait à l'extérieur ou par les témoins de fuite. Pour repérer facilement l'endroit de la fuite, on peut peindre avec de la peinture pour vérifier le joint à cet endroit, il ne peut pas y avoir des fuites entre deux circuits sauf si le joint du passage de tubulure est abîmé. Même une fissure sur une plaque entraînerait une fuite entre les circuits [20].

II.7. Encrassement des échangeurs de chaleur

Les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques sont favorables au développement de phénomènes d'encrassement dans les liquides et sur les parois thermiques. Ils se traduisent par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange. Il existe différents types d'encrassement, classés en fonction de la vitesse de développement de la résistance (couche solide). Les figures suivantes illustrent les phénomènes d'encrassement pour certains échangeurs [19].



Figure II.34. Phénomènes d'encrassement dans les échangeurs.

II.7.1. Catégories des types d'encrassement

Selon la classification établie en 1978 par Epstein [Epstein 1978], il existe cinq grands types d'encrassement différents : La corrosion; l'encrassement biologique; l'encrassement par réaction chimique; l'entartrage; l'encrassement particulaire. Quel que soit le phénomène d'encrassement considéré, il est plus ou moins critique selon la nature des fluides employés et/ou la conception des échangeurs. Dans les situations réelles d'encrassement, il est bien évident que ces différents mécanismes interagissent ou se superposent de manière plus ou moins complexe.

II.7.1.1. La corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement [Laque et Copson 1963]. Les produits qui se forment et s'accumulent sur la surface créent l'encrassement. Il existe différents types de corrosion :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps ;
- La corrosion par piqûres où l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces
- La corrosion fissurant à l'échelle microscopique inter granulaire ou transgranulaire
- La corrosion sélective où seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective

II.7.1.2. L'encrassement biologique

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange [Duffau et al. 1991]. Il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- Les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif de type hydrocarbures ;
- Les algues dont le développement est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse; les champignons dont le développement est dû aux changements des conditions ambiantes telles que l'humidité, la température ou le PH.

II.7.1.3. L'encrassement par réaction chimique

L'encrassement par réaction chimique est dû à la présence d'une réaction chimique au voisinage d'une surface d'échange [Lund et Sandhu 1981-a]. Les produits solides ainsi formés s'y déposent. Il s'agit le plus souvent d'une réaction de polymérisation qui implique la formation d'un dépôt de haut poids moléculaire. Les vitesses de telles réactions chimiques dépendent fortement de la température, de la pression, de la concentration et de la présence d'éléments catalyseurs. Toutefois, la vitesse globale du mécanisme de dépôt dépend aussi de la dynamique des phénomènes de surface et de transfert. Il est rencontré dans les industries alimentaires, nucléaire et dans les procédés de raffinage du pétrole.

II.7.1.4. L'entartrage

D'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide [Rodier 1971]. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Il est produit principalement par la dissipation des sels inorganiques dans le processus d'écoulement présente une super saturation durant l'échauffement ou le refroidissement Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies : - la limite de solubilité du sel contenu dans l'eau doit être dépassée ; - la vitesse de dépôt doit être suffisamment rapide. Ce type d'encrassement est conditionné par une grande vitesse de déposition et un excès de concentration par rapport à la limite de solubilité.

II.7.1.5. L'encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation, sur les surfaces d'échange, de particules transportées par l'écoulement de fluides industriels tels que :

- L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion
- L'eau des tours de refroidissement
- Les écoulements gazeux chargés de particules tels les résidus solides de combustion, ou les poussières résultant de l'incinération de déchets ménagers [21].

II.7.2. Processus de dégradation

La dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif peut se faire suivant des processus chimiques ou électrochimiques.

➤ Corrosion chimique

C'est un processus d'oxydoréduction entre le métal et le milieu corrosif qui se déroule conformément à la cinétique chimique. Dans ce type de corrosion, l'oxydation du métal et la réduction de l'agent agressif se font au même endroit et sans échange de charges électriques. De même, les produits de corrosion se forment directement dans la zone corrodée. Ce mode de corrosion concerne notamment l'oxydation à haute température des métaux et alliages dans l'air et la corrosion dans des milieux diélectriques (non conducteurs de courant électrique).

➤ Corrosion électrochimique

Elle est due à l'attaque des métaux par des liquides électro conducteurs. Dans ce cas, le processus de corrosion s'accompagne d'un courant «électrique qui circule à l'intérieur du réseau métallique. Les zones où se produisent l'oxydation du métal et la réduction du milieu peuvent être pratiquement confondues ou relativement éloignées (quelques micromètres à quelques centimètres).

II.7.2.1. Différents types de corrosion

Plusieurs cas types de corrosion peuvent être distingués suivant l'aspect (la morphologie) des dégradations.

➤ Corrosion généralisée

La corrosion peut se produire avec la même vitesse sur toute la surface du métal en contact avec le milieu agressif. On a l'habitude d'adopter une surépaisseur de corrosion qui tient compte de la durée de vie que l'on désire pour l'appareil en fonction de la vitesse de corrosion (que l'on peut déterminer sur des échantillons).

➤ Corrosion localisée

La corrosion se produit avec des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal ; elle peut présenter les formes suivantes :

- Corrosion par piqûre, localisée dans certains endroits ponctuels ; sur le reste de la surface, le métal n'est pas corrodé ;
- Corrosion inter cristalline, se manifestant uniquement aux joints des grains du métal ;
- Corrosion sous tension, se produisant dans une zone sollicitée par une contrainte mécanique. Ce type de corrosion provoque des fissures perpendiculaires à la direction de la contrainte ;
- Fatigue -corrosion ; la fatigue en milieu corrosif conduit à la fissuration et à la rupture pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas de fatigue en milieu non corrosif.
- Corrosion galvanique, se produisant lorsque deux métaux différents (ayant un potentiel électrochimique différent) sont en contact entre eux dans un milieu corrosif. le contact des deux métaux forme pile électrique qui débite un courant provoquant a corrosion du métal le plus négatif ;
- Corrosion caverneuse ; au contact imparfait entre un métal et un non métallise forme une fente (caverne) dans laquelle le liquide stagne. Dans le cas ou l'on a affaire à de l'eau ou à une solution aqueuse, l'oxygène dissous dans l'eau se consomme dans un processus de corrosion. l'eau stagnant dans la fente est ainsi appauvrie en oxygène et forme avec l'eau ambiante (extérieure) une oille de concentration ; le courant de cette pile corrode le métal non aéré par un processus électrochimique
- Corrosion biologique, le métal est attaqué par des produits secondaires dus à la présence de micro -organismes (par exemple, corrosion par des sulfures provenant de la réduction des sulfates par des bactéries)
- Corrosion sélective ; dans un alliage, seul un des composants est attaqué, ce qui détruit la pièce qui devient poreuse et perd toute sa résistance mécanique.

Dans le cas réels, la corrosion peut se présenter sous un ou plusieurs types, ce qui complique le diagnostic. Le processus de corrosion est influencé par une série de paramètres parmi les quels on peut citer (sans être exhaustif) les suivants :

- La nature de l'alliage ou du métal
- La nature du fluide agressif
- Les conditions physico-chimiques (température, agitation, vitesse d'écoulement, etc.)
- L'état de surface du métal.

II.7.2.3. Protection contre la corrosion

La protection contre la corrosion doit répondre à des sollicitations complexes et variées du point de vue matériaux, mécanismes, milieux agressifs, facteurs mécaniques et physico-chimiques, etc. Il existe une multitude de moyens de lutte contre la corrosion : la très grande majorité d'entre eux font appel à un des deux modes d'action suivants :

- Action sur le matériau,
- Action sur le milieu agressif.
- Dans le premier groupe sont compris :
- L'utilisation des métaux et alliage ou des matériaux non métalliques résistant à la corrosion,
- Les traitements de surface améliorant le comportement global de la pièce.

Dans le deuxième groupe sont comprises toutes les actions susceptibles de diminuer l'agressivité du milieu ambiant et notamment l'utilisation d'inhibiteurs de corrosion.

Un groupe à part dans la protection contre la corrosion est constituée par les méthodes électrochimiques, à savoir la protection cathodique et la protection anodique.

Etant donné la multitude de cas qui peuvent se présenter, tant en ce qui concerne le milieu agressif que les matériaux, existent, ainsi que les autres sollicitations auxquelles ils sont soumis, un choix optimal de la solution de protection est difficile à faire. Dans la littérature spécialisée, il existe des tables de corrosion qui indiquent, pour divers cas, le ou les matériaux susceptibles de résister, certaines d'entre elles sont maintenant informatisées. Mais il est hasardeux de faire un choix uniquement à partir de ces tables puisque, dans le processus de corrosion, intervient une multitude de facteurs particuliers qui sont propres à chaque cas. Parmi ces facteurs, on peut citer sans être exhaustifs :

- Les contraintes mécaniques variables (fatigue) ou continues,
- La présence de zones stagnantes,
- Le contact avec d'autres matériaux métalliques,
- Les températures locales importantes qui peuvent augmenter localement la concentration du produit agressif,
- La présence d'impuretés dans le fluide agressif qui peuvent augmenter notablement la corrosivité.

En tenant compte de tous les paramètres propres au cas considéré, le choix peut être facilité par des considérations plus larges concernant la résistance des divers matériaux par rapport à un fluide ou à une classe de fluides agressifs [22].

II.8. Conclusion

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

Chapitre III

Simulation numérique, résultats et discussions

III.1. Introduction

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins pertes de charge possible, autrement dit meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur à plaque sont :

- la surface d'échange (surfaces des plaques): S en m^2 .
- des caractéristiques de l'appareil (épaisseur des plaques, conductivité thermique) et du fluide (régime turbulent ou laminaire, épaisseurs des couches limites, viscosité...) qui détermine le coefficient global d'échange thermique (h en $W/(m^2.K)$).
- de l'écart de température de part et d'autre de la surface d'échange, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée ΔT_{LM}

III.2. Etude d'un échangeur de chaleur à plaques

Lors des études générales relatives à des installations des échangeurs de chaleur apparaît souvent la nécessité d'évaluer [23]:

- Les coefficients d'échange thermique.
- Les surfaces d'échanges.
- Les pertes de pressions.
- Les écarts de températures entre les fluides caloporteurs.

III.3. Pertes de charges

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints se décompose en deux parties : pertes de charge dans les plaques et pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. En général on considère que les dimensions des tubulures sont suffisamment importantes pour que les pertes de charges y soient négligeables devant celles des plaques. La perte de charge d'un fluide en écoulement isotherme dans une

plaque (ΔP) entre les collecteurs d'entrée et de sortie, dépend de nombreux paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide, ainsi que la géométrie des plaques.

En considérant le diamètre hydraulique moyen (D_h) comme dimension caractéristique du canal et (L) la longueur de la plaque, la perte de pression peut s'écrire comme suit:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{collecteur}} + 4 \cdot f \cdot \frac{\rho U^2}{2} \frac{L}{D_h} \quad (\text{III.1})$$

Cette relation a été vérifiée expérimentalement dans des nombreuses configurations. Le coefficient de frottement (f) s'exprime d'une manière générale comme suite

$$f = \frac{k}{Re^x} \quad (\text{III.2})$$

K et x dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie de la plaque. L'exposant x du nombre de Reynolds varie de 0,1 à 0,4

- Pour un régime turbulent : $f = 1,22/Re^{0,252}$

- Pour un régime laminaire : $f = 38/Re$ [24].

III.4. Nombre d'unité de transfert NUT

Le groupement sans dimension $h.S/C_{\min}$ représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté NUT.

Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé. Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = \frac{H.A}{(m.C)_{\min}} = \frac{1}{Re_q \cdot (m.C)_{\min}} \quad (\text{III.3})$$

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échangeur est peu efficace, quelque soit le sens de circulation et le rapport C_{\min}/C_{\max} (le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur/ celle du produit).

- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand ($NUT =$ de 5 à 10), l'échange de chaleur est très efficace.

Les relations suivantes donnent la relation reliant l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux modes de fonctionnement différents des échangeurs

Soit :

$$Rf = \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_{\max}} \text{ Le rapport des capacités thermiques « fluides/produit »}$$

Pour un fonctionnement à contre-courant:

$$E = \frac{1 - e^{-(1-R_f)NUT}}{1 - R_f e^{-(1-R_f)NUT}} \quad (\text{III.4})$$

- Si $R_f=1$ alors la relation devient : $E = NUT/(1+NUT)$
- Si $R_f>1$ alors la formule devient : $E = R_f$

Pour un fonctionnement à Co-courant :

$$E = \frac{1 - e^{-(1-R_f)NUT}}{1 - R_f e^{-(1-R_f)NUT}} \quad (\text{III.5})$$

Le coefficient d'échange de chaleur h est une caractéristique de l'échange global entre deux fluides ou deux surfaces isothermes de température T_1 et T_2 tel que $T_1 > T_2$. Dans cette définition générale on ne fait toujours pas référence à un type de transfert particulier. L'intérêt de ce coefficient est de pouvoir s'appliquer à plusieurs processus différents de transfert entre les deux surfaces (Conduction, convection ou Rayonnement).

$$\Phi = h \cdot A(T_1 - T_2) \quad (\text{III.6})$$

Où h s'exprime en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, et il dépend : De la nature du fluide.

- Du régime d'écoulement du fluide décrit par le nombre de Reynolds.
- De la forme et de la rugosité de la surface de la conduite.

Le coefficient d'échange de chaleur h peut être calculé à partir du nombre de Nusselt qui sera défini ultérieurement [25].

III.5. Détermination du coefficient thermique de convection h

Le problème de la convection est en fait de déterminer en fonction des conditions d'écoulement du fluide, des caractéristiques géométriques des parois et des éventuels changements d'état du fluide[25].

La détermination du coefficient h par expérience est difficile à réaliser à cause du très grand nombre d'expériences nécessaires. L'analyse dimensionnelle permet de simplifier notablement ce problème. On définit donc trois nombres sans dimension :

- Le nombre de Nusselt donné sous la forme : $N_U = \frac{h \cdot D_h}{\lambda}$
- le nombre de Reynolds donné sous la forme : $R_e = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu}$
- le nombre de Prandtl donné sous la forme : $P_r = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et le régime d'écoulement du liquide [25].

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction F , c'est-à-dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres à une température moyenne entre l'entrée et la sortie des géométries considérées[25].

III.6. Efficacité d'un échangeur de chaleur

Dans l'étude thermique des différents types d'échangeurs de chaleur, on a souvent recours à l'équation de type

$$\phi = H \cdot A \cdot \Delta TLM \quad (\text{III.7})$$

Cette formule est commode lorsque toutes les températures finales nécessaires pour le calcul de la température moyenne appropriée sont connues, c'est pour quoi cette formule est très utilisée pour le calcul d'échangeurs devant fonctionner dans des conditions bien déterminées [25].

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et qui ne comprend aucune température de sortie, on introduit l'efficacité de l'échangeur notée E

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum d'échange de chaleur possible. Ce dernier serait obtenu dans un échangeur de chaleur fonctionnant à contre-courant ayant une surface d'échange infinie.

Suivant la grandeur relative des capacités calorifiques horaires, l'efficacité est donnée par la formule :

$$E = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \quad (\text{III.8})$$

Plus encore, l'efficacité s'exprime aussi sous la forme :

Le flux maximal est donné par : $\phi_{max} = (m \cdot Cp) \cdot (T_{ce} - T_{fe})$

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit

$$E = \frac{m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(mC)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{(mC)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{III.9})$$

L'expression du flux d'échange dans ce cas est donné par :

$$\phi_{réel} = (mC)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{III.10})$$

III.7. Distribution de température dans un échangeur

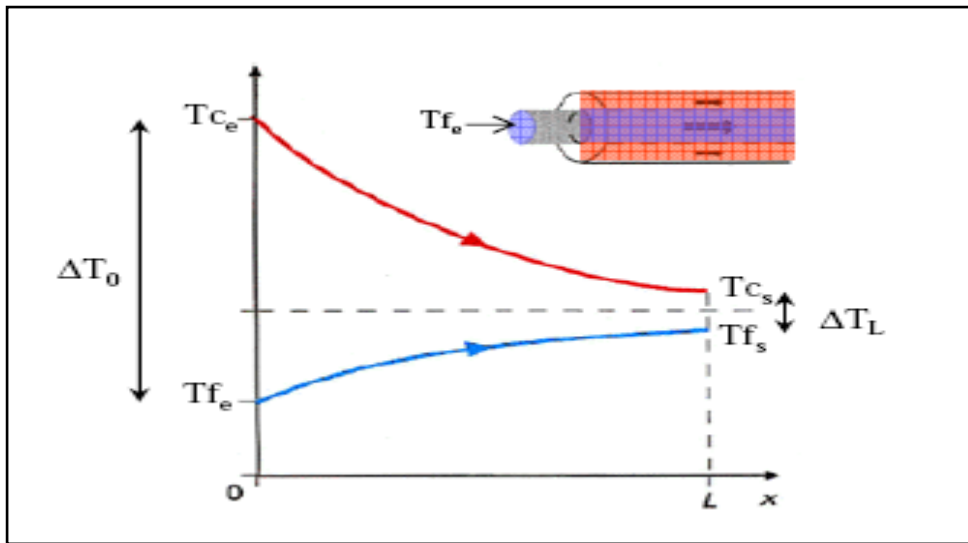


Figure III.1. Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles Co-courant.

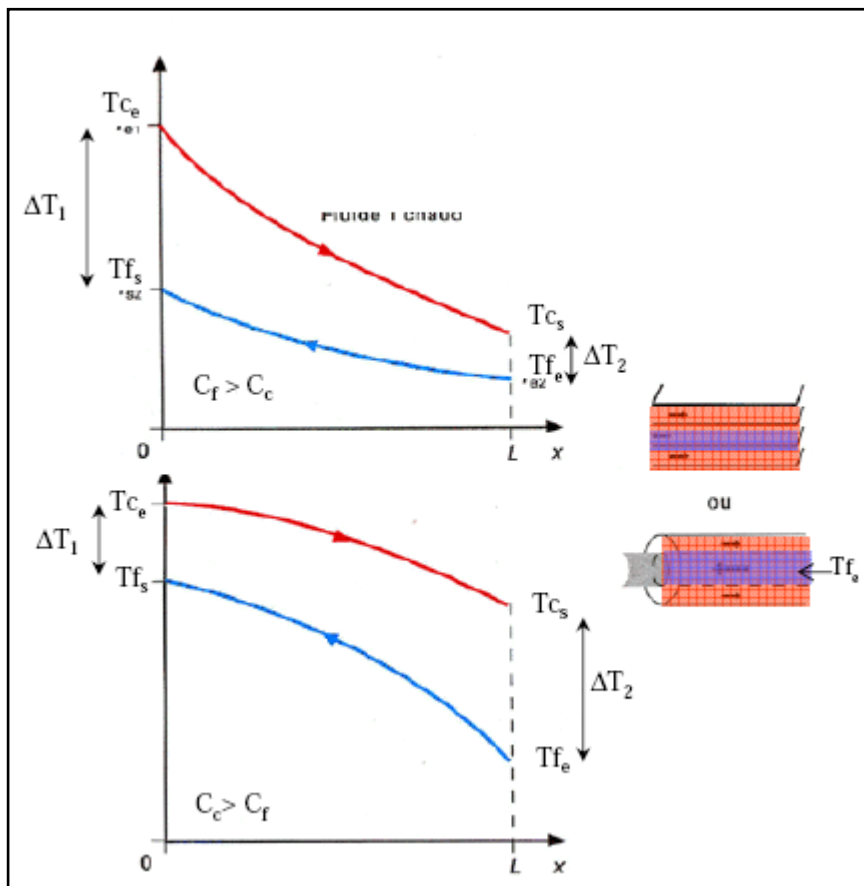


Figure III.2. Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant

III.8. Méthode de la différence logarithmique des températures

III.8.1. Les échangeurs à co-courant

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange.

Le flux thermique dF échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire:

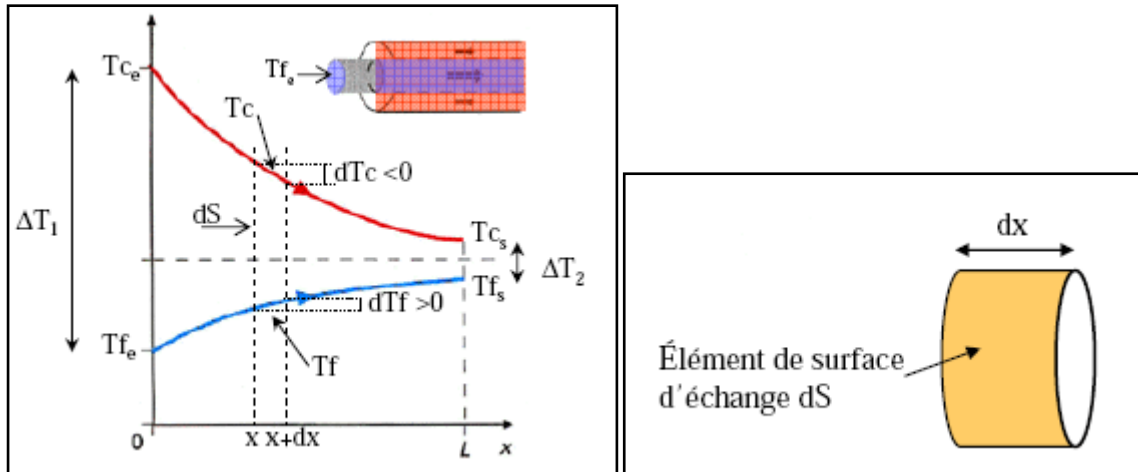


Figure III.3. Flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS

$$d\Phi = h (T_c - T_f) ds \tag{III.11}$$

Coefficient d'échange global (h (W/m². °C)

- échange fluides-parois
- conduction
- échange fluides-parois

III.8.2. Les échangeurs à Co-courant

Hypothèse : échangeur sans pertes, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid.

Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS s'écrira, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles :

$$\begin{array}{ccc}
 d\Phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c & = & \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \\
 \text{Flux perdu} & & \text{Flux gagné} \\
 \text{Par le fluide chaud} & & \text{par le fluide froid}
 \end{array}
 \tag{III.12}$$

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.

C_{p_c} et C_{p_f} sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en J/(kg.°C).

$$(III.12) \rightarrow dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad \text{et} \quad dT_f = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad (III.13)$$

D'où la différence

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right) d\Phi \quad (III.14)$$

$$(III.11) \rightarrow d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right) k(T_c - T_f) dS \quad (III.15)$$

$$(III.15) \rightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right) k \cdot dS \quad (III.16)$$

Hypothèse : $k = \text{constante}$ le long de l'échangeur \Rightarrow intégration de (6) $S=0$ à S

$$[\log(T_c - T_f)]_{S=0}^S = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right) k S \quad (III.17)$$

A l'entrée de l'échangeur ($x=0$) $T_c - T_f = T_{c_e} - T_{f_e}$

À la sortie de l'échangeur ($x=L$) $T_c - T_f = T_{c_s} - T_{f_s}$

$$(III.17) \rightarrow \log \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right) k S \quad (III.18)$$

$$\Phi = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c_e} - T_{c_s}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{c_f} - T_{c_s}) \quad (III.19)$$

$$(III.18) \text{ et } (III.19) \rightarrow \log \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} - \left(\frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{\Phi} + \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{\Phi}\right) k S = [(T_{c_s} - T_{f_s}) - (T_{c_e} - T_{f_e})] \frac{kS}{\Phi}$$

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles:

$$\Phi = k \frac{(T_{c_s} - T_{f_s}) - (T_{c_e} - T_{f_e})}{\log \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}}} S \quad (III.20)$$

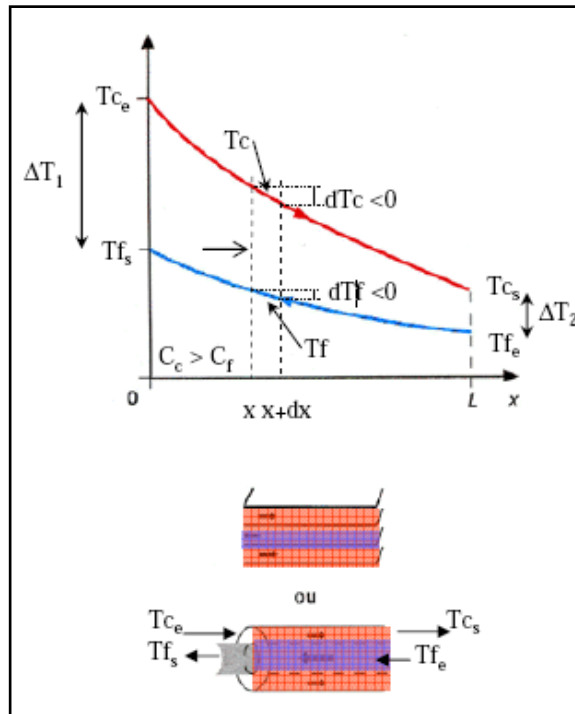


Figure III.4. Variation de température dT_f du fluide froid en augmentant la surface d'échange de dS .

La variation de température dT_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative.

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c = -\dot{m}_f C_{p_f} dT_f \quad (III.21)$$

Flux perdu par le	Flux gagné par le
Fluide chaud	fluide froid

La puissance thermique totale échangée:

$$\Phi = k \frac{(T_{c_e} - T_{f_s}) - (T_{c_s} - T_{f_e})}{\log \frac{T_{c_e} - T_{f_s}}{T_{c_s} - T_{f_e}}} S \quad (III.22)$$

III.9. Généralisation

Les expressions (20) et (22) peuvent recevoir la même formulation, si on introduit la grandeur:

$$\Delta T = T_c - T_f$$

ΔT désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

- A l'entrée de l'échangeur à Co-courant ($x=0$) : $\Delta T_1 = T_{c_0} - T_{f_0} = T_{c_e} - T_{f_e}$
- À la sortie de l'échangeur à Co-courant ($x=L$) : $\Delta T_2 = T_{c_L} - T_{f_L} = T_{c_s} - T_{f_s}$

$$\Phi = k \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (\text{III.23})$$

- A l'entrée de l'échangeur à contre-courant ($x=0$) : $\Delta T_1 = T_{c_0} - T_{f_0} = T_{c_e} - T_{f_s}$
- À la sortie de l'échangeur à contre-courant ($x=L$) : $\Delta T_2 = T_{c_L} - T_{f_L} = T_{c_s} - T_{f_e}$

$$(\text{III.22}) \rightarrow \Phi = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (\text{III.24})$$

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante:

$$\Phi = kS\Delta T_{LM} \text{ avec } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (\text{III.25})$$

ΔT_{LM} est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (ΔT_{LM})[26].

III.10. Présentation de l'ANSYS ICEM CFD

Ce module permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Dans le cas de notre travail on a fait recours à l'ICEM CFD, l'un des avantages de ce logiciel, est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD utilise des structures mono ou multi-blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, entre autre le maillage tétraédral et le maillage hexaédral. Pour chaque configuration (géométrie – maillage) un fichier de données (*.cfx5) doit être exporté vers CFX.

III.10.1. Géométrie et Maillage

III.10.1.1. Géométrie

Contrôle l'affichage des points, des courbes, des surfaces et des corps. Les sous-ensembles peuvent également être créés, affichés et modifiés. Un sous ensemble donné peut contenir un nombre quelconque de différents types de géométrie.

III.10.1.2. Maillage

Contrôle l'affichage de tous les types de maille: points (nœuds), lignes (barres), coquilles (tris ou quads) et volumes (tetras, pyramides, prismes, hexas). Les sous-ensembles de cette

catégorie sont les mêmes que pour la géométrie, mais ne contiennent que des types d'éléments maillés.

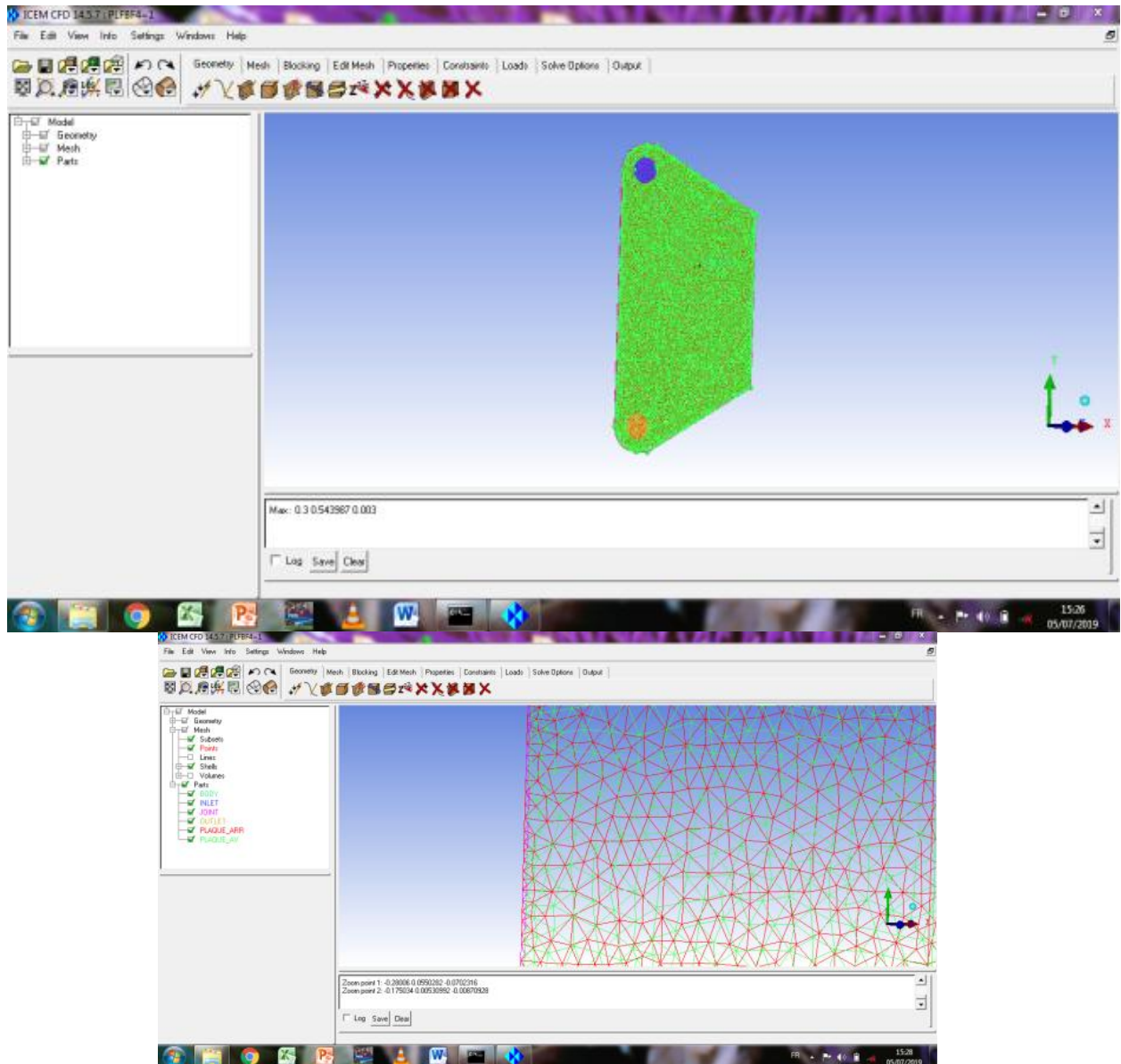


Figure III.5. ICEM-CFD.

III.10.2. CFX-Pré

CFX-Pre offre une interface moderne, cohérente et intuitive pour la définition des problèmes complexes de CFD.

CFX-Pre peut lire plusieurs maillages d'une variété de sources. L'utilisateur est guidé dans la définition physique en se déplaçant le long de la barre d'outils 'Define', qui présente les étapes principales dans la définition du problème. La création et la modification des objets physiques sont présentées par une interface utilisateur avec les panneaux tabulés fournissant l'accès facile aux détails des modèles. La définition en évolution des problèmes est montrée

dans le ‘object selector’, qui montre les objets principaux qui peuvent être choisis pour accéder à n’importe quelle étape de la définition du problème. Les erreurs qui se produisent pendant la définition ou la modification du problème sont montrées à l’aide d’un codage de couleur dans le ‘object selector’, ou par l’intermédiaire des messages descriptifs dans le panneau de message physique. Une fois que la définition de problème est complète, il faut exporter un fichier de définition (*.def) vers le module CFX-Solver pour avoir la solution du problème.

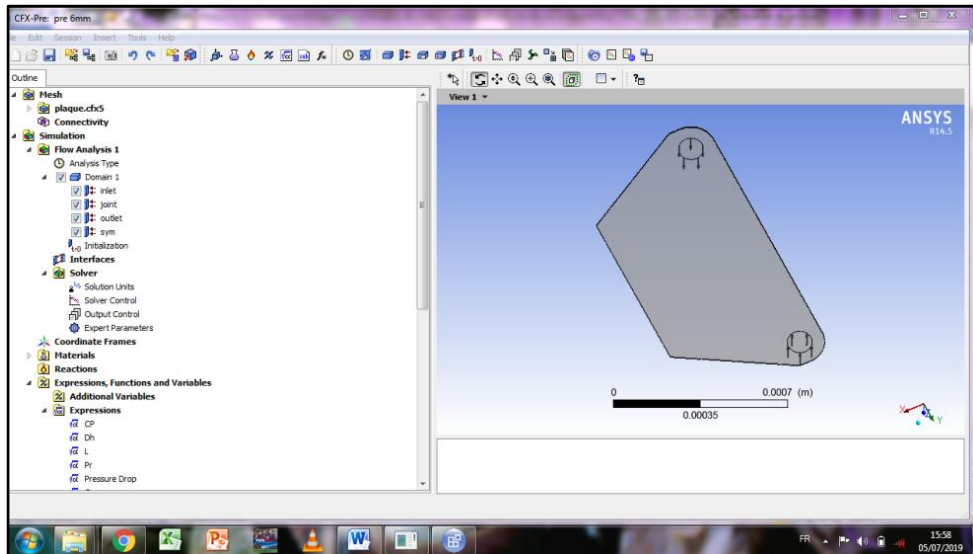


Figure III.6. CFX-Pre

III.10.3. CFX-Solver

Il permet de résoudre les équations de l’hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour une erreur bien définie ou un nombre d’itération maximale. Tous les résultats sont stockés dans un fichier (*.res).

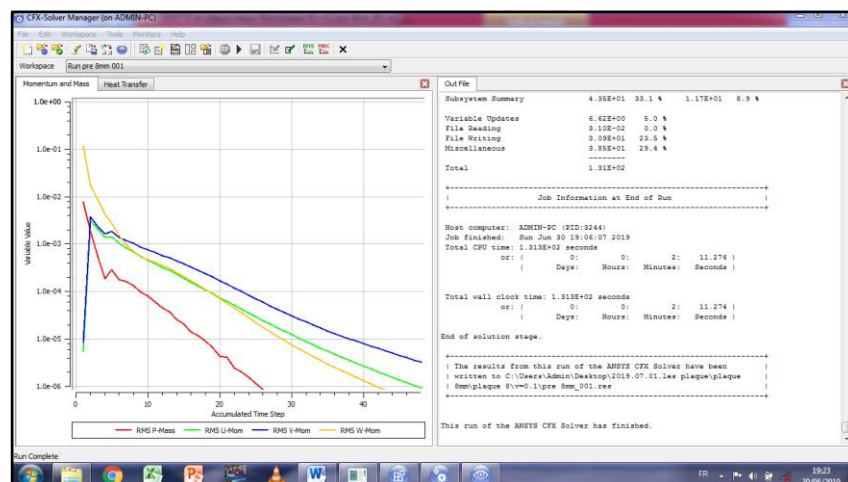


Figure III.7. CFX-Solver.

III.10.4. CFX-post

Il est conçu pour permettre la visualisation facile et le traitement quantitatif des résultats de simulation. Il dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme :

- Lignes de courant, Champ de vitesse...
- Visualiser différents paramètres définis par l'utilisateur
- Définir et calculer des nouvelles variables
- Exporter les résultats en différent format, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques.

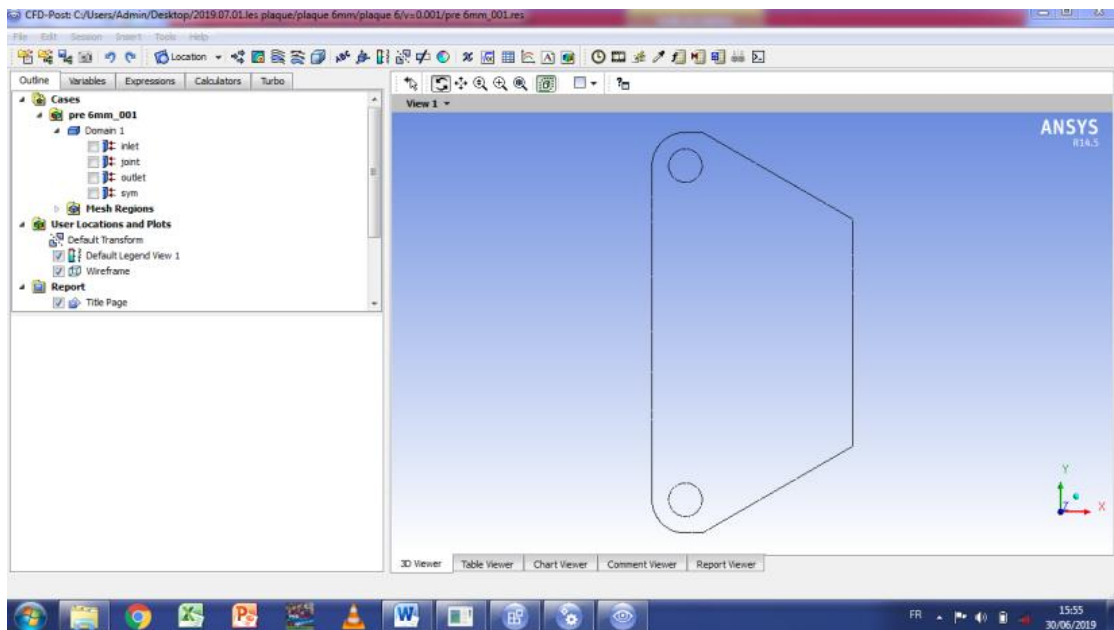


Figure III.8. CFX-Post

III.11. Equations de Navier-Stokes

Les équations de Navier-Stokes peuvent être obtenues en utilisant l'approche du volume finis, où ces équations peuvent être exprimées en formes différentielles ou intégrales. Dans cette section, nous discutons sur les équations de Navier-Stokes sous forme différentielle. Pour un écoulement incompressible tridimensionnel. Les équations de continuité et de conservation de quantité de mouvement sont données comme suit :

Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.26})$$

Composantes de l'équation de la quantité de mouvement suivant x

$$\rho \frac{\partial D}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \right) + \rho f_x \quad (\text{III.27})$$

Composantes de l'équation de la quantité de mouvement suivant y

$$\rho \frac{\partial D}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \right) + \rho f_y \quad (\text{III.28})$$

Composantes de l'équation de la quantité de mouvement suivant z

$$\rho \frac{\partial D}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) + \rho f_z \quad (\text{III.29})$$

Les équations (III.27) à (III.28) font l'usage de la deuxième loi du mouvement de Newton avec leurs côtés gauche représentant l'accélération de masse par unité de volume et leurs côtés droite représentant la somme des forces nettes par unité de volume de fluide, où ces forces sont composées de forces de surface et de corps.

III.12. Formulation du problème

L'augmentation rapide de la puissance des calculateurs a rendu possible le développement des codes commerciaux traitant les problèmes de transport des fluides. Ces codes permettent la résolution des équations de Navier-Stokes, à l'aide de méthodes tel que les volumes finis, les éléments finis, les différences finis, dans un domaine physique 2D ou 3D de géométrie quelconque. Les situations instationnaires dans lesquelles la distribution de vitesse dépend du temps sont traitables. Il existe actuellement plusieurs codes utilisables qui donnent la prédiction d'écoulement fluides. On peut citer quelque uns (Fluent, CFX-F3D,...).

Dans notre étude, la simulation est réalisée à l'aide du logiciel de CFD, CFX 14.0, pour résoudre les équations hydrodynamiques de conservation de la quantité de mouvement et de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, sont résolues par la méthode des volumes finis dans l'écoulement.

Le logiciel s'appuie sur l'utilisation de la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de Navier-Stokes. Ce logiciel est largement utilisé dans l'industrie et offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation.

La présente étude porte sur l'étude du transfert thermique à travers des plaques d'un échangeur de chaleur à plaques et joint. La géométrie 3D de la plaque est représentée sur la

figure suivante, où l'écoulement est supposé laminaire tridimensionnel, compressible (eau), se refroidi entre les plaque en changeant les épaisseurs (distance entre les plaques) suivant le tableau en dessous.

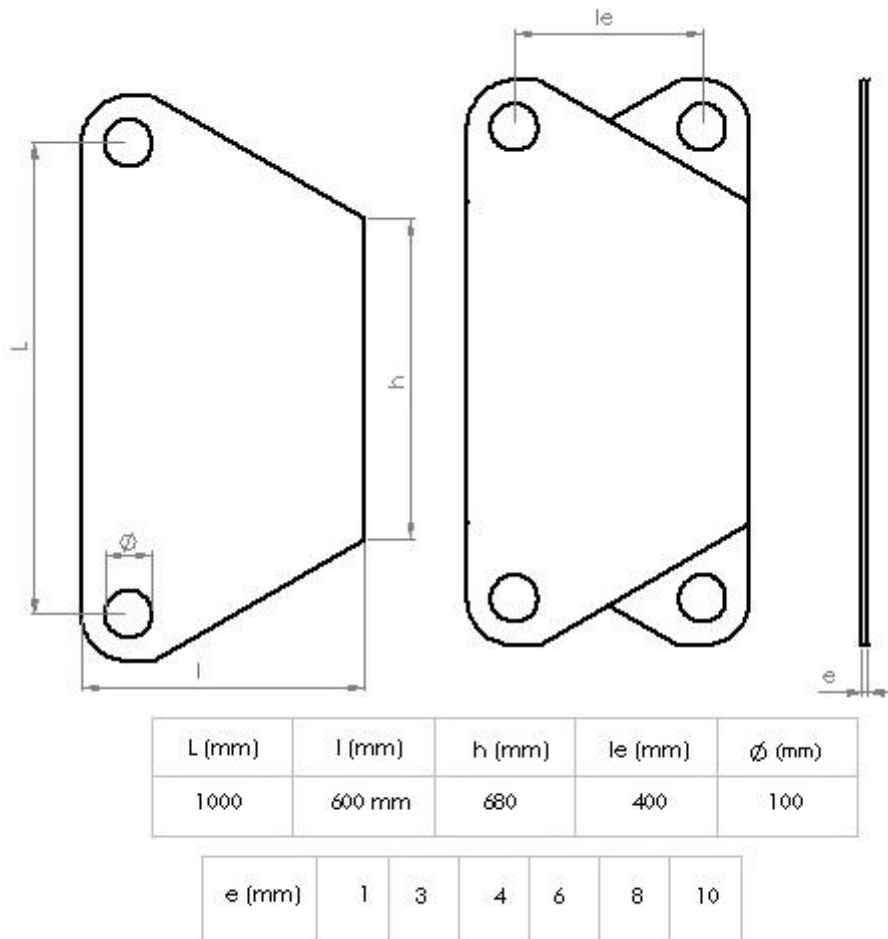


Figure III.9. Schéma détaillé de la géométrie de la plaque de l'échangeur de chaleur.

III.13. Structure de l'écoulement entre deux plaques adjacentes d'un échangeur de chaleur

La conception des plaques optimise le transfert de chaleur en offrant une surface totale large mais compacte à travers laquelle la chaleur peut être extraite d'un liquide ou d'un gaz à un autre.

La zone de transfert de chaleur des plaques est comprise entre deux plaques superposées avec des motifs en chevrons opposés, l'écoulement en forme d'hélice et une turbulence élevée se traduisent par des coefficients de transfert élevés et un auto-nettoyage efficace.

La zone de distribution de la plaque assure un écoulement uniforme du fluide sur toute la plaque afin de maximiser la capacité de transfert de chaleur. Une répartition optimisée du

débit réduit également l'encrassement et les zones de température inégales, tout en maintenant les niveaux de performance à un niveau élevé, sans pertes d'énergie inutiles, coûts de maintenance ou arrêts imprévus.

Les joints sont des composants clés dans la performance des échangeurs de chaleur. Le joint et la plaque sont conçus de manière à assurer une étanchéité optimale. Chacun est adapté à la mission de l'échangeur de chaleur. Le profil, la largeur, l'épaisseur, le type de polymère et le composé appropriés font toute la différence pour éviter les risques de fuite prématurée ou de dommage aux joints ou aux plaques.

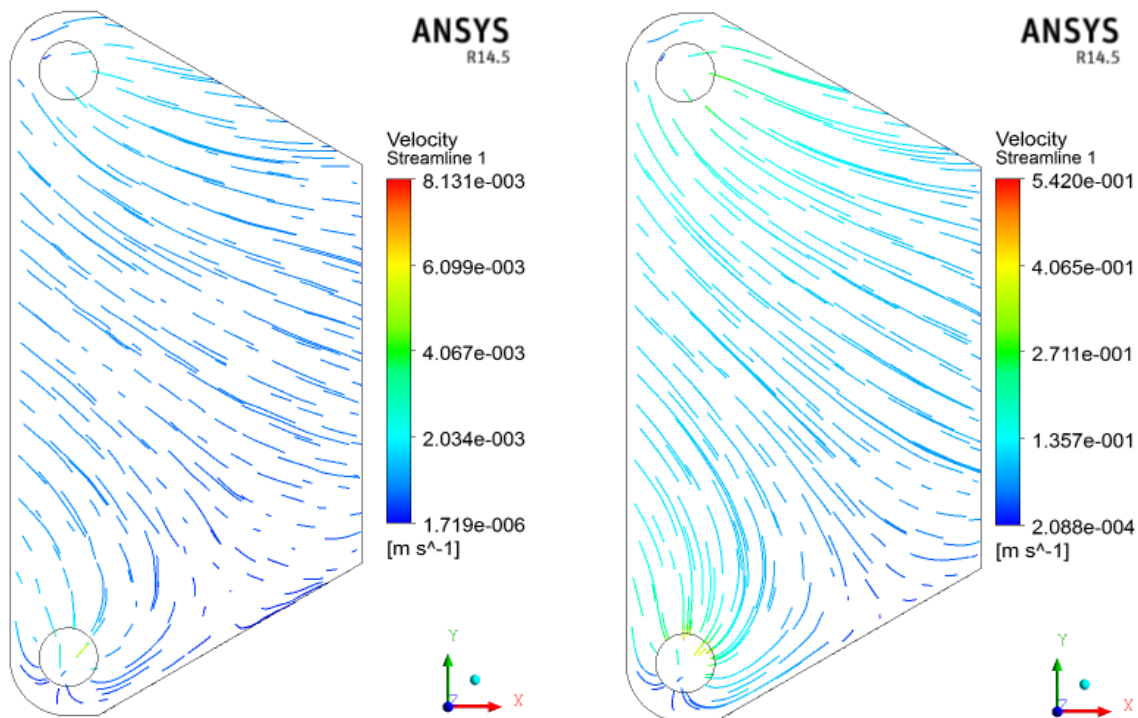


Figure III.10. Structure de l'écoulement sur une plaque simple d'un échangeur de chaleur.

III.14. Conditions initiales

Le logiciel CFX 14.0 permet de fournir des conditions initiales qui représentent l'état de base du modèle à l'instant où commence la simulation, car le CFX 14.0 met à notre disposition un sous-programme dans lequel il est possible d'introduire une distribution initiale pour chacune des variables de l'écoulement.

Dans ce mémoire on a pris les conditions initiales suivantes :

- Le fluide est de l'eau.
- La densité : $\rho = 999.7$ [kg.m⁻³].
- La viscosité dynamique : $\mu = 8.899 \cdot 10^{-4}$ [kg /m /s].

- La pression de référence : 0 [atm].
- Les caractéristiques physiques et de transports de l'eau sont définies par le code de calcul.

III.15. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies et doivent être appliquées à toutes les régions aux extrémités du domaine de calcul à savoir :

- L'entrée du fluide (INLET)

La vitesse à l'entrée de la plaque est variée de 0.0006, 0.001, 0.01, 0.05 et 0.1[m/s]

- La sortie du fluide (OUTLET) : $\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0$; $p = 0$ [atm]

- Parois :

Une condition de non adhérence est considérée pour la plaque avant et arrière ou le coefficient de transfert thermique global est défini comme $h=379.44$ [W/m² K]

$$u = v = w = 0$$

- Paroi adiabatique

Les surfaces du joint sont définies comme paroi adiabatique

III.16. Domaine de calcul et maillage

Le maillage généré pour la géométrie considéré est un maillage de type tétra, Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Peuvent être générés sur une géométrie complexe tout gardant une bonne qualité des éléments. Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Mais ces éléments sont très gourmands en nombre de mailles comparativement au maillage structuré et engendrent des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.

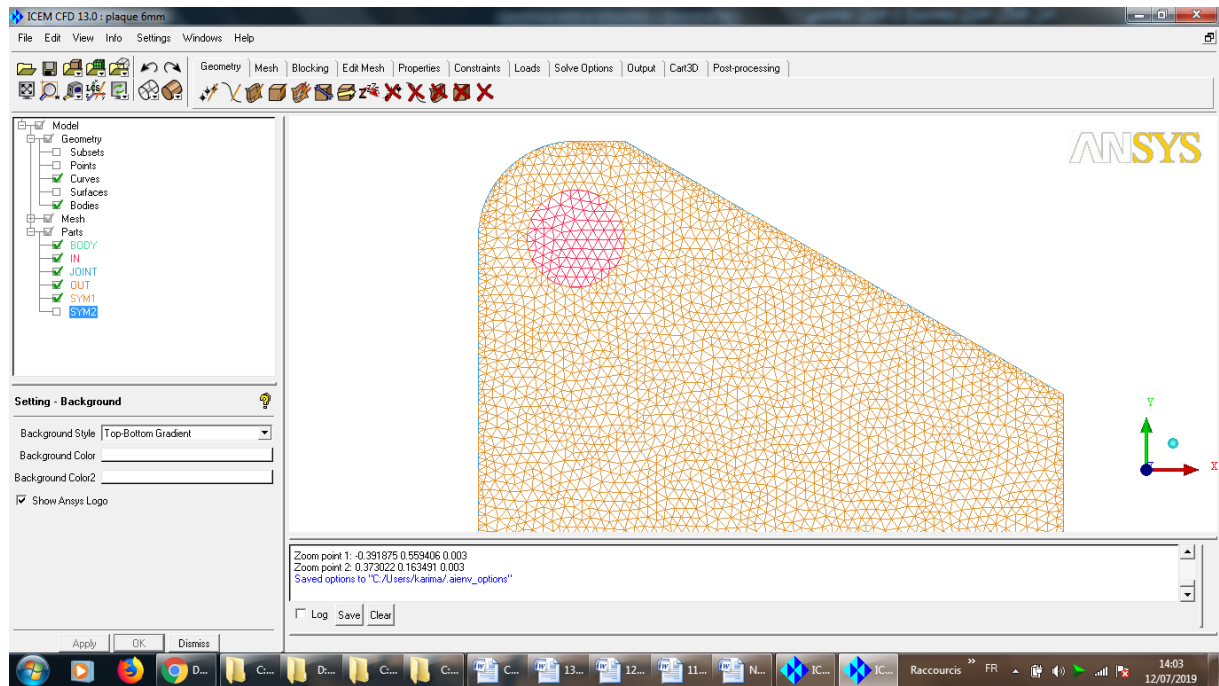


Figure III.11. Domaine de calcul et maillage tétra sur une plaque simple.

III.17. Informations sur le maillage

Tableau III.1. Informations sur le maillage

Epaisseur entre les plaques (mm)	Nombre d'éléments
3	81996
4	82137
6	86754
8	88067
10	127372

III.18. Influence de la vitesse d'écoulement

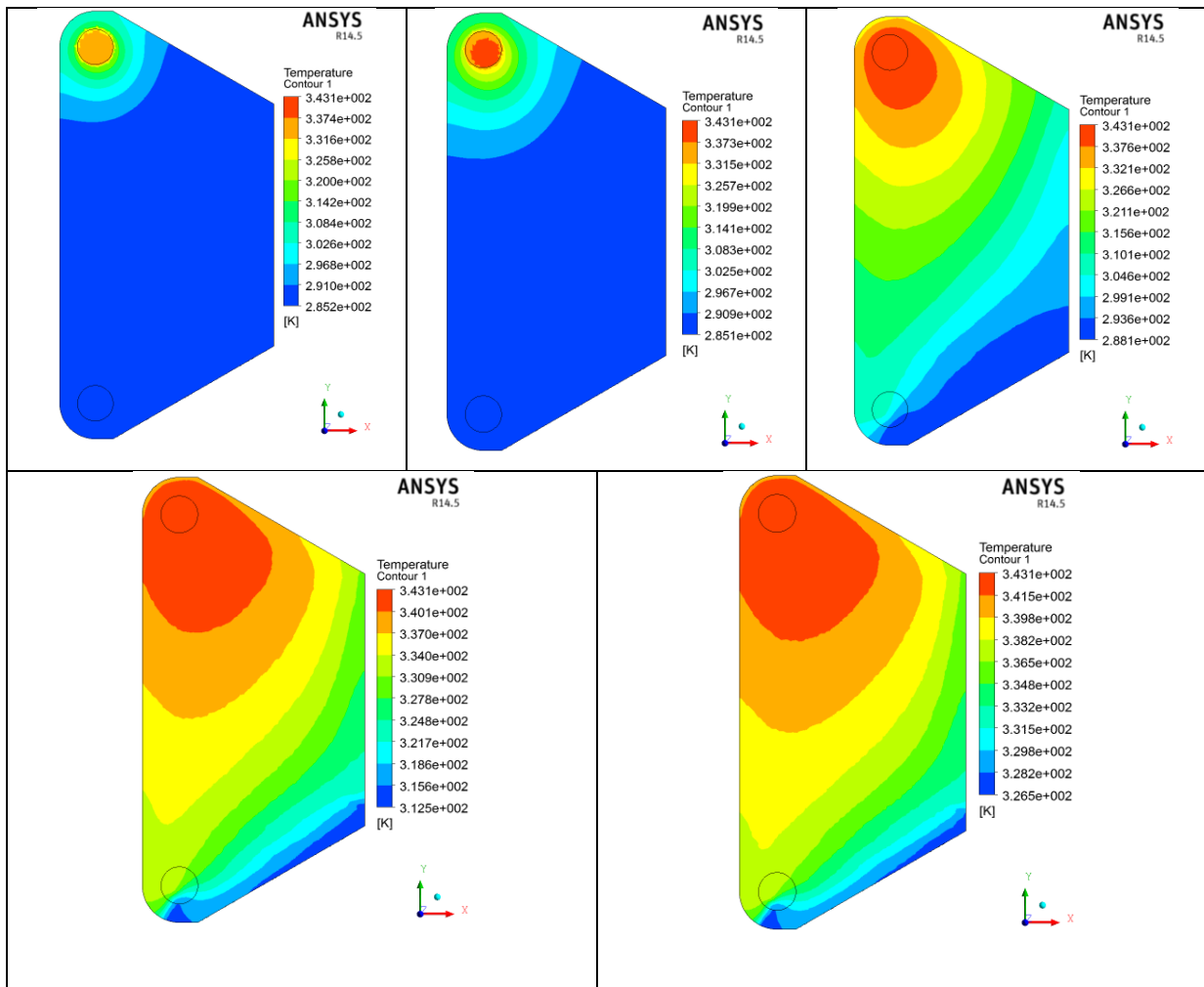


Figure.III.12. Variation du profil de température entre deux plaques de 3 mm d'épaisseur pour différentes vitesses.

L'évolution du profil de vitesse de l'écoulement entre deux plaques de 3 mm d'épaisseur varie de manière significative en fonction de la vitesse en m/s. Cette évolution fait appel à un gradient de température variant entre 343 K à l'entrée jusqu'à une valeur de 326 K à la sortie ce qui permet un bon refroidissement du fluide entre les plaques.

Cette constatation est traduite par une augmentation du flux thermique échangé entre les deux plaques pour différentes épaisseurs du joint, lorsque les plaques sont serrées, elles permettent un échange thermique plus large qu'en augmentant l'espace inter plaques.

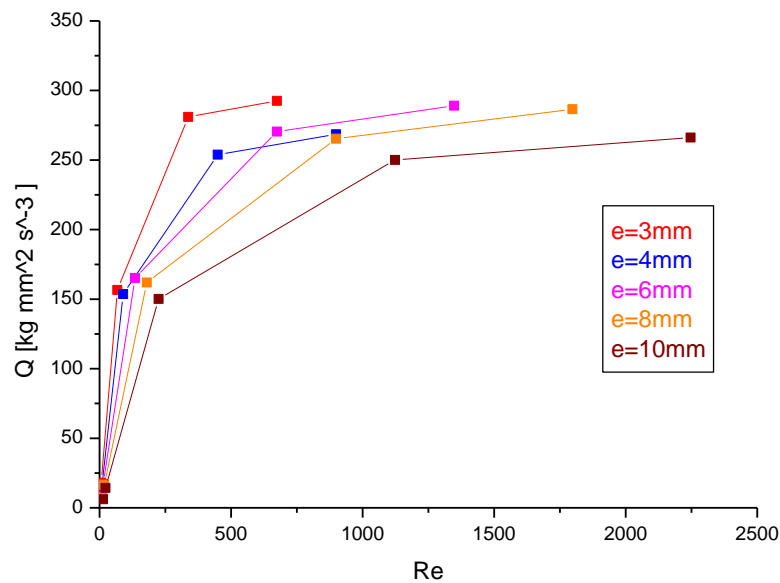


Figure III.13. Variation du flux thermique en fonction de nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs du joint.

L'échange thermique entre les plaques serrées est clairement enregistré sur les différents profils de températures en variant l'épaisseur du joint pour la même vitesse. Le gradient de température varie de 343 K à l'entrée de la plaque jusqu'à 323 K à la sortie pour une épaisseur de 3 mm du joint quant la différence est de 343 K à l'entrée à 326 K à la sortie pour des épaisseurs variant de 6 à 10 mm.

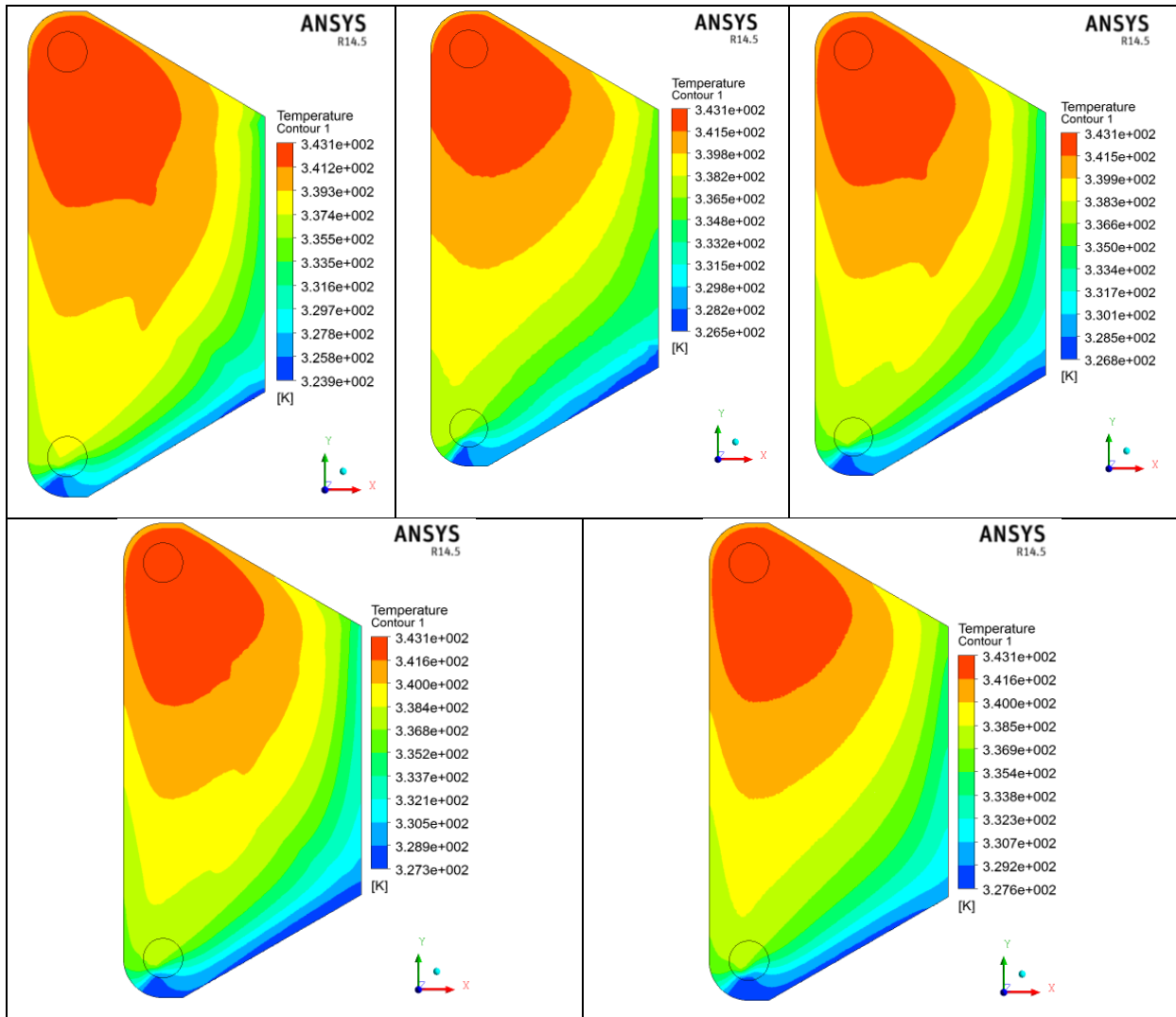


Figure III.14. Variation du flux thermique en fonction de nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs du joint.

III.19. Influence de l'épaisseur du joint

Habituellement, l'augmentation du transfert de chaleur entre les plaques d'un échangeur de chaleur génère des pertes de pression. L'évolution de la perte de charge le long de la plaque est présentée sur la figure III.15.

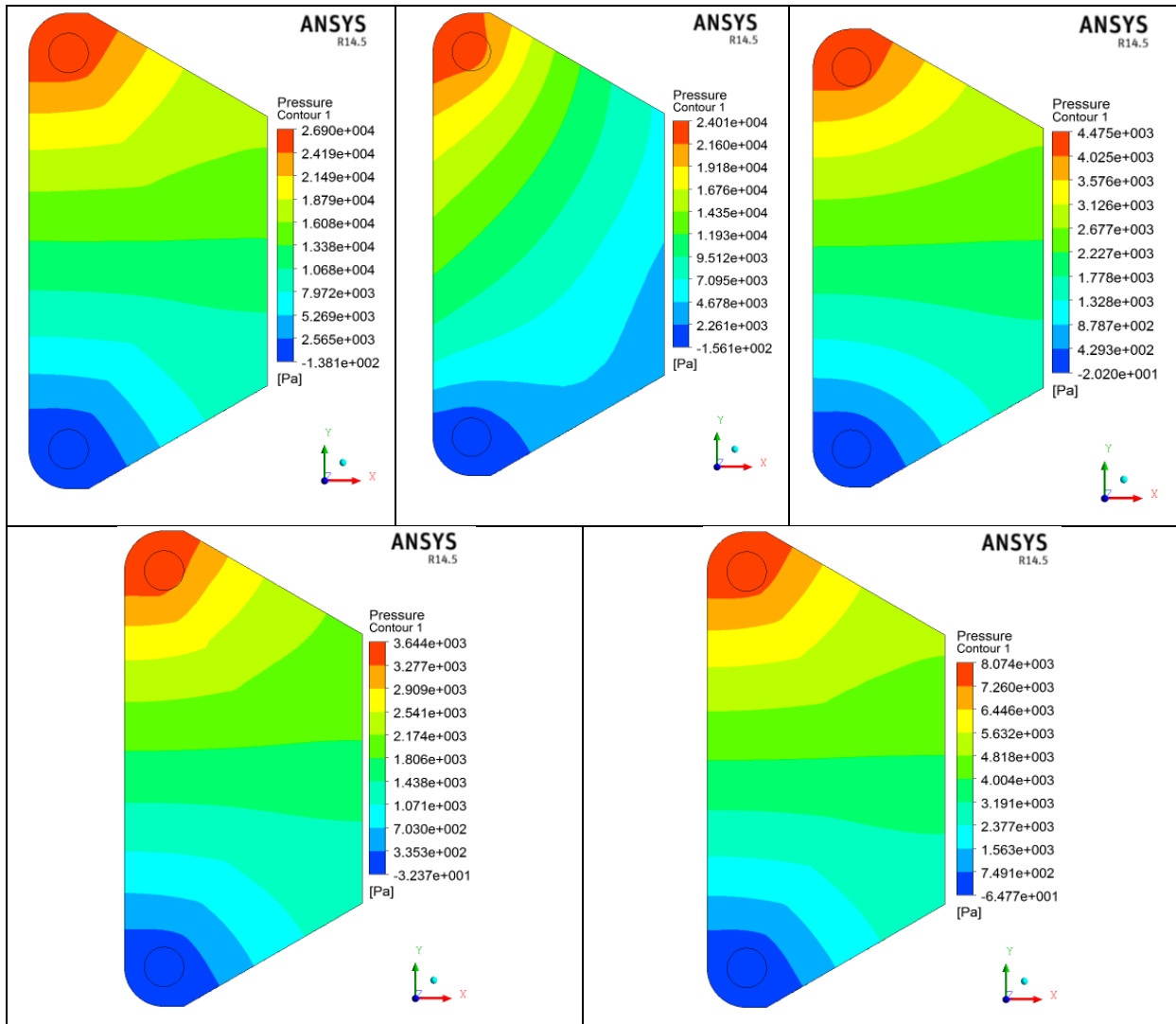


Figure.III.15. Variation du profil de pression entre deux plaques de différentes épaisseurs du joint pour une vitesse de 0.05 m/s.

La figure III.15 montre que la chute de pression pour une large épaisseur de joint prend des valeurs maximales et elle est légèrement inférieure pour des valeurs moindres de l'espace entre les plaques pour la même vitesse d'écoulement. Ceci est principalement dû au cisaillement de l'écoulement entre les surfaces des plaques.

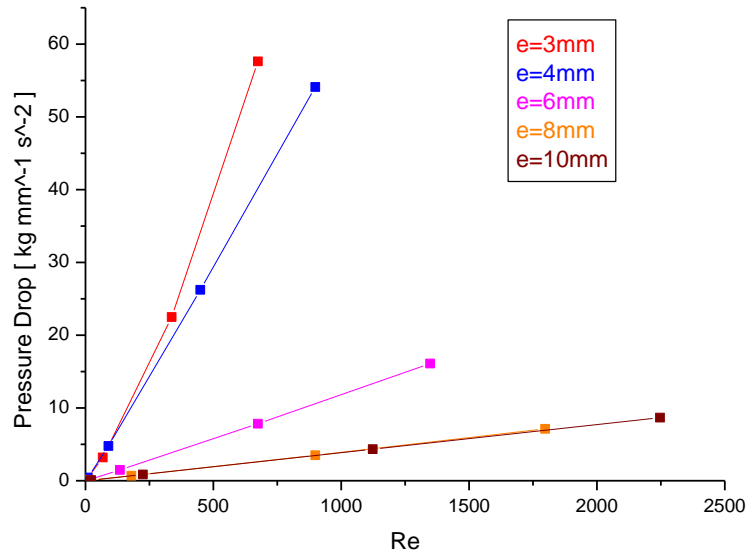


Figure III.16. Variation de la chute de pression en fonction de nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs du joint.

La figure III.16 montre la variation de la chute de pression qui tend à augmenter avec l'augmentation du nombre de Reynolds. A chaque fois l'épaisseur de joint diminue, la valeur de chute de pression augmente.

III.20. Performance de l'échangeur de chaleur

Dans les terminologies de surfaces compactes, le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge sont généralement exprimés en termes de facteurs sans dimension. Deux paramètres adimensionnels bien connus, le facteur de Colburn, j , et le facteur de friction Fanning, f , ont été utilisés pour décrire les performances de transfert de chaleur et les caractéristiques de perte de charge,

$$j = \frac{h}{\rho u C_p} Pr^{2/3} \quad (\text{III.30})$$

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u^2 L} \quad (\text{III.31})$$

où ρ est la densité du fluide, u est la vitesse moyenne de la zone transversale minimale, C_p est la chaleur spécifique des fluides, Pr est le nombre Prandtl, D_h est le diamètre hydraulique ($D_h = 2e$ où e représente l'épaisseur du joint), L est la longueur de la plaque, et h est le coefficient de transfert de chaleur par convection, le nombre de Reynolds est basé sur la vitesse dans la zone d'écoulement de la section transversale minimale et le diamètre hydraulique.

La variation de performance thermique pour le fluide circulant dans un échangeur de chaleur à plaques et joint est montrée sur la figure III.17. Sur cette figure, la performance de l'échangeur tend à augmenter en diminuant l'épaisseur du joint pour différentes vitesses correspondant aux différents nombres de Re.

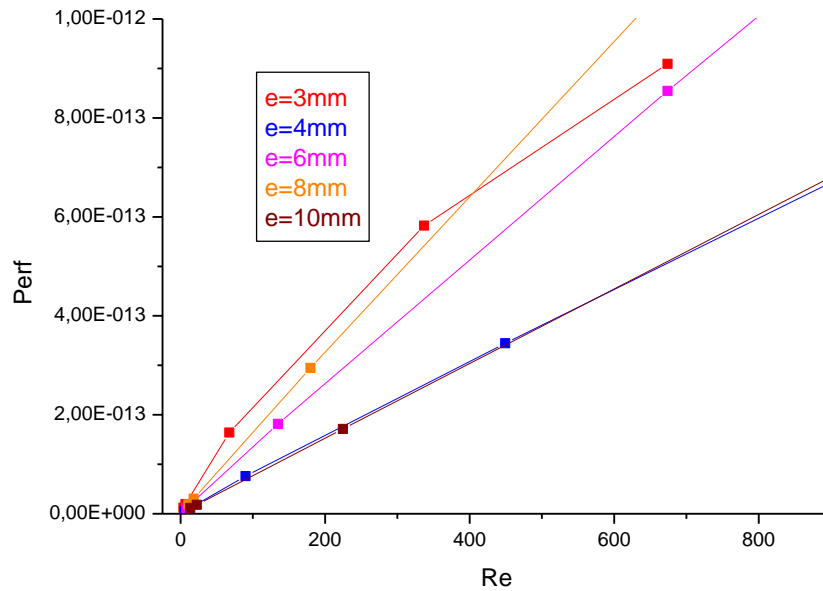


Figure III.17. Variation de la performance de l'échangeur de chaleur en fonction du nombre de Re pour différentes épaisseurs.

Conclusion

L'échangeur thermique se définit en fonction du rôle joué (réchauffement, refroidissement) de la nature des fluides en présence (vapeur ou liquide, risques de corrosion) et débits nécessaires.

On cherche à optimiser les frais d'investissement et de fonctionnement. Il faut donc étudier ensemble les aspects purement thermiques (coefficient de transfert, surface d'échange) et les aspects liés à la mécanique des fluides.

Dans cette étude, à l'inverse de la méthode classique de calcul et d'optimisation des échangeurs de chaleur nous avons présenté des résultats obtenus grâce au logiciel CFX 14.0. Ces résultats interprètent d'une manière simple les diverses variations que subit le fluide véhiculé à l'intérieur des plaques ainsi que son échange thermique avec le deuxième fluide aux différentes vitesses et différentes épaisseurs du joint.

En effet les flux thermiques sur les plaques d'un échangeur de chaleur à plaque et joint sont d'autant plus forts que les vitesses d'écoulement sont élevées. Donc si les fluides ont des débits élevés, il est possible de se satisfaire d'une surface d'échange plus faible ce qui diminue l'investissement. Par contre les pertes de charge seront plus élevées ce qui est nécessitera des pompes plus puissantes (augmentation du cout d'investissement) et une dépense énergétique plus élevée (augmentation du cout de fonctionnement).

L'étude d'optimisation au cas par cas fournira la réponse pour déterminer le choix le plus économique.

En perspective on cherche à évoluer notre étude en cherchant d'autre moyens pour l'intensification du flux thermique échangé entre les deux fluides, la corrugation est une des méthodes les plus couramment utilisée sur les plaques pour améliorer le transfert thermique, la géométrie de la plaque corruguées a été réalisée mais on a pas pu extraire les résultats du fait que le temps n'était pas suffisant. On espère fournir aux étudiants grâce à ce document, un ensemble d'informations nécessaires pour la réalisation de leurs recherches scientifiques.

Références bibliographiques

1. Djossou, A.A., et al., Etude des variations des propriétés thermophysiques et de la durabilité, en fonction de l'humidité des éco-matériaux de construction au Bénin, 2013, EPAC/UAC.
2. Bordjane, M., Modes de transfert thermique, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran «Mohamed Boudiaf» 2017.
3. El Haroui, M., Modélisation et analyse de la convection thermosolutale dans un milieu poreux saturé de fluide binaire, l'Université Sidi Mohamed Ben Abdellah 2017.
4. Nehal, S. and O. Meziani Ourrad, Contribution à l'étude des transferts thermiques dans les échangeurs, 2017, Université Abderrahmane Mira.
5. Sotehi, N., Caractéristiques Thermiques des Parois des Bâtiments et Amélioration de L'isolation. Univ. Mentouri-Constantine, 2010.
6. Bianchi, A.-M., Y. Fautrelle, and J. Etay, Transferts thermiques 2004: PPUR presses polytechniques.
7. Jean Castaing-Lasvignottes : Technologie et principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur , Université De PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR 2002.
8. Jan Skocilas, Ievgen Palaziuk, Cfd simulation of the heat transfer process in a chevron plate heat exchanger using the SST turbulence model, Czech Technical University in Prague, 2015.
9. Wan Nurmaisarah BT Wan Hamaruddin, Study of heat transfer in plate heat exchanger by using CFD simulation, Faculty of Chemical and Natural Resources Engineering, Universiti Malaysia Pahang, 2012
10. Ramesh K. Shah¹, Alfred C. Mueller, "Heat Exchange" in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, 10.1002/14356007.b03_02, Wiley-VCH, 15 juin 2000, 114 p.
11. BONTEMPS, A., et al., Description des échangeurs. technique de l'ingénieur [B 2 341], université Abderrahmane mira Bejaia, 2018.
12. Saadallah, I. and M.S.-e. Medjahed, Etude paramétrique des échanges externes de chaleur d'une machine à absorption, Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen, 2018

13. Taourit, F., Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes) ; Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCEM, 2013.
14. Wauquier, J.-P., et al., Le raffinage du pétrole 1994, Paris: Editions Technip.
15. Toufik, Y., Percement des tubes dans les échangeurs de chaleur, université Abdelhamid Ibn Badis De Mostaganem 2012.
16. Boufoudi, H., F. Allaoua, and A. Djerrada, Dimensionnement d'un système de refroidissement d'huile de lubrification de la centrale en cogénération-Cevital, Béjaïa, 2018, Université Abderrahmane Mira-Bejaïa.
17. Bougriou, C., Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, université de Batna Algérie, 1998.
18. Benyahia, N. and M. Lahmar, Etude thermique de l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre E05 existant dans le complexe gazier de rhourde nous (sonatrach algerie), Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen, 2017.
19. Bennajah, M. and N. Chaoui, Échangeurs de chaleur technologie, calcul et design 2014, Paris: Ed. Technip.
20. Ali Nehari, A., Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints: Application aux fluides géothermiques, Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCEM, 2011.
21. Sadouk, H.C., Modélisation de l'encrassement en régime turbulent dans un échangeur de chaleur à plaques avec un revêtement fibreux sur les parois, 2009, Université Paris-Est.
22. Benayad, N., Etude et optimisation des échanges de chaleur, Université Mentouri-Constantine, 2008.
23. Sacadura, J.-F., G. Charnay, and J.-p. Schon, Initiation aux transferts Thermiques; Technique et Documentation. Centre d'Actualisation Scientifique et Technique, INSA de Lyon, France, 1982.
24. Vidil, R., Les échangeurs à plaques et joints: description, éléments de dimensionnement 1984: Groupement pour la recherche sur les échangeurs thermiques.
25. Kreith, F. and B.a.-D. Huga, Transmission de la chaleur et thermodynamique:" Principles of heat transfer". Traduction et adaptation par Kodja, Badr-el-Dine 1967: Masson et Cie.

26. Rouland, E., Les Échangeurs Thermiques. Université De Rouen-Areelis Technologies, 2011.