

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGETIQUE

PAR :

**IDIR BRAHIM**

**IDIR LYES**

## Thème

---

**Etude et Dimensionnement d'un Echangeur de Chaleur à Plaque**

**-Unité Margarine Cevital Bejaia -**

---

Soutenu le 19/09/2021 devant le jury composé de:

Mr. D.SADAQUI

Président

Mr. A.BENSLIMANE

Rapporteur

Mr. A.DJERADA

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2020-2021

## Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier les membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail.

Nous tenons à exprimer ici notre reconnaissance à M. ABDELHAKIM BENSLIMANE pour l'honneur qu'il nous a fait en assurant l'encadrement du présent mémoire. Nous n'oublions pas de citer l'extrême richesse de son enseignement et l'influence importante qu'il a eu sur nous.

Sans oublier de remercier tous les membres de nos familles respectives pour leurs soutiens et leurs encouragements, particulièrement nos parents.

Nous adressons également nos chaleureux remerciements à M. TOUTOU SAMIR, le chef département de l'unités margarine du groupe CEVITAL d'avoir accepté de nous encadrer au sein de l'entreprise.

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

**Dédicaces**

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Ma mère, Mon père ;*

*Mes frères, Mes sœurs ;*

*Mes cousins et mes cousines ;*

*Toutes les familles IDIR ;*

*Tous les amis.*

*Idir lyes*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Ma mère, Mon père ;*

*Mes frères, Mes sœurs ;*

*Mes cousins et mes cousines ;*

*Toutes les familles IDIR ;*

*Tous les amis.*

*Idir Brahim*

# Sommaire :

<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	01
<b><u>Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur :</u></b>	
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 .....	03
I-4 .3. Classement fonctionnel.....	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 .....	06
I-6-2. Principe de circulation .....	11
I-6-2-1. Les types de circulation possibles .....	11
I-6-3.Autre types des échangeurs à plaques .....	12
I-6-3-a. Les échangeurs à plaque sertie .....	12
I-6-3-b. Les échangeurs à plaques soudées .....	12
I-6-3-c. L'échangeur à spirale (figure XII) .....	13
I-6-3-d. Echangeur PACKINOX.....	13
I-6-3-e. Echangeurs à plaques brasées (figure) .....	14
I-6-3-f. Echangeurs à surface raclée.....	15
I-7-Echangeur à lamelle .....	16
I-8-Les échangeurs compacts .....	16
I-9-Autre type de l'échanger .....	16

I-10-Choix de l'échangeur .....	16
---------------------------------	----

## **Chapitre II : Théorie des échangeurs a plaque :**

II-1-Introduction.....	17
II-2-Principe d'étude d'un changeur .....	17
II-3-Transfer de chaleur .....	17
II-3-1-Propriétés thermiques des fluides utilisés.....	18
II-3-2-Notion de flux de chaleur .....	19
II-3-3-Coefficient d'échange de chaleur .....	19
II-3-4-Flux de chaleur transféré entre deux fluides.....	19
II-3-5- Détermination du coefficient thermique de convection h.....	20
II-3-6-Notion de résistance thermique .....	21
II-3-7-Notion de la différence de température moyenne logarithmique .....	21
II-3-8- Efficacité d'un échangeur de chaleur .....	25
II-3-9-Nombre d'unité de transfert NUT .....	26
II-4-Les pertes de charges .....	27
II-5-L'encrassement des échangeurs .....	28

## **Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur a plaque :**

III.1.Introduction .....	30
III.2.Présentation de l'échangeur à plaque et à joints (Api Schmidt-Bretten) .....	30
III.2.1.Circuit de l'échangeur .....	30
III.2.2.Dimension et caractéristique de la plaque.....	31
III.3.Organigramme de dimensionnement d'un échangeur à plaque .....	32
III.4.Méthode de calcul analytique .....	33
III.5.Organigramme de calcul .....	39
III.6.Donnes de constructeur et propriétés physique de chaque fluide .....	40
III.7. Présentation de calcul.....	41
III.8.Conclusion .....	47

<b>Conclusion Générale</b> .....	48
<b>Références Bibliographiques</b> .....	49
<b>Annexe I</b> .....	I
<b>Annexe II</b> .....	II
<b>Annexe III</b> .....	III

## Liste des figures :

Figure I.1 : Les différents types d'échangeurs tubulaires [1].....	4
Figure I.2 : Distributions mono passes en Z dans un échangeur à plaques et joint [1], [9] .	5
Figure I.3 : Distribution mono passes en U dans un échangeur à plaques et joint [1], [9] ..	6
Figure I.4: Les échangeurs à plaques .....	6
Figure I.5 : Exemple de profils pour augmenter la turbulence [7].....	6
Figure I.6 : Plaque à cannelures droites [1].....	6
Figure I.7: Plaques à cannelures en chevron [1] .....	7
Figure I.8 : Schéma explicite du montage d'un joint [7] .....	10
Figure I.9 : Zone de circulation délimitée par l'espace entre plaques [7].....	11
Figure I.10 : Echangeur lamellaire (document ALFA LAVAL) [1].....	12
Figure I.11: Echangeur à spirale (document spirec) [1].....	13
Figure I.12 : Echangeur PACKINOX (document PACKINOX) [1].....	14
Figure I.13 : Echangeur à plaques brasées (document ALFA LAVAL) [1] .....	14
Figure I.14: Vue éclatée d'un échangeur rotatif à disque [1].....	15
Figure II.1 : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs .....	22
Figure II.2 : Echange entre deux fluides séparés par Une paroi plane.....	29
Figure III.1 : présentation du circuit de l'échangeur .....	30
Figure III.2 : Organigramme de dimensionnement [13] .....	33
Figure III.3 : Organigramme de calcul thermique d'un échangeur .....	40

# NOMENCLATURE

<b>Symbole</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité</b>
<b>L<sub>eff</sub></b>	: Longueur de la plaque	m
<b>L<sub>w</sub></b>	: Largeur de la plaque	m
<b>D<sub>h</sub></b>	: Diamètre hydraulique	m
<b>t</b>	: Epaisseur de la plaque	m
<b>b</b>	: Epaisseur entre plaques	m
<b>S</b>	: Surface d'échange	m <sup>2</sup>
<b>A</b>	: Section de passage	m <sup>2</sup>
<b>U</b>	: Vitesse des fluides	m/s
<b>m</b>	: Débit massique	kg/h
<b>Re</b>	: Nombre de Reynolds	/
<b>Pr</b>	: Nombre de Prandtl	/
<b>Nu</b>	: Nombre de Nusselt	/
<b>C<sub>p</sub></b>	: Chaleur massique	kJ/kg. °C
<b>H</b>	: Coefficient d'échange local	W/m <sup>2</sup> .K
<b>U</b>	: Coefficient d'échange global	W/m <sup>2</sup> .K
<b>T</b>	: Température	°C
<b>E</b>	: Efficacité d'échange	%

<b>NUT</b>	: Nombre d'unité de transfert	/
<b>DTLM</b>	: Moyenne logarithmique de la différence de température	K
<b>R</b>	: Résistance thermique	$m^{-2}.k^1/W$
<b>m.C<sub>p</sub></b>	: Capacité calorifique du fluide	$kJ/h^{\circ}C$
<b>f</b>	: Coefficient de friction	/
<b>R<sub>f</sub></b>	: Rapport débit calorifique	/
<b>K<sub>p, m</sub></b>	: Constantes	/
<b>ΔP</b>	: Pertes de pression	Pa
<b>Δ<sub>PP</sub></b>	: Pertes de pression De l'orifice	Pa
<b>Δ<sub>PC</sub></b>	: Pertes de pression du canal	Pa

## Symboles grecs

<b>ρ</b>	: Masse volumique	$kg/m^3$
<b>μ</b>	: Viscosité dynamique	Pa.s
<b>λ</b>	: Conductivité thermique	$W/m.s$
<b>Φ</b>	: Puissance thermique	kW

## **INTRODUCTION GENERALE :**

Les équipements statiques jouent un rôle très important dans différents domaines industriels, car ils assurent l'outil de production. Parmi ces équipements, les échangeurs de chaleurs de différents types. Ces derniers sont généralement installés dans les circuits de production ou dans les autres circuits d'utilités.

L'échangeur de chaleur étudié est du type échangeur à plaques, installé dans une chaîne de production de beurre fermenté (Smen), ce dernier peut être réglé pour fonctionner dans des conditions de débits et températures variables.

L'étude envisagée dans ce travail, est le dimensionnement d'un échangeur à plaques initialement conçu pour chauffer de l'huile végétale pour une utilisation dans le chauffage du Smen (beurre fermenté). Une méthodologie de calcul a été suivie pour les différents calculs effectués. Les résultats obtenus par ont été comparés par rapport à ceux de son état initial de fabrication (fiche technique).

Dans le premier chapitre, nous avons présenté les généralités sur les différents types d'échangeurs de chaleur et leurs domaines d'utilisations. Suivi du deuxième chapitre, où nous avons présenté une étude sur l'environnement et le fonctionnement de l'échangeur à plaques. Le troisième chapitre sera consacré au dimensionnement d'un changeurs à plaques et à la détermination des paramètres énergétiques tels que : le flux de chaleur, le coefficient d'échange globale et l'efficacité. Finalement ce mémoire sera terminé par une conclusion générale, et proposition de quelques perspectives.

# **Chapitre I :**

# **Généralités sur les**

# **échangeurs**

## **I.1 Introduction :**

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement.

Ce chapitre présente des généralités sur les différents types d'échangeur, en donnant leurs propriétés, domaines d'utilisation, ...etc

## **I.2 Définition d'un échangeur thermique :**

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à assurer un transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Cet appareil réchauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre souvent sans changement de phase de l'un et l'autre.

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre : deux liquides, deux gaz, ou un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

## **I.3 Types classiques des échangeurs de chaleur :**

Pour résoudre des problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont les échangeurs à plaques et les échangeurs tubulaires.

## **I.4 Critères de classement des échangeurs :**

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

#### **I.4.1. Classement technologique :**

Les principaux types d'échangeurs rencontrés dans ce type, sont les suivants [1] :

- Les échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- Les échangeurs à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Les échangeurs d'autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

#### **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 fonctionnel :**

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [1] :

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

### **I.5 Echangeurs tubulaires :**

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi sont largement répandus. On distingue 3 catégories :

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpent.
- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

- Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
  1. Echangeur à tubes séparés
  2. Echangeurs à tubes rapprochés
  3. Echangeurs à tubes ailettes
  4. Echangeur à calandre

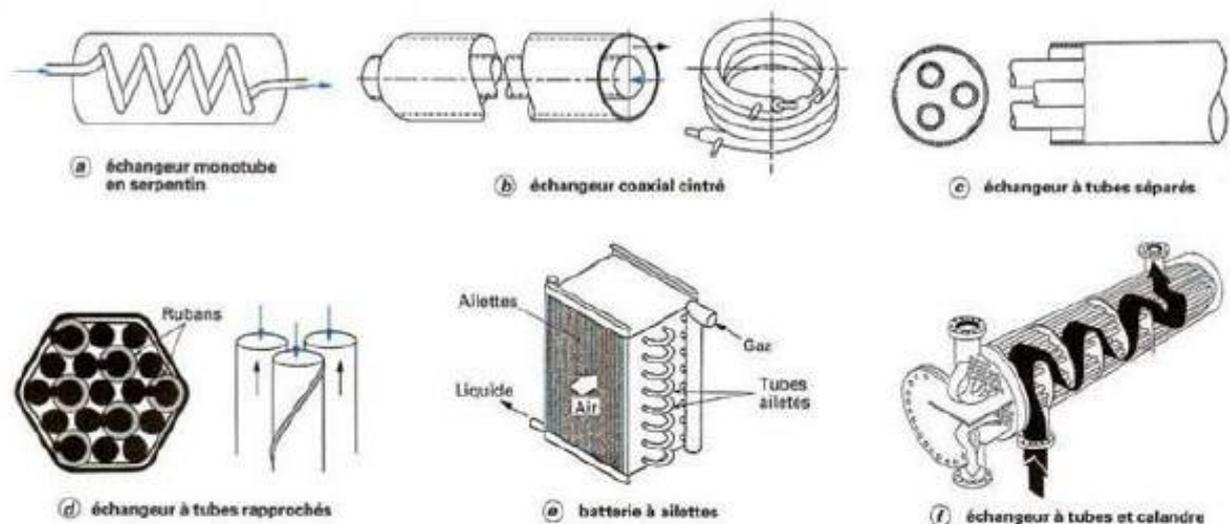


Figure I.1 : Les différents types d'échangeurs tubulaires[1]

## I.6 Les échangeurs à plaques :

Ils sont constitués par un empilement de plaques garnies de joints d'étanchéité à leur périphérie; les fluides s'écoulent entre ces plaques dans des canaux plats ou la circulation peut être soit diagonale 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.

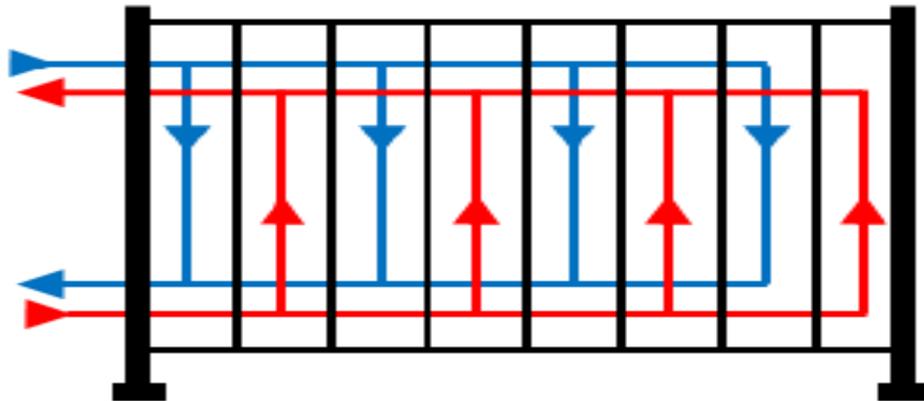


Figure I.2 : Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque[9]

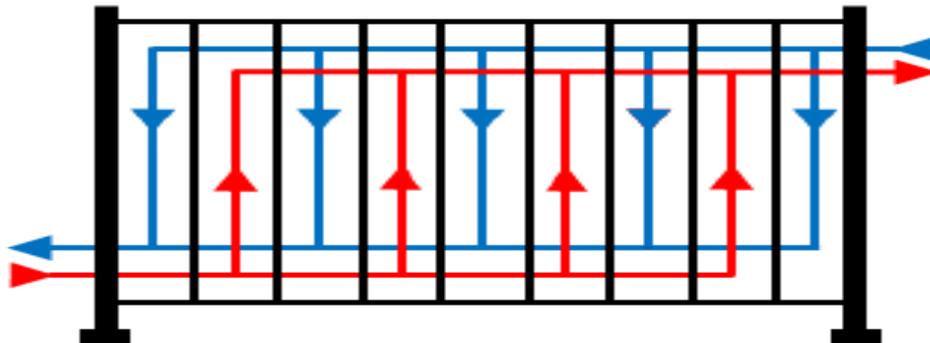


Figure I.3 : Distribution en Z mono passe dans un échangeur a plaque [9]

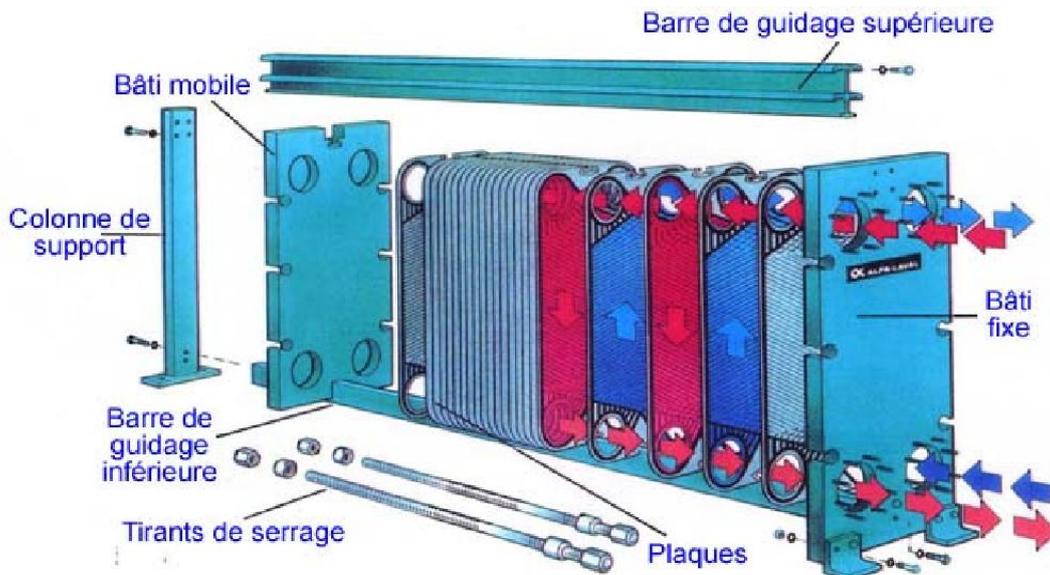
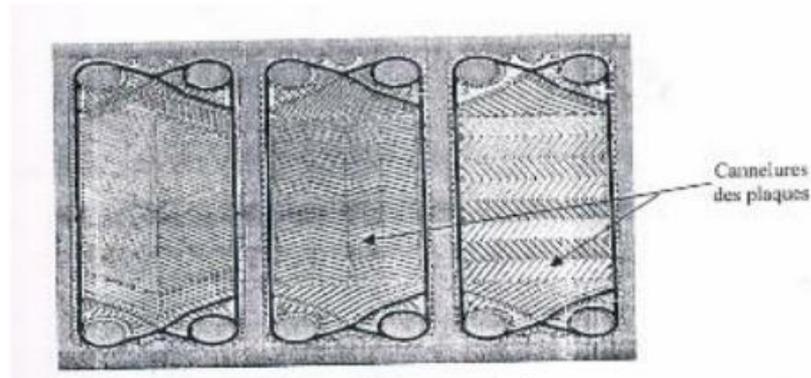


Figure I.4: Les échangeurs à plaques[1]

## 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 des cannelures varie d'un constructeur à l'autre et il existe environ une soixantaine de dessins de plaques.



**Figure I.5 : Exemple de profils pour augmenter la turbulence [7]**

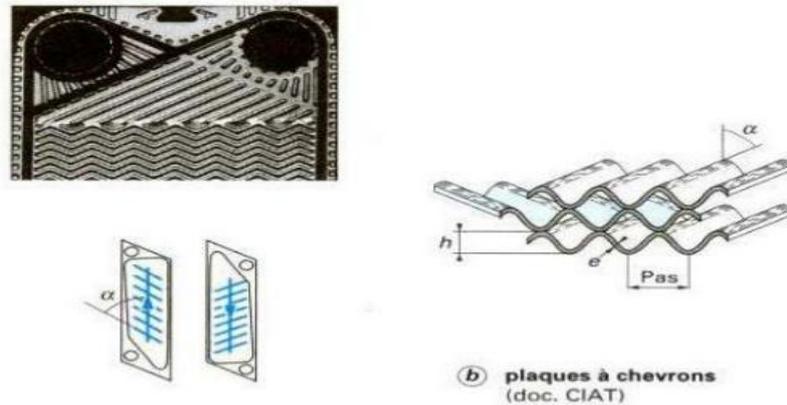
Les plaques sont obtenues par emboutissage. Les matériaux utilisés sont en général l'acier inoxydable, le titane ou tout autre matériau suffisamment ductile (Hastelloy, Incaloy, Uranus B6, Monel, Cupronickel, tec.).

Pour des applications courantes, les plaques ont une épaisseur de l'ordre de 0.5 à 0.8 mm mais, dans certains cas, des épaisseurs supérieures au millimètre peuvent être mise en œuvre.

Les cannelures ont pour but essentiel d'augmenter les turbulences pour accroître les coefficients d'échange thermique, mais également d'assurer la rigidité mécanique par un grand nombre de contact métal-métal. Les deux géométries de cannelures les plus fréquemment utilisées sont les cannelures droites ou à chevrons [5].

#### 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 droites [1]**

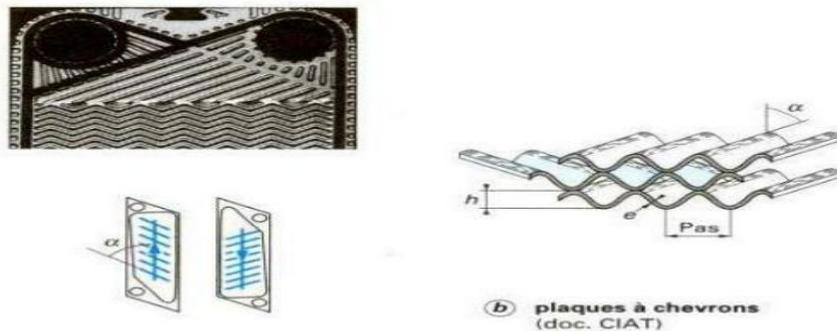
La distance entre les plaques (2 à 5 mm) est maintenue grâce aux joints et à des picots qui, par les contacts métal-métal, assurent une bonne rigidité mécanique de l'ensemble. La hauteur  $h$  des plaques est supérieure à l'épaisseur  $e$  du joint et, lors de l'assemblage, les ondulations s'emboîtent les unes dans les autres [5].

Les points de contact entre plaques se font sur absences d'ondulation sur une plaque le long des cannelures droites. La hauteur des ondulations (3 à 5 mm) correspond à la hauteur du joint comprimé. Dans ce type d'assemblage, l'écoulement entre les deux plaques subit un changement continu de direction. Les vitesses moyennes couramment admises pour un fluide tel que l'eau sont comprises entre 0.1 et 2 m/s [1].

- La distance entre les plaques (2 à 5 mm) est maintenue grâce aux joints et à des picots qui, par les contacts métal-métal, assurent une bonne rigidité mécanique de l'ensemble. La hauteur  $h$  des plaques est supérieure à l'épaisseur  $e$  du joint et, lors de l'assemblage, les ondulations s'emboîtent les unes dans les autres [5].
- Les points de contact entre plaques se font sur absences d'ondulation sur une plaque le long des cannelures droites. La hauteur des ondulations (3 à 5 mm) correspond à la hauteur du joint comprimé. Dans ce type d'assemblage, l'écoulement entre les deux plaques subit un changement continu de direction. Les vitesses moyennes couramment admises pour un fluide tel que l'eau sont comprises entre 0.1 et 2 m/s [1].

**I-6-1-1-2- Plaques à cannelures en chevron :**

Les chevrons sont des ondulations peu profondes et d'une épaisseur égale à l'épaisseur du joint comprimé (de l'ordre de 3 à 5 mm). Ces ondulations sont inclinées par rapport à la direction principale de l'écoulement d'un angle  $\alpha$ .



**Figure I.7 : Plaques à cannelures en chevron [1]**

Au cours du montage, les plaques adjacentes se superposent de façon que le sommet des ondulations d'une plaque s'appuie sur la base des ondulations des autres plaques, ce qui donne un grand nombre de contacts métal-métal. Ainsi, après serrage, la hauteur du joint comprimé correspond à la hauteur des ondulations.

Les vitesses moyennes d'écoulement entre les deux plaques sont de l'ordre de 0.1 à 1 m/s dans le cas de l'eau.

- **Remarque:**

Pour ce type de plaque, un paramètre important est l'angle  $\alpha$  des chevrons. Un petit angle  $\alpha$  entraîne des coefficients de transfert de chaleur et de pertes de charge faibles, et également des nombres d'unités de transfert faibles.

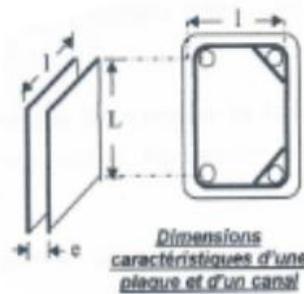
Un grand angle  $\alpha$  entraîne des coefficients de transfert de chaleur et de perte de pression plus importants. D'où une amélioration du nombre d'unités de transfert [5].

### 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  $e$  [1]

Aire de la section transversale est donné par :  $e.l$

Périmètre mouillé est donné par :  $2.(e+l)$



$$D_h = \frac{4.Air\ de\ la\ section\ transversale}{perimetre\ mouille}$$

Dans la plupart des cas  $l \gg e$ , alors le diamètre hydraulique se réduit au :  $D_h = 2.e$

### I-6-1-3-Les joints (figure I.8) :

Les joints sont collés dans les gorges autour des plaques et des orifices d'alimentation et assurent l'étanchéité vis-à-vis de l'environnement externe.

En général un double joint autour des orifices évite le mélange entre les deux fluides [5]. Le joint moulé en une seule pièce est, dans la plupart des cas, en élastomères (composé synthétique qui a l'élasticité du caoutchouc) choisi en fonction de la nature chimique des fluides, de leurs températures ou d'autres contraintes particulières.



**Figure I.8 : Schéma explicite du montage d'un joint [7]**

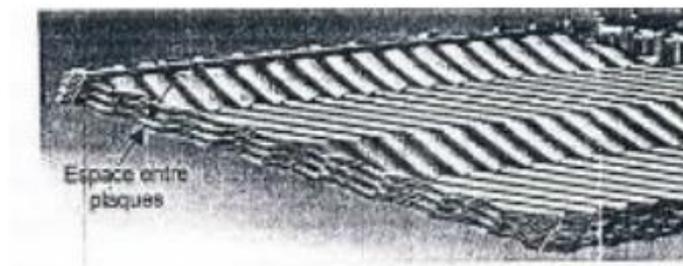
Ils sont les composants qui limitent les niveaux de température et de pression des échangeurs à plaques.

Souvent il y'a lieu de distinguer : le joint principal, les joints circulaires et les barrettes de raccordement.

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 [7]**

### **I.6.2 Principe de circulation :**

Quand le paquet de plaque est serré, les trous percés dans les coins des plaques sont alignés, et forme des collecteurs en face de chacune des tubulures. Les fluides entrant dans l'échangeur vont circuler dans ces collecteurs et alimenteront les espaces inter plaques (canaux) sur toute la longueur de l'appareil. De par la succession alternée de plaques à joints, chacun des fluides n'alimentera qu'un canal sur deux (par exemple, le fluide chaud n'alimentera que les canaux à nombre impairs, le fluide froid, que les canaux à nombre pairs). Dans la plupart des cas, les fluides circulent à contre-courant (un des fluides circulant de haut en bas, l'autre de bas en haut). Les fluides alors ne sont séparés que par la mince plaque de métal constituant la plaque.

Pendant son passage dans l'échangeur, le fluide chaud cédera une partie de sa chaleur à la paroi de métal qui la transmettra instantanément au fluide froid en contact avec l'autre côté de la plaque. Le fluide chaud voit sa température s'abaisser, le fluide froid voit sa température s'élever. Finalement, les fluides sortent des canaux à l'extrémité des plaques et circulent dans les collecteurs vers les tubulures de sortie de l'échangeur [8].

### **I.6.3 Autres types d'échangeurs à plaques :**

Suivant le mode de fabrication et les matériaux utilisés, on distingue :

#### **a. Les échangeurs à plaques serties :**

Ces échangeurs sont constitués par de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes. Ces échangeurs sont en général fabriqués en tôlerie légère (acier galvanisé, inoxydable, aluminium, ...). Les fluides empruntent un canal sur deux et la circulation est soit à contre-courant, soit à courant croisés. Les ailettes sont de types très variés. Ces échangeurs sont en général utilisés en récupération sur l'air [1].

#### **b. Les échangeurs à plaques soudées :**

Ces échangeurs sont en général fabriqués à l'aide de matériaux plus nobles, tels que l'acier inoxydable, le titane, le nickel, l'inconel, etc. On distingue :

- **L'échangeur lamellaire (figure I.10) :** c'est une variante de l'échangeur à tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de «tubes aplatis» ou lamelles.



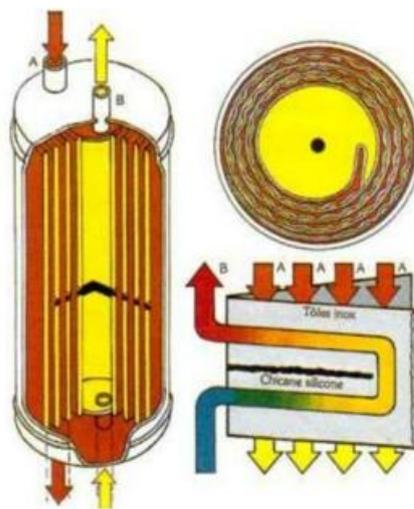
**Figure I.10 : Echangeur lamellaire (document ALFA LAVAL) [1]**

Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides [1].

**c. L'échangeur à spirale (figure I.11) :**

Il est constitué de deux rubans de tôle enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bars et des températures de l'ordre de 300°C.

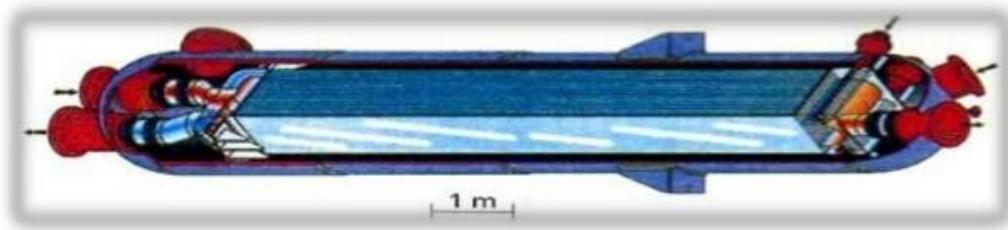
Il est plutôt utilisé pour des liquides mais certaines applications existent en évaporation ou en condensation des fluides homogènes [1].



**Figure I.11 : Echangeur à spirale (document spirec) [1]**

**d. Echangeur PACKINOX :**

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions (surface d'échange comprise entre 1 000 et 8 000 m<sup>2</sup>) et ayant un nombre d'unités de transfert élevé (jusqu'à 15).

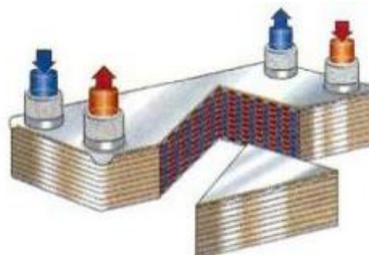


**Figure I.12 : Echangeur PACKINOX (document PACKINOX) [1]**

Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600°C et des pressions de 50 bars [1].

**e. Echangeurs à plaques brasées (figure I.13) :**

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable. Ils sont constitués par un empilage de tôles gaufrées (ondes) séparées par des tôles planes. Ces ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent représenter une surface allant jusqu'à 90 % de la surface totale.



**Figure I.13 : Echangeur à plaques brasées (document ALFA LAVAL) [1]**

Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermées latéralement par des barres (figure) [1].

- **Utilisation:**

Ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de températures compris entre  $-269$  et  $+65$  °C et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bars. Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés [1].

- **Remarque:**

S'ils ne peuvent pas être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, les échangeurs à plaques bénéficiant d'avantages tenant notamment à leur meilleur rendement et à leur compacité.

Plusieurs technologies sont en concurrence. La principale, et la plus ancienne, est celle des échangeurs à plaques avec joints. Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Ces échangeurs ne peuvent être utilisés que pour des pressions maximales de 30 bars et des températures maximales de 200°C. D'autres technologies plus récentes permettent de remédier aux inconvénients de l'existence de joints, comme les échangeurs à plaques soudées.

Les échangeurs à plaques soudées sont adaptés à l'utilisation en présence de fluides encrassant corrosifs, chauds sous pression, présentant des débits très différents de part et d'autre de la surface d'échange. Il existe d'autres échangeurs à plaques dont la diffusion est moins importante tels que les échangeurs à spirales et les échangeurs à plaques embouties, mais sans joints, qui forment ainsi un appareil compact et résistant à hautes pressions. Ils sont plus particulièrement utilisés en chauffage, réfrigération et récupération d'énergie.

Les échangeurs à spirales, grâce à la forme des canaux qui obligent les liquides à

adopter un mouvement permettant d'évacuer les particules avec le fluide, sont particulièrement adaptés au traitement des liquides chargés [1], [5].

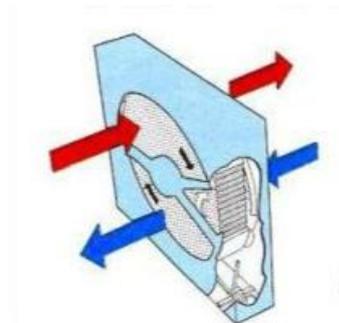
#### **f. Echangeurs à surface raclée :**

Sont généralement utilisés pour les produits les plus visqueux (pâteux). Le fluide caloporteur circule dans un canal annulaire tandis que les circulant dans un canal central, est agité par un rotor muni de racleurs éliminant en permanence des dépôts susceptibles de s'incruster sur la surface d'échange (par exemple les cristaux de glace lors de la fabrication de la crème glacée, les cristallisoirs utilisés dans la fabrication de la margarine, etc....) [10].

### **I.7 Autres types d'échangeurs :**

#### **Echangeurs régénérateurs rotatifs :**

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice, le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides



**Figure I.14 : Vue éclatée d'un échangeur rotatif à disque [1]**

### **I.8 Choix de l'échangeur :**

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : Les propriétés des fluides, leur agressivités, les pressions de service, les contraintes thermiques. Les problèmes d'encombrement et de la maintenance doivent être pris en compte, ainsi que les considérations économiques.

Ainsi il faudra tenir compte du type du matériau compatible avec la qualité du fluide, du problème d'encrassement et de l'encombrement.

**Chapitre II :**  
**Théories des échangeurs à**  
**plaques**

## II.1 Introduction :

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

L'échauffement le refroidissement de fluides s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleur les plus importants. Toute étude sur les échangeurs de chaleur nécessite la connaissance du coefficient d'échange de chaleur entre la paroi de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur. Les dimensions des chaudières, des échangeurs, des surchauffeurs et des réchauffeurs dépendent des phénomènes de convection entre les surfaces d'échange et le fluide.

## 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 [3]:

- 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 :**

L'échauffement et le refroidissement de fluides s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleur les plus importants. Le projet et l'étude de tous les types d'échangeurs de chaleur entre la paroi de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur. Les dimensions des chaudières, des échangeurs, des surchauffeurs et des réchauffeurs dépendent des phénomènes de convection entre la surface intérieure des tubes et le fluide.

### II.3.1 Propriétés thermiques des fluides utilisés :

Les échangeurs à plaque et joints utilisés sont traversés par deux fluides de différente nature :

- La margarine est considérée comme étant le fluide produit (fluide froid).
- L'eau comme étant le fluide de réchauffement appelé aussi fluide caloporteur (fluide chaud).

➤ **Chaleur massique ( $C_p$ ) :**

La chaleur massique d'un corps est égale à la quantité de chaleur qu'il faut fournir pour élever de  $1\text{ }^\circ\text{C}$  la température de l'unité de masse de ce corps. Dans le système international d'unités, on l'exprime souvent en  $\text{J g}^{-1}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  ou en  $\text{Cal g}^{-1}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  [11].

➤ **Conductibilité thermique ( $\lambda$ ) :**

Le facteur  $\lambda$  est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et est appelé conductibilité thermique. La conductibilité thermique s'exprime  $\text{W m}^{-1}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  [11].

➤ **Masse volumique ( $\rho$ ) :**

Aussi appelée densité volumique de masse, est une grandeur physique qui caractérise la masse de cette substance par unité de volume. [11].

➤ **Viscosité ( $\mu$ ) :**

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 [11].

### II.3.2 Notion de flux de chaleur :

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit le flux de chaleur ou la puissance thermique  $P$  (W) comme la quantité de chaleur  $Q$  (J) traversant une surface isotherme  $S$  ( $m^2$ ) pendant un temps  $t$  (s).

$$P = \frac{Q}{t}$$

### II.3.3 Coefficient d'échange de chaleur :

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

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

Où  $U$  s'exprime en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ , et il dépend :

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

Le coefficient d'échange de chaleur  $U$  peut être calculé à partir du nombre de Nusselt qui sera défini ultérieurement [4].

### II.3.4 Flux de chaleur transféré entre deux fluides :

Le flux de chaleur transféré entre deux fluides peut être déterminé par l'expression suivante :

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

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

Avec  $m_i$  et  $C_i$  respectivement le débit massique et la capacité calorifique du fluide (i).  $T_{ie}$  et  $T_{is}$  étant les températures d'entrée et sortie du fluide  $i$  ( $i=1$  : chaud et  $i=2$  : froid).

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

$$T_{1c} = \frac{\Phi}{m_1 * c_{p1}} + T_{1f}$$

### 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 [4].

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

- Le nombre de Nusselt donné sous la forme :  $N_u = \frac{h.Dh}{\lambda}$
- le nombre de Reynolds donné sous la forme :  $Re = \frac{\rho.U.Dh}{\mu}$
- le nombre de Prandtl donné sous la forme :  $Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda}$

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et le régime d'écoulement du liquide [4].

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction F, c'est-à-dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres à une température moyenne entre l'entrée et la sortie des géométries considérées [4].

### II.3.6 Notion de résistance thermique :

Il est possible d'exprimer le flux de chaleur à l'aide de la notion de résistance thermique. Si on considère l'échange entre deux fluides séparés par une paroi plane :

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

Où les températures ont exprimées en Kelvins ou en degrés Celsius ( $T_1 > T_2$ ). R est la résistance thermique au transfert entre les deux surfaces : elle s'exprime en  $\text{W/m}^2$  et caractérise la difficulté pour réaliser un transfert de chaleur.

Tout comme pour un courant électrique traversant deux résistances en série, la résistance globale 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 des fluides, dans un échangeur de chaleur, ne sont pas en générale constantes, mais elles varient d'un point à un autre à mesure que la chaleur s'écoule du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid.

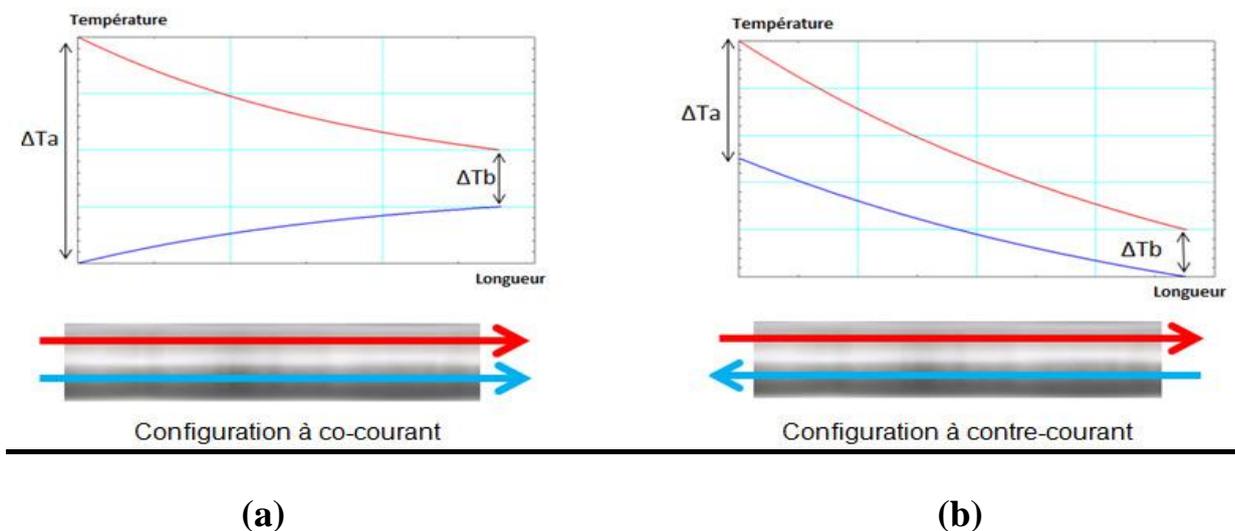


Figure XVI : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs[9]

- (a) : échangeur à co- courant  
 (b) : échangeur à contre-courant

Dans les deux figures, il n'y a pas de changement de phase. La représentation (a) montre que, quel que soit la longueur de l'échangeur la température finale du fluide le plus froid ne peut jamais être supérieure à la température de sortie du fluide le plus chaud. Il s'agit d'une disposition géométrique à co-courant [3].

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant figure (b), par contre, la température du fluide le plus froid peut dépasser la température de sortie du fluide le plus chaud, car il existe un gradient de température favorable tout au long de la traversée de l'échangeur. Un avantage supplémentaire de la disposition à contre-courant est que, pour un flux de chaleur donné, on a besoin d'une surface d'échange plus petite que dans le cas d'un écoulement 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)
- $C_{pc}, C_{pf}$  : les chaleurs massiques à pression constante (kJ/kg. °C)

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

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

D'ou 
$$dT_C - dT_f = d(T_C - T_f) = -d\Phi \left( \frac{1}{m_c C_{pc} - m_f C_{pf}} \right)$$

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

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

Si on admet que le coefficient d'échange local  $h$  reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la surface d'échange, pour obtenir, en introduisant les conditions aux extrémités  $T_{ce}, T_{fe}$  et  $T_{cs}, T_{fs}$  :

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

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

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

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 :

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

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

de la différence de température logarithmique moyenne notée DTLM.

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

- 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 fuites 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 :

$$\Phi = U \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{II.14})$$

Cette formule est commode lorsque toutes les températures finales nécessaires pour le calcul de la température moyenne appropriée sont connues, c'est pour quoi cette formule est très utilisée pour le calcul d'échangeurs devant fonctionner dans des conditions bien déterminées [4].

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et qui ne comprend aucune température de sortie, on introduit l'efficacité de l'échangeur notée  $E$  [4].

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum d'échange de chaleur possible. Ce dernier serait obtenu dans un échangeur de chaleur fonctionnant à contre-courant ayant une surface d'échange infinie (4).

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

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

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

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

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit :

$$E = \frac{m_1 \cdot cp_1 \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(mc)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{(mc)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.17})$$

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

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

### II.3.9 Nombre d'unité de transfert NUT :

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

Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé (5). Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par [5] :

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

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit ( $NUT < 1$ ), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation et le rapport  $C_{min}/C_{max}$  (le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur/ celle du produit).
- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand ( $NUT =$  de 5 à 10), l'échange de chaleur est très efficace.

- **Remarque :**

Les relations suivantes donnent la relation reliant l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux modes de fonctionnement différents des échangeurs [4].

Soit :

$$C_r = \frac{(m \cdot C_p)_{min}}{(m \cdot C_p)_{max}} \quad \text{Le rapport des capacités thermiques « fluides/produit »}$$

Pour un fonctionnement à contre-courant :

$$E = \frac{1 - e^{[-(1 - C_r)NUT]}}{1 - C_r \cdot e^{[-(1 - C_r)NUT]}} \quad (\text{II.20})$$

- Si  $R_f=1$  alors la relation devient [3] :  $E = NUT/(1 + NUT)$  (II.21)
- Si  $R_f > 1$  alors la formule devient [3] :  $E = C_r$  (II.22)

Pour un fonctionnement à co-courant [3] :

$$E = \frac{1 - e^{[-(1 - C_r)NUT]}}{1 + C_r} \quad (\text{II.22})$$

## II.4 Pertes de charges :

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints se décompose en deux parties : pertes de charge dans les plaques et pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. En général on considère que les

dimensions des tubulures sont suffisamment importantes pour que les pertes de charges y soient négligeables devant celles des plaques. La perte de charge d'un fluide en écoulement isotherme dans une plaque ( $\Delta P$ ) entre les collecteurs d'entrée et de sortie, dépend de nombreux paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide, ainsi que la géométrie des plaques.

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

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

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

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

$K_p$  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 [5].

## II.5. L'encrassement des échangeurs :

Le calcul des échangeurs de chaleur dans les conditions réelles de fonctionnement ne peut souvent être estimé par l'étude thermique seule. Durant le fonctionnement, avec la plupart des liquides et quelque gaz, un film sale s'amorce graduellement sur la surface d'échange, son effet est d'augmenter la résistance thermique des plaques.

Généralement, lors du dimensionnement d'un échangeur, ces phénomènes sont pris en compte grâce à des tables publiées par « Tubuars Exchangers Manufacturers Association » TEMA (4), qui donnent pour diverses applications les facteurs d'encrassement.

Ces facteurs d'encrassement sont appliqués comme l'indique l'équation suivante reliant le coefficient d'échange de chaleur global aux coefficients d'échange  $h_1$  et  $h_2$  de chaque côté d'une plaque, aux résistances d'encrassement  $R_1$  et  $R_2$  et à la résistance thermique de la paroi  $e/\lambda$  qui est en général négligeable.

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

Il ressort de l'équation ci-dessus que plus les coefficients d'échange  $h_1$  et  $h_2$  sont élevés, plus l'effet des résistances d'encrassement sur le coefficient d'échange global est important [5].

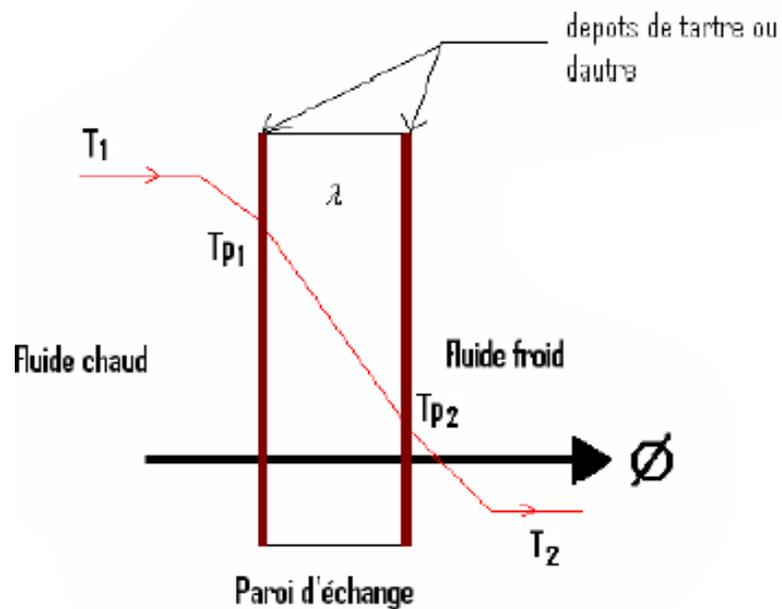


Figure XVII : Echange entre deux fluides séparés par Une paroi plane[5]

**Chapitre III :**  
**Dimensionnement d'un**  
**échangeur à plaque**

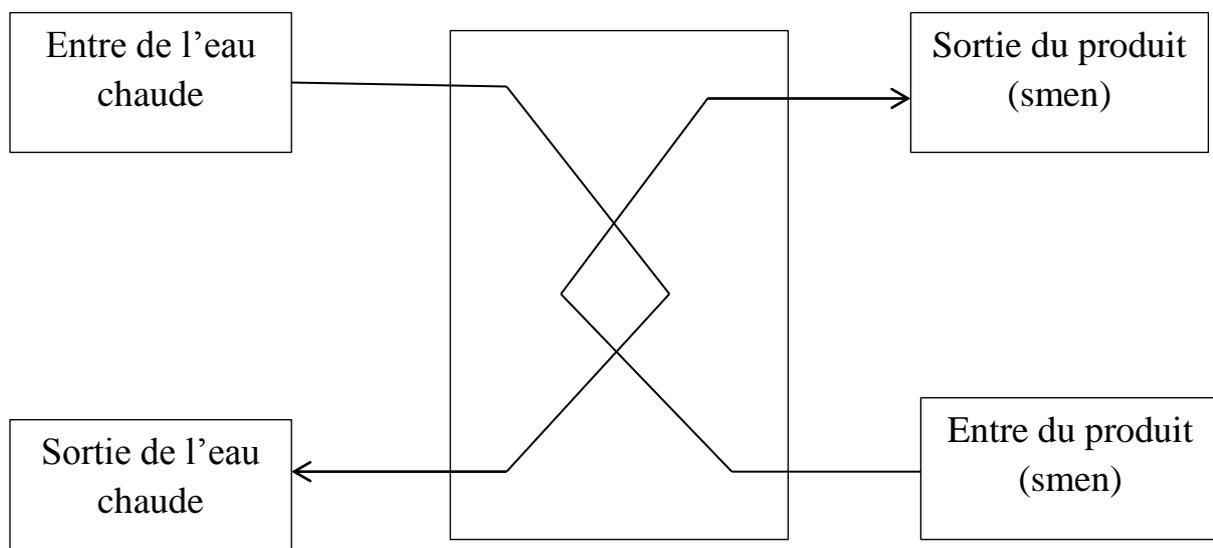
### III.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous aborderons le calcul des différents paramètres thermique et hydrodynamiques caractérisant l'échangeur étudié. Les données exploitées pour le calcul théorique, sont données dans la fiche technique du constructeur tel que le débit d'entrée, les températures d'entrées et de sorties les propriétés physique ainsi que les dimensions physique de l'échangeur dans notre cas le calcul se fait pour un échangeur à contre-courant.

L'échangeur étant destinés pour l'huiles végétale, l'objectif est de trouver la nouvelle surface d'échange adéquate pour le nouveau fluide qui est le beurre fermenté (Smen) et de redimensionner l'échangeur.

### III.2 Présentation de l'échangeur à plaque et à joints (Api Schmidt-Bretten) :

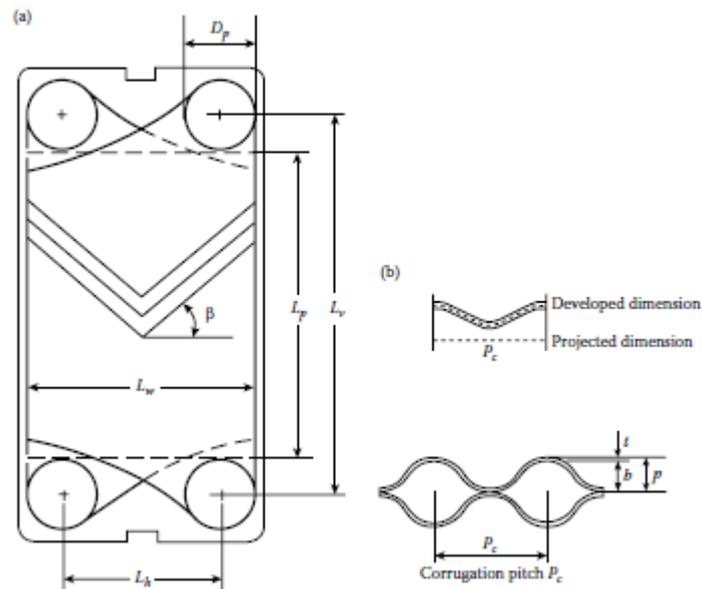
#### III.2.1 Circuit de l'échangeur :



**Figure. III.1 : représente le schéma de circulation des fluides à travers l'échangeur à plaques**

### III.2.2 Dimensions et caractéristiques de la plaque :

Les dimensions principales d'une plaque à chevron sont illustrées à la figure (III.2.). L'angle de corrugation,  $\beta$ , varie généralement entre des températures extrêmes de  $25^\circ$  et  $65^\circ$  et est largement responsable de la chute de pression et du 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.

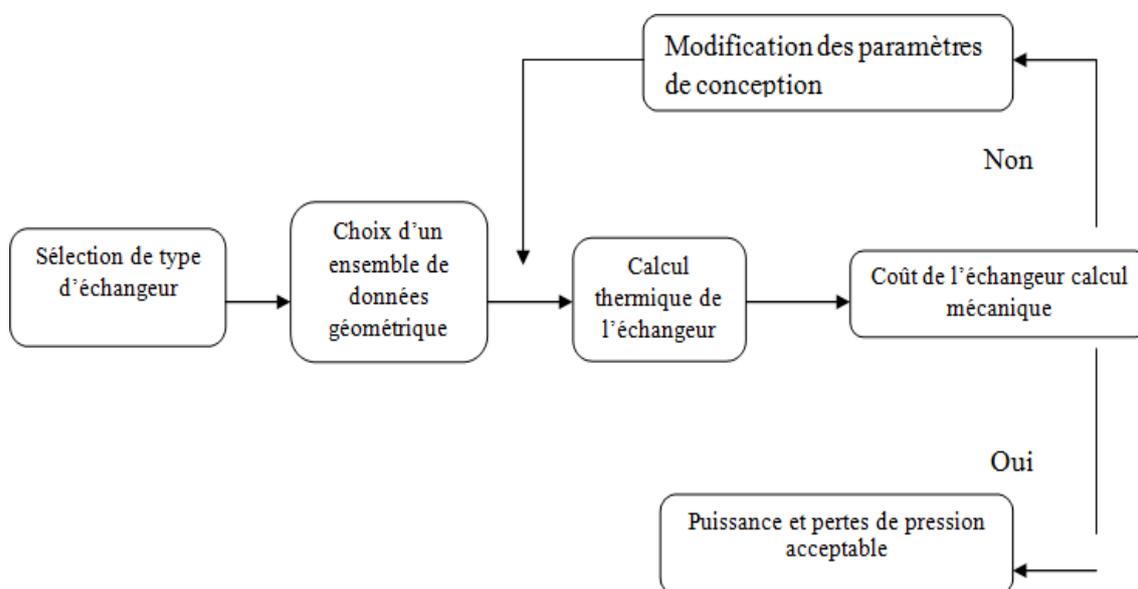
$L_w$ : Largeur de la plaque.

$\beta$ : Angle de chevron.

### III.3 Organigramme de dimensionnement d'un échangeur à plaque :

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la figure III.3. Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite, elle est destinée à fixer pour le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés. Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique [13].

L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeur doit être capable de résoudre ce problème [13].



**Figure III.3 : Organigramme de dimensionnement [13].**

### III.4 Méthode de calcul

La conception de l'échangeur de chaleur à plaques est de nature hautement spécialisée compte tenu de la variété des conceptions disponibles pour la plaque et des dispositions qui peuvent éventuellement convenir à divers usages des tentatives ont été faites pour développer une corrélation de transfert de chaleur et de chute de pression pour une utilisation avec un échangeur à plaques ces méthodes sont pour la plupart de nature approximative pour s'adapter au dimensionnement préliminaire des unités de plaque.

#### III.4.1 Zone de transfert de chaleur :

L'ondulation augmente la surface de la plaque par rapport à la surface plane d'origine pour exprimer l'augmentation de la longueur développée par rapport à la longueur projetée, un facteur d'agrandissement de surface est alors défini comme le rapport de la longueur développée à la longueur à plat ou projetée :

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

$\phi$  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 ( $L_v$ ) 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  $\emptyset$  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 par deux plaques adjacentes entre les joints. La section transversale d'une surface ondulée étant très complexe, l'espacement moyen des canaux ( $b$ ) est défini comme indiqué :

$$b = p - t$$

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 :

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

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

avec l'approximation de  $b \ll L_w$

#### III.4.4 Débit massique par canal :

$$m_c = \frac{m}{N_{cp}} \quad (\text{III.6})$$

$m$  : Le débit massique

$N_{cp}$  : Le nombre de canal par passe donnée

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (\text{III.7})$$

$N_p$  : Le nombre de passe

#### III.4.5 Vitesse massique à travers le canal :

$$G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} \quad (\text{III.8})$$

#### III.4.6 Calcul du nombre de Reynolds :

Il est donné par la formule suivante :

$$\text{Re} = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} \quad (\text{III.9})$$

#### III.4.7 Calcul du nombre de Prandtl :

Il est donné par la formule suivante :

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{III.10})$$

Avec :

$C_p$ : La chaleur massique.

$\mu$ : La viscosité dynamique.

$\lambda$  : La conductivité thermique.

#### III.4.8 Calcul du nombre de Nusselt :

Il est donné par la formule suivante :

$$Nu = 0.3 \cdot \text{Re}^{0.663} \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{III.11})$$

#### III.4.9 Coefficient de transfert de chaque fluide :

Déduit à partir de la formule de NU :

$$NU = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (\text{III.12})$$

Alors :

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

#### III.4.10 Coefficient de transfert global :

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

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{e}{\lambda}} \quad (\text{III.14})$$

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

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{e}{\lambda}} + \frac{1}{R_{e1} + R_{e2}} \quad (\text{III.15})$$

Pour un échangeur à plaques la somme des résistances d'encrassement est de :  $0.610^{-4} \text{ m}^2 \text{ k/w}$

#### III.4.11 Puissance de l'échangeur :

Donnée par la formule suivante :

$$P = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{III.16})$$

#### III.4.12 La surface d'échange :

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

$$P = U_f \cdot S \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{III.17})$$

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

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

#### III.4.13 Calcul de l'efficacité de l'échangeur :

Elle est donnée par la formule suivante :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (\text{III.19})$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\text{III.20})$$

$$NUT = \frac{U_f S}{C_{\min}} \quad (\text{III.21})$$

#### III.4.14 Estimation des pertes de charge :

La perte de charge totale est composée de la perte de charge du canal de friction et de la perte de charge à l'orifice.

##### III.4.14.1 Chute de pression du canal :

Donnée par la formule suivante :

$$\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{\text{eff}} N_p G_c^2}{D_h 2\rho} \quad (\text{III.21})$$

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

Avec  $f$  est le facteur friction donné par :

$$f = \frac{k_p}{\text{Re}^m} \quad (\text{III.22})$$

##### III.4.14.2 Perte de charge dans l'orifice :

La chute de pression dans les conduits d'orifice peut être grossièrement estimée en tant que tête dynamique. Elle est donnée par la formule suivante :

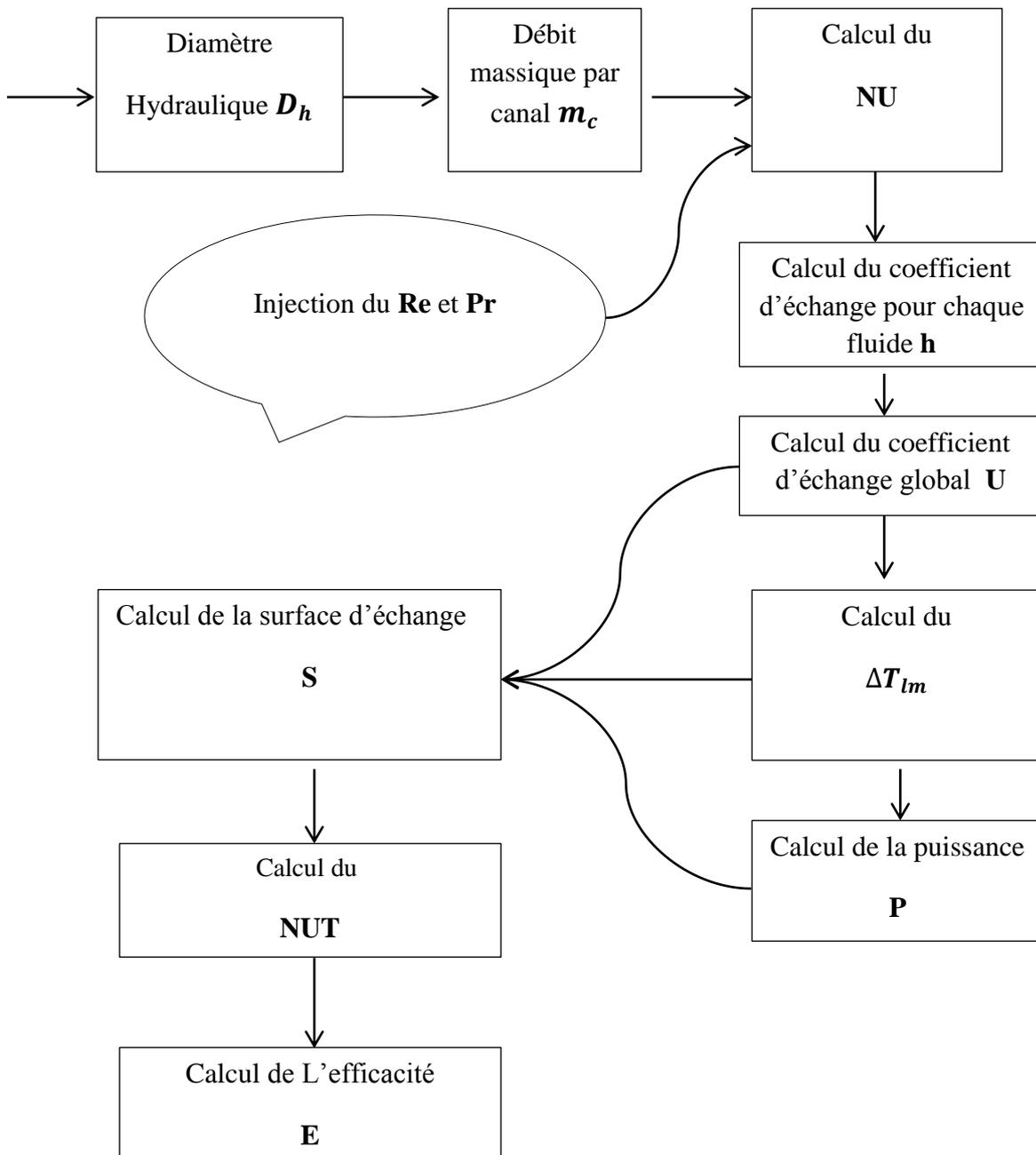
$$\Delta p_p = 1.4 \cdot N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (\text{III.23})$$

avec :

$$G_p = \frac{4m}{\pi D_p} \quad (\text{III.24})$$

D'où :

$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p \quad (\text{III.25})$$

**III.5 Organigramme de calcul :**

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

	FLUIDE 1(EAU)	FLUIDE 2(SMEN)
Température d'entrée °	50	40
Température de sortie °	35	48
Débit volumique l/h	7000	7000
Chaleur massique $JK^{-1}Kg^{-1}$	4.16	2.2
Conductivités thermique $wm^{-1}K^{-1}$	0.6	0.163
Viscosité dynamique Pa.s	0.000653	0.098

➤ **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 $L_p$ (m)	0.875
La largeur de la plaque $L_W$ (m)	0.26
Diamètre de l'orifice $D_p$ (m)	0.05
L'angle de chevron $\beta$ °	Fluide chaude : 45 Fluide froid : 60

**III.7. Présentation de calcul :**

- Transfert de chaleur :

$$P = m \cdot C_p \cdot \Delta T = 1,769.2,2.8.1000 = 31134,4 \text{kw}$$

- Différence de température logarithmique :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(48-35)-(50-40)}{\ln\left(\frac{13}{10}\right)} = 11,43 \text{K}$$

- Le nombre de plaques effectif :

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

- La longueur effective:

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

- p:

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

- b:

$$b = p - t = 0,003 - 0,0007 = 0,0023 \text{m}$$

- La surface d'un canal d'écoulement:

$$A_c = b \cdot L_w = 0,0023 \cdot 0,258 = 0,00059 \text{m}^2$$

- La surface d'échange d'une plaque:

$$A_1 = \frac{S}{N_e} = \frac{20,6}{84} = 0,245 \text{m}^2$$

- La projection de surface d'une plaque:

$$A_{1p} = L_p L_w = 0,857 \cdot 0,258 = 0,220 \text{m}^2$$

- Le facteur de projection:

$$\phi = \frac{A_t}{A_{1p}} = \frac{0,245}{0,22} = 1,11$$

- Le diamètre hydraulique:

$$D_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2,0,0023}{1,11} = 0,0042m$$

- Le nombre de canal d'écoulement par passe:

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

- Le nombre débit massique par canal:

$$\text{Fluide chaud : } m_c = \frac{m}{N_{cp}} = \frac{1,944}{43} = 0,045 \text{ Kg / s}$$

$$\text{Fluide froid : } m_c = \frac{m}{N_{cp}} = \frac{1,769}{43} = 0,041 \text{ Kg / S}$$

- La vitesse massique:

$$\text{Fluide chaud : } G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,045}{1,0,0023 \cdot 0,258} = 75,60 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Fluide froid : } G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,041}{1,0,0023 \cdot 0,258} = 68,80 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s}$$

- Le nombre de Reynolds:

$$\text{Fluide chaud : } Re_f = \frac{G_c D_h}{\mu_c} = \frac{75,60 \cdot 0,0042}{0,000653} = 486,25$$

$$\text{Fluide froid : } Re_c = \frac{G_c D_h}{\mu_f} = \frac{68,80 \cdot 0,0042}{0,098} = 2,95$$

- Le nombre de Prandtl:

$$\text{Fluide chaud : } Pr_f = \frac{C_{pc} \cdot \mu_c}{\lambda_c} = \frac{4,19.0,000653.1000}{0,6} = 4,56$$

$$\text{Fluide froid : } Pr_c = \frac{C_{pf} \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{2,2.0,098.1000}{0,163} = 1322,7$$

- Le nombre de Nusselt:

$$\text{Fluide chaud : } Nu_c = 0,3 \cdot Re_c^{0,663} Pr_c^{1/3} = 0,3.486,25^{0,663} .4,56^{1/3} = 30,07$$

$$\text{Fluide froid : } Nu_f = 0,3 \cdot Re_f^{0,663} Pr_f^{1/3} = 0,3.2,95^{0,663} .1322,7^{1/3} = 6,74$$

- Le coefficient de transfert de chaleur:

$$\text{Fluide chaud : } h_c = \frac{Nu_c \lambda_c}{D_h} = \frac{30,07.0,6}{0,0042} = 4296,07W / m^2.K$$

$$\text{Fluide froid : } h_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{D_h} = \frac{6,74.0,163}{0,0042} = 261,74W / m^2.K$$

- le coefficient d'échange global :

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{0,0006}{16,3} + 0,00006} = \frac{1}{\frac{1}{4296,07} + \frac{1}{261,74} + \frac{0,0006}{16,3} + 0,00006} = 240,96kw$$

$$\text{Avec : } \frac{e}{\lambda} = \frac{0,0006}{16,3} \text{ et } R_{e1} + R_{e2} = 0,00006$$

- la surface d'échange :

$$S = \frac{P}{U_f \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{31134,4}{240,958.11,4348} = 11,30m^2$$

- l'efficacité de l'échangeur :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT(1 - C_r)]} = \frac{1 - \exp[-0,6996(1 - 0,477)]}{1 - 0,477 \cdot \exp[-0,6996(1 - 0,477)]} = 0,46$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{3891,8}{8145,36} = 0,48 \quad \text{avec :} \quad \begin{aligned} C_{\min} &= m_f \cdot c_{pf} = 1,769 \cdot 2,2 \cdot 1000 = 3891,8 \text{ w.k} \\ C_{\max} &= m_c \cdot c_{pc} = 1,944 \cdot 4,19 \cdot 1000 = 8145,36 \text{ w.k} \end{aligned}$$

$$NUT = \frac{U_f \cdot S}{C_{\min}} = \frac{240,96 \cdot 11,30}{0,48} = 0,7$$

- le facteur de friction :

$$\text{Fluide chaud : } f = \frac{k_p}{R_e^m} = \frac{1,442}{486,2534^{0,206}} = 0,40$$

$$\text{Fluide froid : } f = \frac{k_p}{R_e^m} = \frac{24}{2,94^{0,206}} = 8,140$$

- pertes de pression dans l'orifice :

$$\text{Fluide chaud : } \Delta_{pp} = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} = 1,4 \cdot \frac{990,57^2}{2 \cdot 2100} = 686,864 \text{ kPas}$$

$$\text{Fluide froid : } \Delta_{pp} = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} = 1,4 \cdot \frac{901,40^2}{2 \cdot 2910} = 625,018 \text{ kPas}$$

Avec :

$$\text{Fluide chaud : } G_p = \frac{m}{\pi \cdot D_p^2 / 4} = \frac{1,944}{3,14 \cdot 0,05^2 / 4} = 990,57 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$$

$$\text{Fluide froid : } G_p = \frac{m}{\pi \cdot D_p^2 / 4} = \frac{1,769}{3,14 \cdot 0,05^2 / 4} = 901,40 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$$

- Pertes de charges dans le canal :

$$\text{Fluide chaud : } \Delta_{Pc} = 4f \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} = 4,0,40 \frac{0,875 \cdot 1}{0,0042} \cdot \frac{75,60^2}{2 \cdot 1000} = 960,09 kPas$$

$$\text{Fluide froid : } \Delta_{Pc} = 4f \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} = 4,8,14 \frac{0,875 \cdot 1}{0,0042} \cdot \frac{68,79^2}{2 \cdot 910} = 17639,79 kPas$$

- Pertes de charges totales :

$$\text{Fluide chaud : } \Delta_p = \Delta_{pp} + \Delta_{Pc} = 686,86 + 960,09 = 1646,96 kPas$$

$$\text{Fluide froid : } \Delta_p = \Delta_{pp} + \Delta_{Pc} = 625,018 + 17639,7971 = 18264,81 kPas$$

	Viscosité	masse volumique	chaleur massique	conductivité thermique	débit volumique	débit massique	épaisseur b
Fluide chaud (eau)	0,000653	1000	4,19	0,6	7000	1,944	0,0023
Fluide froid (smen)	0,098	910	2,2	0,163	7000	1,769	0,0023

diamètre hydraulique	coefficient d'élargissement	nbr de passage	Longueur de plaque	Largeur de la plaque	$m_c$	$G_c$	Re
0,0042	1,11	43	0,875	0,26	0,045	75,60	486,25
0,0042	1,11	43	0,875	0,26	0,041	68,80	2,95

Pr	Nu	h	$U_c$	$U_f$	$C_f$	T° d'entrée	T° de sortie
4,56	30,07	4296,07	244,49	240,96	0,985	50	35
1322,70	6,74	261,74				40	48

$\Delta T_{LM}$	P	S	$C_{min}$	NUT	$C_{max}$	$C_r$	E
11,43	31134,4	11,30	3891,80	0,70	8145,36	0,48	0,46

f	$\Delta P_c$	$G_p$	$\Delta P_p$	$\Delta P_t$
0,40	960,09	990,57	686,86	1646,86
8,14	17639,79	901,4	625,018	18264,81

- 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 avons procédé au dimensionnement de l'échangeur API schmidtt-bretten qui était destiné à l'origine pour l'huile végétale.

Actuellement, l'échangeur étudié est utilisé pour la pasteurisation du Smen, ce qui nous amène au redimensionnement de cet échangeur pour ce même produit.

Après avoir réalisé une série de calcul à l'aide de nombreuses corrélations expérimentalement vérifiées nous avons abouti à calculer la nouvelle surface d'échange nécessaire et par conséquent le nombre de plaques à utiliser.

L'échangeur fonctionnera et sera constitué de 49 plaques avec une efficacité de 45 %, ce qui fait 37 plaques de moins. Un gain considérable est à considérer.

## **Conclusion générale**

L'étude menée dans ce travail est basée sur une méthodologie de conception d'échangeurs de chaleur à plaques dans les industries agroalimentaire. L'échangeur de chaleur étudié est installé dans une chaîne de production de beurre fermenté (Smen).

L'objectif de cette étude était de redimensionner un échangeur de chaleur à plaques, initialement conçu pour chauffer de l'huile végétale pour une utilisation en vue de chauffer du beurre fermenté.

Les résultats obtenus au cours de cette étude montrent que la méthodologie de conception est efficace et peut être utilisée comme guide à des fins d'optimisation future.

## Référence bibliographique

- [1] 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].
- [2] MARIE-HELENE MATHONIERE, MARIE-DOMINIQUE HAGELSTEEN, avis n°99- A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999.
- [3] JEAN FRANCOIS SACADURA « Initiation aux transferts de chaleur », Lavoisier 1982.
- [4] FRANCK KREITH, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967.
- [5] R. VIDIL, les échangeurs à plaques et joints, « Description, éléments de dimensionnement » -paris : Lavoisier, février 1982.
- [6] SWEP International plate heat exchanger (PHE), 2003.
- [7] Document GEA ECOFLEX GmbH, “Brassed and Gasketed plate heat exchangers”, 2003.
- [8] Plate heat exchangers, manuel des échangeurs de chaleur, « document CEVITAL ».
- [9] JAQUE PADET, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs » -paris : Masson 1994.
- [10] D<sup>r</sup> ALAIN BESSON, D<sup>r</sup> WERNER BAUER, « les traitements thermiques » université deLausanne, 2000/2001.
- [11] Collection Microsoft encarta 2003.
- [12] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R.VIDIL, « Dimensionnement thermique », technique de l'ingénieur [B 2 342].
- [13] « Initiation à la pratique des échangeurs de chaleur », centre technique des industriesaérauliques et thermiques –Villeurbanne : Cetiati, 1984.
- [14] Heat exchanger selection,rating,and thermal design,third edition

## **Annexe I :**

### **I. Historique et description :**

#### **I.1. Présentation de l'entreprise CEVITAL :**

##### **I.1.1 : Historique :**

CEVITAL est une grande entreprise car elle constitue une grande force industrielle et économique spécialisée dans l'agroalimentaire, elle est parmi les entreprises qui ont vu le jour dès l'entrée du pays en économie du marché.

CEVITAL est parmi les entreprises appelées sociétés par action (SPA) dont les principaux actionnaires sont **Mr REBRAB** et **FILS**. Elle a été créée par des fonds privés en 1998, son complexe de production est situé au port de **BEJAIA** et s'étend sur une superficie de **45000 m<sup>2</sup>**.

Elle contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, et parmi ses objectifs être le leader du marché nationale, notamment par rapport à son concurrent voisin **L'ENCG**, et cela en offrant une large gamme de produits de qualité.

##### **I.1.2 : Activité et mission :**

Lancer en mars 1998 le complexe CEVITAL a débuté son activité par le conditionnement en décembre 1998.

En février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, et cette dernière est devenue fonctionnelle en août 1999.

L'ensemble des activités sont concentrées sur la production des huiles végétales, de margarines et de sucre, dont les quantités de production sont les suivantes :

- Raffinerie d'huile : 1800 tonnes/j
- Production de margarine : 600 tonnes/j
- Fabrication d'emballage en (PET) : Poly-Ethylène- Téréphtalique
- Stockage des céréales (capacité total de stockage 120000tonnes)
- Raffinerie de sucre : 3000 tonnes/j
- Minoterie et savonnerie en cour d'études.
- Hydrogénation de l'huile.

- Eau minérale et boissons.
- Station d'épuration des eaux usées.
- Sucre liquide.
- Electrolyseur.

## **I.2.Présentation de la margarinerie (CEVITAL) :**

La margarinerie est un grand bâtiment de deux étages où l'on y prépare et stocke la margarine, ses dimensions sont de l'ordre de 55m de longueur et de 35m de largeur et de 15m de hauteur.

### **I.2.1.Rez-de-chaussée :**

A ce niveau se trouvent les bacs d'émulsifiants (les ingrédients nécessaire à la fabrication de la margarine) on y trouve aussi une chambre froide pour conserver la margarine produite à une température de 6° à 12°, se fait aussi la palettisation et le étiquetage de la margarine.

### **I.2.2.Le premier étage :**

C'est à ce niveau que se fait le conditionnement de la margarine, où se trouvent 5 lignes de production qui sont partagés comme suit :

- Ligne N° 1 : conditionnement de la margarine en pots de 500g.
- Ligne N° 2 : conditionnement de la margarine en plaquettes de 250g et 500g.
- Ligne N° 3 : conditionnement de la margarine de feuilletage.
- Ligne N° 4 : production de graisse 100% végétale (shortening).

Le produit qui sort de ces différentes lignes est transporté vers des encartonneuses et ensuite envoyer vers les palettiseurs et les étiqueteuses puis stocké dans la chambre froide.

### **I.2.3.Le deuxième étage :**

C'est à ce niveau que se trouve la salle de contrôle chargée de la préparation et du suivi des paramètres de fabrication de la margarine.

Et afin d'avoir une margarine bien conservée, des échantillons sont envoyés dans un laboratoire, pour un contrôle de qualité.

### **I.3.Définition de la margarine :**

La margarine est définie par la norme du code alimentaire, comme un aliment qui se présente sous la forme d'une émulsion solide et malléable, produite essentiellement à partir d'huiles d'origine animale ou végétale.

Cette norme ne s'applique pas à un produit contenant moins de 80% de matière grasse et qui n'est pas étiqueté d'une manière indiquant directement ou indirectement qu'il s'agit de margarine.

#### **I.3.1.Composition :**

Divers ingrédients sont ajoutés à la margarine afin de lui conférer des caractéristiques recherchées. Il existe diverses sortes de margarines qui varient selon les proportions des composants dont la pluparts indique une composition globale de :

- 84% au moins de matière grasse
- 16% ou plus d'eau ou de lait
- Adjuvants obligatoires (sel, aromatisant,...)

## Annexe II

## II. Fiche technique de l'échangeur :

## API Schmidt-Bretten

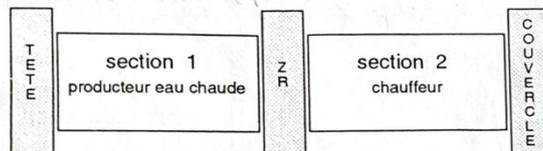
## FICHE TECHNIQUE

type : Sigma 27 SBN acier inox. massif  
 fabrication : PA 75979  
 version : 1

commande No. : P 00 00466  
 date : 18.04.2000  
 feuille : 1 / 2

commettant : Schröder GmbH & Co. KG  
 Komponenten und Prozeßsysteme  
 23564 Lübeck

arrangement de section :



No. de section	1		2	
désignation de section	producteur eau chaude		chauffeur	
No. du médium	1	2	3	1
désignation 113	eau de circulation		huile vegetable	
désignation 211	vapeur		eau de circulation	
température entrée	56.2 °C	134 °C	20 °C	70 °C
température sortie	70 °C	100 °C	50 °C	56.2 °C
débit	25000 l/h	615 kg/h	25000 l/h	25000 l/h
volume total	7 l	6 l	37 l	38 l
nombre de plaques	16		86	
groupage de plaques	1x8H	1x7W	2x21W	1x22H+1x21H
surface d'échange	3.4 m <sup>2</sup>		20.6 m <sup>2</sup>	
capacité	393.5 kW		393.9 kW	
perte de charge	0.6 bar	0.16 bar	0.8 bar	0.25 bar
épaisseur de plaques	0.7		0.7	
matériel de plaques	1.4401		1.4401	
support de plaques	Nein		Nein	
genre de plaques	M		M	
matériel de joint	EPDM 09-273	EPDM 09-273	NBR 14-442	NBR 14-442
fixation de joint	M mechanisch		M mechanisch	
temp. max. de service	140 °C		140 °C	
pression max. de service	10 bar	10 bar	10 bar	10 bar
surpression d'épreuve	13 bar	13 bar	13 bar	13 bar
genre de raccord	/ 11851	2633 / 2633	11851 / 11851	11851 /
raccord DN	65	65	65	65
matériel de raccord	/ 1.4571	1.4571 / 1.4571	1.4571 / 1.4571	1.4571 /

## Annexe III

$\beta$	Heat transfer			Pressure drop		
	Re	$C_h$	$N$	Re	$K_p$	$m$
$\leq 30^\circ$	$\leq 10$	0.718	0.349	$\leq 10$	50.000	1.000
	$> 10$	0.348	0.663	10 - 100	19.400	0.589
				$> 100$	2.990	0.183
$45^\circ$	$< 10$	0.718	0.349	$< 15$	47.000	1.000
	10 - 100	0.400	0.598	15 - 300	18.290	0.652
	$> 100$	0.300	0.663	$> 300$	1.441	0.206
$50^\circ$	$< 20$	0.630	0.333	$< 20$	34.000	1.000
	20 - 300	0.291	0.591	20 - 300	11.250	0.631
	$> 300$	0.130	0.732	$> 300$	0.772	0.161
$60^\circ$	$< 20$	0.562	0.326	$< 40$	24.000	1.000
	20 - 200	0.306	0.529	40 - 00	3.240	0.457
	$> 400$	0.108	0.703	$> 400$	0.760	0.215
$\geq 65^\circ$	$< 20$	0.562	0.326	$< 50$	24.000	1.000
	20 - 500	0.331	0.503	50 - 500	2.800	0.451
	$> 500$	0.087	0.718	$> 500$	0.639	0.213

**Tableau :** Constantes pour le calcul du transfert de chaleur et de la chute de pression dans un PHE avec des plaques à chevrons [14].

## **Résumé :**

Cette étude rentre dans le cadre d'accroissement d'efficacité énergétique d'installations thermiques industrielles. Elle est effectuée sur la base de réalité expérimentale que nous avons affrontée au cours de notre stage pratique nécessaire pour adopter la fonctionnalité des échangeurs à grande échelle.

L'objectif de cette étude consiste à choisir un échangeur qui répond aux besoins thermiques nécessaires. Ce qui nous a permis de faire à partir d'une analyse thermique, le dimensionnement et le choix d'un échangeur.

## **Summarize :**

this study falls within the framework of increasing the energy efficiency of industrial thermal installations. It is carried out on the basis of experimental reality that we faced during our practical training necessary to adopt the functionality of exchangers on a large scale.

The objective of this study is to choose an exchanger that meets the necessary thermal needs. This allowed us to make from a thermal analysis, the sizing and selection of an exchanger.