

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 : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

Ghout Azzeddine

Thème

Dimensionnement d'un échangeur à plaques

Soutenu le :01/07/2024 devant le jury composé de :

M.DJERRADA/A

Président

M.BENSLIMANE/A

Rapporteur

M.HAMDI/M

Examineur

Année Universitaire 2023-2024

Populaire et Démocratique Algérienne République
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



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 : Ghout

Prénom : Azzeddine

Matricule : 161633012308

Spécialité et/ou Option : Installations Energétiques et Turbomachines

Département : Génie Mécanique

Faculté : Technologie

Année universitaire : 2023/2024

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

Intitulé : Dimensionnement d'un échangeur 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 Bejaia le
20/10/2024

Signature de l'intéressé
(*) Lu et approuvé

(*) Arrêté ministériel disponible sur le site www.univ-bejaia.dz/formation (rubrique textes réglementaires)

Remerciements

On remercie Dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer de terminer ce mémoire.

Tout d'abord je remercie Mr BENSLIMANE ABDELHAKIM pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant la préparation de ce mémoire.

Sans oublier de remercier les membres de ma famille pour leur soutien et leur encouragement, particulièrement mes parents.

Enfin, merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ce mémoire, de point de vue scientifique ou administratif.

Dédicaces

Je dédié ce modeste travail à :

Mon père, Ma mère

Mes frères

Fatah et Tous les amis

Toute la famille GHOUT.

Sommaire :

INTRODUCTION GENERALE	01
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur :	
I-1-Introduction	02
I-2- Définition d'un échangeur thermique.....	02
I-3-Types classiques des échangeurs de chaleur.....	02
I-4-Critères de classement des échangeurs.....	02
I-4-1. Classement technologique.....	02
I.4 .2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	02
I.4 .3. Classement suivant l'état fluide.....	03
I-5-Echangeurs tubulaires	03
I-6-Les échangeurs à plaques.....	04
I-6-1.Description des différents composants de l'échangeur à plaques et joints.....	05
I-6-1-1. Les plaques et leurs cannelure.....	05
I-6-1-1-1. Plaques à cannelure droites	06
I-6-1-1-2. Plaques à cannelures en chevron	06
I-6-1-2. Dimensions caractéristiques.....	07
I-6-1-3. Les joints.....	07
I-6-2. Principe de circulation.....	08
I-6-3. Autres types d'échangeurs à plaques	08
I-6-3-a. Echangeurs à tube u	08
I-6-3-b. Échangeur à faisceau tubulaire horizontal	08
I-6-3-c. Échangeur à faisceau tubulaire vertical	09
I-6-3-d. Échangeur à spirales	09
I-6-3-d. Échangeur à spirales	10
Chapitre II : Théorie des échangeurs a plaque :	
II-1-Introduction.....	11
II-2- Etude d'un échangeur de chaleur	11
II-3-Transfer de chaleur	11
II-3-1-Propriétés thermiques des fluides utilisés.....	11

II-3-2-Notion de flux de chaleur	12
II-3-3-Coefficient d'échange de chaleur	12
II-3-4-Flux de chaleur transféré entre deux fluides.....	13
II-3-5- Détermination du coefficient thermique de convection h.....	13
II-3-6-Notion de résistance thermique	14
II-3-7-Notion de la différence de température moyenne logarithmique	14
II-3-8- Efficacité d'un échangeur de chaleur	17
II-3-9-Nombre d'unité de transfert NUT	18
II-4-Les pertes de charges	19
II-5-L'encrassement des échangeurs.....	20
II.6 –conclusion.....	20
Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur a plaque :	
III.1.Introduction	21
III.2.Présentation de l'échangeur à plaque et à joints	21
III.2.1.Circuit de l'échangeur	21
III.2.2.Dimension et caractéristique de la plaque.....	21
III.3.Organigramme de dimensionnement d'un échangeur à plaque	22
III.4.Méthode de calcul	23
III.5.Organigramme de calcul	29
III.6.Donnees de constructeur et propriétés physique de chaque fluide	31
III.7. Présentation de calcul.....	32
III.8.Conclusion.....	39
Conclusion Générale	40
Références Bibliographiques	41

Liste des figures :

Figure I.1 : Les différents types d'échangeurs tubulaires [1].....	4
Figure I.2 : Les échangeurs à plaques [11].....	4
Figure I.2 : Distributions mono passes en Z dans un échangeur à plaques et joint [1], [10].....	5
Figure I.3 : Distribution mono passes en U dans un échangeur à plaques et joint [1], [10].....	5
Figure I.5 : Exemple de profils pour augmenter la turbulence [12].....	6
Figure I.6 : Plaque à cannelures [11].....	6
Figure I.8 : Schéma explicite du montage d'un joint	7
Figure I.9 : Zone de circulation délimitée par l'espace entre plaques	8
Figure I.10 : schéma d'un échangeur à tube u [3].....	8
Figure I.11: schéma d'un échangeur tubulaire [3].....	9
Figure I.12 : schéma d'un échangeur tubulaire [3].....	9
Figure I.13 : schéma d'un échangeur à spirale [3].....	10
Figure II.1 : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs.....	15
Figure III.1 : présentation du circuit de l'échangeur	22
Figure III.2 : Paramètre de la plaque	23
Figure III.3 : Organigramme de calcul thermique d'un échangeur	29

NOMECLATURE

Symbole	Définition	Unité(SI)
L_{eff} :	Longueur de la plaque	m
L_w :	Largeur de la plaque	m
D_h :	Diamètre hydraulique	m
t :	Epaisseur de la plaque	m
b :	Epaisseur entre les plaques	m
S :	Surface d'échange	m^2
A :	Section de passage	m^2
U :	Vitesse de fluide	m/s
m :	Débit massique	kg/s
Re :	Nombre de Reynolds	/
Pr :	Nombre de Prandt	/
Nu :	Nombre de Nusselt	/
C_p :	Chaleur massique	$kJ/kg \cdot ^\circ C$
H :	Coefficient d'échange local	$W/m^2 \cdot K$
U :	Coefficient d'échange global	$W/m^2 \cdot K$
T :	Température	K
E :	Efficacité d'échange	%
NUT :	Nombre d'unités de transfert	/
$DTLM$:	Moyenne logarithmique de différence de Température	K
R :	Résistance thermique	$m^2 \cdot K/W$
$m \cdot C_p$:	Capacité calorifique du fluide	/
F :	Coefficient de friction	/
R_f :	Rapport débit calorifique	/
K_p, m :	constantes	/
Δp :	Perte de pression	Pa
Δ_{pp} :	Perte de pression de l'orifice	Pa

Δ_{p_c} : Perte de pression du canal Pa

Symbole grecs

ρ : Masse volumique kg/m³
 μ : Viscosité dynamique $pa \cdot s$
 λ : Conductivité thermique W/m.K
 ϕ : puissance thermique W

Introduction générale :

Les équipements statiques jouent un rôle très important dans différents domaines industriels car ils fournissent des outils de production. Parmi ces appareils, on distingue différents types d'échangeurs thermiques. Ils sont généralement installés sur des circuits de production ou autres circuits publics.

Les échangeurs thermiques étudiés sont du type échangeur à plaques, installés dans les lignes de production ou dans nos lignes de production, dont le fonctionnement est réglable dans des conditions de débit et de température variables

L'étude envisagée dans ce travail était de déterminer les dimensions d'un échangeur thermique à plaques initialement conçu qui transfère l'énergie thermique d'un fluide à un autre. Divers calculs suivent la méthode de calcul mise en œuvre. Comparer les résultats obtenus avec ceux de l'état initial du fabricant (fiche technique).

Dans le premier chapitre, nous avons présenté les différents types d'échangeurs de chaleur et leurs domaines d'utilisation, l'étape suivante est le chapitre 2, qui présente l'environnement et le fonctionnement des échangeurs de chaleur à plaques. La troisième partie sera dédiée au dimensionnement et à la détermination des paramètres énergétiques tels que : le flux thermique, le coefficient global de communication et le rendement. Enfin, cet article résume la situation générale et donne quelques suggestions pour l'avenir.

Chapitre I :

Généralités sur l'échangeur

I.1 introduction :

Dans les entreprises industrielles, les échangeurs de chaleur constituent un élément important de toute politique de gestion énergétique. La majorité de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels (90%) passe par un échangeur de chaleur au moins une fois, soit d'un procédé lui-même, soit dans les systèmes de récupération de chaleur de ces procédés. Pour une application donnée, le choix de l'échangeur thermique dépend de plusieurs paramètres : plage de température et pression de fluide, propriétés physiques et agressivité de fluide, entretien et taille.

Ce chapitre fournit des informations générales sur les différents types d'échangeurs, en précisant leurs caractéristiques, leurs domaines d'utilisation, etc.

I.2 définition d'un échangeur thermique :

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour assurer un transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. L'appareil chauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre, généralement sans changement de phase.

Les échangeurs de chaleur permettent l'échange thermique entre deux liquides, deux gaz ou un gaz et un liquide. Dans le cas de transferts thermiques avec changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer des fonctions d'évaporation ou de condensation.

I.3 types classiques des échangeurs de chaleur :

Pour trouver des solutions d'un échange thermique, on utilise des grandes variétés de produits, dans les principales sont les échangeurs à plaques et les échangeurs à tube.

I.4 critères de classement des échangeurs :

Pour classer les différents types d'échangeurs de chaleur, on peut compter plusieurs critères,

Ces derniers peuvent être classés comme suit :

I.4.1. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [1]:

- ❖ les échangeurs à tube : monotube, coaxiaux ou multitubulaires.
- ❖ Les échangeurs à plaque : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ❖ Les échangeurs d'autre type : à contact direct, à caloducs ou un seul fluide.

I.4.2. classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées,

etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [1].

I.4.3. Classement suivant l'état de fluide :

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 [1] :

- ❖ les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ❖ un seul fluide présente un changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ❖ les deux fluides présentent un changement de phase.

I.5 Échangeur tubulaire :

Les échangeurs utilisant des tubes comme constituant principale la paroi d'échange sont les plus répandus. On choisit 3 catégories :

- ❖ échangeur monotube dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.
- ❖ échangeur coaxial, dans lequel les deux tubes sont concentriques et l'échangeur est souvent cintré pour limiter son encombrement ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- ❖ échangeur multitubulaire, existant sous plusieurs formes, et on a choisi 2 formes :
 - échangeur à tubes séparés.
 - échangeur à tubes rapprochés.



Figure1.1 : les différents types d'échangeurs tubulaires [1].

I.6 Les échangeurs à plaques :

Ils sont composés d'un empilement de plaques avec joints d'étanchéité. Les fluides circulent entre ces plaques dans des canaux plats où la circulation peut être effectuée.

Être soit horizontale ou latérale. Il y a alternance du fluide froid et du fluide chaud d'un canal au suivant, globalement, la distribution des fluides entre les canaux se fait en U, en Z ou un schéma Multi-passes. Ils sont surtout recommandés lorsqu'il s'agit de transférer de la chaleur entre deux Liquides, d'une part parce que la surface d'échange est importante par rapport au volume de L'appareil et d'autre part parce que les fluides se trouvent en turbulence au cours de la traversée De l'appareil

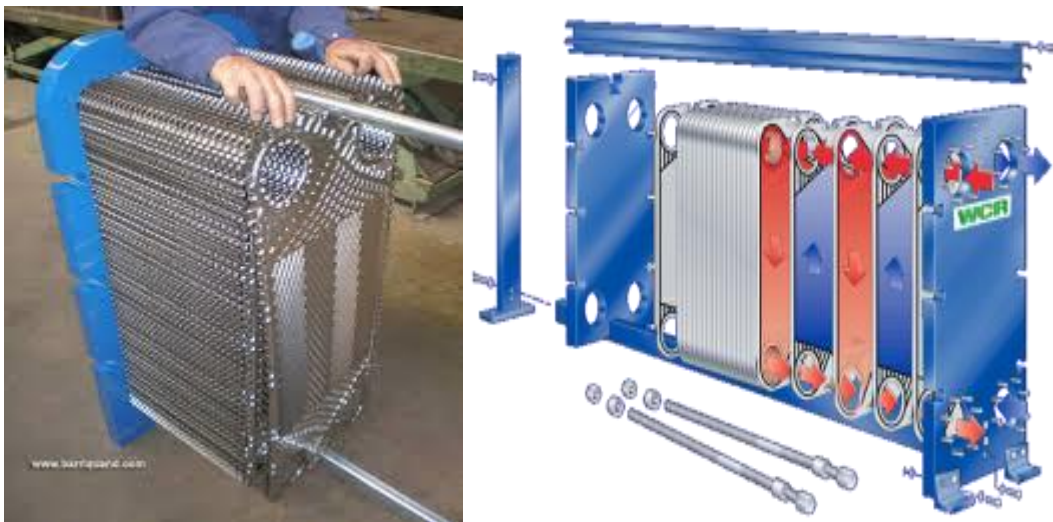


Figure I.2 : Les échangeurs à plaques [11]

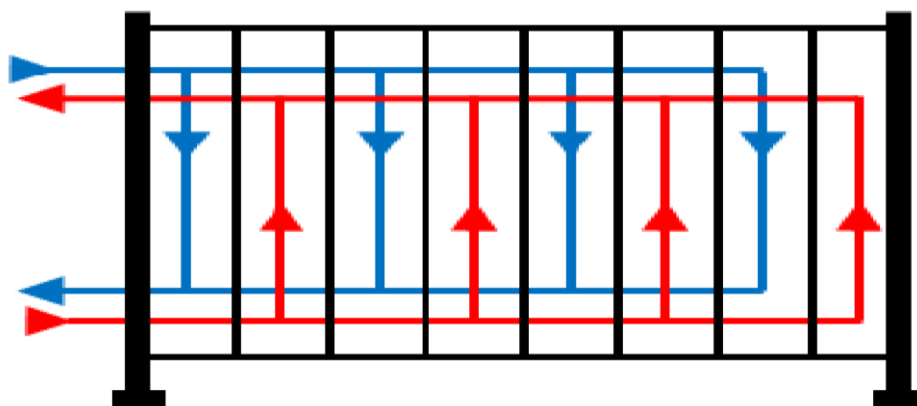


Figure I.3 : Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque [10].

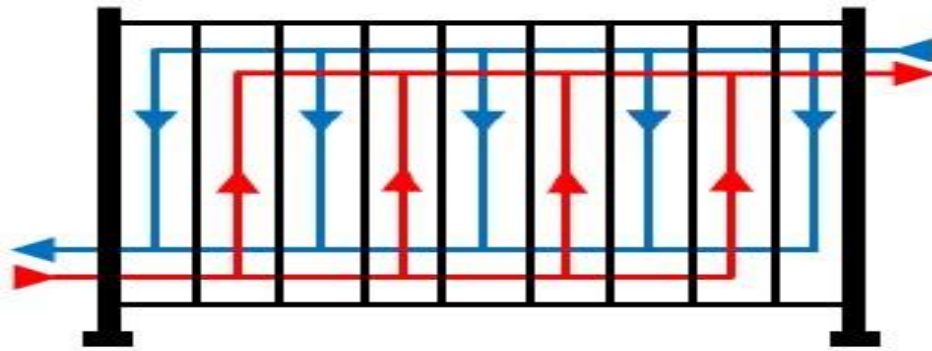


Figure I.4 : Distribution en Z mono passe dans un échangeur à plaque [10].

I.6.1 Description des différents composants de l'échangeur à plaques et joints :

I.6.1.1 Les plaques et leurs cannelures :

Le dessin des *plaques* et de *leurs cannelures* varie d'un constructeur à l'autre. Il existe de par le monde une soixantaine de dessins de *plaques*.

Les plaques sont obtenues par emboutissage. Elles sont généralement fabriquées dans différentes nuances de matériaux métalliques, Les matériaux utilisés sont en général Acier inoxydable AISI 304, 316, 18/12/6,5 (Avesta SMO), Titane, Titane-Palladium, Incoloy, Hastelloy, Diabon F100.

I.6.1.1.1 Plaques à cannelures droites :

Il s'agit de cannelures perpendiculaires à la direction principale de l'écoulement et parallèles entre elles. Deux types de conception de canaux sont possibles :

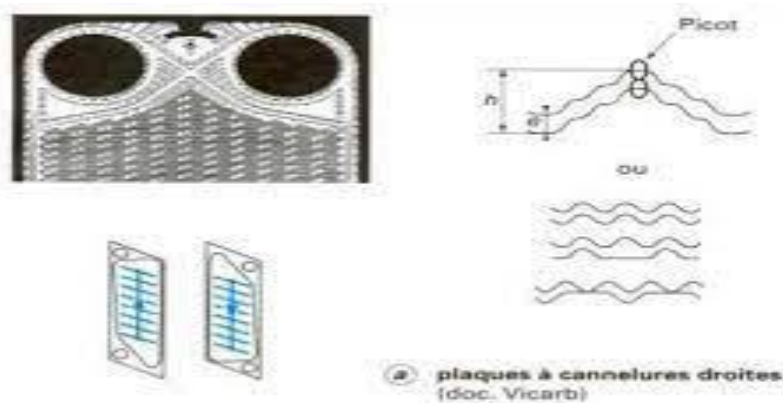


Figure I.6 : Plaque à cannelures [11].

Les plaques sont assemblées entre elles par collage ou soudage et placées dans un châssis rigide. L'épaisseur d'une plaque oscille généralement entre 0,1 et 0,8 mm, la distance entre les plaques est très faible, entre 5 et 10 mm, et les courants sont généralement croisés. Afin de maximiser l'échange convectif, les plaques peuvent être gaufrées et créer de la sorte une turbulence [2].

I.6.1.1.2 Plaques à cannelures en chevron :

Les chevrons sont peu ondulés, d'épaisseur égale à celle des joints pressés (environ 3 à 5 mm). Ces ondulations sont inclinées par rapport à la direction principale d'écoulement d'un angle α

I.6.1.2 Dimensions caractéristiques :

Dans ce type d'échangeurs, on peut définir trois dimensions caractéristiques, pour une plaque, la longueur L et la largeur l , et pour l'écoulement entre plaques, le diamètre hydraulique noté D_h défini à partir du jeu moyen entre plaques.

I.6.1.3 Les joints :

Les joints assurent, grâce à leur forme, l'étanchéité périphérique de chaque plaque de l'échangeur et autorisent ou interdisent l'écoulement des fluides entre celles-ci



Figure I.8 : Schéma explicite du montage d'un joint.

Ils sont les composants qui limitent les niveaux de température et de pression des échangeurs à plaques.

Le joint principal est celui qui entoure la surface d'échange de la plaque où circule un des fluides, les circulaires assurant l'étanchéité autour des trous de passage de l'autre fluide à travers la plaque.

Ces trois parties sont reliées ensemble par les barrettes de raccordement n'ayant aucun rôle d'étanchéité mais servant parfois d'entretoise-support (de traverse) lors du serrage des plaques.

La zone de circulation de chacun des fluides est délimitée par le joint principal et les joints circulaires.



Figure I.9 : Zone de circulation délimitée par l'espace entre plaques.

I.6.2 Principe de circulation :

Dans chaque plaque, des canaux permettent la circulation parallèle de deux fluides, l'un chaud qui est refroidi et l'autre froid qui est réchauffé. Ainsi, dans un échangeur à plaques un fluide circule dans les conduits pairs, pendant que l'autre circule dans les conduits impairs.

I.6.3 Autres types d'échangeurs à plaques :

Suivant l'usage de construction et les matériaux utilisés, on distingue :

A. Échangeurs à tube u :

L'échangeur le plus commun résiste aux plus pression et libre dilatation et puissant[3].

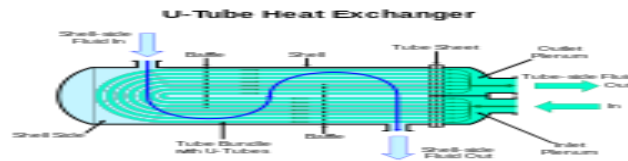


Figure I.10 : schéma d'un échangeur à tube u [3].

B. Échangeur à faisceau tubulaire horizontal :

Un échangeur tubes-calandre est constitué d'un faisceau de tubes disposé à l'intérieur d'une enveloppe dénommée *calandre*, l'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre.

Un échangeur tubes-calandre résiste aux fortes pressions et puissant et économique et accepte des grands écarts de température et peut être utilisé en condensation partielle [3].

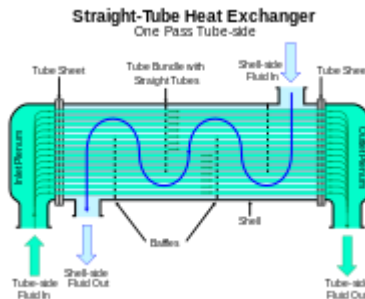


Figure I.11 : schéma d'un échangeur tubulaire horizontal [3].

C. Échangeur à faisceau tubulaire vertical :

L'échangeur à faisceau tubulaire vertical a faible encombrement et peut être plein de condensat et parfaitement adapté à l'échange vapeur haute pression/eau [3].



Figure I.12 : schéma d'un échangeur tubulaire vertical [3]

D. Échangeur à spirales :

un échangeur à spirales consiste en deux plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire.

L'échangeur à spirales il a une grande surface de contact et large passage et aussi encombrement réduit et excellent condenseur [3].

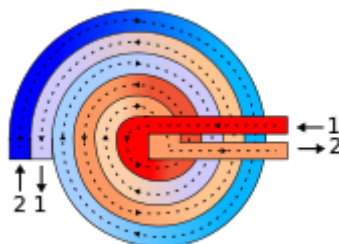


Figure I.13 : schéma d'un échangeur à spirale [3]

Chapitre II :

Théories des échangeurs à plaques

II.1 Introduction :

Ce chapitre est consacré aux différentes méthodes de calcul utilisées dans le dimensionnement des échangeurs de chaleur.

Le chauffage et le refroidissement des fluides circulant dans les canalisations constituent l'un des processus de transfert de chaleur industriels les plus importants. Toute étude des échangeurs de chaleur nécessite une compréhension du coefficient de transfert de chaleur entre la paroi du tube et le fluide circulant à l'intérieur. La taille des chaudières, échangeurs, surchauffeurs et réchauffeurs dépend des phénomènes de convection entre les surfaces d'échange et les fluides.

II .2 Etude d'un échangeur de chaleur :

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche souvent à obtenir une puissance thermique d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possible, autrement dit au meilleur coût d'investissement. Lors des études générales relatives à des installations des échangeurs de chaleur apparaît souvent la nécessité d'évaluer [4].

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

II.3 Transfert de chaleur :

- Définition :

Le chauffage et le refroidissement des fluides circulant dans les canalisations constituent l'un des processus de transfert de chaleur industriels les plus importants. Conception et étude de différents types d'échangeurs de chaleur entre la paroi du tube et le fluide circulant à l'intérieur. La taille des chaudières, échangeurs, surchauffeurs et réchauffeurs dépend des phénomènes de convection entre la surface interne des canalisations et le fluide.

II.3.1 Propriétés thermiques des fluides utilisés :

Les échangeurs à plaques et à joints utilisés sont traversés par deux fluides différents nature :

- ✓ L'eau comme étant le fluide de réchauffement appelé ainsi fluide caloporteur (fluide chaud).
- ✓ L'eau aussi est considérée comme un (fluide froid).

- Chaleur massique (C_p) :

La chaleur massique d'un corps est égale à la quantité de chaleur qu'il faut fournir pour élever de 1 °C la température de l'unité de masse de ce corps. Dans le système international d'unités, $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ [5].

- Conductivité thermique (λ) :

La conductivité thermique λ est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et est appelée conductivité thermique. La conductivité thermique s'exprime $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [5].

- Masse volumique (ρ) :

Aussi appelée densité volumique de masse, est une grandeur physique qui caractérise la masse de cette substance par unité de volume [5].

- Viscosité (μ) :

C'est une propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement [5].

II.3.2 Notion de flux de chaleur :

Le flux de chaleur ou la puissance thermique P (W) est défini pour tous les modes de transfert de chaleur comme la quantité de chaleur Q (J) qui circule à travers une surface isotherme S (m^2) pendant un temps t (s).

$$P = \frac{Q}{t} \quad (\text{II.1})$$

II.3.3 Coefficient d'échange de chaleur :

L'échange global de chaleur entre deux fluides ou deux surfaces isothermes de température T_1 et T_2 est défini par le coefficient d'échange de chaleur h , où T_1 est supérieur à T_2 . Dans cette définition générale, il n'est pas toujours question d'un type spécifique de

transfert. Ce coefficient présente l'avantage de pouvoir être utilisé pour divers processus de transfert entre les deux surfaces (conduction, convection ou rayonnement).

$$p = U \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{II.2})$$

Lorsque U est mesuré en W.m⁻².K⁻¹, il dépend :

- ❖ type de fluide.
- ❖ Les caractéristiques du régime d'écoulement du fluide désignées par le nombre de Reynolds.
- ❖ la géométrie et de la texture de la surface du tuyau.

Le coefficient d'échange de chaleur U peut être calculé à partir du nombre de Nusselt qui sera défini ultérieurement [6].

II.3.4 Flux de chaleur transféré entre deux fluides :

Considérons le transfert de chaleur dans un arrangement où deux fluides circulent. Ceci peut être évalué à l'aide de l'équation suivante :

$$\Phi = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{1c} - T_{1f}) \quad (\text{II.3})$$

$$\Phi = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{2c} - T_{2f}) \quad (\text{II.4})$$

m_i et C_{p_i} sont respectivement le débit massique et la capacité thermique (i) du fluide. T_{ic} et T_{if} sont les températures chaude et de froid du liquide i (i=1 : chaud et i=2 : froid).

L'équation entre les expressions II.3 et II.4 permet de calculer la température de sortie du fluide froid :

$$T_{ic} = \frac{\Phi}{m_i \cdot Cp_i} + T_{if} \quad (\text{II.5})$$

II.3.5 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 [6].

Il est difficile de déterminer expérimentalement le coefficient h car un grand nombre d'expériences sont nécessaires. L'analyse dimensionnelle peut simplifier considérablement ce problème. Nous définissons donc trois nombres sans dimension :

- Le nombre de Nusselt donné sous la forme : $Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda}$
- le nombre de Reynolds donné sous la forme : $Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu}$
- le nombre de Prandtl donné sous la forme : $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$

Le nombre de Nusselt, le nombre de Prandtl et le nombre de Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et l'état d'écoulement du liquide [6].

Des expériences sont ensuite utilisées pour déterminer la fonction F, la corrélation mathématique qui relie ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et nous déterminons des paramètres numériques à la température moyenne entre entrée et sortie pour la géométrie considérée [6].

II.3.6 Notion de résistance thermique :

Le flux de chaleur peut être exprimé à l'aide du concept de résistance thermique. Si l'on considère l'échange entre deux fluides séparés par une paroi plane :

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (\text{II.9})$$

Lorsque les températures sont exprimées en Kelvin ou Celsius ($T_1 > T_2$). R est la résistance au transfert de chaleur entre deux surfaces : elle est exprimée en $W/m^2 \cdot ^\circ C$ et décrit la difficulté de réaliser un transfert de chaleur.

Comme dans le cas de deux courants électriques passant en série, la résistance équivalente $1/U$ est égale à la somme des deux résistances $1/h_1$ et $1/h_2$:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad (\text{II.10})$$

II.3.7 Notion de la différence de température moyenne logarithmique :

les températures du liquide dans un échangeur de chaleur ne sont généralement pas constantes mais varient d'un point à l'autre à mesure que la chaleur passe d'un liquide plus chaud à un liquide plus froid :

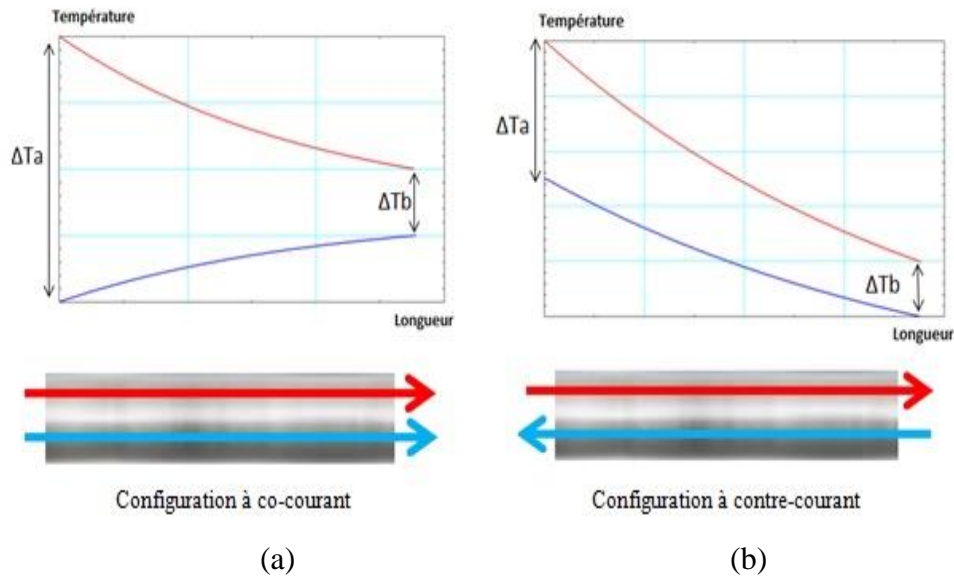


Figure II.1 : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs [10].

(a) : échangeur à Co- courant

(b) : échangeur à contre-courant

Il n'y a aucun déphasage dans aucun des deux modèles. La figure (a) montre que quelle que soit la longueur de l'échangeur thermique, la température finale du liquide le plus froid ne peut jamais être supérieure à la température de sortie du liquide le plus chaud. Il s'agit d'un arrangement géométrique de confluence.

D'autre part, dans l'échangeur de chaleur en amont représenté sur la figure (b), la température du liquide le plus froid peut dépasser la température de sortie du liquide le plus chaud en raison du gradient de température favorable à la jonction de l'échangeur de chaleur. Un avantage supplémentaire de la disposition à contre-courant est qu'une surface d'échange plus petite est nécessaire pour un flux de chaleur donné que dans le cas d'un flux parallèle.

Si on considère le cas des échangeurs à courants parallèles ou contre-courant (figure II.2), et si on suppose que l'échangeur est sans pertes, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers un élément de surface d'échange ds s'écrit [3] :

Le flux perdu par le fluide chaud ($dT_c < 0$) égal au flux gagné par le fluide froid ($dT_f > 0$)

$$d\Phi = -m_c \cdot c_{pc} \cdot dT_c = m_f \cdot c_{pf} \cdot dT_f$$

- m_c, m_f : les débits massiques des deux fluides (kg/s)

- C_{pf} : les chaleurs massiques à pression constante (kJ/kg. °C).

La relation déjà indiquée : $d\Phi = h \cdot ds \cdot (T_c - T_f)$

$$\text{De (a) on tire : } dT_c = \frac{-d\Phi}{(m_c \cdot c_{pc})} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{d\Phi}{(m_f \cdot c_{pf})}$$

$$\text{D'où} \quad dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = d\Phi \cdot \left(\frac{1}{m_c \cdot c_{pc} - m_f \cdot c_{pf}} \right)$$

On remplace $d\Phi$ par l'expression (b) on obtient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -h \cdot dS \cdot \left(\frac{1}{m_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{m_f \cdot c_{pf}} \right)$$

Si l'on admet que le coefficient d'échange local h reste constant sur l'ensemble de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la zone d'échange et obtenir en introduisant les conditions finales: $T_{ce}, T_{fe}, T_{cs}, T_{fs}$.

$$\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = -h \cdot S \cdot \left(\frac{1}{m_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{m_f \cdot c_{pf}} \right)$$

Mais on peut aussi exprimer le débit total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide (bilan enthalpique total) :

$$\Phi = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_c) = m_f \cdot C_{pf} \cdot (T_f - T_{fe})$$

En remplaçant dans (d) les expressions de $m_c \cdot C_{pc}$ et $m_f \cdot C_{pf}$ tirées de l'expression (e), on obtient :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)}$$

$$\text{Le terme : } \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)} \text{ Désigne ce qu'on appelle la moyenne logarithmique}$$

De la différence de température logarithmique moyenne notée DTLM.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (\text{II.11})$$

- Echangeur à co-courant:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)} \quad (\text{II.12})$$

- Echangeur à contre-courant :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (\text{II.13})$$

Les hypothèses suivantes sont très importantes pour les applications des formules précédentes. En effet, il est supposé que [3] :

- Le coefficient d'échange h est constant le long de l'échangeur.
- Les débits des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs massiques correspondantes sont constantes.
- Il n'y a pas de changement de phase dans l'échange.
- Les pertes thermiques sont négligeables.
- Les surfaces d'échanges sont égales dans les passages.

II.3.8 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 :

$$\Phi = U \cdot S \cdot \Delta T_{LM}$$

Cette formule est pratique lorsque toutes les températures finales nécessaires au calcul de la température moyenne appropriée sont connues, c'est pourquoi cette formule est largement utilisée pour calculer les échangeurs qui doivent fonctionner dans des conditions bien définies [6].

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et n'incluant aucune température de sortie, nous introduisons le rendement de l'échangeur, noté E [6].

L'efficacité d'un échangeur thermique est définie comme le rapport entre le débit thermique réel et le débit d'échange thermique maximum possible pour un échangeur donné. Cette dernière serait obtenue dans un échangeur thermique fonctionnant à contre-courant et présentant des surfaces d'échange infinies

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

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \quad (\text{II.15})$$

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

$$\text{Le flux maximal est donné par (3) : } \Phi_{max} = (m \cdot Cp)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.16})$$

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit :

$$E = \frac{m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(mc)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{(mc)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.17})$$

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

$$\Phi_{réel} = (m \cdot c_p) \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.18})$$

II.3.9 Nombre d'unités de transfert NUT :

Le nombre d'unités de transfert noté NUT est représenté par le groupement sans dimension $US / C \min$

Le service thermique demandé est caractérisé par le nombre d'unités de transfert NUT pour un problème où les différentes températures aux bornes de l'échangeur sont connues (5). Ce nombre est défini pour une circulation à simple passe par [7].

$$NUT = \frac{U \cdot S}{(m \cdot c)_{min}} = \frac{1}{Cr \cdot (m \cdot c)_{min}} \quad (\text{II.19})$$

- Le nombre d'unités de transfert de l'échangeur de chaleur est trop faible ($NUT < 1$), ce qui entraîne une mauvaise efficacité, peu importe le sens de circulation et le rapport $C \max / C \min$ (le rapport entre les débits de capacité calorifique du fluide caloporteur et celle du produit).
- En présence d'un nombre suffisamment élevé d'unités de transfert (NUT allant de 5 à 10), l'échange de chaleur est extrêmement efficace.

▪ **Remarque :**

La relation suivante donne la relation entre l'efficacité de l'échange et la quantité Unité de transmission pour l'échangeur à deux modes de fonctionnement différents [6].

Soit :

$$Cr = \frac{(m \cdot Cp)_{\min}}{(m \cdot Cp)_{\max}} \quad \text{Le rapport des capacités thermiques (fluides/produit)}$$

Pour un fonctionnement à contre-courant :

$$E = \frac{1 - \text{EXP}[-(1 - Cr)NUT]}{1 - Cr \cdot \text{EXP}[-(1 - Cr)NUT]}$$

(II.20)

- si $Rf = 1$ alors la relation devient [8] : $E = \frac{NUT}{(1 + NUT)}$ (II.21)

- Si $Rf > 1$ alors la relation devient [8] : $E = Cr$ (II.22)

Pour un fonctionnement à co-courant [8] :

$$E = \frac{1 - \text{EXP}[-(1 - c_r) \cdot NUT]}{1 + c_r}$$

(II.23)

II.4 Pertes de charges :

L'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints présente une perte de charge totale qui se divise en deux parties : les pertes de charge dans les plaques et les pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. Les dimensions des tubulures sont généralement jugées assez importantes pour que les pertes de charges y soient minimales par rapport à celles des plaques. Entre les collecteurs d'entrée et de sortie, la perte de charge d'un fluide en écoulement isotherme dans une plaque (ΔP) est influencée par divers paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide et la configuration 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 :

$$\Delta P = \Delta P_{\text{COLLECTEUR}} + 4 \cdot f \cdot \rho \cdot V^2 \cdot L / (2D_h) \quad (\text{II.24})$$

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

$$f = \frac{Kp}{\text{Re}^m} \quad (\text{II.25})$$

Kp et m dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie de la plaque. L'exposant (m) du nombre de Reynolds varie de 0,1 à 0,4 [7].

II.5 L'encrassement des échangeurs :

Les calculs des échangeurs de chaleur dans des conditions de fonctionnement réelles ne peuvent souvent pas être estimés par la seule analyse thermique

En fonctionnement, la plupart des liquides et certains gaz forment progressivement un film de saleté sur la surface d'échange, augmentant la résistance thermique des plaques.

De manière générale, lors du dimensionnement d'un échangeur thermique, ces phénomènes doivent être pris en compte à l'aide du tableau publié par TEMA (4), la Tube R Échanger Manufactures Association, qui répertorie les facteurs de colmatage pour diverses applications.

Ces facteurs d'encrassement sont appliqués selon l'équation suivante : Cette équation relie le coefficient d'échange thermique total aux coefficients d'échange h_1 et h_2 de chaque côté de la plaque, aux résistances d'encrassement R_1 et R_2 , et à la résistance thermique de la paroi e/λ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{e}{\lambda}} + \frac{1}{R_{e1} + R_{e2}} \quad (\text{II.26})$$

De l'équation ci-dessus, il ressort clairement que plus les coefficients d'échange h_1 et h_2 sont élevés, plus l'influence de la résistance à la contamination sur le coefficient d'échange global est grande [7].

II.6 : conclusion :

Dans ce chapitre, nous effectuons d'études un échangeur de chaleurs a plaques, et détermines la surface d'échange et les coefficients globaux de transfert thermique ainsi que les pertes de charge.

Chapitre III :

Dimensionnement d'un échangeur à plaque

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous aborderons le calcul des différents paramètres thermiques et hydrodynamiques qui caractérisent l'échangeur étudié. Les données utilisées pour les calculs théoriques sont données dans les fiches techniques du fabricant, telles que le débit d'entrée, les températures d'entrée et de sortie, les propriétés physiques et les dimensions physiques de l'échangeur qui dans notre cas est un échangeur calculé à contre-courant.

III.2 Présentation de l'échangeur à plaque et à joints :

III.2.1 Circuit de l'échangeur :

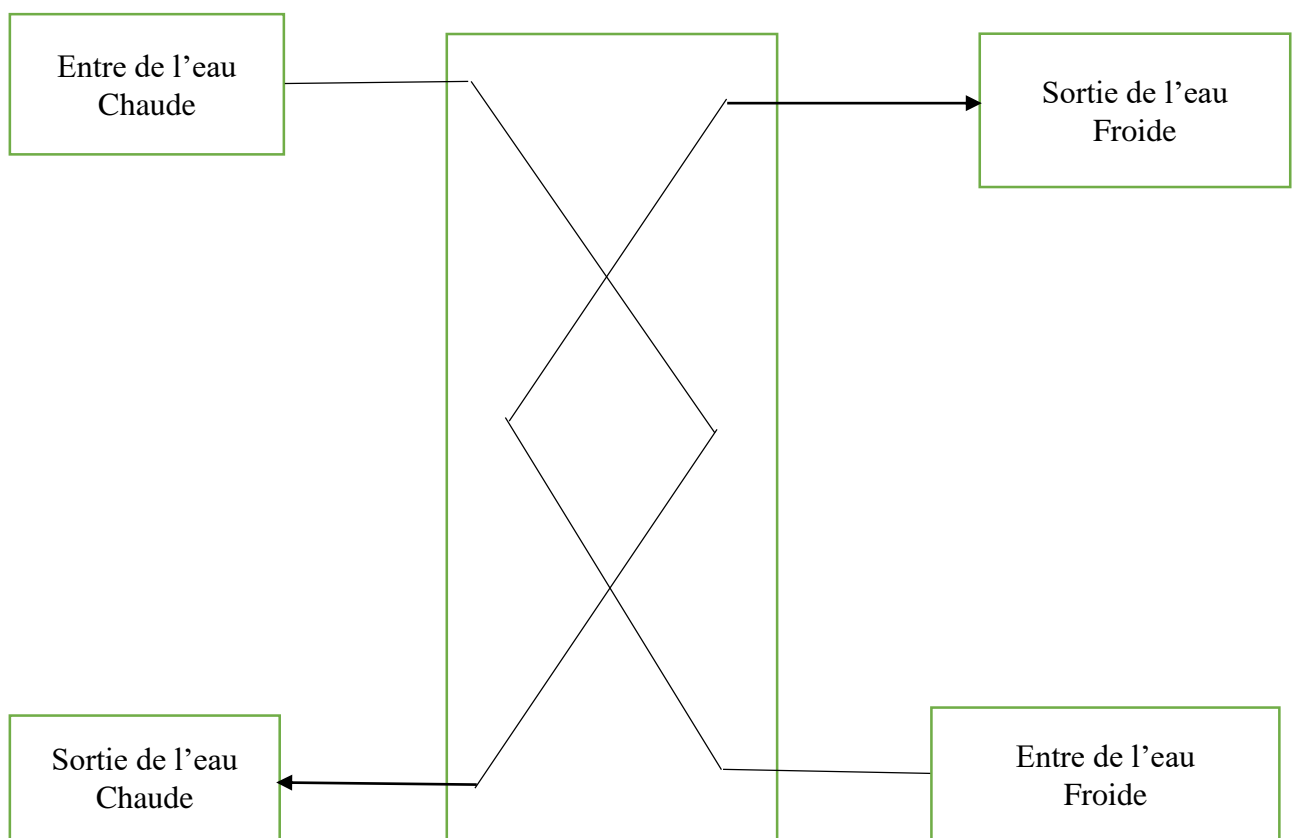


Figure III.1 : schéma de circulation de fluide à travers l'échangeur

III.2 2 Dimensions et caractéristiques de la plaque :

Les principales dimensions de la planche à chevrons sont indiquées sur la figure (III.2.). L'angle d'ondulation γ varie généralement entre des températures extrêmes de 25° et 65° et affecte largement la chute de pression et le transfert de chaleur dans les canaux.

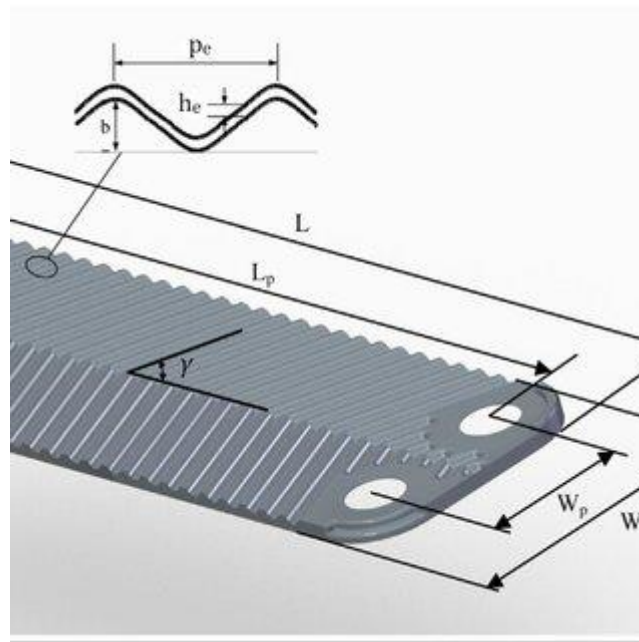


Figure III .2 : Paramètre de la plaque.

D_p : Le diamètre de l'orifice.

L_p : Distance verticale de port.

L_v : Longueur de la plaque.

L_w : Largeur de la plaque.

γ : Angle de chevron.

3.2 Organigramme de dimensionnement d'un échangeur à plaques :

La figure III.2 illustre le problème de dimensionnement thermique dans une installation industrielle. Tout d'abord, le choix du type d'échangeur adapté au problème posé, puis de la dimension thermique de la surface elle-même, visent à déterminer la surface d'échange nécessaire au calcul de la puissance transmise sur le fluide considéré. Cette phase de calcul est généralement itérative et peut être abordée par des tests successifs, ce qui semble être le meilleur d'un point de vue thermique et hydraulique.

L'aspect hydraulique implique les pertes de charge sur chaque circuit et apparaît comme une contrainte pour le problème d'optimisation thermique : l'optimisation géométrique entraîne une réduction de surface pour un même rendement thermique et ne doit donc pas être considérée sous l'angle de la pression admissible. Pertes. Les calculs de dimensionnement des échangeurs doivent pouvoir en tenir compte

III.4 Méthode de calcul :

La conception des échangeurs de chaleur à plaques est de nature hautement spécialisée, prenant en compte les différentes conceptions disponibles pour les plaques et les agencements pouvant convenir à divers objectifs. Des tentatives ont été faites pour développer les corrélations de transfert de chaleur et les chutes de pression pour une utilisation avec des échangeurs de chaleur à plaques. Ces méthodes sont pour la plupart de nature approximative pour tenir compte du dimensionnement préliminaire des éléments en plaque.

III.4.1 Zone de transfert de chaleur :

Les ondulations augmentent la surface du panneau par rapport à la surface plane d'origine pour représenter l'augmentation de la longueur développée par rapport à la longueur projetée. Le facteur d'agrandissement de la surface est défini comme le rapport de la longueur développée à la longueur plate ou projetée.

$$\Phi = \frac{\text{Longueur développée}}{\text{Longueur projetée}}$$

Est le rapport de la zone effective réelle spécifiée par le fabricant (A_1) à la zone de la plaque projetée (A_{1p}) :

$$\Phi = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (\text{III.1})$$

Où (A_{1p}) peut être approché par :

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \quad (\text{III.2})$$

Et L_p et L_w peut être estimé à partir de la distance de port (L_w) et (L_h) et du diamètre du port (D_p) :

$$L_p = L_v - D_p \quad (\text{III.3})$$

$$L_w = L_h - D_p \quad (\text{III.4})$$

La valeur de Φ est utilisée pour calculer le chemin d'écoulement effectif.

III.4.2 : Écart de canal de flux moyen :

Le canal d'écoulement est le conduit formé entre les joints de deux plaques adjacentes. En raison de la section transversale complexe de la surface ondulée, l'espacement moyen des canaux (b) est défini comme suit :

$$b = p - t$$

Où p est le pas de la plaque ou la profondeur extérieure de la plaque ondulée, t est l'épaisseur de la plaque et b est également l'épaisseur du joint complètement comprimé lorsque l'ondulation de la plaque est dans le contact métallique.

$$p = \frac{L_c}{N_t}$$

N_t = Nombre totale de plaques.

III.4.3 Diamètre hydraulique du canal :

Il est défini comme suit :

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{section d'écoulement}}{\text{périmètre mouillé}} \quad (\text{III.5})$$

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + \Phi \cdot L_w)} = \frac{2 \cdot b}{\Phi} \quad (\text{III.6})$$

Avec l'approximation de $b \ll L_w$.

III.4.4 Débit massique par canal :

$$m_c = \frac{m}{N_{cp}} \quad (\text{III.7})$$

m : Le débit massique.

N_{cp} : Le nombre de canaux par passe donnée.

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} \quad (\text{III.8})$$

N_p : Le nombre de passe.

III.4.5 Vitesse massique à travers le canal :

$$G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} \quad (\text{III.9})$$

III.4.6 Calcul du nombre de Reynolds :

Il est donné par la formule suivante :

$$\text{Re} = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} \quad (\text{III.10})$$

III.4.6 Calcul du nombre de Prandtl :

Il est donné par la formule suivante :

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{III.11})$$

Avec :

c_p : La chaleur massique.

μ : La viscosité dynamique.

λ : La conductivité thermique.

III.4.7 Calcul du nombre de Nusselt :

Il est donné par la formule suivante :

$$\text{Nu} = 0.3 \cdot \text{Re}^{0.663} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{III.12})$$

III.4.8 Coefficient de transfert de chaque fluide :

Déduit à partir de la formule de NU :

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (\text{III.13})$$

Alors :

$$h = \lambda \cdot \frac{Nu}{D_h} \quad (\text{III.14})$$

III.4.9 Coefficient de transfert global :

Le coefficient de transfert de chaleur global pour une surface propre est :

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{e}{\lambda}} \quad (\text{III.15})$$

En prenant en compte les résistances d'encrassement la formule devient alors :

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{e}{\lambda} + R_{e1} + R_{e2}} \quad (\text{III.16})$$

Pour les échangeurs de chaleur à plaques, la somme des résistances à l'encrassement est :

$0.6 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$.

III.4.10 Puissance de l'échangeur :

Donnée par la formule suivante :

$$P = m \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (\text{III.17})$$

III.4.11 La surface d'échange :

La puissance de l'échangeur est donnée aussi par une autre formule :

$$P = U_f \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{III.18})$$

D'où, on déduit la surface d'échange :

$$S = \frac{P}{U_f \cdot \Delta T_{LM}} \quad (\text{III.19})$$

III.4.12 Calcul de l'efficacité de l'échangeur :

Elle est donnée par la formule suivante :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - c_r)]}{1 - c_r \cdot \exp[-NUT(1 - c_r)]} \quad (\text{III.20})$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{III.21})$$

$$NUT = \frac{U_f \cdot S}{C_{\min}} \quad (\text{III.22})$$

III.4.13 Estimation des pertes de charge :

La perte de charge totale est déterminée par la perte de charge du canal de friction et Perte de pression au niveau de l'orifice.

III.4.14.1 Chute de pression du canal :

Donnée par la formule suivante :

$$\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{\text{eff}} \cdot N_p}{D_h} \frac{Gc^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{III.23})$$

Avec :

L_{eff} une longueur effective de l'écoulement fluide $L_{\text{eff}}=L_v$

Avec f est le facteur friction donné par :

$$f = \frac{Kp}{\text{Re}^m} \quad (\text{III.24})$$

III.4.14.2 Perte de charge dans l'orifice :

La chute de pression à travers le tuyau à orifice peut être estimée grossièrement comme suit : comme en-tête dynamique. Il est donné par la formule suivante :

$$\Delta p_p = 1.4 \cdot N_p \cdot \frac{Gp^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{III.25})$$

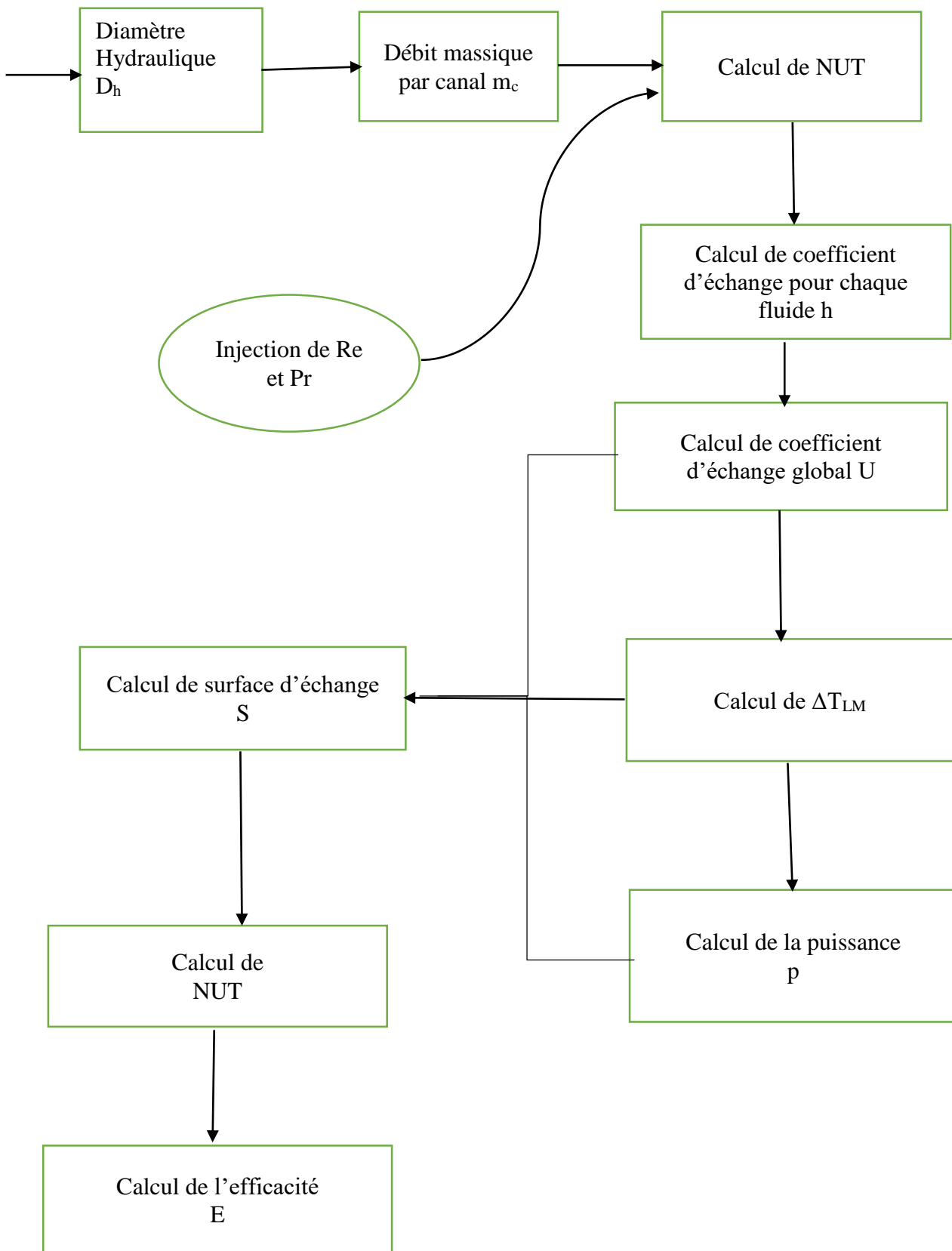
Avec :

$$G_p = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot D_p} \quad (\text{III.26})$$

Avec :

$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p \quad (\text{III.27})$$

III.5 Organigramme de calcul :



- Diamètre hydraulique :

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + \Phi \cdot L_w)} = \frac{2 \cdot b}{\Phi}$$

- Débit massique par canal :

$$m_c = \frac{m}{N_{cp}}$$

- Calcul de NUT :

$$NUT = \frac{U_f \cdot S}{C_{\min}}$$

- Calcul de Reynolds :

$$Re = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu}$$

- Calcul de prandt :

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$$

- Calcul le coefficient d'échange pour chaque fluide :

$$h = \lambda \cdot \frac{Nu}{D_h}$$

- Calcul de coefficient d'échange global :

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{e}{\lambda}}$$

- Calcul de la différence de température moyenne logarithmique :

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

- Calcul de la puissance :

$$P = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

- Calcul de surface d'échange :

$$S = \frac{P}{U_f \cdot \Delta T_{LM}}$$

- Calcul de l'efficacité :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - c_r)]}{1 - c_r \cdot \exp[-NUT(1 - c_r)]}$$

III.6 Données du constructeur et propriétés physique de chaque fluide :

	Eau chaude	Eau froide
Température d'entrée °c	50	25
Température de sortie °c	40	28.88
Débit massique kg/s	1	2.57
Viscosité dynamique kg/ms	$4.2 \cdot 10^{-4}$	$8.9 \cdot 10^{-4}$
Conductivité thermique W/m.K	0.64	0.606
La chaleur massique KJ/kg. k	4.19	4.19
La masse volumique kg/m ³	983.1	997
Résistance d'encrassement m ² .c/W	0.0002	0.0001

- Les données mesurées à partir d'une plaque de l'échangeur étudié :

Nombre total de plaque Nt	86
L'épaisseur de la plaque t(m)	0.0007
L'épaisseur du canal b (m)	0.0023
La longueur de la plaque (m)	0.875
La largeur de la plaque (m)	0.26
Diamètre de l'orifice D _p (m)	0.05
L'angle de chevron β°	Fluide chaud : 45° Fluide froid : 60°

III.7. Présentation de calcul :

- **Transfert de chaleur :**

$$p = m \cdot C_p \cdot \Delta T = 2,57 \cdot 4,19 \cdot 3,88 \cdot 1000 = 41781,004W$$

- **Différence de température logarithmique :**

$$\Delta T_{LM} = \frac{(50 - 25) - (40 - 28.88)}{\ln\left(\frac{25}{11.12}\right)} = 17,1330414k$$

- **Le nombre de plaques effectif :**

$$N_e = N_t - 2 = 86 - 2 = 84$$

- **La longueur effective:**

$$L_{eff} = L_v = 0,875m$$

- **P :**

$$P = \frac{L_w}{N_t} = \frac{0,258}{86} = 0,003m$$

- **b :**

$$b = p - t = 0,003 - 0,0007 = 0,0023m$$

- **La surface d'un canal d'écoulement:**

$$A_c = b \cdot L_w = 0,0023 \cdot 0,258 = 0,0005934m^2$$

- **La surface d'échange d'une plaque:**

$$A_1 = \frac{S}{N_e} = \frac{20,6}{84} = 0,2452381m^2$$

- **La projection de surface d'une plaque:**

$$A_{1p} = L_p * L_w = 0,875 * 0,258 = 0,22575m^2$$

- **Le facteur de projection:**

$$\Phi = \frac{A_1}{A_{1p}} = \frac{0,2452381}{0,22575} = 1,086326$$

- **Le diamètre hydraulique:**

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\Phi} = \frac{2 \cdot 0,0023}{1,086326} = 0,00423446m$$

- Le nombre de canal d'écoulement par passe:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} = \frac{86 - 1}{2 \cdot 1} = 43$$

- Le nombre débit massique par canal:

$$\text{Fluide chaud : } m_c = \frac{m}{N_{cp}} = \frac{1}{43} = 0,023255814 \text{ kg / s}$$

$$\text{Fluide froid : } m_f = \frac{m}{N_{cp}} = \frac{2.57}{43} = 0,059767444 \text{ kg / s}$$

- La vitesse massique:

$$\text{Fluide chaud : } G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,023255814}{1 \cdot 0,0023 \cdot 0,258} = 39,1907886 \text{ kg / m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Fluide froid : } G_c = \frac{m_f}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,05976744}{1 \cdot 0,0023 \cdot 0,258} = 100,720327 \text{ kg / m}^2 \cdot \text{s}$$

- Le nombre de Reynolds:

$$\text{Fluide chaud : } Re_c = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu_c} = \frac{39,1907886 \cdot 0,00423446}{0,00042} = 395,1230526$$

$$\text{Fluide froid : } Re_f = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu_f} = \frac{100,720327 \cdot 0,00423446}{0,00089} = 479,20879$$

- Le nombre de Prandt:

$$\text{Fluide chaud : } Pr_c = \frac{C_{pc} \cdot \mu_c}{\lambda_c} = \frac{0,00042 \cdot 4,19 \cdot 1000}{0,64} = 2,7496875$$

$$\text{Fluide froid : } Pr_f = \frac{C_{pc} \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{4,19 \cdot 0,00089 \cdot 1000}{0,606} = 6,15363036$$

- **Le nombre de Nusselt:**

Fluide chaud :

$$Nu_c = 0,3 \cdot Re_c^{0,663} \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} = 0,3 \cdot 395,1230526^{0,663} \cdot 2,7496875^{\frac{1}{3}} = 22,14025379$$

Fluide froid :

$$Nu_f = 0,3 \cdot Re_f^{0,663} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} = 0,3 \cdot 479,20879^{0,663} \cdot 6,15363036^{\frac{1}{3}} = 27,3487348$$

- **Le coefficient de transfert de chaleur:**

$$\text{Fluide chaud : } h_h = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{D_h} = \frac{22,14025379 \cdot 0,64}{0,00423446} = 3346,3003 \text{ w / m}^2 \cdot k$$

$$\text{Fluide froid : } h_f = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{D_h} = \frac{27,3487348 \cdot 0,606}{0,00423446} = 3913,92237 \text{ w / m}^2 \cdot k$$

- **le coefficient d'échange global :**

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{0,0006}{16,3} + 0,0003} = \frac{1}{\frac{1}{3346,3003} + \frac{1}{3913,92237} + \frac{0,0006}{16,3} + 0,0003} = 1535,755111$$

$$\text{Avec : } \frac{e}{\lambda} = \frac{0,0006}{16,3} \text{ et } Re1 + Re2 = 0,0003$$

- **la surface d'échange :**

$$S = \frac{P}{U_f \cdot \Delta T_{LM}} = \frac{41781,004}{1535,755111 \cdot 17,1330414} = 1,5878974 \text{ m}^2$$

- **efficacité de l'échangeur :**

$$E = \frac{1 - \text{Exp}[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \text{Exp}[-NUT(1 - C_r)]} = \frac{1 - \text{Exp}(-1066,15728(1 - 5,44595238))}{1 - 5,44595238 \cdot \text{Exp}[-1066,15728(1 - 5,44595238)]} = 0,18359099$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{2,2873}{0,42} = 5,44595238$$

Avec : $C_{\min} = m_f \cdot C_{pf} = 2,57 \cdot 0,00089 \cdot 1000 = 2,2873 w \cdot k$

$$C_{\max} = m_c \cdot C_{pc} = 1 \cdot 0,00042 \cdot 1000 = 0,42 w \cdot k$$

$$NUT = \frac{U_f \cdot S}{C_{\min}} = \frac{1535,755111 \cdot 1,5878974}{2,2873} = 1066,15728$$

- **le facteur de friction :**

Fluide chaud : $f = \frac{Kp}{Re^m} = \frac{1,442}{39,1907886^{0,206}} = 0,67728172$

Fluide froid : $f = \frac{Kp}{Re^m} = \frac{24}{479,20879^{0,206}} = 6,73012512$

- **pertes de pression dans l'orifice :**

Fluide chaud : $\Delta p_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} = 1,4 \cdot 1 \cdot \frac{509,55414^2}{2 \cdot 1000} = 181,751795 kpas$

Fluide froid : $\Delta p_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} = 1,4 \cdot 1 \cdot \frac{1309,55414^2}{2 \cdot 1000} = 1200,452432 kpas$

Avec :

Fluide chaud : $G_p = \frac{m}{\pi \cdot \frac{D_p^2}{4}} = \frac{1}{3,14 \cdot \frac{0,05^2}{4}} = 509,55414 kg / m^2 \cdot s$

Fluide froid : $G_p = \frac{m}{\pi \cdot \frac{D_p^2}{4}} = \frac{2,57}{3,14 \cdot \frac{0,05^2}{4}} = 1309,55414 kg / m^2 \cdot s$

- **Pertes de charges dans le canal :**

Fluide chaud :

$$\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} = 4 \cdot 0,67728172 \cdot \frac{0,875 \cdot 1}{0,00423446} \cdot \frac{39,1907886^2}{2 \cdot 1000} = 429,910204 kpa$$

Fluide froid :

$$\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} = 4 \cdot 6,73012512 \cdot \frac{0,875 \cdot 1}{0,00423446} \cdot \frac{100,720327^2}{2 \cdot 1000} = 28216,15172 kpa$$

- **Pertes de charges totales :**

Fluide chaud : $\Delta p_t = \Delta p_p + \Delta p_c = 181,751795 + 429,910204 = 611,661999 kpa$

Fluide froid : $\Delta p_t = \Delta p_p + \Delta p_c = 1200,452432 + 28216,15172 = 29416,60415 kpa$

	Fluide chaud (eau)	Fluide froid (eau)
Viscosité kg/s	$4.2 \cdot 10^{-4}$	$89 \cdot 10^{-4}$
masse volumique kg/m ³	1000	1000
chaleur massique J/kg	4.19	4.19
Conductivité thermique W/m.K	0.64	0.606
masse volumique kg/m ³	983.1	997
débit massique kg/s	1	2.75
épaisseur b	0.0023	0.0023

III.1 : le tableau des propriétés physique de chaque fluide

diamètre hydraulique	0,00423446	0,00423446
coefficient d'élargissement	1,086326	1,086326
nbr de passage	43	43
longueur de plaque	0,875	0,875
Largeur de la plaque	0,26	0,26
m_c kg/s	0,023255814	0,05976744
G_c kg/m ² .s	39,1907886	100,720327
Re	395,1230526	479,20879

III.2 : tableau mesure le caractère d'une plaque de l'échangeur.

	Fluide chaud	Fluide froid
pr	2,7496875	6,15363036
NU	22,14025379	27,3487348
h	3346,3003	3913,92237
U_c	1691,63097	1691,63097
U_f	1122,151233	1122,151233
C_r	5,44595238	5,44595238
T° d'entrée	50	40
T° de sortie	40	28.88

III. 3 : tableau des pr et NU et h et U_c et U_f et température d'entre et de sorte et c_r les deux fluide

ΔT_{LM}	17,1330414
p	41781,004
S	1,5878974
C_{min}	2,2873
NUT	1066,15728
C_{max}	0,42
C_r	5,44595238
E	0,18359099

III.4 : tableau représente la pression et la surface et c_{min} et NUT et c_{max} et c_r et E

f	0,67728172	159,371665
Δp_c	181,751795	1200,452432
G_p	509,55414	1309,55414
ΔP_p	429,910204	28216,15172
ΔP_t	611,661999	29416,60415

III.5 : tableau représente toute les perte les deux fluide.

➤ Discussion des résultats :

Dans le première tableau il y a les propriété physique de chaque fluide et dans la deuxième tableau les mesure de caractère d'un plaque de l'échangeur et le troisième tableau il ya le nombre de Prandt et nusselt coefficient d'échange globale et coefficient de transfert de chaleur et coefficient de transfère globale et la température d'entre et de sorte de chaque fluide, et le quatrième tableau la différence de température logarithmique moyenne la puissance de l'échangeur le nombre d'unité de transfère et l'efficacité et c_{min} et c_{max} et c_r , et dans le cinquième tableau il ya le facture de friction et les perte de pression dans l'orifice avec G_p et les perte de charge dans le canal et les perte de charge totales de chaque fluide.

- **Nombre de plaque de l'échangeur :**

$N = \text{surface d'échange} / \text{la surface d'une plaque}$

$$N=47$$

Nombre total de plaque :

$$N_t=47+2=49$$

III.8 conclusion :

Dans ce chapitre, nous effectuons des calculs thermiques pour l'échangeur de chaleur à plaque. Le calcul de vérification thermique permettant d'évaluer la surface d'échange et les coefficients globaux de transfert thermique ainsi que les pertes de charge

Conclusion générale

La recherche réalisée dans cette étude repose sur une approche méthodologique pour concevoir des échangeurs de chaleur à plaques dans les secteurs industrielle. L'échangeur de chaleur étudié ils sont installé beaucoup plus dans les chaine de productions.

Cette étude visait à réduire la taille d'un échangeur de chaleur à plaques. Initialement pour conçu qui a transfère l'énergie calorifique d'un fluide un autre fluide.

Les conclusions de cette étude démontrent que la méthode de conception est performante et peut servir de guide pour l'optimisation à venir

Référence bibliographique

- [1]. Zoé MINVIELLE, Nadia CANEY, Patrice CLÉMENT, Philippe BANDELIER, Philippe MARTY, Jean Antoine GRUSS, Claude ROUSSEL
- [2] MARIE-HELENE MATHONIERE, MARIE-DOMINIQUE HAGELSTEEN, avis no 99-A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999.
- [3] Échangeurs de chaleur [archive], École nationale supérieure des mines de Paris
- [4] JEAN FRANCOIS SACADURA « Initiation aux transferts de chaleur », Lavoisier 1982.
- [5] Collection Microsoft encarta 2003.
- [6] FRANCK KREITH, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967.
- [7] R. VIDIL, les échangeurs à plaques et joints, « Description, éléments de dimensionnement » -paris : Lavoisier, février 1982.
- [9] FRANCK KREITH, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967.
- [10] JAQUE PADET, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs » -paris : Masson 1994
- [11] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R.VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [12] Document GEA ECOFLEX GmbH, “Brassed and Gasketed plate Heath exchangers”, 2003.
- [14] Document GEA ECOFLEX GmbH, “Brassed and Gasketed plate Heath exchangers”, 2003.

Résume :

Cette étude s'inscrit dans le cadre de l'augmentation de l'efficacité énergétique des installations thermiques industrielles.

Le but de cette étude est de sélectionner un échangeur répondant aux besoins thermiques nécessaires. Cela nous permet de dimensionner et de sélectionner l'échangeur en fonction de l'analyse thermique.

Summary :

increasing the energy efficiency of industrial thermal installations.

The aim of this study is to select an exchanger meeting the necessary thermal needs. This allows us to size and select the exchanger based on the thermal analysis.

ملخص

هذه الدراسة جزء من زيادة كفاءة استخدام الطاقة في المنشآت الحرارية الصناعية. الهدف من هذه الدراسة هو اختيار مبادل يلبي الاحتياجات الحرارية اللازمة. يتيح لنا ذلك تحديد حجم المبادل واختياره بناءً على التحليل الحراري.