

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : **Energétique**

Par :

BOUNIF Wissam

BENNAI Louisa

Thème

Etude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques

CEVITAL-Bejaia

Soutenu le 25/06/2024 devant le jury composé de :

M. HAMDI Messaoud

Président

M. SAHI Adel

Rapporteur

M. HAMICI Nadjib

Examineur

Année Universitaire : 2023-2024



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020()*
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Bounif
Prénom : Wissam
Matricule : 191933005191
Spécialité et/ou Option : Energétique
Département : Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2023/2024

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master

Intitulé: Etude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques.

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

...../...../.....

Signature de l'intéressé

(*) *Lu et approuvé*

.....



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de
recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020()*
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Bennai
Prénom : Louisa
Matricule : 191933002303
Spécialité et/ou Option : Energétique
Département : Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2023/2024

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master

Intitulé: Etude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques.

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

...../...../.....

Signature de l'intéressé

(*) *Lu et approuvé*

.....

Remerciements

Je remercie Dieu le Tout puissant de nous avoir donné la patience et le courage pour réaliser cette étude.

Je tiens à remercier mon enseignant Mr SAHI Adel, pour ses conseils précieux ; sa disponibilité et son encadrement.

Mes remerciements à tous mes profs de département génie mécanique.

Je tiens à remercier l'ingénieur de Cevital pour son précieux encadrement au sein de l'entreprise.

Enfin je tiens à remercier les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce mémoire.

- B. Wissam & B. Louisa -

Dédicaces

Je dédie cet effort à

Mes parents pour leur patience et leur soutien moral

*Mes frères et sœurs pour l'aide qu'ils m'ont fourni tout au long
des années d'études*

A mon encadrant

*Pour ces conseils précieux tous aux longs de mon stage et mon
travail*

*A ma famille et mes chers amis pour leurs encouragements et
leur amour*

- B. Wissam -

Dédicaces

*A ma mère et mon frère qui m'ont toujours soutenu pour
l'attente de mon objectif*

A mon encadrant

*Pour ces conseils précieux tous aux longs de mon stage et mon
Travail*

*A tout le personnel qui m'a permis d'effectuer mon stage dans
des meilleurs conditions*

*A ma famille et mes chers amis pour leurs encouragements et
leur amour*

- B.Louisa -

Sommaire

Remerciements**Dédicaces****Sommaire**

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction Générale..... 1**Chapitre I****Notions générales échangeurs de chaleur**

I.1. Introduction	4
I.2. Présentation de l'entreprise Cevital.....	4
I.3. Construction d'échangeurs de chaleur	4
I.4. Classification des échangeurs.....	5
I.4.1. Classification selon la construction.....	5
I.4.1.1. Échangeurs de chaleur tubulaires.....	5
a. Échangeurs de chaleur à double tube.....	5
b. Échangeurs de chaleur à coquille et tube.....	6
c. Échangeurs de chaleur de type à tubes en spirale.....	6
I.4.1.2. Échangeurs de chaleur à plaques.....	7
a. Échangeurs de chaleur à plaques jointées.....	7
b. Échangeurs de Chaleur à Plaques Spirales.....	8
I.4.1.3. Échangeurs de chaleur à surfaces étendues.....	8
I.4.2. Classification selon le processus de transfert.....	9
I.4.2.1. Contact direct	9
I.4.2.2. Contact indirect	9
I.4.3. Classification selon la Dispositions de l'écoulement	10
I.4.3.1. Écoulement parallèle	10
I.4.3.2. Écoulement contre-courant	10
I.4.3.3. Écoulement croisé	11
I.4.4. Classification selon Mécanismes de Transfert de Chaleur.....	11
I.5. Encrassement.....	12
I.5.1. Mécanismes d'encrassement.....	12
I.5.2. Paramètres influençant l'encrassement.....	13
I.6. Conclusion.....	13

Chapitre II**Concepts et Calculs des Échangeurs de Chaleur à Plaques**

II.1. Introduction.....	15
II.2. Description d'un échangeur de chaleur à plaques.....	15
II.3. Types des plaques	16
II.4. Équations de Base en Conception.....	18
II.5. Méthodes DTLM et ϵ -NUT pour l'Analyse Thermique.....	23
II.5.1. Méthodes différence de température logarithmiques moyennes	23

II.5.2. Méthode de nombre d'unité de transfert.....	25
II.6. Pertes de charge	28
II.7. Conclusions.....	29

Chapitre III

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques

III.1. Introduction	31
III.2. Problématique étudiée	31
III.2.1. Données et caractéristiques physiques des deux fluides	32
III.3. Evaluation et variation des paramètres d'échangeur de chaleur.....	33
III.3.1. Organigramme de calcul.....	33
III.3.2. Présentation des calculs	35
III.4. Les Pertes de charges.....	44
III.4.1. Pertes de charges dans le canal.....	44
III.4.2. Pertes de charges dans l'orifice	45
III.4.3. Pertes de charges totales	46
III.5. Efficacité de l'échangeur	46
III.6. Discussion des résultats	47
III.7. Conclusions	48
Conclusion Générale	49
Références bibliographiques.....	51
Annexes.....	54

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
A_p	Surface projetée	m^2
A_r	Surface effective réelle	m^2
b	Espacement moyen des canaux	m
C	Débit de capacité calorifique	$kg / h \cdot ^\circ C$
C^*	Taux de Capacité	-
C_h	Constant	-
C_p	Capacité calorifique	$kJ / kg \cdot ^\circ C$
D_h	Diamètre hydraulique	m
e	Epaisseur de la plaque	m
f	Facteur de friction	-
H	Enthalpie Spécifique	J / kg
h	Coefficient d'échange globale	$W / m^2 \cdot ^\circ C$
$h_{encrassé}$	Coefficient d'échange globale encrassé	$W / m^2 \cdot ^\circ C$
G_c	Vitesse massique	$kg / m^2 s$
K_p	Constant	-
l	Longueur	m
L_{eff}	Longueur effective de la plaque	m
L_w	Largeur de la plaque	m
\dot{m}	Débit massique total	kg / h

\dot{m}_c	Débit massique par canal	kg / h
n	Constant	-
N_{c_p}	Nombre de canaux par passage	-
N_p	Nombre de passage	-
N_t	Nombre de plaques	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
NUT	Nombre d'unité de transfert	-
P	Pas de plaques	m
Pe	Nombre de Peclet	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Q	Puissance thermique	W
Re	Nombre de Reynolds	-
R_e	Résistances d'encrassement	$m^2.k / W m$
S	Surface d'échange	m^2
St	Nombre de Stanton	-
U	Vitesse	m / s
ΔP_c	Perte de charge dans le canal	Pa
ΔP_p	Perte de charge dans l'orifice	Pa
ΔP_t	Perte de charge totale	Pa
ε	Efficacité de l'échangeur	%
Symbols grecs		
α	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$

Nomenclature

β	Angle de chevron	Degré (°)
ρ	Masse volumique	kg / m^3
λ	Conductivité thermique	$W / m.k$
Φ	Facteur d'agrandissement	-
μ	Viscosité dynamique	$kg / m.s$
ν	Viscosité Cinématique	m^2 / s

Indices

c, f	Chaude, froid
e, s	Entrée, sortie

Liste des tableaux

Tableau II-1: Matériaux des plaques 18

Tableau II-2: Les valeurs de C_h et n en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'angles de chevrons 21

Tableau II-3: Les résistances d'encrassement pour divers fluides 22

Tableau II-4: Les valeurs de K_p et m en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'angles de chevrons 28

Tableau III-1: Les caractéristiques physiques des deux fluides 32

Tableau III-2: Données de la plaque 33

Liste des figures

Figure I-1 : Échangeurs de chaleur à double tube 6

Figure I-2 : Échangeurs de chaleur à coquille et tube 6

Figure I-3 : Échangeurs de chaleur à plaques jointées 7

Figure I-4 : Échangeurs de Chaleur à Plaques Spirales 8

Figure I-5 : Ailettes planes et circulaires montées sur des tube 9

Figure I-6 : Echangeur coaxial à courant parallèle 10

Figure I-7 : Echangeur coaxial à courant parallèle 11

Figure I-8 : Echangeur à courant croisé 11

Figure I-9 : Exemple d'encrassement dans les échangeurs tubulaires 13

Figure II-1 : Echangeur de chaleur à plaques 15

Figure II-2 : (a) Dimensions principales d'une plaque en chevron ; (b) dimensions développées et projetées d'une coupe transversale de plaque en chevron normale à la direction des creux..... 17

Figure II-3 : Distribution de température (évaporateur, condenseur) 27

Figure III-1 : Problématique étudiée..... 32

Figure III-2 : Organigramme de calcul 34

Figure III-3 : Variation de l'espacement moyenne des canaux b en fonction du pas de plaques p 36

Figure III-4 : Variation du facteur d'agrandissement Φ en fonction de la surface effective réelle A_r 36

Figure III-5 : La variation du diamètre hydraulique (D_h) en fonction de (b / Φ)..... 37

Figure III-6 : La variation du débit massique par canal (\dot{m}_c) en fonction du nombre de canaux par passage (N_{c_p}) pour chaque fluide. 38

Figure III-7 : La variation de la vitesse massique G_c en fonction du \dot{m}_c / b pour chaque fluide..... 39

Figure III-8 : La variation de nombre de Reynolds Re en fonction du ($G_c \cdot D_h$) pour chaque fluide..... 39

Figure III-9 : La variation de coefficient d'échange par convection h en fonction de (Nu / D_h) pour chaque fluide..... 40

Figure III-10 : La variation de coefficient d'échange global h en fonction du $\left(\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f}\right)$ pour chaque fluide. 41

Figure III-11 : La variation de la surface d'échange total S en fonction du coefficient d'échange global h 41

Figure III-12 : La variation du nombre de plaques total N_t en fonction du nombre de canaux par passage N_{c_p} 42

Figure III-13 : La variation du coefficient d'échange global encrassé $h_{encrassé}$ en fonction du coefficient d'échange global propre h 43

Figure III-14 : La variation du facteur de propreté correspondant CF en fonction du $\left(\frac{h}{h_{encrassé}}\right)$ 43

Figure III-15 : La variation des pertes de charges dans le canal en fonction du $\frac{f \cdot G_c^2}{D_h}$ 45

Figure III-16 : La variation des pertes de charges totales ΔP_t en fonction des Pertes de charges dans le canal ΔP_c pour chaque fluide. 46

Introduction Générale

Introduction Générale

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs essentiels dans de nombreux processus industriels et domestiques, permettant le transfert d'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, ou entre une surface solide et un fluide, à des températures variées et en contact thermique direct. Ils jouent un rôle crucial dans des applications diverses telles que le chauffage, le refroidissement, l'évaporation, la condensation, ainsi que des processus spécialisés comme la stérilisation, la pasteurisation, la distillation, la concentration et la cristallisation des fluides de procédé. Ces dispositifs peuvent opérer soit avec un contact direct entre les fluides, soit à travers une paroi de séparation, distinguant ainsi les échangeurs à transfert direct des échangeurs à transfert indirect, qui utilisent le stockage et la libération d'énergie thermique de manière intermittente. Les échangeurs à tubes et calandre, les radiateurs d'automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les préchauffeurs d'air et les tours de refroidissement sont parmi les exemples les plus courants. Ces équipements, lorsqu'ils ne provoquent pas de changement de phase dans les fluides, sont également appelés échangeurs de chaleur sensible. En outre, des sources internes telles que les chauffages électriques et les éléments combustibles nucléaires, ainsi que des dispositifs mécaniques comme les échangeurs à surface raclée, les cuves agitées et les réacteurs à cuve agitée, complètent la gamme des technologies disponibles pour le transfert thermique efficace dans divers contextes industriels.[1]

L'étude thermo-énergétique de l'échangeur de chaleur à plaques revêt une importance capitale pour établir les critères de conception et de dimensionnement. Elle permet de calculer précisément la surface d'échange requise et d'évaluer les pertes de charge correspondantes. En analysant ces paramètres en profondeur, nous visons à optimiser les performances de l'échangeur tout en garantissant une efficacité énergétique optimale. Ce chapitre présentera en détail les méthodes de calcul appliquées ainsi que les résultats obtenus de cette analyse approfondie.

Ce mémoire est structuré en trois chapitres principaux : Le premier chapitre aborde les notions générales des échangeurs de chaleur. Il introduit les concepts fondamentaux, explique les principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur, leur construction et leur classification, tout en traitant des problèmes d'encrassement.

Le deuxième chapitre se concentre sur la conception et les méthodes de calcul spécifiques aux échangeurs de chaleur à plaques. Il explore en détail les techniques de dimensionnement et d'optimisation de ces systèmes.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation des échangeurs de chaleur à plaques, mettant l'accent sur l'étude thermo-énergétique. Il présente les méthodes de calcul utilisées pour déterminer la surface d'échange requise et évaluer les pertes de charge, visant à maximiser les performances et l'efficacité énergétique de l'échangeur.

.

Chapitre I
Notions générales
échangeurs de chaleur

I.1. Introduction

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur utilisé pour le transfert d'énergie thermique interne. Entre deux ou plusieurs fluides disponibles à des températures différentes. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur et, idéalement, ils ne se mélangent pas. Échangeurs de chaleur sont utilisés dans les industries des procédés, de l'énergie, du pétrole, des transports, de la climatisation, de la réfrigération, de la cryogénie, de la récupération de chaleur, des carburants alternatifs et d'autres industries. Des exemples courants d'échangeurs de chaleur qui nous sont familiers dans notre utilisation quotidienne sont les radiateurs automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les préchauffeurs et refroidisseurs d'huile. Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de différentes manières. [2]

I.2. Présentation de l'entreprise Cevital

Cevital, un groupe industriel majeur en Algérie fondé par Issad Rebrab en 1998, joue un rôle central dans divers secteurs économiques, incluant l'agroalimentaire, l'industrie, la distribution, l'automobile et l'électroménager. En tant qu'entreprise visionnaire, Cevital met l'accent sur l'innovation et le développement durable. Son engagement dans des projets stratégiques reflète un souci constant d'optimisation énergétique et de performance industrielle, des aspects cruciaux pour l'étude approfondie des échangeurs de chaleur à plaques réalisée dans ce mémoire.

I.3. Construction d'échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est composé d'éléments d'échange de chaleur tels qu'un noyau ou une matrice contenant la surface de transfert de chaleur, ainsi que d'éléments de distribution de fluide tels que des collecteurs ou des réservoirs, des buses d'entrée et de sortie ou des tuyaux, etc. Généralement, il n'y a pas de pièces mobiles dans l'échangeur de chaleur ; cependant, il existe des exceptions, comme un régénérateur rotatif dans lequel la matrice est entraînée à tourner à une vitesse de conception. La surface de transfert de chaleur est en contact direct avec les fluides à travers lesquels la chaleur est transférée par conduction. La partie de la surface qui sépare les fluides est appelée surface de contact primaire ou directe. Pour augmenter la surface de transfert de chaleur, des surfaces secondaires appelées ailettes peuvent être fixées à la surface principale. [2]

I.4. Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon plusieurs critères principaux :[3]

- Géométrie de construction : tubes, plaques et surfaces étendues
- Processus de transfert : contact direct et contact indirect
- Dispositions de l'écoulement : écoulements parallèles, contre-courants et croisés
- Mécanismes de transfert de chaleur : phase unique et deux phases

I.4.1. Classification selon la construction

Les échangeurs de chaleur de type transfert direct (échangeurs de chaleur transmurale) sont souvent décrits en fonction de leurs caractéristiques de construction. Les principaux types de construction sont les échangeurs de chaleur tubulaires, à plaques et à surfaces étendues.

I.4.1.1. Échangeurs de chaleur tubulaires

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont composés de tubes circulaires. Un fluide circule à l'intérieur des tubes et l'autre circule à l'extérieur des tubes. Le diamètre des tubes, le nombre de tubes, la longueur des tubes, l'espacement entre les tubes et l'agencement des tubes peuvent être modifiés. Par conséquent, il existe une grande flexibilité dans leur conception.

Les échangeurs de chaleur tubulaires peuvent être classés plus précisément comme suit:

a. Échangeurs de chaleur à double tube

Un échangeur de chaleur à double tube typique se compose d'un tube placé concentriquement à l'intérieur d'un autre tube de diamètre plus grand, équipé de raccords pour diriger le flux d'une section à l'autre, comme illustré dans la figure I.1. Ces échangeurs peuvent être disposés en séries ou en parallèles pour répondre aux exigences de chute de pression et de différence de température moyenne. Ils sont principalement utilisés pour le chauffage ou le refroidissement des fluides de procédé nécessitant une petite surface de transfert thermique (jusqu'à 50 m²), particulièrement adaptés aux fluides sous haute pression. Cependant, ils sont encombrants et coûteux par unité de surface de transfert. Le tube intérieur peut être simple ou composé de plusieurs tubes. Si le coefficient de transfert de chaleur est faible dans l'annulus, des tubes intérieurs à ailettes axiales peuvent être utilisés. Ces échangeurs sont conçus de manière modulaire sous forme de boucles, offrant ainsi une grande flexibilité dans leur installation et leur utilisation.



Figure I-1 : Échangeurs de chaleur à double tube [4]

b. Échangeurs de chaleur à coquille et tube

Les échangeurs de chaleur à coquille et tubes consistent en des tubes ronds installés à l'intérieur de grandes coques cylindriques, avec l'axe des tubes parallèle à celui de la coque. Utilisés largement dans divers secteurs comme les centrales électriques et l'industrie chimique, ces dispositifs permettent le refroidissement de l'huile, la condensation de la vapeur, et le préchauffage des fluides de procédé. Leur conception inclut des configurations à baffles, facilitant un meilleur coefficient de transfert de chaleur du côté coque et soutenant les tubes. Différents types de faisceaux tubulaires sont utilisés pour répondre aux exigences spécifiques d'expansion thermique, de nettoyage facile, ou de coût optimisé, bien que certaines configurations limitent l'accès pour le nettoyage externe du faisceau tubulaire.

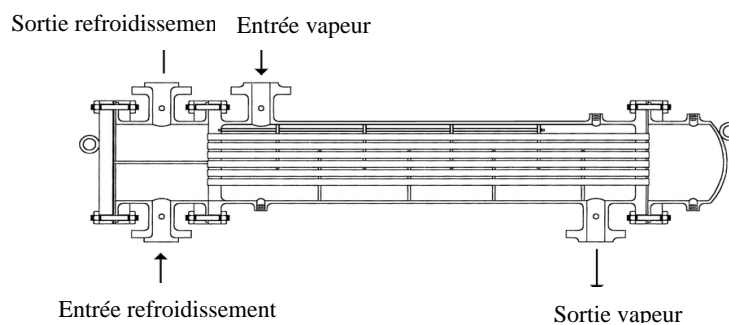


Figure I-2 : Échangeurs de chaleur à coquille et tube [5]

c. Échangeurs de chaleur de type à tubes en spirale

Les échangeurs de chaleur de type à tubes spirales consistent en des bobines enroulées en spirale placées dans une enveloppe, souvent utilisées comme condenseurs ou évaporateurs coaxiaux dans les systèmes de réfrigération. Comparés aux tubes droits, les tubes spirales offrent un coefficient de transfert thermique plus élevé. Ils sont particulièrement adaptés aux

fluides propres et aux applications nécessitant une expansion thermique, bien que le nettoyage soit quasiment impossible.

I.4.1.2. Échangeurs de chaleur à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont constitués de plaques minces formant des canaux de circulation. Les flux de fluides sont séparés par des plaques plates lisses ou munies d'ailettes ondulées. Ces échangeurs de chaleur sont utilisés pour le transfert de chaleur impliquant des combinaisons de gaz, de liquides et de flux biphasiques. On les classe généralement comme échangeurs de chaleur à plaques jointées, à plaques spirales ou à plaques lamellaires.

a. Échangeurs de chaleur à plaques jointées

L'échangeur de chaleur à plaques jointées, illustré dans la Figure I.3, se compose de plaques minces avec des surfaces ondulées qui séparent les fluides. Ces plaques sont disposées pour permettre aux deux fluides en échange de chaleur de circuler à travers des espaces inter plaque alternés. Des joints et des boulons de compression maintiennent les plaques ensemble, empêchant le mélange des fluides et les fuites. Le schéma de circulation est souvent contre-courant pour maximiser l'efficacité du transfert thermique. Adaptés aux pressions inférieures à 25 bars et aux températures jusqu'à environ 250°C, ces échangeurs présentent une turbulence élevée dans des passages étroits, favorisant des coefficients de transfert thermique élevés tout en minimisant l'encrassement. Ils offrent une surface de transfert thermique compacte et légère, souvent utilisée pour l'échange de chaleur entre liquides dans l'industrie agroalimentaire en raison de leur facilité de démontage et de stérilisation.

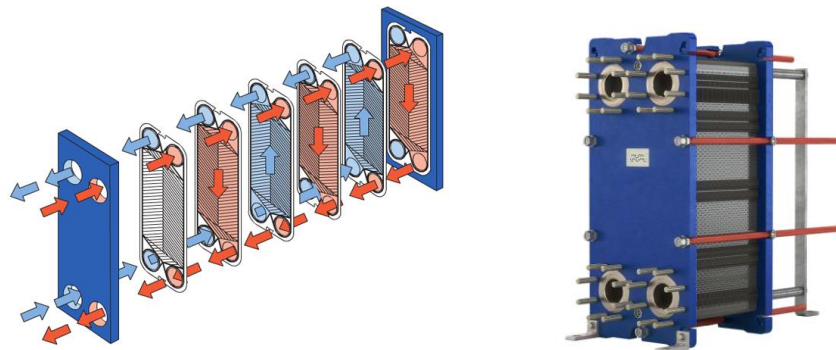


Figure I-3 : Échangeurs de chaleur à plaques jointées [4]

b. Échangeurs de Chaleur à Plaques Spirales

Les échangeurs de chaleur à plaques spirales sont formés en enroulant deux plaques parallèles en spirale, créant ainsi des canaux. Cette conception favorise un transfert de chaleur efficace avec un flux secondaire qui réduit les dépôts d'encrassement. Ils sont compacts mais coûteux en raison de leur fabrication spécialisée, offrant une surface de transfert thermique allant de 0,5 à 500 m². Ces échangeurs sont utilisés principalement pour manipuler des fluides comme les boues et les liquides visqueux, avec des limitations de pression jusqu'à 15 bars et de température jusqu'à 500°C.

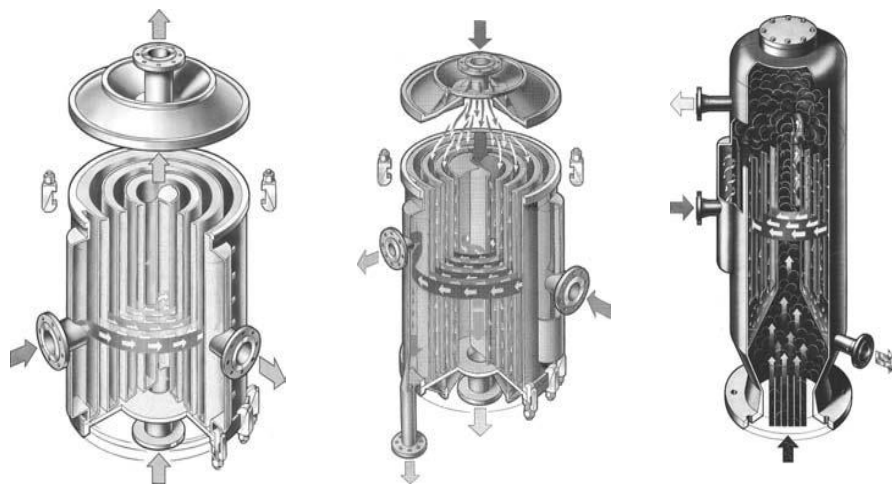


Figure I-4 : Échangeurs de Chaleur à Plaques Spirales [4]

I.4.1.3. Échangeurs de chaleur à surfaces étendues

Les échangeurs de chaleur à surfaces étendues sont des dispositifs dotés d'ailettes ou d'appendices sur la surface principale de transfert de chaleur (tubulaire ou en plaque) dans le but d'augmenter la surface de transfert de chaleur. Comme il est bien connu que le coefficient de transfert de chaleur du côté gaz est beaucoup plus bas que celui du côté liquide, des surfaces de transfert de chaleur avec ailettes sont utilisées du côté gaz pour augmenter la surface de transfert de chaleur. Les ailettes sont largement utilisées dans les échangeurs de chaleur gaz-gaz et gaz-liquide lorsque le coefficient de transfert de chaleur est faible d'un côté ou des deux côtés, et qu'il est nécessaire d'avoir un échangeur de chaleur compact. Les deux types les plus courants d'échangeurs de chaleur à surfaces étendues sont les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes, et les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes.

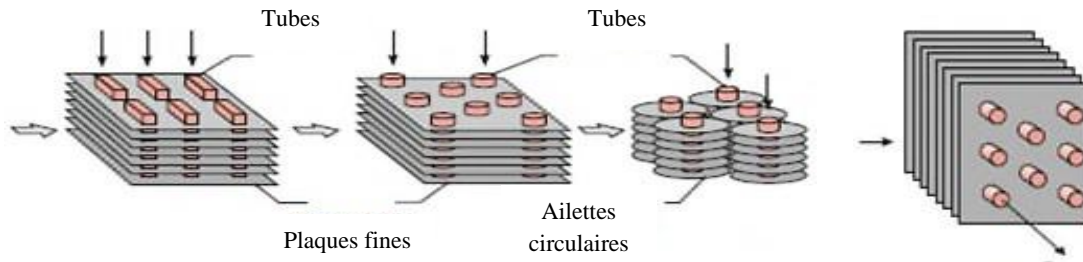


Figure I-5 : Ailettes planes et circulaires montées sur des tube [6]

I.4.2. Classification selon le processus de transfert

Les échangeurs de chaleur sont classés en deux types selon les processus de transfert : les échangeurs à contact direct et les échangeurs à contact indirect.

I.4.2.1. Contact direct

Dans les échangeurs de type à contact direct, la chaleur est transférée entre les fluides froids et chauds par contact direct entre ces fluides, sans paroi séparatrice. Les flux peuvent être des liquides non miscibles, un couple gaz-liquide ou une combinaison particules solides-fluide. Les condensateurs à pulvérisation et à plateaux ainsi que les tours de refroidissement en sont des exemples. Souvent, dans ces échangeurs, les transferts de chaleur et de masse se produisent simultanément. Par exemple, dans une tour de refroidissement, un jet d'eau tombant du haut de la tour est refroidi par un flux d'air ascendant.

I.4.2.2. Contact indirect

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, l'énergie thermique est échangée entre les fluides chauds et froids à travers une surface de transfert de chaleur, c'est-à-dire une paroi séparant les deux fluides. Les fluides froids et chauds circulent simultanément sans se mélanger, et l'énergie thermique est transférée à travers la paroi. Les exemples de ce type d'échangeurs incluent les échangeurs tubulaires (double-tube ou à faisceau tubulaire), les échangeurs à plaques et les échangeurs à surface étendue. On distingue deux catégories d'échangeurs continus :

➤ Récupérateurs :

Ils constituent la majeure partie des échangeurs, la surface d'échange est en contact continue avec les deux fluides (les fluides se trouvent de part et d'autre de cette surface) ce qui permet

de récupérer de la chaleur d'une façon continue le long de l'échangeur (transfert de chaleur continu).

➤ Régénérateurs

Les régénérateurs utilisent une surface fixe ou mobile à travers laquelle deux fluides circulent alternativement : soit dans une matrice fixe, soit dans une structure perméable rotative. Cette surface stocke la chaleur du fluide chaud et la transfère au fluide froid lors de leurs contacts respectifs, assurant un transfert de chaleur intermittent. Ces échangeurs sont également appelés échangeurs discontinus en raison de ce mode de fonctionnement.

I.4.3. Classification selon la Dispositions de l'écoulement

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon la manière dont les fluides circulent à travers eux. Voici les trois configurations de base :[7]

I.4.3.1. Écoulement parallèle

Dans les échangeurs de chaleur à écoulement parallèle, les deux flux de fluides entrent ensemble à une extrémité, circulent dans la même direction, et sortent ensemble à l'autre extrémité.

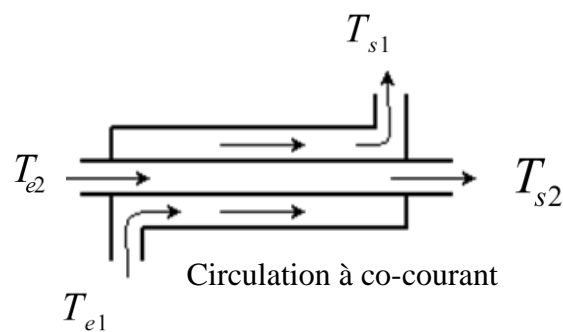


Figure I-6 : Echangeur coaxial à courant parallèle

I.4.3.2. Écoulement contre-courant

Dans les échangeurs de chaleur à écoulement contre-courant, les deux flux de fluides circulent dans des directions opposées.

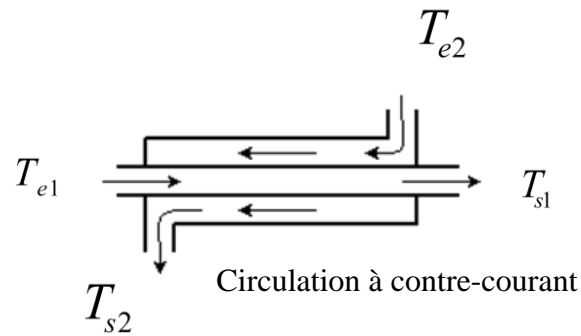


Figure I-7 : Echangeur coaxial à courant parallèle

I.4.3.3. Écoulement croisé

Dans les échangeurs de chaleur à écoulement croisé, un fluide circule à travers la surface de transfert de chaleur à angle droit par rapport au chemin de l'autre fluide. Il existe des configurations où les deux fluides ne se mélangent pas ou où un fluide est mélangé tandis que l'autre ne l'est pas.

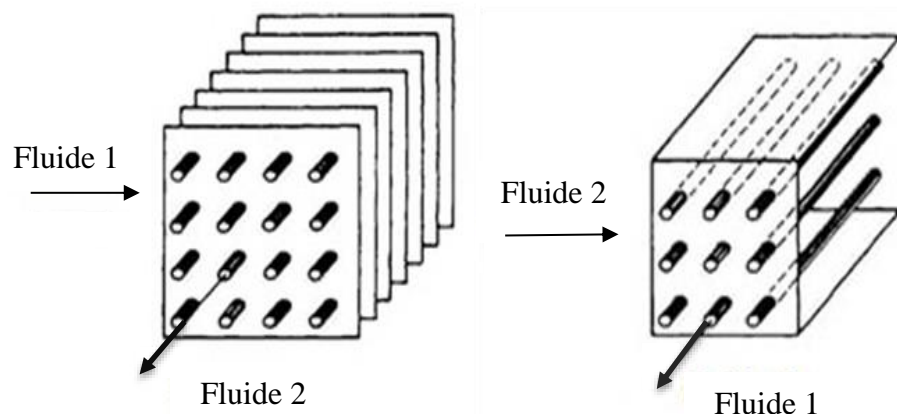


Figure I-8 : Echangeur à courant croisé

I.4.4. Classification selon Mécanismes de Transfert de Chaleur

Les échangeurs de chaleur sont classés en fonction des mécanismes de transfert de chaleur suivants :

- Convection monophasique des deux côtés : Les fluides circulent sans changer de phase des deux côtés de l'échangeur.

- Convection monophasique d'un côté, convection diphasique de l'autre côté : Sur un côté de l'échangeur, le fluide est sous forme liquide ou gazeuse, tandis que de l'autre côté, il y a une combinaison de phases liquide et gazeuse.

- Convection diphasique des deux côtés : Les deux côtés de l'échangeur impliquent des fluides qui subissent des changements de phase (évaporation, condensation, ébullition) sur la surface de transfert de chaleur.

I.5. Encrassement

L'encrassement se définit comme la formation de dépôts indésirables sur les surfaces de transfert de chaleur, entraînant une diminution du transfert de chaleur et une augmentation de la résistance à l'écoulement des fluides, ce qui se traduit par une hausse de la perte de charge. À l'exception des échangeurs de chaleur cryogéniques à basse température, la plupart des échangeurs industriels sont sujets à l'encrassement.

La croissance des dépôts altère progressivement les performances thermo hydrauliques des échangeurs de chaleur. L'encrassement a un impact significatif sur la consommation énergétique des processus industriels et peut influencer la quantité de matériaux supplémentaires nécessaires pour compenser les effets de l'encrassement.

Dans les applications à haute intensité thermique comme les générateurs de vapeur, l'encrassement peut même provoquer des points chauds locaux et éventuellement entraîner une défaillance mécanique des surfaces de transfert de chaleur.[8]

I.5.1. Mécanismes d'encrassement

Les mécanismes d'encrassement revêtent une grande importance pour comprendre les causes et les conditions de l'encrassement, et ainsi trouver des pistes pour le minimiser. Selon les mécanismes d'encrassement, Epstein [9] les classe en six types :

- Encrassement par particules : Du au dépôt de particules fines contenu dans les fluides (poussière, produits de corrosion).
- Encrassement par réaction : Ce sont des solides formés par des réactions chimiques dans les fluides, telles que des réactions de polymérisation. On les trouve principalement dans l'industrie nucléaire, l'industrie alimentaire et les procédés de raffinage du pétrole.
- Encrassement par corrosion : Elle est causée par une réaction chimique ou électrochimique entre la surface d'échange et les fluides impliqués.

- Encrassement par précipitation : L'entartrage dépend de ce qui se trouve dans les fluides industriels. Il survient lorsque des solides cristallins se forment à partir de liquides, créant des dépôts qui collent aux surfaces d'échange.
- Encrassement biologique : Il résulte du développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange (les bactéries, les algues, les champignons).
- Encrassement par solidification : Cela se produit lorsque du liquide pur se solidifie au contact d'une surface refroidie (comme la formation de glace à l'intérieur des conduites) ou lorsqu'un composant à point de fusion élevé d'un liquide se dépose sur une surface froide (comme le dépôt de hydrocarbures paraffiniques).

I.5.2. Paramètres influençant l'encrassement

Plusieurs facteurs influencent l'encrassement : [10]

- La vitesse du fluide d'alimentation et la concentration des particules responsables de l'encrassement.
- La température de la surface d'échange et son état de surface, notamment sa rugosité.
- La présence de corrosion.



Figure I-9 : Exemple d'encrassement dans les échangeurs tubulaires

I.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié les bases des échangeurs de chaleur ; leur construction, leur classification et l'encrassement. Nous avons appris comment ils sont conçus et classés, ainsi que les effets de l'encrassement. Dans le chapitre suivant, nous aborderons les conceptions et les méthodes de calcul d'un échangeur de chaleur à plaques.

Chapitre II

Concepts et Calculs des

Échangeurs de Chaleur à

Plaques

II.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur à plaques représentent une technologie fondamentale dans le domaine du génie thermique, trouvant des applications variées dans de nombreux secteurs industriels. Leur conception innovante et leur efficacité thermique élevée en font des composants essentiels pour le transfert de chaleur dans de nombreux processus industriels, du refroidissement des centrales électriques au chauffage des procédés chimiques. [11]

Ce chapitre se penche sur les concepts et les calculs associés aux échangeurs de chaleur à plaques, ainsi que les méthodes de calcul utilisées pour évaluer leur efficacité.

II.2. Description d'un échangeur de chaleur à plaques

L'échangeur de chaleur est constitué d'un ensemble de plaques métalliques ondulées dotées de trous d'accès pour l'entrée et la sortie des deux fluides distincts. Le transfert de chaleur entre ces deux fluides s'effectue à travers les plaques.

Le bloc de plaques est assemblé entre une plaque de cadre et une plaque de pression, puis comprimé en serrant des boulons. Les plaques sont munies d'un joint d'étanchéité qui assure l'étanchéité du canal et guide les fluides vers des canaux alternatifs. Les ondulations des plaques favorisent la turbulence des fluides et soutiennent les plaques contre la pression différentielle.[4]

1. Plaque de cadre.
2. Barre de transport.
3. Paquet de plaques.
4. Plaque de pression.
5. Barre de guidage.
6. Colonne de soutien.
7. Boulons de serrage.
8. Raccordements sanitaires.

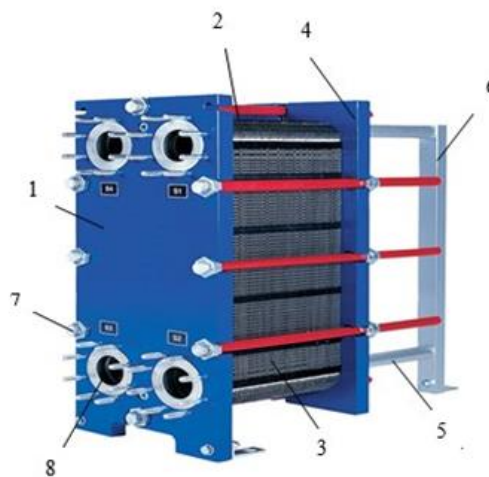


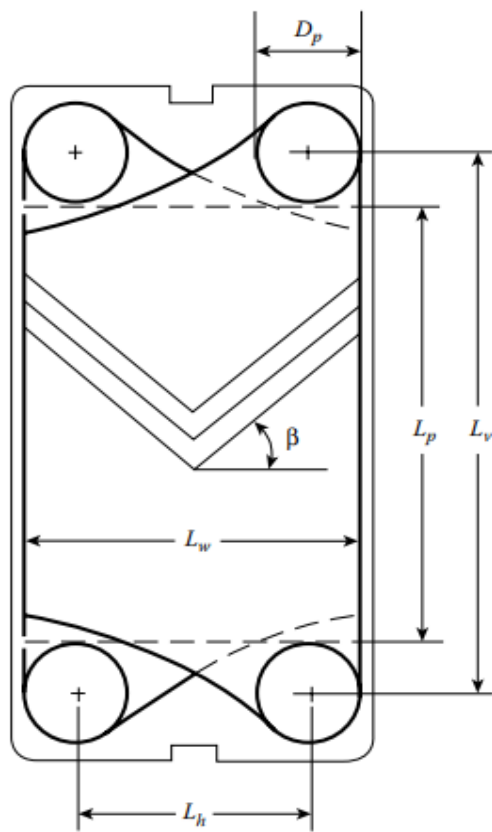
Figure II-1 : Echangeur de chaleur à plaques

II.3. Types des plaques

Dans le type de plaque mentionné, les méthodes de prédiction reposent sur des données expérimentales spécifiques à un motif particulier.

Pour le type "plaque à laver", la turbulence est favorisée par une direction et une vitesse d'écoulement des fluides continuellement changeantes.

Pour le type "chevron", les plaques adjacentes sont assemblées de manière à ce que le canal d'écoulement fournisse un mouvement tourbillonnant aux fluides. Le motif de corrugation présente un angle β , appelé angle de chevron. Cet angle de chevron est inversé sur les plaques adjacentes afin que, lorsqu'elles sont serrées ensemble, les corrugations fournissent de nombreux points de contact. Cette configuration permet d'utiliser des matériaux très minces pour les plaques, généralement de 0,6 mm d'épaisseur. L'angle de chevron varie entre environ 25° et 65° , et détermine les caractéristiques de perte de charge et de transfert de chaleur de la plaque.[12]



(a)

D_p : Diamètre des quatre orifices de la plaque

L_v : Distance verticale entre les axes des orifices

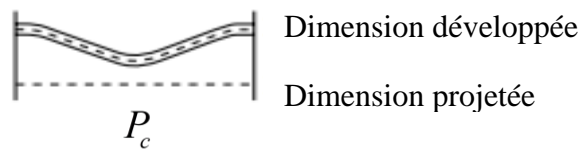
L_p : Hauteur de la zone ondulée de la plaque

L_w : Largeur de la zone ondulée de la plaque

L_h : Distance horizontale entre les axes des orifices

β : L'angle du chevron entre les sillons des ondulations et la direction horizontale

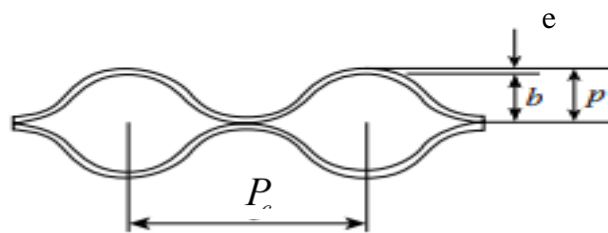
(b)



Dimension développée

Dimension projetée

P_c



Pas de la corrugation P_c

Figure II-2 : (a) Dimensions principales d'une plaque en chevron ; (b) dimensions développées et projetées d'une coupe transversale de plaque en chevron normale à la direction des creux.

• Matériaux des plaques

Ce tableau récapitule les matériaux couramment employés dans la fabrication des échangeurs de chaleur à plaque, en indiquant leurs conductivités thermiques respectives.

Matériaux	Conductivité thermique [$W/(m^2).K$]
Acier inoxydable (316)	16.5
Titane	20
Inconel 600	16
Incoloy 825	12
Hastelloy C-276	10,6
Monel 400	66
Nickel 200	66
Cupronickel 9/10	52
Cupronickel 70/30	35

Tableau II-1: Matériaux des plaques [13]

II.4. Équations de Base en Conception

Les équations fondamentales de transfert de chaleur sont présentées pour aider à calculer la surface de transfert de chaleur nécessaire, essentielle pour le dimensionnement de l'échangeur. En utilisant la première loi de la thermodynamique, nous établissons des équations pour quantifier le transfert de chaleur, en tenant compte des débits massiques et de l'enthalpie spécifique des fluides.

D'après la première loi de la thermodynamique pour un système ouvert, dans des conditions de régime permanent et d'écoulement stationnaire, avec des changements négligeables d'énergie potentielle et cinétique, la variation d'enthalpie d'un des flux de fluide est donnée par

$$\delta Q = \dot{m} \cdot dH \quad (\text{II.1})$$

Où \dot{m} est le débit massique, H est l'enthalpie spécifique, et δQ est le taux de transfert de chaleur au fluide concerné associé au changement d'état infinitésimal. L'intégration de l'Équation (II.1) donne

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta H = \dot{m} \cdot (H_s - H_e) \quad (\text{II.2})$$

Où H_e et H_s représentent les enthalpies d'entrée et de sortie du flux de fluide. De plus, il est noté que δQ est négatif pour le fluide de chaud. Lorsque le transfert de chaleur entre l'échangeur et son environnement est négligeable (processus adiabatique), l'intégration de l'équation (II.1) pour les fluides chauds et froids est donnée

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot (H_{c_e} - H_{c_s}) \quad (\text{II.3})$$

Et

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot (H_{f_s} - H_{f_e}) \quad (\text{II.4})$$

Les indices c et f se réfèrent respectivement aux fluides chauds désignent les conditions d'entrée et de sortie du fluide. Si les fluides ne subissent pas de changement de phase et ont des chaleurs spécifiques constantes avec $dH = C_p \cdot dT$, alors les Équations (II.3) et (II.4) peuvent être écrites comme suit :

$$Q_c = \left(\dot{m}_c \cdot C_p \right)_c (T_{c_e} - T_{c_s}) \quad (\text{II.5})$$

Et

$$Q_f = \left(\dot{m}_f \cdot C_p \right)_f (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (\text{II.6})$$

Une différence de température moyenne ΔT_m est établie pour simplifier les calculs. Le taux de transfert de chaleur total est alors exprimé comme :

$$Q = h \cdot S \cdot \Delta T_m \quad (\text{II.7})$$

Ici, h est le coefficient global moyen de transfert de chaleur, et S est la surface totale de transfert de chaleur. Pour déterminer S , il faut connaître h et ΔT_m . Ainsi, le problème du calcul de la surface de transfert de chaleur se réduit à déterminer ces deux paramètres. [14]

➤ Coefficient Global de Transfert de Chaleur

Dans un échangeur de chaleur à plaques, le coefficient global de transfert de chaleur h est déterminé par plusieurs facteurs : [15]

➤ Coefficients de Transfert de Chaleur par Convection :

h_c et h_f , les coefficients de transfert de chaleur des fluides chaud et froid respectivement, qui dépendent des caractéristiques des canaux, des conditions d'écoulement et des propriétés des fluides. Le coefficient d'échange par convection est généralement calculé en fonction du nombre de Nusselt (Nu) ou du nombre de Stanton (St). On obtient alors :

$$\text{- Fluide chaud } h_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{D_h} \quad (\text{II.8})$$

$$\text{- Fluide froid : } h_f = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{D_h} \quad (\text{II.9})$$

Le coefficient d'échange par convection est conditionné par plusieurs paramètres :

- La configuration géométrique de la surface d'échange
- Le type de convection :
 - Convection forcée : dépend de $Nu = f(\text{Re}, \text{Pr})$
 - Convection libre ou naturelle : dépend de $Nu = f(\text{Gr}, \text{Pr})$ ou $Nu = f(\text{Ra}, \text{Pr})$
 - Convection mixte : dépend de $Nu = f(\text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr})$
- Le type d'écoulement, qu'il soit interne ou externe
- Le régime d'écoulement, qu'il soit laminaire ou turbulent (déterminé par Re ou Gr)
- Les propriétés du fluide
- Le type de conditions aux limites

Les nombres sans dimension et leurs relations :

$$\text{➤ Nombre de Reynolds (} \mathbf{Re} \text{) : } \mathbf{Re} = \frac{Ul}{\nu} = \frac{Ul\rho}{\mu} \quad (\text{II.10})$$

$$\text{➤ Nombre de Prandtl (} \mathbf{Pr} \text{) : } \mathbf{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{II.11})$$

$$\text{➤ Nombre de Peclet (} \mathbf{Pe} \text{) : } \mathbf{Pe} = \frac{Ul}{\alpha} \quad (\text{II.12})$$

$$\text{➤ Nombre de Nusselt (} \mathbf{Nu} \text{) : } \mathbf{Nu} = \frac{hl}{\lambda} \quad (\text{II.13})$$

➤ Nombre de Stanton (Margoulis) (St) : $St = \frac{h}{(\rho C_p U)}$ (II.14)

- Pour la convection forcée, le nombre de Nusselt est calculé comme suit :

$$Nu = C_h \left(\frac{D_h \cdot G_c}{\mu} \right)^n (\text{Pr})^{1/3} \quad (\text{II.15})$$

Les valeurs de C_h et n sont mentionnées dans le tableau suivant, en fonction du l'angle de chevron β et du nombre de Reynolds Re .

Angle de chevron β	Nombre de Reynolds Re	C_h	n
≤ 30	≤ 10	0,718	0,349
	>10	0,348	0,663
45	<10	0,718	0,349
	10-100	0,400	0,598
	>100	0,300	0,663
50	<20	0,630	0,333
	20-300	0,291	0,591
	>300	0,130	0,732
60	<20	0,562	0,326
	20-400	0,306	0,529
	>400	0,108	0,703
≥ 65	<20	0,562	0,326
	20-500	0,331	0,503
	>500	0,087	0,718

Tableau II-2: Les valeurs de C_h et n en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'angles de chevrons. [16]

Avec

- Le diamètre hydraulique, noté D_h , est calculé comme suit : [14]

$$D_h = \frac{4 \times \text{section d'écoulement}}{\text{périmètre mouillé}} = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + \Phi \cdot L_w)} = \frac{2b}{\Phi} \quad (\text{II.16})$$

Avec l'approximation que $b \ll L_w$

$$\text{Et } \left\{ \begin{array}{l} b = p - e \\ \Phi = \frac{\text{surface effective réelle}}{\text{surface projetée}} = \frac{A_r}{A_p} \end{array} \right\} \quad (\text{II.17})$$

Où $A_p = L_p \cdot L_w$

(II.18)

- G_c , La vitesse massique par canal, est donnée par : [14]

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} \quad (\text{II.19})$$

Avec \dot{m}_c , Le débit massique par canal, est donnée par : [14]

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{c_p}} \quad (\text{II.20})$$

➤ Résistances d'encrassement

Les résistances R_{e_c} et R_{e_f} dues à l'encrassement sur les surfaces des plaques, du côté des fluides chaud et froid. L'encrassement peut prendre la forme de dépôts fins ou épais, d'oxydation, ou de corrosion, et tend à augmenter avec le temps. Le tableau ci-dessous présente les résistances d'encrassement pour divers fluides.

Fluides	Résistances d'encrassement
Huile de lubrification moteur	0,000176
Huile de transformateur	0,000176
Huiles végétales	0.000528
Air comprimé	0,000176
Vapeur de CO2	0,000176
Gaz de fumée de charbon	0,001761
Gaz de fumée de gaz naturel	0,000881
Fluide hydraulique	0,000176
Liquides réfrigérants	0,000176
Gaz naturel	0,000176–0,000352
Essence naturelle et gaz de pétrole liquéfié	0,000176–0,000352
Eau de ville ou de puits	0,000176
Eau non traitée	0,000528
Eau traitée	0,000176
Eau d'alimentation de chaudière traitée	0,000176

Tableau II-3: Les résistances d'encrassement pour divers fluides [17]

➤ Résistance Thermique de la Plaque

Cette résistance est liée à l'épaisseur e et à la conductivité thermique λ du matériau de la plaque.

Le coefficient global de transfert de chaleur est exprimé par la formule suivante :

$$\text{- Pour une surface propre : } h = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{II.21})$$

- Pour une surface en service (Le coefficient global encrassé) :

$$h_{\text{encrassé}} = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R_{e_c} + R_{e_f}} \quad (\text{II.22})$$

II.5. Méthodes DTLM et ε -NUT pour l'Analyse Thermique

Les méthodes de conception thermique, telles que la DTLM (Différence Moyenne de Température Logarithmique), ε -NUT (Nombre de Transfert de Chaleur Effectif) sont couramment utilisées pour analyser les échangeurs de chaleur. Bien qu'elles soient des variations subtiles de la même méthodologie. Les méthodes DTLM et ε -NUT sont largement utilisées dans l'industrie. Ces méthodes reposent sur des simplifications, notamment des conditions stationnaires, des propriétés physiques constantes, une distribution uniforme de la température et du débit, et l'absence de perte de chaleur aux environnements externes. De plus, elles supposent soit l'absence de changement de phase, soit un changement de phase à température de saturation constante. [15]

II.5.1. Méthodes différence de température logarithmiques moyennes

Dans l'analyse du transfert de chaleur des échangeurs de chaleur, le taux de transfert de chaleur total Q est essentiel. Pour un échangeur de chaleur à contre-courant ou à flux parallèle, la différence de température moyenne ΔT_m est déterminée par un bilan énergétique sur un élément de surface différentiel ds . La température du fluide chaud diminue de ΔT_c , tandis que celle du fluide froid diminue de ΔT_f en contre-courant et augmente de ΔT_f en flux parallèle. Le bilan énergétique est obtenu à partir des équations de flux adiabatiques et stationnaires.[18]

$$\delta Q = -\left(\dot{m}C_p\right)_c dT_c = \pm\left(\dot{m}C_p\right)_f dT_f \quad (\text{II.23.a})$$

Où

$$\delta Q = -C_c dT_c = \pm C_f dT_f \quad (\text{II.23.b})$$

Où C_c et C_f sont respectivement les débits calorifiques des fluides chaud et froid. Le taux de transfert de chaleur δQ entre les fluides chaud et froid à travers la surface d'échange ds peut également être exprimé comme

$$\delta Q = h(T_c - T_f)ds \quad (\text{II.24})$$

À partir de l'équation (II.23.b) pour le contre-courant, on obtient

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = \delta Q \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (\text{II.25})$$

En substituant la valeur de δQ de l'équation (II.24) dans l'équation (II.25), on obtient

$$\frac{d(T_f - T_c)}{(T_f - T_c)} = h \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) ds \quad (\text{II.26})$$

Ce qui, lorsqu'il est intégré avec des valeurs constantes de h , C_c et C_f sur toute la longueur des échangeurs de chaleur, donne

$$\log \frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}} = h.S \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) \quad (\text{II.27.a})$$

Où

$$T_{c_s} - T_{f_e} = (T_{c_e} - T_{f_s}) \exp \left(h.S \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \right) \quad (\text{II.27.b})$$

Il peut être démontré que pour un échangeur de chaleur à flux parallèle, l'Équation (II.27.b) devient :

$$T_{c_s} - T_{f_e} = (T_{c_e} - T_{f_e}) \exp \left(-hS \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \right) \quad (\text{II.28})$$

On peut déterminer C_f et C_c à partir des Équations (II.5) et (II.6). En les substituant dans l'Équation (II.13.a) et en résolvant pour Q , on obtient la valeur recherchée.

$$Q = hS \frac{(T_{c_e} - T_{f_s}) - (T_{c_s} - T_{f_e})}{\log \frac{(T_{c_e} - T_{f_s})}{(T_{c_s} - T_{f_e})}} = hS \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\log \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} \quad (\text{II.29})$$

ΔT_e Représente la variation de température entre les deux fluides à une extrémité de l'échangeur de chaleur, tandis que ΔT_s est la différence de température entre les fluides à l'autre extrémité de l'échangeur. L'examen de cette expression par rapport à l'Équation (II.7) révèle que la différence de température moyenne appropriée entre les fluides chauds et froids, sur toute la longueur de l'échangeur de chaleur, peut être exprimée comme

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\log \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} \quad (\text{II.30})$$

Tel que

- Echangeur co-courant : $\Delta T_e = T_{c_e} - T_{f_e}$ et $\Delta T_s = T_{c_s} - T_{f_s}$
- Echangeur contre-courant : $\Delta T_e = T_{c_e} - T_{f_s}$ et $\Delta T_s = T_{c_s} - T_{f_e}$

En conséquence, nous pouvons écrire le taux de transfert de chaleur total entre les fluides chauds et froids comme suit :

$$Q = h.S.\Delta TLM \quad (\text{II.31})$$

II.5.2. Méthode de nombre d'unité de transfert

Lorsque les températures d'entrée ou de sortie des flux de fluides ne sont pas connues, une procédure d'essai et d'erreur peut être appliquée pour utiliser la méthode ΔTLM dans l'analyse thermique des échangeurs de chaleur. Cependant, une approche plus préférable est la méthode des nombres d'unités de transfert (NUT). Cette méthode repose sur le concept d'efficacité, exprimé à travers des relations efficacité-NUT.[19]

Le nombre d'unités de transfert, noté NUT, est un rapport adimensionnel défini comme suit:

$$NUT = \frac{h.S}{(\dot{m}C_p)_{\min}} = \frac{h.S}{C_{\min}} \quad (\text{II.32})$$

Ici, h est le coefficient de transfert de chaleur, S représente la surface de transfert de chaleur, et $(\dot{m}C_p)_{\min}$ est la capacité thermique minimale entre les deux fluides.

➤ Taux de capacité

Le taux de capacité, noté C^* , exprime le rapport entre la capacité minimale et maximale des fluides impliqués dans un échangeur de chaleur.

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{II.33})$$

➤ Efficacité du transfert de chaleur de l'échangeur

L'efficacité du transfert de chaleur de l'échangeur est définie comme le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel dans l'échangeur et le taux de transfert de chaleur maximum théoriquement possible si une surface de transfert de chaleur infinie était disponible dans un échangeur de chaleur à contre-courant. Le taux de transfert de chaleur réel est déterminé par l'énergie cédée par le fluide chaud ou reçue par le fluide froid, selon les équations suivantes:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (\text{II.34})$$

$$\text{Le flux réel : } Q = (\dot{m}C_p)_c (T_{c_e} - T_{c_s}) = (\dot{m}C_p)_f (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (\text{II.35})$$

$$\text{Le flux max : } Q_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min} (T_{c_e} - T_{f_e}) \quad (\text{II.36})$$

1- Le nombre d'unités de transfert :

➤ Cas d'un échangeur à co-courant :

$$NUT = -\frac{1}{1+C^*} \ln(1 + \varepsilon(1+C^*)) \quad (\text{II.37})$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1 + C^*))}{(1 + C^*)} \quad (II.38)$$

➤ Cas d'un échangeur à contre courant :

$$NUT = \frac{1}{1 - C^*} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon C^*}{1 - \varepsilon}\right) \quad (II.39)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C^*)NUT]}{1 - C^* \exp[-1(1 - C^*)NUT]} \quad (II.40)$$

➤ Cas particuliers : Pour l'ensemble des échangeurs, l'efficacité augmente quand C^* diminue. Pour des échangeurs pour lesquels $C^* = 0$ (changement de phase à $T = cst$; évaporateur et condenseurs) l'efficacité est plus grande :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (II.41)$$

Les échangeurs avec changement de phase à température constante ($C^* = 0$) sont deux types

- Condenseurs : $\left(\dot{m}C_p\right)_c \rightarrow \infty \quad C^* = \frac{\left(\dot{m}C_p\right)_{\min}}{\left(\dot{m}C_p\right)_{\max}} = 0$
- Evaporateurs : $\left(\dot{m}C_p\right)_f \rightarrow \infty \quad C^* = \frac{\left(\dot{m}C_p\right)_{\min}}{\left(\dot{m}C_p\right)_{\max}} = 0$

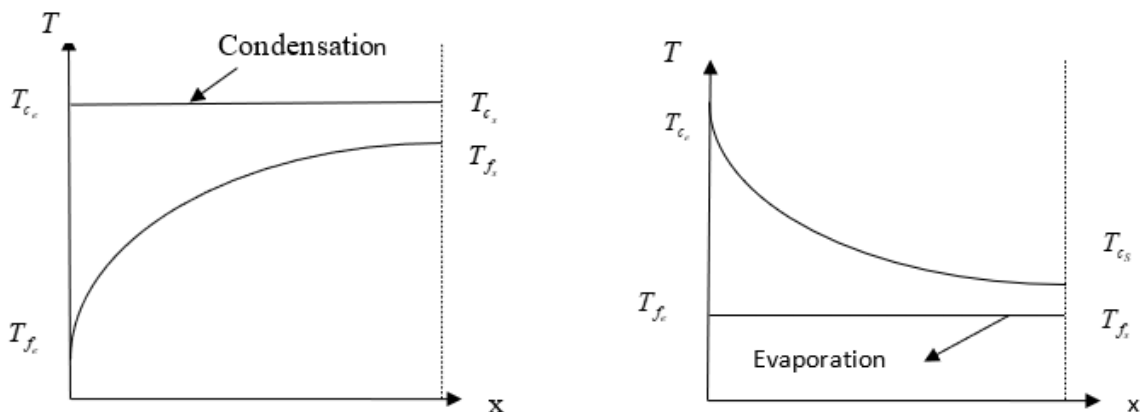


Figure II-3 : Distribution de température (évaporateur, condenseur)

II.6. Pertes de charge

Les pertes de charge totales sont composées de la perte de charge par frottement dans le canal ΔP_c , et de la perte de charge au niveau du port ΔP_p . [20,21]

Le facteur de friction f est défini par l'équation suivante pour la perte de charge par frottement ΔP_c :

$$\Delta P_c = 4f \frac{L_{eff} N_p G_c^2}{D_h 2\rho} \quad (\text{II.42})$$

L_{eff} est la longueur effective du trajet de l'écoulement du fluide entre les ports d'entrée et de sortie, $L_{eff} = L_v$ qui est la distance de la partie verticale comme indiqué dans la Figure(II.2).

Le facteur de friction dans l'Équation (II.36) est donné par

$$f = \frac{K_p}{\text{Re}^m} \quad (\text{II.43})$$

Les valeurs de K_p et m sont données dans le Tableau suivant en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'angles de chevrons.

Angle de chevron β	Nombre de Reynolds Re	K_p	m
≤ 30	<10	50	1
	10-100	19,400	0,589
	>100	2,990	0,183
45	<15	47	1
	15-300	18,290	0,652
	>300	1,441	0,206
50	<20	34	1
	20-300	11,250	0,631
	>300	0,772	0,161
60	<40	24	1
	40-400	3,240	0,457
	>400	0,760	0,215
≥ 65	<50	24	1
	50-500	2,800	0,451
	>500	0,639	0,213

Tableau II-4: Les valeurs de K_p et m en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'angles de chevrons. [16]

- Perte de charge au niveau du port : La perte de charge dans les conduits du port ΔP_p peut être approximativement estimée à 1,4 fois la hauteur de vitesse :

$$\Delta P_p = 1,4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (\text{II.44})$$

Avec

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (\text{II.45})$$

- Les pertes totales : Les pertes totales de charge sont ensuite calculées comme la somme des pertes de charge dues au frottement dans le canal ΔP_c et des pertes de charge au niveau du port ΔP_p .

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p \quad (\text{II.46})$$

II.7. Conclusions

Ce chapitre a fourni une analyse approfondie des concepts et des calculs relatifs aux échangeurs de chaleur à plaques. Nous avons abordé les principes de fonctionnement, les différentes configurations de flux, ainsi que les méthodes de calcul de l'efficacité et des pertes de charge. L'utilisation des méthodes DTLM et NUT pour analyser les échanges thermiques a permis d'établir une base solide pour optimiser les performances des échangeurs de chaleur dans divers contextes industriels. Le prochain chapitre se concentrera sur la modélisation et les méthodes de calcul des échangeurs de chaleur à plaques.

Chapitre III
Modélisation d'un
échangeur de chaleur à
plaques

III.1. Introduction

L'étude thermo-énergétique de l'échangeur étudié est essentielle pour définir les paramètres de conception et de dimensionnement. Cette analyse permet de déterminer la surface d'échange nécessaire ainsi que les pertes de charge associées. En comprenant ces aspects, il est possible d'optimiser les performances de l'échangeur de chaleur tout en assurant son efficacité énergétique. Ce chapitre détaillera les méthodes de calcul utilisées ainsi que les résultats obtenus.

III.2. Problématique étudiée

Le refroidissement de l'huile avec de l'eau à travers l'échangeur de chaleur à plaques est crucial pour maintenir les équipements de production de Cevital à des températures idéales. Cependant, ce processus rencontre plusieurs défis techniques et opérationnels. Un de ces défis consiste à maximiser la surface d'échange efficace de l'échangeur pour améliorer le transfert de chaleur tout en réduisant les pertes de pression. Une surface d'échange optimisée est essentielle pour assurer une efficacité thermique maximale, ce qui aide à économiser l'énergie et à diminuer les coûts.

D'autre part, il est crucial de contrôler attentivement les pertes de pression afin de maintenir un flux fluide efficace à travers l'échangeur. Des pertes de pression élevées peuvent diminuer l'efficacité thermique et augmenter la consommation d'énergie. Pour Cevital, il est primordial de gérer ces pertes de pression de manière efficace pour assurer des opérations fluides et rentables dans sa production industrielle.

Cette étude se concentre sur l'amélioration de l'échangeur de chaleur à plaques en maximisant la surface d'échange et en minimisant les pertes de pression, tout en répondant aux besoins spécifiques de Cevital. Cette approche vise à améliorer la performance globale de l'échangeur tout en contribuant à la durabilité économique et environnementale de l'entreprise.

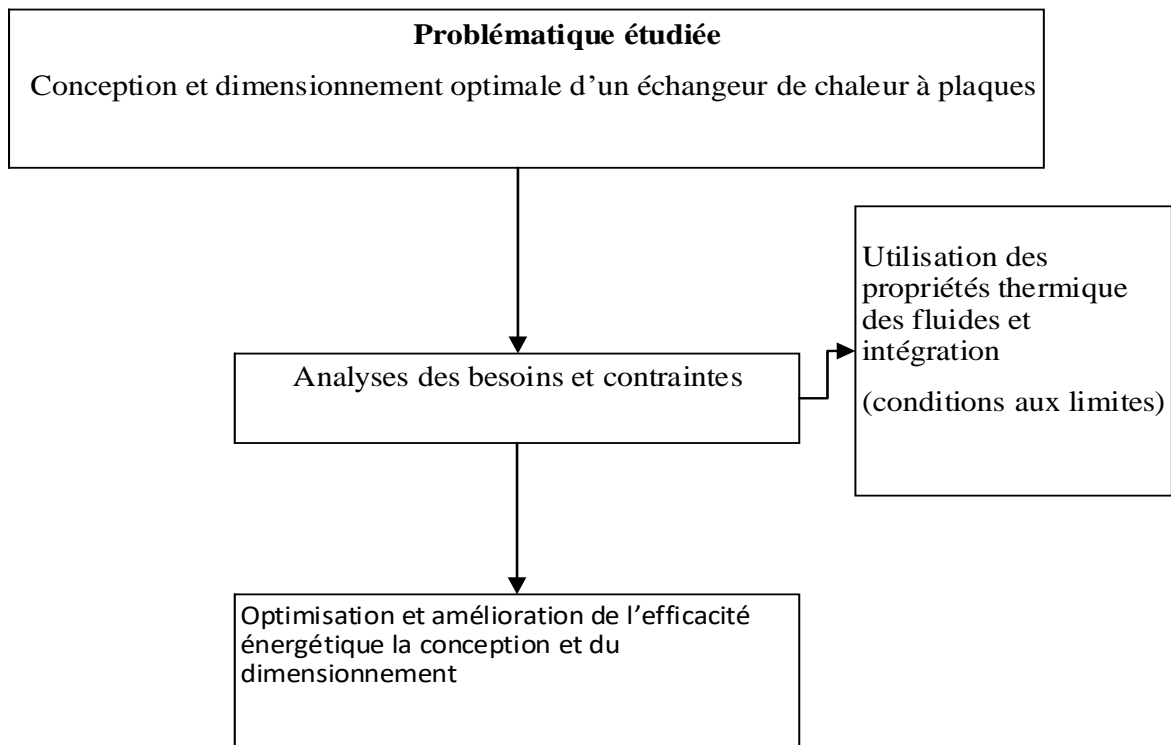


Figure III-1 : Problématique étudiée

III.2.1. Données et caractéristiques physiques des deux fluides

Les caractéristiques physiques des deux fluides utilisés dans l'échangeur de chaleur sont présentées dans les tableaux suivants.

- Les caractéristiques physiques des deux fluides

Fluides	Températures d'entrée $T_e [^{\circ}C]$	Températures de sortie $T_s [^{\circ}C]$	Capacité calorifique C_p	Densité ρ [kg / m^3]	Conductivité thermique λ [$kJ / kg.K$]	Débits [kg / h]	Viscosité dynamique μ [$kg / m.s$]
L'huile	50	18	1860	887.1	0.172	24000	0.0292
L'eau	15	24.6	4190	998.1	0.599	36000	0.00114

Tableau III-1: Les caractéristiques physiques des deux fluides [22]

- Données de la plaque

e [m]	λ [kJ / kg.K]	L_w [m]	L_v [m]	L_p [m]	D_p [m]	N_p
0.0008	16.5	0.61	1.294	1.080	0.214	2

Tableau III-2: Données de la plaque [23]

III.3. Evaluation et variation des paramètres d'échangeur de chaleur

Dans le domaine des échangeurs de chaleur, notre objectif est de déterminer avec précision le transfert de chaleur nécessaire. En procédant ainsi, nous sommes en mesure de calculer la surface d'échange requise pour répondre à ces besoins thermiques spécifiques. Cette démarche nous permet d'adapter la conception de l'échangeur de chaleur de manière personnalisée, en fonction des exigences thermiques déterminées.

La conception d'un échangeur de chaleur comporte plusieurs études essentielles : thermique, hydraulique, mécanique, et technico-économique. L'étude thermique consiste à évaluer le flux de chaleur mis en jeu et la surface nécessaire, ce qui nécessite la connaissance des propriétés des différents fluides ainsi que leurs températures respectives. Dans ce cas, deux situations peuvent se présenter : soit déterminer la surface d'échange nécessaire pour assurer le transfert d'un certain flux de chaleur connu, soit évaluer la quantité de chaleur qui pourrait être échangée par une surface donnée. Dans notre cas, nous nous concentrons sur la situation où nous évaluons la quantité de chaleur qui pourrait être échangée par une surface donnée. Pour analyser le transfert de chaleur dans un échangeur thermique, on utilise certaines méthodes techniques comme la méthode ΔTLM et le nombre de transfert unitaire (NUT).

L'étude hydraulique, quant à elle, consiste à évaluer les pertes de charge dans l'installation et à trouver un compromis entre un flux de chaleur maximum et des pertes de charges minimales. Cette évaluation est cruciale car des pertes de charge élevées peuvent réduire l'efficacité thermique de l'échangeur et augmenter la consommation d'énergie.[14]

III.3.1. Organigramme de calcul

Pour mieux illustrer le processus de calcul et de conception de l'échangeur de chaleur, nous avons élaboré un organigramme détaillé. Cet organigramme présente les différentes étapes nécessaires pour évaluer la quantité de chaleur échangée et pour déterminer la surface d'échange requise. Nous avons utilisé la méthode ΔTLM pour assurer une analyse précise et efficace du transfert de chaleur.

III.3.2. Présentation des calculs

Pour expliquer le dimensionnement de l'échangeur de chaleur, nous présentons ici les calculs nécessaires. Cette section utilise la méthode ΔTLM (Différence de température logarithmique) pour déterminer la surface d'échange requise et optimiser la conception de l'échangeur.

- Calcule la puissance

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{c_e} - T_{c_s}) = 6,6667 \times 1860 \times (50 - 18) = 396802 \text{ w} = 396,802 \text{ kW}$$

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{s_f} - T_{e_f}) = 10 \times 1490 \times (24,6 - 15) = 402240 \text{ w} = 402,240 \text{ kW}$$

- Différence de température logarithmique

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} = \frac{(T_{c_s} - T_{f_e}) - (T_{c_e} - T_{f_s})}{\log \frac{(T_{c_s} - T_{f_e})}{(T_{c_e} - T_{f_s})}} = \frac{(18 - 15) - (50 - 24,6)}{\log \frac{(18 - 15)}{(50 - 24,6)}} = 10,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\Phi}$$

La détermination des valeurs de b a été réalisée en utilisant la formule $b = p - e$ pour chaque valeur de p compris entre 0,001 et 0,0095 et le graphe suivant illustre les résultats obtenus, montrant la relation linéaire entre p et b .

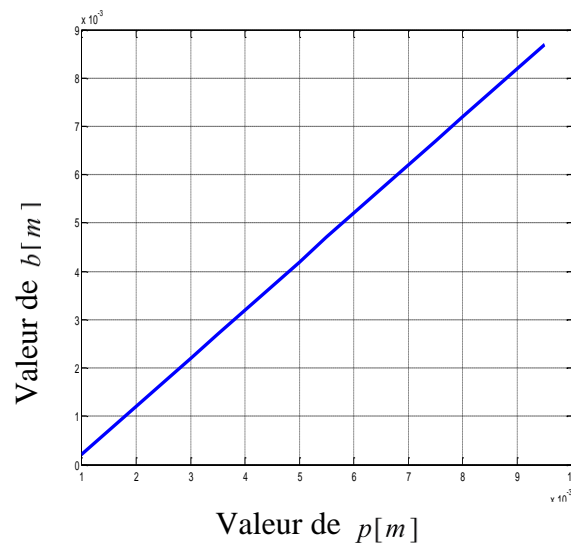


Figure III-3 : Variation de l'espacement moyenne des canaux b en fonction du pas de plaques p

La valeur de Φ a été calculées à l'aide de la formule $\Phi = \frac{A_r}{A_p}$ pour chaque valeur de A_r , allant de 0,1 à 0,9. Le graphe suivant illustre les résultats obtenus, montrant la variation de Φ en fonction de A_r .

$$\text{Avec } A_p = L_w \times L_p = 0,610 \times 1,0800 = 0,6588 \text{ m}^2$$

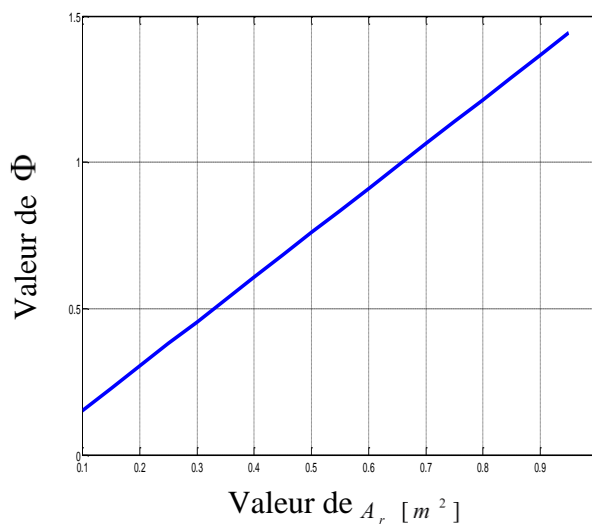


Figure III-4 : Variation du facteur d'agrandissement Φ en fonction de la surface effective réelle A_r

La variation de D_h en fonction de b/Φ , le graphe suivant présente ces résultats

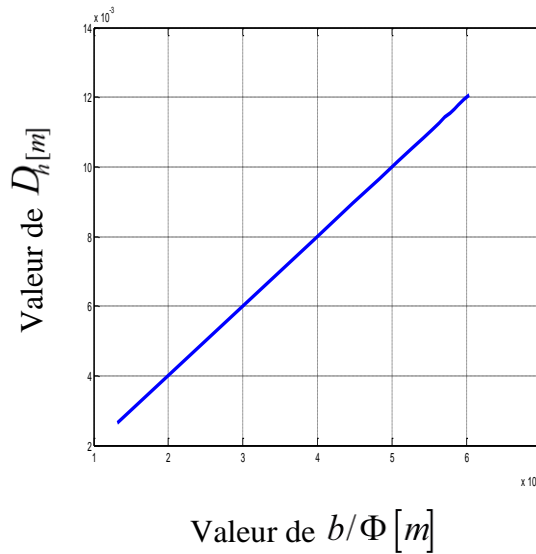


Figure III-5 : La variation du diamètre hydraulique (D_h) en fonction de (b/Φ)

➤ Nombres adimensionnels

- Nombre de Prandtl

$$\text{Fluide chaud : } Pr_c = \frac{\mu_c \cdot C_{p_c}}{\lambda_c} = \frac{0,0292 \times 1860}{0,172} = 315,7674$$

$$\text{Fluide froid : } Pr_f = \frac{\mu_f \cdot C_{p_f}}{\lambda_f} = \frac{0,0014 \times 1490}{0,599} = 7,97429$$

- Nombre de Reynolds

- Calcule le débit massique par canal pour les deux fluides en utilisant la formule

suivant $\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{c_p}}$, ou N_{c_p} varie de 5 à 90. Les graphiques illustrent la variation de \dot{m}_c en

fonction de N_{c_p} pour chaque fluide.

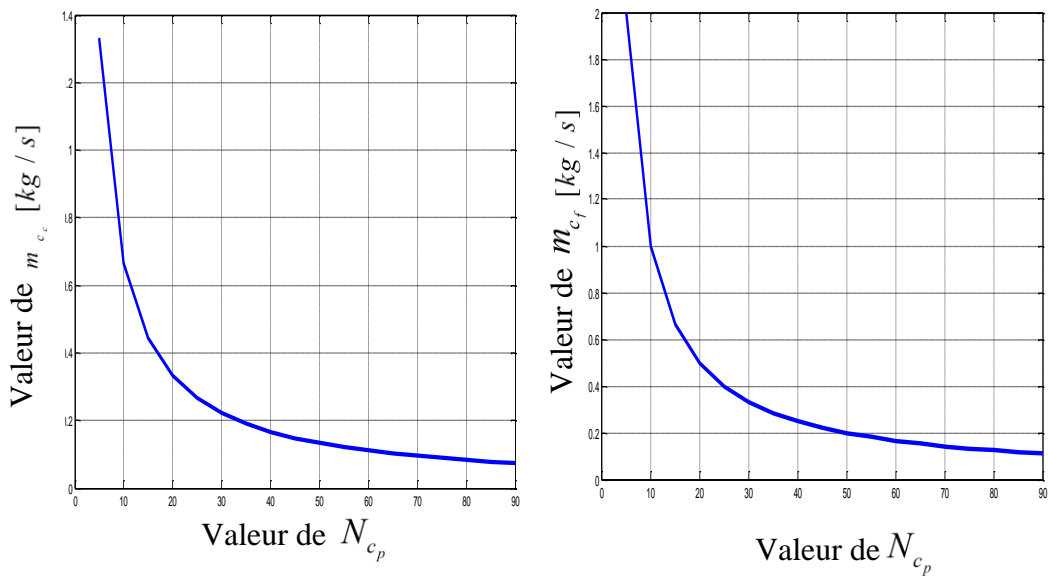


Figure III-6 : La variation du débit massique par canal (m_c) en fonction du nombre de canaux par passage (N_{c_p}) pour chaque fluide.

Calcule la vitesse massique pour les deux fluides en utilisant la formule suivant

$$G_c = \frac{m_c}{b \cdot N_p \cdot L_w}, \text{ où } b \text{ et } m_c \text{ varient. Les graphiques montrent la variation de } G_c \text{ en fonction de}$$

m_c/b pour chaque fluide.

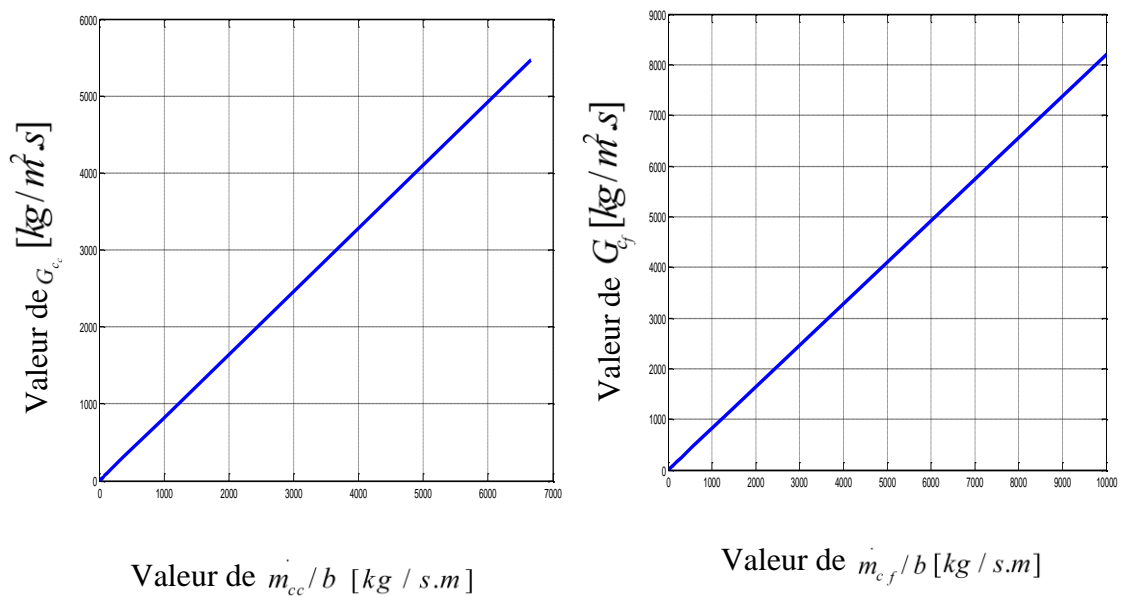


Figure III-7 : La variation de la vitesse massique G_c en fonction du \dot{m}_c/b pour chaque fluide.

- Calcule nombre de Reynolds pour les deux fluides en utilisant la formule suivant $Re = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu}$, où G_c et D_h varient. Les graphiques suivants montrent la variation de Re en fonction de $(G_c \cdot D_h)$ pour chaque fluide.

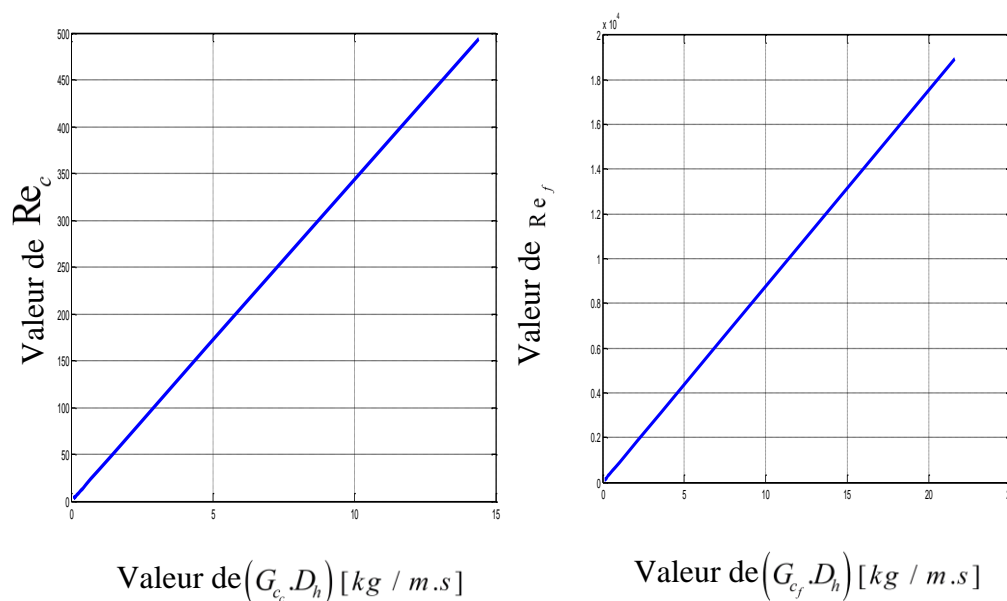


Figure III-8 : La variation de nombre de Reynolds Re en fonction du $(G_c \cdot D_h)$ pour chaque fluide.

- Nombre de Nusselt

Dans cette étude, les valeurs du nombre de Nusselt Nu ont été calculées pour chaque valeur de β en utilisant des équations empiriques appropriées Tableau II.2. Ces valeurs ont ensuite été utilisées pour déterminer le coefficient d'échange global et la surface d'échange thermique nécessaires. Il est intéressant de noter que malgré les variations de Nu , les résultats obtenus pour le coefficient d'échange global et la surface d'échange restent cohérents.

Par exemple Si $\beta \leq 30$

$$Nu = 0,718.Re^{0,394} .Pr^{1/3} \text{ (pour } Re \leq 10)$$

$$Nu = 0,348.Re^{0,663} .Pr^{1/3} \text{ (pour } Re > 10)$$

- Coefficient d'échange global propre
- Coefficient de transfert de chaleur par convection

Calcule le coefficient de transfert de chaleur par convection pour les deux fluides en utilisant la formule suivant $h = \frac{Nu\lambda}{D_h}$, où Nu et D_h varient. Les graphiques suivants montrent la

variation de h en fonction de (Nu / D_h) pour chaque fluide ,quelle que soit la valeur de β .

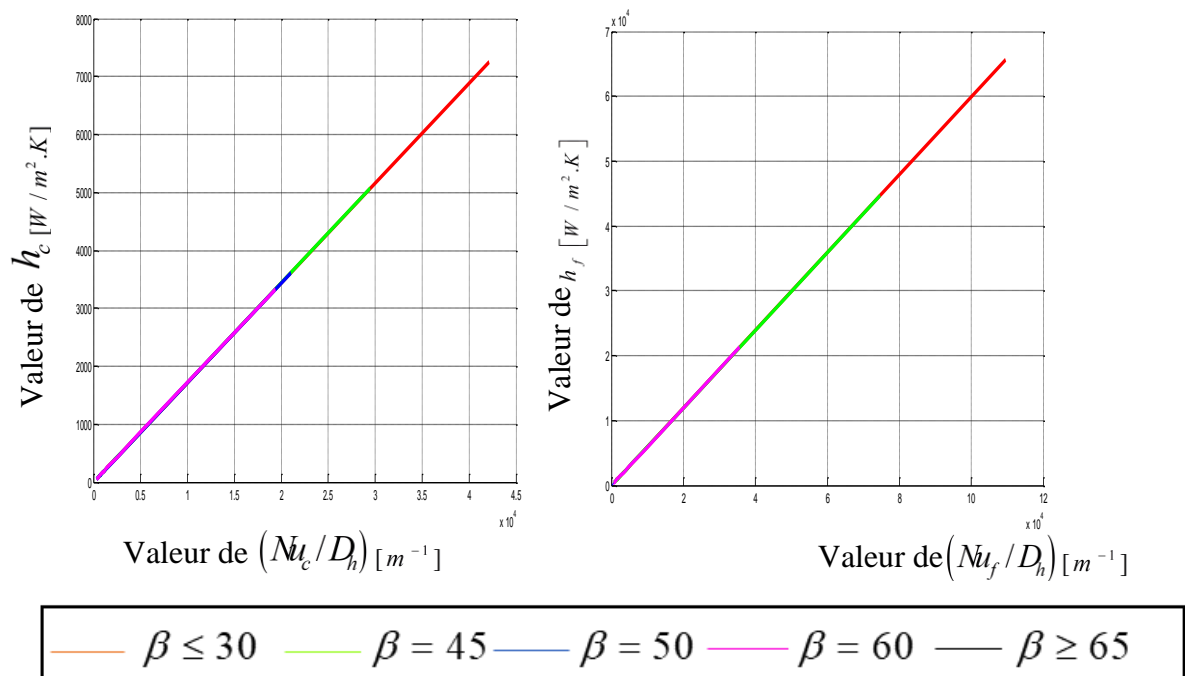


Figure III-9 : La variation de coefficient d'échange par convection h en fonction de (Nu / D_h) pour chaque fluide.

- Coefficient d'échange global propre

Calcule Le coefficient d'échange global propre pour les deux fluides en utilisant la formule suivant $h = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$, où h_c et h_f varient. Le graphe suivant illustre les résultats obtenus,

montrant la variation de h en fonction de pour chaque fluide, quelle que soit la valeur de β

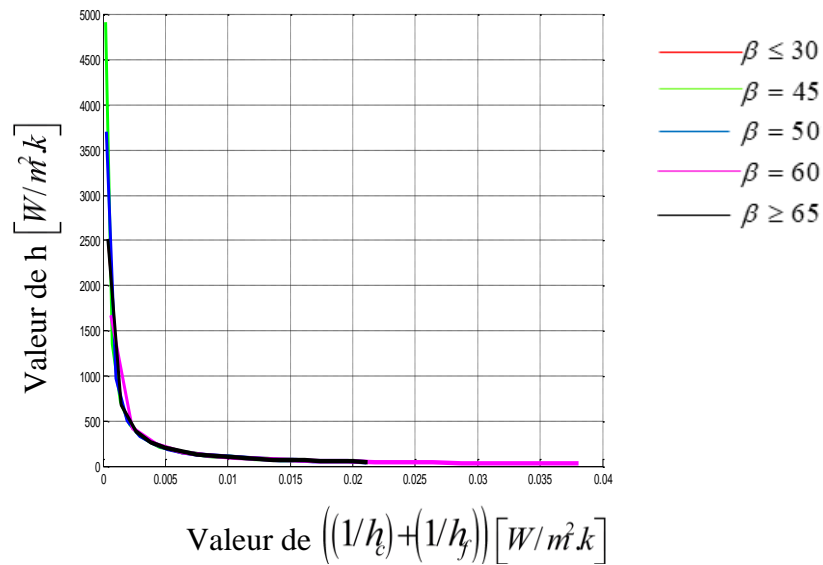


Figure III-10 : La variation de coefficient d'échange global h en fonction du $\left(\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f}\right)$ pour chaque fluide.

➤ Surface d'échange total

La variation de S en fonction de h quelle que soit la valeur de β , le graphe suivant présente ces résultats Avec $S = \frac{Q}{h.\Delta TLM}$.

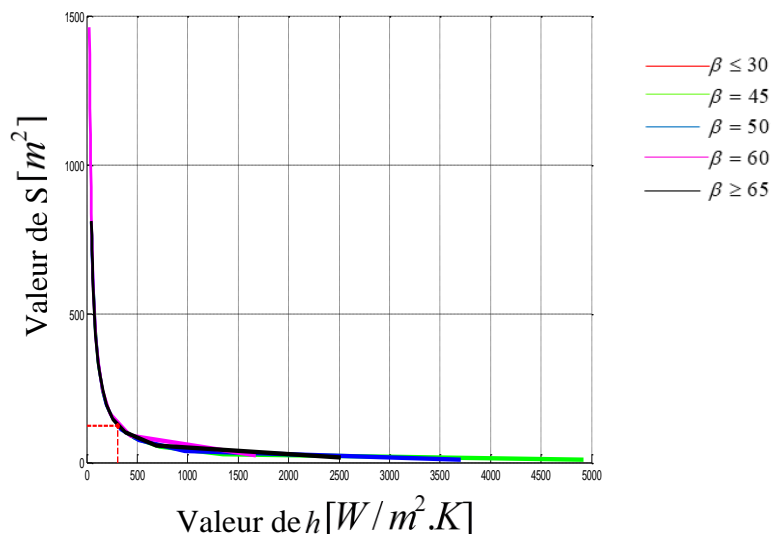


Figure III-11 : La variation de la surface d'échange total S en fonction du coefficient d'échange global h .

➤ Calcule de nombre de plaques total

La variation de N_t en fonction de N_{c_p} , le graphe suivant présente ces résultats Avec

$$N_t = 2N_p \cdot N_{c_p} + 1.$$

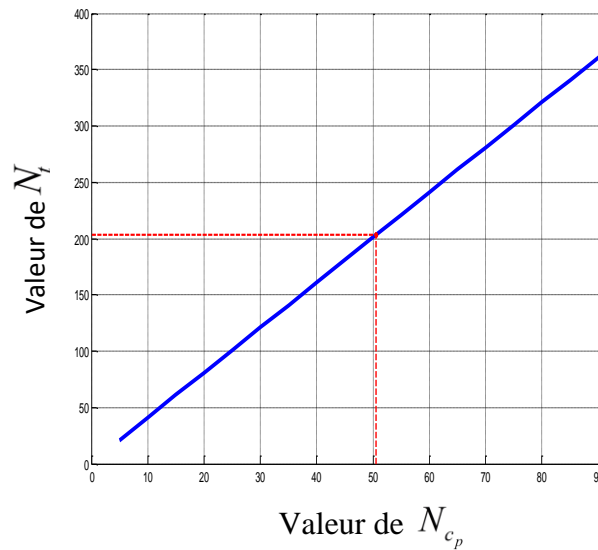


Figure III-12 : La variation du nombre de plaques total N_t en fonction du nombre de canaux par passage N_{c_p} .

➤ Le coefficient global de transfert de chaleur encrassé

le coefficient d'échange global encrassé en utilisant la formule suivant

$$h_{encrassé} = h + \frac{1}{Re_c + Re_f}, \text{ où } h \text{ est le coefficient d'échange global propre et } Re_c \text{ et } Re_f \text{ sont les}$$

résistances d'encrassement des deux fluides. Les valeurs de ces résistances sont données dans le tableau II.3. Le graphe suivant illustre les résultats obtenus, montrant la variation de

$h_{encrassé}$ en fonction de h .

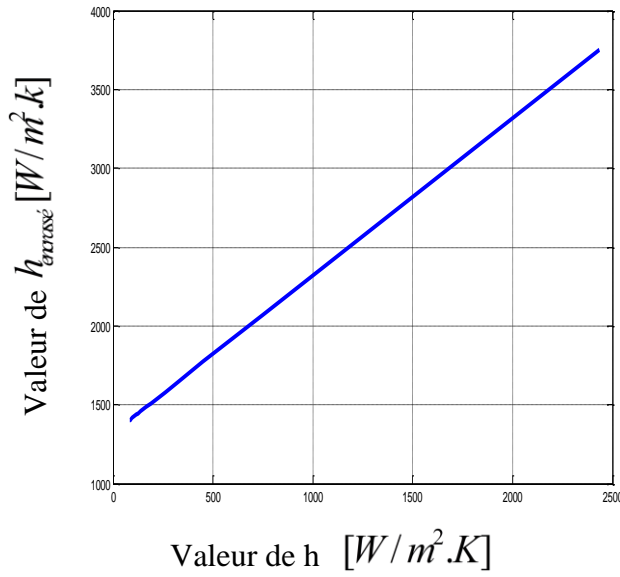


Figure III-13 : La variation du coefficient d'échange global encrassé $h_{encrassé}$ en fonction du coefficient d'échange global propre h .

- Le facteur de propreté correspondant est :

$$CF = \frac{h}{h_{encrassé}}$$

La valeur de CF est définie par le graphique suivant.

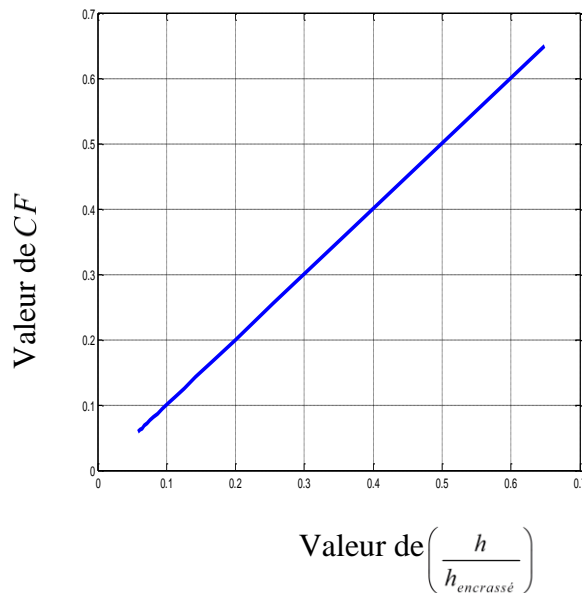


Figure III-14 : La variation du facteur de propreté correspondant CF en fonction du

$$\left(\frac{h}{h_{encrassé}}\right).$$

III.4. Les Pertes de charges

III.4.1. Pertes de charges dans le canal

Les valeurs du facteur de friction pour les deux fluides ont été calculées pour $\beta \leq 30$ en utilisant des équations empiriques appropriées du Tableau II.4. Les résultats obtenus pour le facteur de friction restent cohérents. Cependant, il est essentiel de souligner que les résultats présentés ici sont spécifiques à $\beta \leq 30$. Pour obtenir une évaluation complète et précise du système, il est impératif de répéter ces calculs pour toutes les valeurs de β pertinentes."

Si $\beta \leq 30$

$$f = \frac{50}{\text{Re}^1} \text{ Pour } (\text{Re} < 10)$$

$$f = \frac{19,400}{\text{Re}^{0,589}} \text{ Pour } (10 < \text{Re} < 100)$$

$$f = \frac{2,990}{\text{Re}^{0,183}} \text{ Pour } (\text{Re} > 100)$$

Calcule Pertes de charges dans le canal pour les deux fluides en utilisant la formule suivant

$$\Delta P_c = 4.f \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \frac{G_c^2}{2\rho}, \text{ où } c \text{ et } f, D_h, G_c \text{ sont des variant. Les graphiques suivants montrent}$$

la variation de ΔP_c en fonction de $\frac{f \cdot G_c^2}{D_h}$ pour chaque fluide.

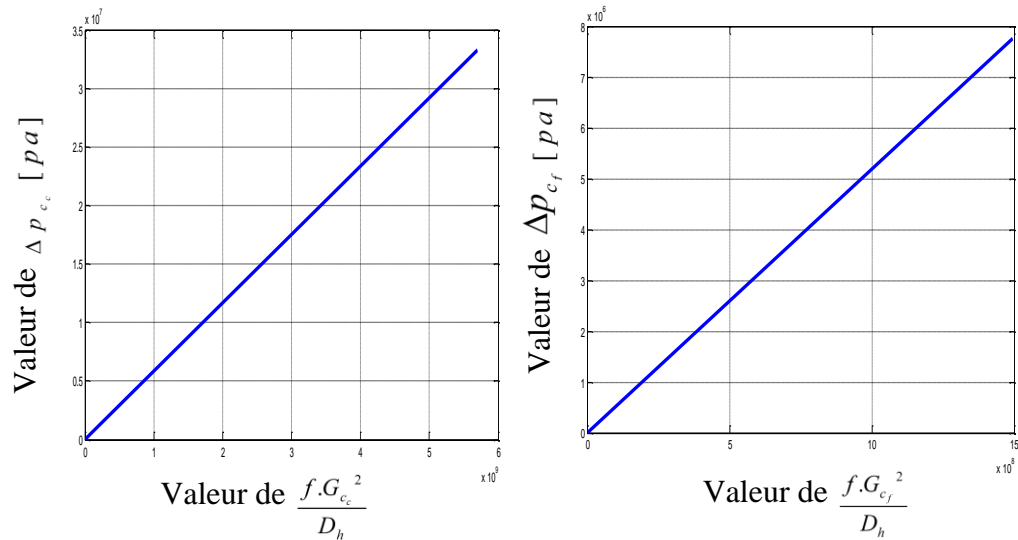


Figure III-15 : La variation des pertes de charges dans le canal en fonction du $\frac{f \cdot G_c^2}{D_h}$.

III.4.2. Pertes de charges dans l'orifice

La vitesse massique est donnée par la formule suivante : $G_p = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_p^2}$

$$\text{Fluide chaud: } G_p = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D_p^2} = \frac{4 \cdot 6,6667}{3,14 \cdot 0,214^2} = 185,3504 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Fluide froid: } G_f = \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\pi \cdot D_p^2} = \frac{4 \cdot 10}{3,14 \cdot 0,214^2} = 278,0242 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Fluide chaud: } \Delta P_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} = 1,4 \cdot 2 \cdot \frac{185,3504^2}{2 \cdot 887,1} = 54,2179 \text{ pa}$$

$$\text{Fluide froid: } \Delta P_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} = 1,4 \cdot 2 \cdot \frac{278,0242^2}{2 \cdot 998,1} = 108,4224 \text{ pa}$$

III.4.3. Pertes de charges totales

Calcule les pertes de charges totales pour les deux fluides en utilisant la formule suivant $\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p$, où ΔP_p est variant. Les graphes suivant illustre les résultats obtenus, montrant la variation de ΔP_t en fonction de ΔP_c pour chaque fluide.

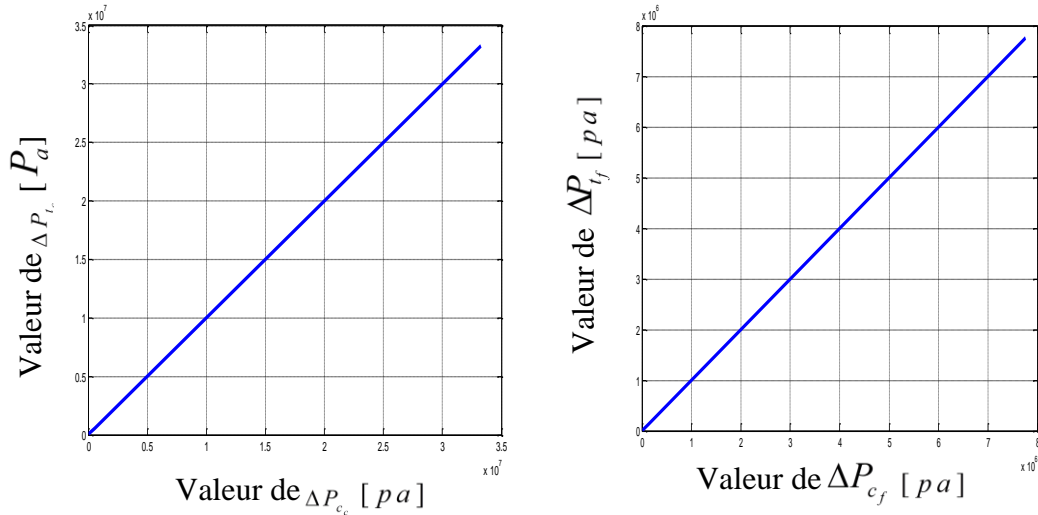


Figure III-16 : La variation des pertes de charges totales ΔP_t en fonction des Pertes de charges dans le canal ΔP_c pour chaque fluide.

III.5. Efficacité de l'échangeur

- Le flux réel : $Q = \left(\dot{m} C_p \right)_c (T_{c_e} - T_{f_e}) = \left(\dot{m} C_p \right)_f (T_{f_s} - T_{f_e})$
- Le flux max : $Q_{\max} = \left(\dot{m} C_p \right)_{\min} (T_{c_e} - T_{f_e})$
- Efficacité : $\varepsilon = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = \frac{50 - 18}{50 - 15} = 0,9143 \Rightarrow 91,43 \%$

III.6. Discussion des résultats

Les résultats obtenus à partir des variations effectuées dans notre analyse de l'échangeur de chaleur à plaques fournissent une validation de notre modèle et de sa conformité avec les spécifications techniques fournies dans la fiche techniques (annexe A), c'est à dire en examinant de près les variations des données et les graphiques associés, nous avons constaté que la surface d'échange thermique, coefficient d'échange globale et le nombre total de plaques correspondent aux valeurs indiquées dans la documentation technique, ce qui été confirmé par vérification des points dans les graphiques.

La surface d'échange calculée est conforme aux besoins de transfert de chaleur identifiés. L'optimisation de cette surface permet de maximiser l'efficacité thermique de l'échangeur. En pratique, cela signifie que l'échangeur de chaleur pourra maintenir les équipements de production de Cevital à des températures idéales tout en minimisant les coûts énergétiques.

Les résultats indiquent une corrélation inverse entre les pertes de charge et l'efficacité thermique. Les pertes de charge ont été minimisées sans compromettre la performance thermique, ce qui est essentiel pour garantir un flux fluide efficace à travers l'échangeur. Cette réduction des pertes de charge contribue non seulement à améliorer l'efficacité énergétique, mais aussi à prolonger la durée de vie des équipements en réduisant l'usure due aux forces excessives.

Les nombres de Prandtl, de Reynolds et de Nusselt jouent un rôle clé dans l'analyse du transfert de chaleur. Les résultats montrent que des variations de ces nombres influencent directement le coefficient d'échange global. Par exemple, une augmentation du nombre de Reynolds, indicatif d'un flux plus turbulent, améliore le coefficient de transfert de chaleur par convection. Cette information est précieuse pour ajuster les conditions de fonctionnement et optimiser le design de l'échangeur.

L'étude du coefficient d'échange global encrassé permet de prendre en compte les effets de l'encrassement sur la performance de l'échangeur de chaleur. Les résultats montrent que, même avec l'encrassement, le coefficient d'échange global reste dans des limites acceptables, ce qui atteste de la robustesse du design. Toutefois, il est recommandé de mettre en place un programme de maintenance régulier pour contrôler l'encrassement et garantir une performance optimale à long terme.

Les pertes de charges totales ont été calculées et illustrées en fonction des pertes de charges dans les canaux. Les résultats montrent que les pertes de charge dans l'orifice sont négligeables par rapport à celles dans les canaux, ce qui indique que la conception des canaux est un facteur critique dans l'efficacité globale de l'échangeur. En réduisant les pertes de charges dans les canaux, il est possible d'augmenter le débit massique et, par conséquent, d'améliorer le transfert de chaleur.

L'efficacité de l'échangeur, définie par le rapport entre le flux de chaleur réel et le flux de chaleur maximal théorique, est un indicateur clé de performance. Les résultats montrent une efficacité élevée, ce qui indique que l'échangeur de chaleur fonctionne près de ses capacités optimales. Cela est particulièrement important pour les applications industrielles de Cevital, où une efficacité élevée se traduit directement par des économies d'énergie et une réduction des coûts opérationnels.

III.7. Conclusions

Notre étude a validé la fiabilité et la précision de la modélisation de l'échangeur de chaleur à plaques, confirmant sa conformité aux spécifications techniques. Cette approche a permis d'optimiser efficacement les performances de l'échangeur, améliorant ainsi l'efficacité énergétique de Cevital.

En intégrant une analyse approfondie des caractéristiques physiques des fluides et l'utilisation de méthodes avancées comme la méthode Δ TLM, nous avons pu concevoir une solution sur mesure pour maximiser le transfert de chaleur tout en minimisant les pertes de charge. Ces résultats soutiennent la durabilité économique et environnementale de l'entreprise, renforçant sa compétitivité et ouvrant de nouvelles perspectives dans le domaine des échangeurs de chaleur.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

En conclusion, notre étude approfondie a souligné l'importance cruciale de l'analyse thermo-énergétique pour optimiser les échangeurs de chaleur à plaques chez Cevital. En validant notre modèle selon les spécifications techniques définies, nous avons confirmé que la surface d'échange thermique, le coefficient global de transfert de chaleur et le nombre total de plaques répondent précisément aux attentes. Cette validation renforce la solidité de notre approche et la pertinence de nos recommandations.

Notre étude a démontré que l'optimisation des échanges thermiques et la minimisation des pertes d'énergie sont essentielles. En comparant nos résultats aux spécifications techniques fournies, nous avons validé la fiabilité de notre méthode. L'optimisation de la surface d'échange s'est révélée être un levier stratégique pour améliorer le transfert de chaleur tout en réduisant la consommation d'énergie. De même, la gestion efficace des pertes de pression est cruciale pour maintenir des opérations fluides et économiquement viables.

Ces conclusions sont essentielles pour Cevital, car elles garantissent des performances thermiques optimales tout en contribuant à la durabilité économique et environnementale de l'entreprise.

Références bibliographiques

- [1]. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic
Copyright © 2003 John Wiley & Sons, Inc.
- [2]. Kuppan Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, 2th edition. CRC Press.
- [3]. Shah, R. K., Classification of heat exchangers, in Heat Exchangers—Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design, Kakaç, S., Bergles, A. E., and Mayinger, F., Eds., John Wiley & Sons, New York, 1981.
- [4]. Alfa Laval, Product Catalogue, Sweden (<http://www.alfalaval.com>).
- [5] Adapted from Butterworth, D., Two-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer, Dordrecht, The Netherlands, 1988.
- [6]. Adapted from Butterworth, D., Boilers, Evaporators and Condensers, John Wiley & Sons, New York, 1991
- [7]. Shah, R. K. and Sekulić, D. P., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, New York, 2003.
- [8]. Sharma, D. D., Heat Exchanger Fabrication Techniques, Lecture Notes of Course No. 490-SPL, Energy Efficient Heat Exchangers Design, Continuing Education Department, University of Roorke, Roorke, India
- [9]. Davies, S., Equipment for boiler fabrication, Welding and Metal Fabrication, August, 306-309 (1969).
- [10]. F. Rene, J.C. Leuliet, M. Goldberg, M. Lalande, Encrassement et nettoyage d'un échangeur de chaleur à plaques lors du traitement UHT d'un produit lacté chocolaté. Comparaison avec le lait. INRA Editions, 1988, 68 (1), pp.85-102. Ffhal-00929120
- [11]. Walker, G., Industrial Heat Exchangers, 2nd edition, Hemisphere, New York, NY, 1990.
- [12] Cooper, A. and Usher, J. D., Plate heat exchangers, in Heat Exchanger Design Handbook, Schlünder, E. U., Ed., Hemisphere, Washington, DC, 1988, ch. 3.
- [13]. From Raju, K. S. N. and Jagdish, C. B., Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Hemisphere, Washington, DC, 1983. With permission.

[14]. Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij, Heat exngers selection, rating, and thermal design, 3th édition. Sadik & Kakaç. Heat exchangers. selection, rating, and thermal design.CRC Press.

[15]. Wang, L., Sundén, B. and Manglik, R.M. (2007) Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance.

[16]. From Saunders, E. A. D., Heat Exchangers—Selection, Design, and Construction, John Wiley & Sons, New York, 1988; Kumar, H., Inst. Chem. Symp. Series, No. 86, 1275–1286, 1984.

[17]. tandards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1988. With permission. ©1988 Tubular Exchanger Manufacturers Association.

[18]. Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 7th ed., New York, 1988.

[19]. Bowman, R. A., Mueller, A. C., and Nagle, W. M., Mean temperature difference in design, Trans. ASME, 62, 283, 1940.

[20] Kumar, H., The plate heat exchanger: construction and design, 1st UK National Conference on Heat Transfer, University of Leeds, 3-5 July, Inst. Chem. Symp. Series, No. 86, 1275–1286, 1984.

[21] Edwards, M. F., Chagal, A. A., and Parrott, D. L., Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using Newtonian and non-Newtonian liquids, Chem. Eng., 286–293, May 1974.

[22] Annexe A

[23] Annexe B

Annexes

Annexe A

Fiche technique de l'échangeur

Données confidentielles

Annexe B

Plan de l'échangeur

Données confidentielles

Résumé

Dans le contexte industriel, les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans la gestion énergétique efficace. Notre projet s'est concentré sur une étude du comportement dynamique et thermique d'un échangeur de chaleur à plaques en contre-courant, spécifiquement utilisé pour le refroidissement de l'huile.

Les résultats de notre étude montrent une performance thermique précise, mettant en évidence une efficacité notable dans le transfert de chaleur. Cette analyse a permis d'identifier les configurations optimales du système pour garantir un refroidissement efficace de l'huile tout en réduisant au minimum les pertes de charge.

L'étude a été réalisée sous forme de variations, avec les résultats présentés sous forme de graphiques, illustrant les performances thermiques et dynamiques de l'échangeur.

Mots clés : Echangeurs de chaleur a plaques, contre-courant, efficacité, pertes de charges.

Abstract

In the industrial context, heat exchangers play a crucial role in efficient energy management. Our project focused on studying the dynamic and thermal behavior of a counterflow plate heat exchanger, specifically used for oil cooling.

The results of our study demonstrate precise thermal performance, highlighting a notable efficiency in heat transfer. This analysis allowed us to identify the optimal system configurations to ensure effective oil cooling while minimizing pressure losses.

The study was conducted through variations, with the results presented in the form of graphs, illustrating the thermal and dynamic performances of the heat exchanger.

Keywords: Plate heat exchangers, counter-current flow, efficiency, pressure losses.

Résumé

Dans le contexte industriel, les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans la gestion énergétique efficace. Notre projet s'est concentré sur une étude du comportement dynamique et thermique d'un échangeur de chaleur à plaques en contre-courant, spécifiquement utilisé pour le refroidissement de l'huile.

Les résultats de notre étude montrent une performance thermique précise, mettant en évidence une efficacité notable dans le transfert de chaleur. Cette analyse a permis d'identifier les configurations optimales du système pour garantir un refroidissement efficace de l'huile tout en réduisant au minimum les pertes de charge.

L'étude a été réalisée sous forme de variations, avec les résultats présentés sous forme de graphiques, illustrant les performances thermiques et dynamiques de l'échangeur.

Mots clés : Echangeurs de chaleur a plaques, contre-courant, efficacité, pertes de charges.

Abstract

In the industrial context, heat exchangers play a crucial role in efficient energy management. Our project focused on studying the dynamic and thermal behavior of a counterflow plate heat exchanger, specifically used for oil cooling.

The results of our study demonstrate precise thermal performance, highlighting a notable efficiency in heat transfer. This analysis allowed us to identify the optimal system configurations to ensure effective oil cooling while minimizing pressure losses.

The study was conducted through variations, with the results presented in the form of graphs, illustrating the thermal and dynamic performances of the heat exchanger.

Keywords: Plate heat exchangers, counter-current flow, efficiency, pressure losses.