

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université A. MIRA – BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie des Procédés



En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER 2

En Génie des Procédés

Option : génie chimique

Thème

Dimensionnement d'un échangeur à plaques et joints de la section de production de la margarine du complexe agro-alimentaire CEVITAL de Béjaïa.

Etudiants

HANI Mohamed

KADRI Tania

Encadreurs

Mr A.Metref

Mr Y.Milaz

Promotion 2016-2017

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	1
I. GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR	3
I.1 GENERALITES SUR LES ECHANGEURS :	3
I.1.1 <i>Définition d'un échangeur thermique</i> :	3
I.1.2 <i>Les différentes fonctions d'un échangeur thermique</i> :	3
I.1.3 <i>Types classiques des échangeurs de chaleur</i> :	3
I.2 APERÇU SUR LES ECHANGEURS A PLAQUES ET JOINTS :	6
I.2.1 <i>Définitions</i> :	6
I.2.2 <i>Description des différents composants de l'échangeur à plaques et joints</i> :	8
I.3 PRINCIPE DE CIRCULATION :	13
I.3.1 <i>Les types de circulation possibles</i> :	13
I.4 AUTRES TYPES D'ECHANGEURS A PLAQUES :	15
I.4.1 <i>Les échangeurs à plaques serties</i> :	15
I.4.2 <i>Les échangeurs à plaques soudées</i> :	15
I.4.3 <i>L'échangeur à spirale (figure XII)</i> :	16
I.4.4 <i>Echangeur PACKINOX</i> :	17
I.4.5 <i>Echangeurs à plaques brasées (figure)</i> :	17
I.4.6 <i>Echangeurs à surface raclée</i> :	19
I.5 AUTRES TYPES D'ECHANGEURS :	19
I.5.1 <i>Echangeurs régénérateurs rotatifs</i> :	19
II. CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES DES ECHANGEURS A PLAQUES ET JOINTS	21
II.1 ETUDE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR :	21
II.2 TRANSFERT DE CHALEUR :	21
II.2.1 <i>Propriétés thermiques des fluides utilisés</i> :	21
II.2.2 <i>Notion de flux de chaleur</i> :	22
II.2.3 <i>Coefficient d'échange de chaleur</i> :	23
II.2.4 <i>Flux de chaleur transféré entre deux fluides</i> :	23
II.2.5 <i>Détermination du coefficient thermique de convection h</i> :	24
II.2.6 <i>Notion de résistance thermique</i> :	24
II.2.7 <i>Notion de la différence de température moyenne logarithmique</i> :	25
II.2.8 <i>Efficacité d'un échangeur de chaleur</i> :	28
II.2.9 <i>Nombre d'unité de transfert NUT</i> :	29

II.3 PERTES DE CHARGES :	30
II.4 L'ENCRASSEMENT DES ECHANGEURS :	31
III. DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR.....	33
III.1 GENERALITES :	33
III.2 ORGANIGRAMME DE DIMENSIONNEMENT (FIGURE III.1) :	33
III.3 ORGANIGRAMME DE CALCUL D'UN ECHANGEUR FIGURE III.2 :	34
III.4 METHODES DE CALCUL ANALYTIQUE :	36
<i>III.4.1 Principes de calcul</i> :	36
<i>III.4.2 Calculs thermiques des échangeurs à plaques et joints</i> :	40
IV. HISTORIQUE ET DESCRIPTION :	42
IV.1 PRESENTATION DE L'ENTREPRISE CEVITAL.....	42
<i>IV.1.1 Historique</i> :	42
<i>IV.1.2 Activité et mission</i> :	42
IV.2 PRESENTATION DE LA MARGARINERIE (CEVITAL) :	43
<i>IV.2.1 Rez-de-chaussée</i> :	43
<i>IV.2.2 Le premier étage</i> :	43
<i>IV.2.3 Le deuxième étage</i> :	44
IV.3 DEFINITION DE LA MARGARINE :	44
<i>IV.3.1 Composition</i> :	44
IV.4 LIGNES DE PRODUCTION (MARGARINERIE) :	45
IV.5 INSTALLATION UTILISANT L'ECHANGEUR A PLAQUES ET JOINTS:	47
IV.6 OBJECTIF DE L'ETUDE :	49
V. RESULTATS ET DISCUSSION	50
V.1 DONNEES DU PROBLEME	50
<i>V.1.1 Caractéristiques physiques des deux fluides</i> :	50
<i>V.1.2 Données Géométriques pour l'échangeur à plaques</i> :	50
V.2 ECHANGEUR A PLAQUES :	51
V.3 VERIFICATION DES DONNEES THEORIQUES DES ECHANGEURS :	52
<i>V.3.1 Méthode DTLM</i> :	52
<i>V.3.2 Utilisation de la formule empirique</i> :	52
<i>V.3.3 La surface d'échange</i> :	54
V.4 RESULTATS DE CALCUL :	54
<i>V.4.1 Interprétation</i> :	55
V.5 EXPLOITATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX :	55
<i>V.5.1 Influence du débit du produit sur l'échange thermique</i> :	55
<i>V.5.2 L'effet du fluide caloporteur sur l'échange thermique</i> :	56

V.6	CONCLUSION :	57
V.7	PERFORMANCE EN TERMES DE NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT :	57
VI.	CONCLUSION GENERALE :.....	59

Liste des figures

Figure I : Les différents types d'échangeurs tubulaires [1].....	5
Figure II : Silhouette d'un échangeur à plaques et joints [6]	7
Figure III : Exemple de profils pour augmenter la turbulence [7]	8
Figure IV : Plaque à cannelures droites [1].....	9
Figure V : Plaques à cannelures en chevron [1].....	10
Figure VI : Schéma explicite du montage d'un joint [7].....	12
Figure VII : Zone de circulation délimitée par l'espace entre plaques [7].....	12
Figure VIII : Distributions monopasses en Z dans un échangeur à plaques et joint [1], [9]....	14
Figure IX : Distribution monopasses en U dans un échangeur à plaques et joint [1], [9]	14
Figure X : Circulation multipasse avec un nombre égal de passes des deux cotés [5], [7]	15
Figure XI : Echangeur lamellaire (document ALFA LAVAL) [1]	16
Figure XII : Echangeur à spirale (document spirec) [1].....	17
Figure XIII : Echangeur PACKINOX (document PACKINOX) [1].....	17
Figure XIV : Echangeur à plaques brasées (document ALFA LAVAL) [1]	18
Figure XV : Vue éclatée d'un échangeur rotatif à disque [1]	19
Figure XVI : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs	25
Figure XVII : Echange entre deux fluides séparés par Une paroi plane	31
Figure XVIII : Organigramme de dimensionnement [13].	34
Figure XIX : Organigramme de calcul thermique d'un échangeur [13].....	35
Figure XX : Organigramme de calcul par la méthode de la différence moyenne logarithmique [13]	38
Figure XXI : Organigramme de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert [13]...	39
Figure XXII : Organigramme de processus de fabrication et conditionnement de la margarine	45
Figure XXIII : Organigramme des lignes 1, 2 et 3.....	46
Figure XXIV : Organigramme des lignes 4 et 5	47
Figure XXV : Tableau de contrôle de la ligne de production 1	48
Figure XXVI : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (Coté Margarine).....	56
Figure XXVII : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (Coté Eau)	57
Figure XXVIII : Evolution de l'efficacité d'échange en fonction de NUT	58

Liste des tableaux

Tableau 1 : Tableau I : Données du constructeur (compartiment 1 à 3)	51
Tableau 2 : Données du constructeur (compartiment 4 à 6).....	52
Tableau 3 : Résultats des calculs.....	54

Symboles et notations		
Symbole	Unité	Définition de la grandeur
L	m	Longueur de la plaque
l	m	Largeur de la plaque
D_h	m	Diamètre hydraulique
e_p	m	Epaisseur de la plaque
e	m	Epaisseur entre plaques
A	m ²	Surface d'échange
S	m ²	Section de passage
U	m/s	Vitesse des fluides
m	kg/h	Débit massique
Re	/	Nombre de Reynolds
Pr	/	Nombre de Prandtl
Nu	/	Nombre de Nusselt
C_p	kJ/kg. °C	Chaleur massique
λ	W/m.s	Conductibilité thermique
ρ	kg/m ³	Masse volumique
μ	Pa.s	Viscosité dynamique
h	W/m ² .K	Coefficient d'échange local
H	W/m ² .K	Coefficient d'échange global
Φ	kW	Puissance thermique
T	°C	Température
E	%	Efficacité d'échange
NUT	/	Nombre d'unité de transfert
DTLM	K	Moyenne logarithmique de la différence de température
R	m ⁻² .k ¹ /W	Résistance thermique
(m.C_p)	kJ/h°C	Débit capacité calorifique du fluide
R_f	/	Rapport débit calorifique du produit

f	/	Coefficient de frottement
K,X	/	Constantes
ΔP	bar	Pertes de pression

INTRODUCTION

Introduction générale

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. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [1].

Dans l'ensemble, le secteur des échangeurs thermiques est un secteur mature dont les principales technologies sont maintenant bien maîtrisées, notamment dans le domaine des échangeurs tubulaires et des échangeurs à plaques et joints. Les développements portent surtout sur des améliorations de détails comme les joints ou les fixations [2].

Toutefois la recherche, porte surtout sur l'utilisation de nouveaux matériaux ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés et font l'objet de recherches, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, les céramiques et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus fiables lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques. Un autre axe de recherche vise à diminuer l'encombrement des échangeurs. Réduire l'encombrement des échangeurs thermiques implique une augmentation de leurs performances. En particulier, les échangeurs à plaques se sont développés grâce à leur grande performance et font l'objet de nombreux efforts d'amélioration portant notamment sur la conception des cannelures des plaques pour améliorer les échanges.

Pour faire le maximum d'économie, la plupart des fabricants adoptent des dimensions normalisées pour les échangeurs de chaleur. La normalisation concernent les diamètres des tubes et les spécifications de pression, et facilitent l'utilisation des dessins et procédés de fabrication normalisés [3].

Toutefois, standardisation ne veut pas dire que les échangeurs de chaleur peuvent être délivrés instantanément, car les besoins auxquels ils doivent répondre sont extrêmement variables. Un projet d'étude est nécessaire pour la plupart des échangeurs. L'ingénieur qui s'occupe de l'installation des échangeurs de chaleur est souvent amené à choisir un échangeur qui s'adapte à un cas particulier. Le choix nécessite une étude thermique pour déterminer si un appareil standard de taille et de géométrie donnée peut satisfaire, pour un flux déterminé à l'échauffement ou au refroidissement d'un fluide donné [4].

L'étude d'un échangeur de chaleur fait appel à différentes disciplines : thermiques, mécaniques des fluides, etc....

Dans notre travail, nous n'aborderons que l'aspect thermique : évaluation des performances thermiques de ces appareils, dans un premier lieu nous présenterons des généralités sur les échangeurs de chaleur, (leurs fonctions principales, les types les plus utilisés en industrie, leurs critères de classement leurs avantages et inconvénients ...), nous permettrons de mieux comprendre leurs principes de fonctionnement, en seconds lieu le deuxième chapitre intitulé (caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints) présentera l'ensemble des équations permettant le dimensionnement d'un échangeur de chaleur, ce dernier étant le titre du troisième chapitre ou des organigrammes de dimensionnement et de calculs thermiques seront donc présentés ainsi que des différentes méthodes de calcul qu'on aura à utiliser pour le dimensionnement de notre échangeur, de la théorie très importante pour la suite de notre travail, le quatrième chapitre donne une description détaillée de l'installation, pour mieux comprendre son fonctionnement mais surtout des phénomènes de transfert thermique de chaque compartiment de l'échangeur, pour finir les résultats obtenus seront rapportés et discutés dans le cinquième et dernier chapitre.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I. Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1 Généralités sur les échangeurs :

I.1.1 Définition d'un échangeur thermique :

Les échangeurs thermiques sont des appareils qui permettent d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Ils peuvent être intégrés dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement. Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agro-alimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain) ou dans les transports (conditionnement d'air, réfrigération et refroidissement des moteurs) [2].

I.1.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique :

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre deux liquides, entre deux gaz ou entre 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.1.3 Types classiques des échangeurs de chaleur :

Pour résoudre ses 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.1.3.1 Critères de classement des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

I.1.3.1.1 Classement technologique :

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

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

I.1.3.1.2 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.1.3.1.3 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.1.3.1.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur [1].

I.1.3.1.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi [1] :

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

I.1.3.2 Classification :

I.1.3.2.1 Echangeurs tubulaires :

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

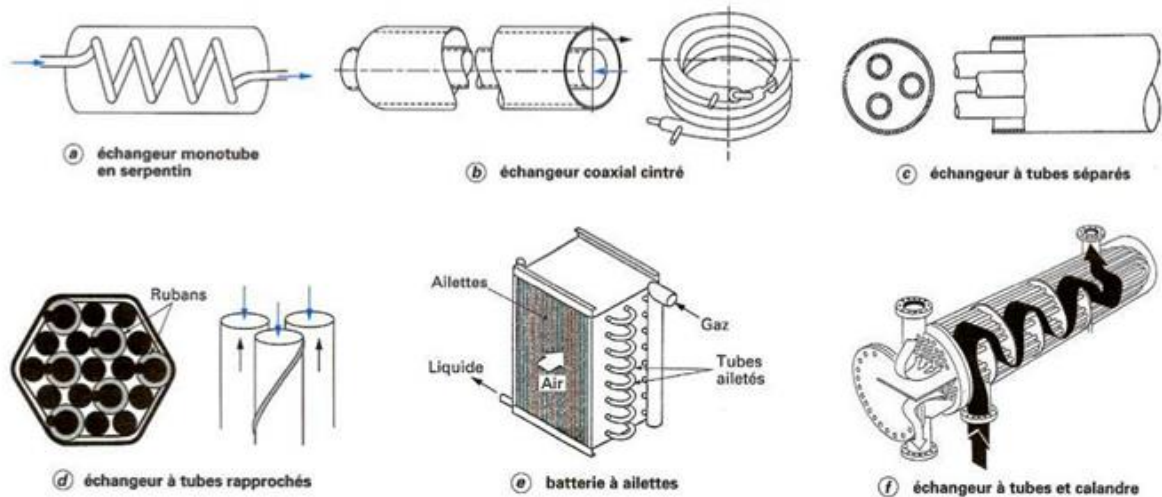


Figure I : Les différents types d'échangeurs tubulaires [1]

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpentín.
- 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 :
 - Echangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.
 - Echangeurs à tubes rapprochés : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
 - Echangeurs à tubes ailetés : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

- Echangeur à calandre : il est constitué d'un faisceau de tubes disposés dans une enveloppe généralement d'une forme cylindrique appelée calandre.

Remarque :

Les échangeurs tubulaires présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à des fortes températures. En revanche, leurs performances sont plutôt limitées et ils sont encombrants.

I.1.3.2.2 Les échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti. Chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les deux fluides (produits et fluide caloporteur) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, augmenter ainsi le coefficient de convection. Les plaques sont équipées de joints permettant d'éviter tout mélange des fluides [5].

I.2 Aperçu sur les échangeurs à plaques et joints :

I.2.1 Définitions :

L'appellation « échangeurs à plaques et joints » est plus précise et permet d'éviter la confusion avec les échangeurs à plaques soudées ou à plaques brasées qui seront décrits par la suite.

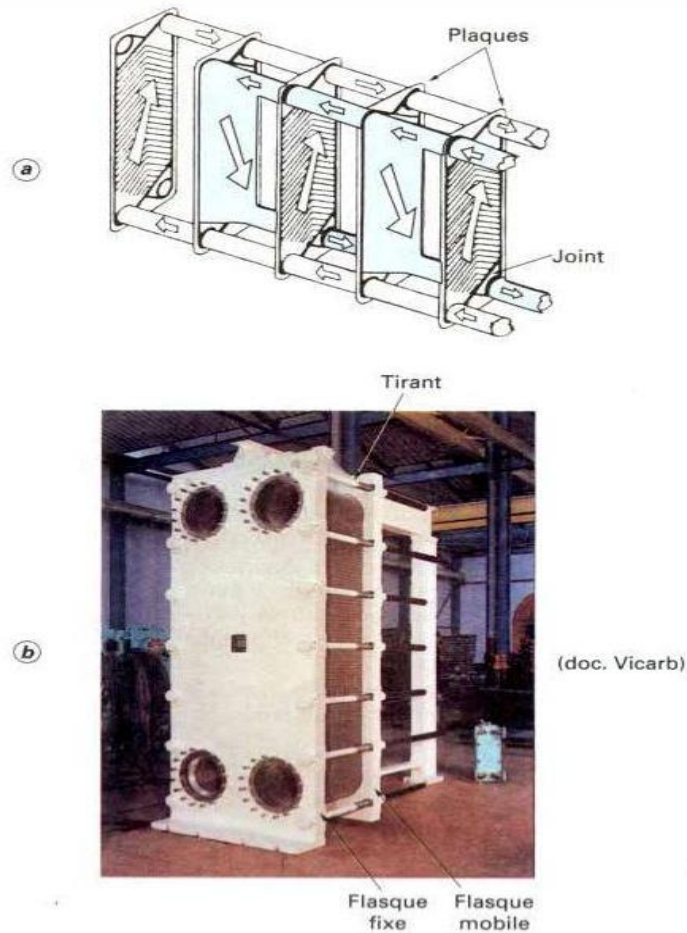


Figure II : Silhouette d'un échangeur à plaques et joints [6].

Dans un échangeur à plaques et joints, la surface d'échange est composée de série de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile. Un rail fixé sur le flasque fixe et sur un pied supporte l'ensemble de plaques et permet le déplacement de celles-ci pour les manutentions (montage, nettoyage, etc.).

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquels circulent respectivement chacun des fluides.

Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisées pour les transferts de chaleur entre fluides monophasiques, mais en plus d'applications existent en double phase, condensation ou évaporation [5].

I.2.2 Description des différents composants de l'échangeur à plaques et joints :

I.2.2.1 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.

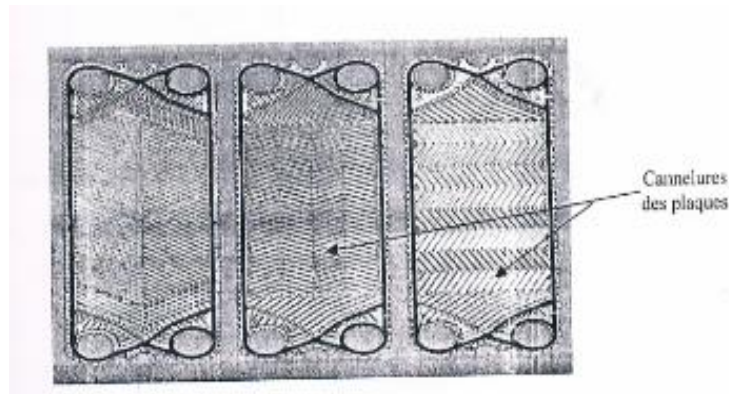


Figure III : Exemple de profils pour augmenter la turbulence [7]

Les plaques sont obtenues par emboutissage. Les matériaux utilisés sont en général l'acier inoxydable, le titane ou tout autre matériau suffisamment ductile (Hastelloy, Incoloy, 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.2.2.1.1 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 :

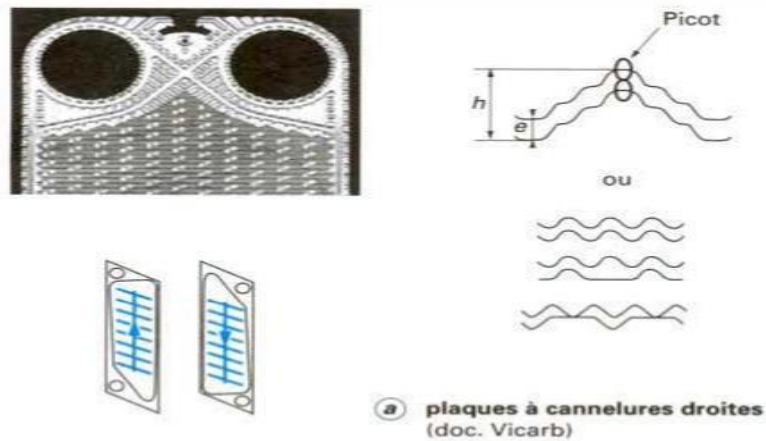


Figure IV : Plaque à cannelures droites [1]

- 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].

I.2.2.1.2 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 α .

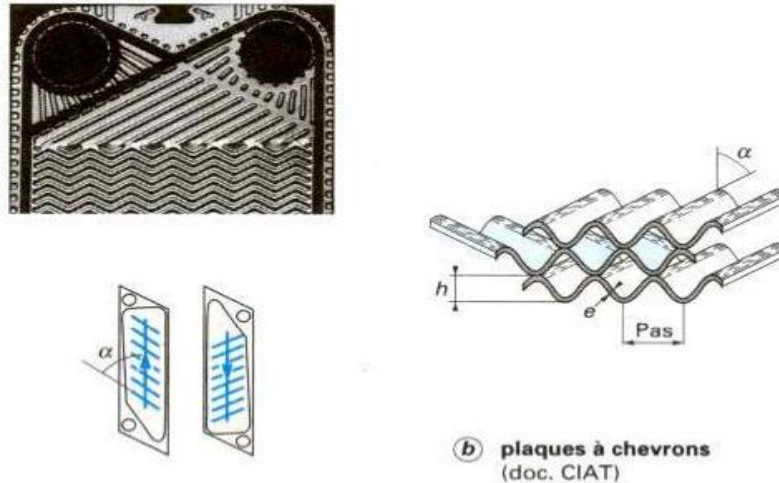


Figure V : Plaques à cannelures en chevron [1]

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 α des chevrons. Un petit angle α entraîne des coefficients de transfert de chaleur et de pertes de charge faibles, et également des nombres d'unités de transfert faibles.

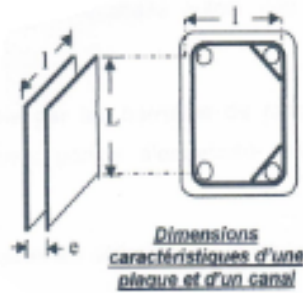
Un grand angle α entraîne des coefficients de transfert de chaleur et de perte de pression plus importants. D'où une amélioration du nombre d'unités de transfert [5].

I.2.2.2 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 : $2.(e+l)$



$$D_h = \frac{4 \cdot \text{Aire de la section transversale}}{\text{Périmètre mouillé}}$$

La formule se transforme en :

$$D_h = \frac{4 \cdot e \cdot l}{2 \cdot (e+l)}$$

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

$$D_h = 2 \cdot e$$

I.2.2.3 Les joints (figure VI) :

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 VI : 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.

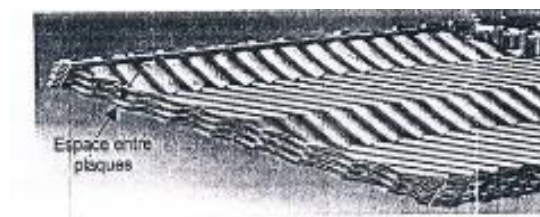


Figure VII : Zone de circulation délimitée par l'espace entre plaques [7]

Afin d'éviter un éventuel mélange des fluides dans cette zone où les joints sont très rapprochés, des encoches pratiquées dans les barrettes de raccordement mettent à l'atmosphère l'espace compris entre les joints, toute fuite se fera vers l'extérieur par les encoches et sera détectée immédiatement. Il est important que cet espace reste à pression atmosphérique [8].

Lors de la manipulation des plaques, il faut prendre toutes les précautions pour éviter de couper, d'entailler, ou de strier les joints.

I.3 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 part 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.3.1 Les types de circulation possibles :

Il existe trois types de circulation différente dans les échangeurs à plaques et joints. Le sens de circulation est représenté par les figures suivantes :

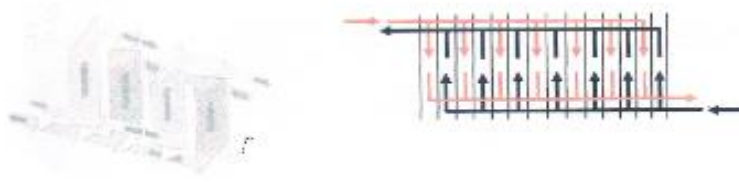


Figure VIII : Distributions monopasses en Z dans un échangeur à plaques et joint [1], [9]

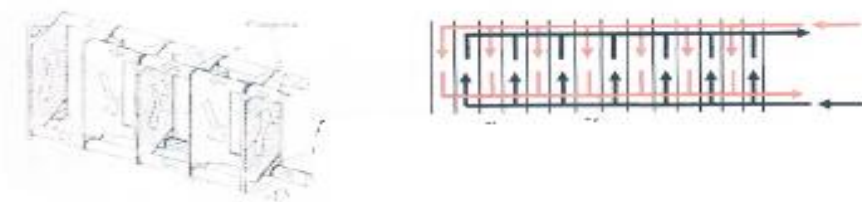


Figure IX : Distribution monopasses en U dans un échangeur à plaques et joint [1], [9]

Il s'agit d'une circulation monopasse des deux cotés dont on distingue deux types de montage différents (figure VIII et IX).

Le terme passe désigne une traversée de l'échangeur par l'un des fluides. Les fluides circulent à contre-courant [9].

Un troisième type de circulation représenté par la **figure X** est très recommandé lorsque le nombre d'unité de transfert requis pour le service thermique est important [5].

Il s'agit d'une circulation multipasse avec un nombre égal de passes des deux cotés schématisé comme suit :

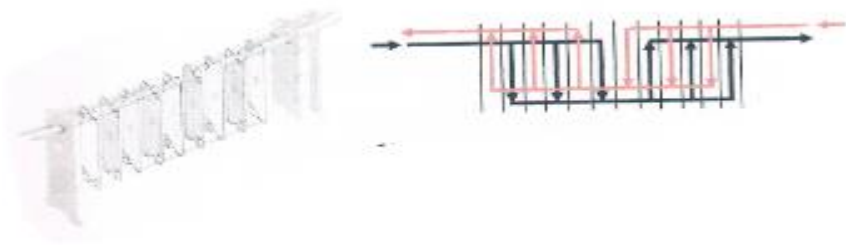


Figure X : Circulation multipasse avec un nombre égal de passes des deux côtés [5], [7]

De point de vue thermique, la distribution en U est meilleure que la distribution en Z [5].

I.4 Autres types d'échangeurs à plaques :

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

I.4.1 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].

I.4.2 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 XI) :** c'est une variante de l'échangeur à tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de «tubes aplatis» ou lamelles.



Figure XI : 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].

- **Remarque :**

Ces échangeurs ont un encombrement diamétral de la calandre très inférieur à celui des échangeurs tubulaires conventionnels.

I.4.3 L'échangeur à spirale (figure XII) :

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].

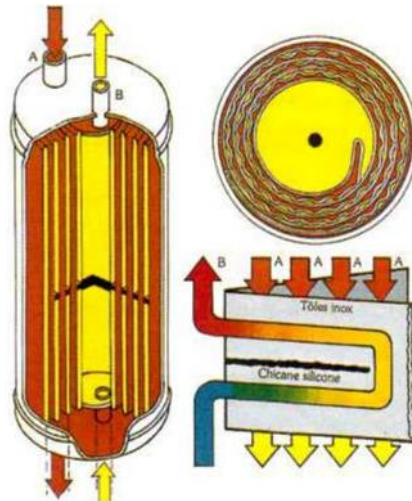


Figure XII : Echangeur à spirale (document spirec) [1]

I.4.4 Echangeur PACKINOX :

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions (surface d'échange comprise entre 1 000 et 8 000 m²) et ayant un nombre d'unités de transfert élevé (jusqu'à 15).

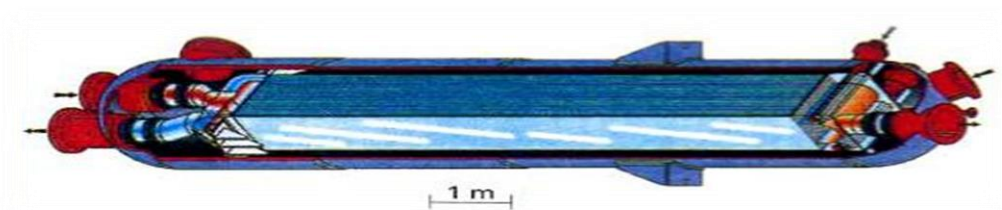


Figure XIII : Echangeur PACKINOX (document PACKINOX) [1]

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].

I.4.5 Echangeurs à plaques brasées (figure XIV) :

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.

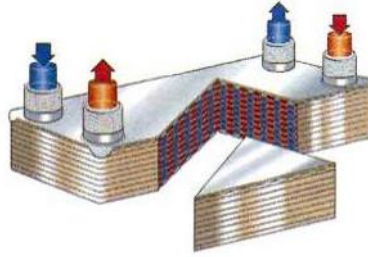


Figure XIV : Echangeur à plaques brasées (document ALFA LAVAL) [1]

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 bénéficient 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.

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].

I.4.6 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.5 Autres types d'échangeurs :

I.5.1 Echangeurs régénératifs 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.

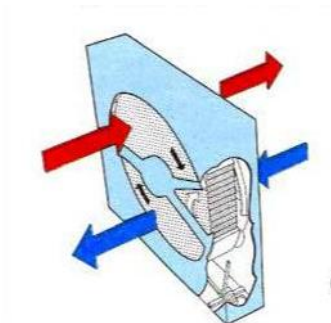


Figure XV : Vue éclatée d'un échangeur rotatif à disque [1]

- **Remarque :**

Il faut noter qu'il existe beaucoup d'autres types d'échangeurs de chaleur comme les échangeurs de chaleur avec changement de phase (les condenseurs, les évaporateurs par exemple), les échangeurs à tubes ailetés, dans le cas d'échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique sur les fumées ou les gaz chauds ou dans les différents systèmes thermodynamiques tels que pompes à chaleur ou groupes de réfrigération ; en génie climatique, ces échangeurs sont appelés batteries à ailettes. On peut citer aussi l'exemple de l'échangeur à lit fluidisé utilisé pour le chauffage ou le refroidissement de matériaux solides granulaires où pulvérulents intervient dans de nombreux procédés industriels tel que : la fabrication du ciment, du verre, des engrais, grillage des minéraux, etc. les milieux granulaires sont aussi de plus en plus utilisés comme des auxiliaires de transfert de chaleur dans les opérations de récupération de chaleur gaz-gaz ou gaz-liquide.

CHAPITRE II

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES DES ECHANGEURS A PLAQUES ET JOINTS

II. Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints :

II.1 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.2 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.2.1 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 chaud).
- L'eau comme étant le fluide de refroidissement appelé aussi fluide caloporteur (fluide froid).

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

➤ La 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, elle se mesure en $J Kg^{-1}C^{-1}$, mais on l'exprime souvent en $J g^{-1} C^{-1}$ ou en $Cal g^{-1} C^{-1}$ [11].

➤ Conductibilité thermique (λ) :

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

➤ La densité (ρ) :

Est le rapport de la masse volumique d'un corps sur la masse volumique d'un autre corps pris comme référence. Ce dernier est l'eau pour les liquides et les solides, l'air pour le gaz [11].

➤ La viscosité (μ) :

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.2.2 Notion de flux de chaleur :

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

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

II.2.3 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).

$$\Phi = H \cdot A(T_1 - T_2) \quad (\text{II. 2})$$

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

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

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

II.2.4 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 :

$$T_{1c} = \frac{\Phi}{m_1 C_{p1}} + T_{1f} \quad (\text{II. 5})$$

II.2.5 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 : $N_u = \frac{h \cdot D_h}{\lambda}$ (II.6)

- le nombre de Reynolds donné sous la forme : $R_e = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu}$ (II.7)

- le nombre de Prandtl donné sous la forme : $Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$ (II.8)

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.2.6 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 schématisée ci-dessous :

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

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 KW^{-1} et caractérise la difficulté pour réaliser un transfert de chaleur.

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

Tout comme pour un courant électrique traversant deux résistances en série, la résistance globale équivalente $1/H$ est égale à la somme des deux résistances $1/h_1$ et $1/h_2$:

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

II.2.7 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.

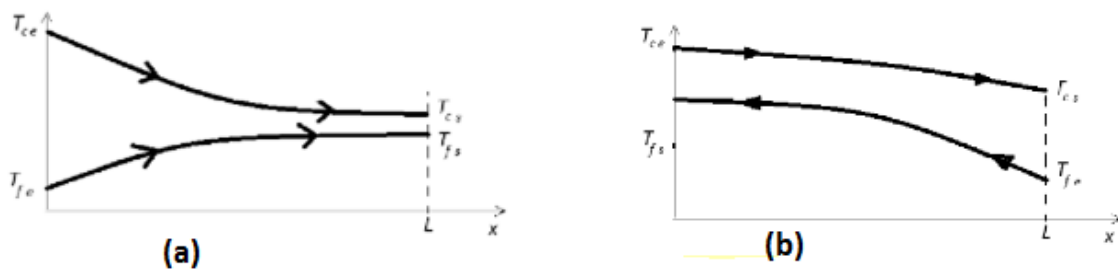


Figure XVI : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs

(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, quelque 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.

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

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 dA s'écrit [3] :

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

$$d\Phi = -m_c \cdot C_{pc} \cdot dT_c = m_f \cdot C_{pf} \cdot dT_f \quad (a)$$

- 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)

$$\text{La relation déjà indiquée : } d\Phi = h \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad (b)$$

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

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

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

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

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} :

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

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

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

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

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

$$\Phi = h \cdot A \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln[(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})]} \quad (f)$$

Le terme : $\frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln[(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})]}$ désigne ce qu'on appelle la moyenne logarithmique de la différence de température logarithmique moyenne notée DTLM.

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

- Echangeur à co-courant :

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

- Echangeur à contre courant :

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

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.2.8 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 :

$$\Phi = H \cdot A \cdot \text{DTLM} \quad (\text{II.14})$$

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 :

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

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

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

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit :

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

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

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

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

II.2.9 Nombre d'unité de transfert NUT :

Le groupement sans dimension $\mathbf{HA/C_{\text{min}}}$ 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] :

$$\text{NUT} = \frac{H.A}{(m.C)_{\text{min}}} = \frac{1}{R_{\text{eq}} \cdot (m.C)_{\text{min}}} \quad (\text{II.19})$$

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

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

Pour un fonctionnement à contre courant (3) :

$$E = \frac{1 - e^{-(1-R_f)\text{NUT}}}{1 - R_f e^{-(1-R_f)\text{NUT}}} \quad (\text{II.20})$$

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

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

- Si $R_f > 1$ alors la formule devient [3] : $E = R_f$ (II.22)

Pour un fonctionnement à co-courant [3] :

$$E = \frac{1 - e^{-(1-R_f)NUT}}{1+R_f} \quad (II.23)$$

II.3 Pertes de charges :

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints se décompose en deux parties : pertes de charge dans les plaques et pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. En général on considère que les dimensions des tubulures sont suffisamment importantes pour que les pertes de charges y soient négligeables devant celles des plaques. La perte de charge d'un fluide en écoulement isotherme dans une plaque (ΔP) entre les collecteurs d'entrée et de sortie, dépend de nombreux paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide, ainsi que la géométrie des plaques.

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

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

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

$$f = \frac{K}{Re^x} \quad (II.25)$$

K et x dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie de la plaque. L'exposant x du nombre de Reynolds varie de 0,1 à 0,4 [5].

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

- Pour un régime laminaire : $f = 38/Re$

II.4 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.

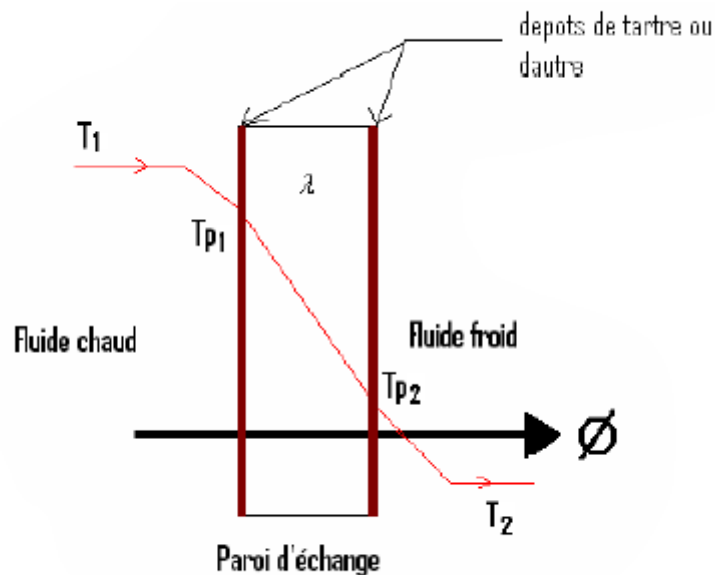


Figure XVII : Echange entre deux fluides séparés par Une paroi plane

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/λ qui est en général négligeable (5).

Chapitre II : Caractéristiques thermodynamiques des échangeurs à plaques et joints

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda} + R_1 + R_2 \quad (\text{II.26})$$

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].

CHAPITRE III

DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR

III. Dimensionnement d'un échangeur de chaleur

III.1 Généralités :

Le but d'un échangeur de chaleur est de transférer de la chaleur entre fluide de service (eau, vapeur d'eau, fluide thermique) et un fluide procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication. Dans la pratique deux cas généraux se produisent :

L'échangeur disponible étant connu (type, surface), on veut savoir s'il peut convenir pour fournir ou enlever un flux de chaleur déterminé à un fluide procédé dont on connaît le débit et les températures d'entrée et de sortie qui sont imposées. On calcule alors par un bilan thermique le débit de fluide traversant de service qui permettra d'effectuer ce transfert à partir des températures d'entrée et de sortie de ce fluide. Il est alors possible de déterminer le coefficient de transfert thermique global H nécessaire [12].

On vérifie ensuite que le coefficient H calculé à partir des relations de transferts thermiques (calcul entre autres des coefficients de convection) est bien supérieur à celui déterminé à partir des données générales sur les fluides et la surface totale de l'échangeur [12].

On souhaite calculer l'échangeur qui permettra de fournir ou enlever à un fluide procédé un certain flux de chaleur (débit, températures d'entrée et de sortie connus du fluide procédé). On raisonne comme plus haut concernant le fluide de service et il devient alors possible de déterminer la surface d'échange nécessaire en estimant à priori un coefficient de transfert thermique global H . On vérifie alors aussi par des calculs si la valeur de H supposée est correcte. Dans ces deux cas, si les solutions ne conviennent pas il faut reprendre les calculs depuis le début en modifiant les hypothèses jusqu'à obtenir une solution satisfaisante. Cette procédure itérative est actuellement réalisée par des programmes informatiques [12].

III.2 Organigramme de dimensionnement (figure XVIII) :

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la (figure XIX). Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la face 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

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur de chaleur

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 apparait comme un 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].

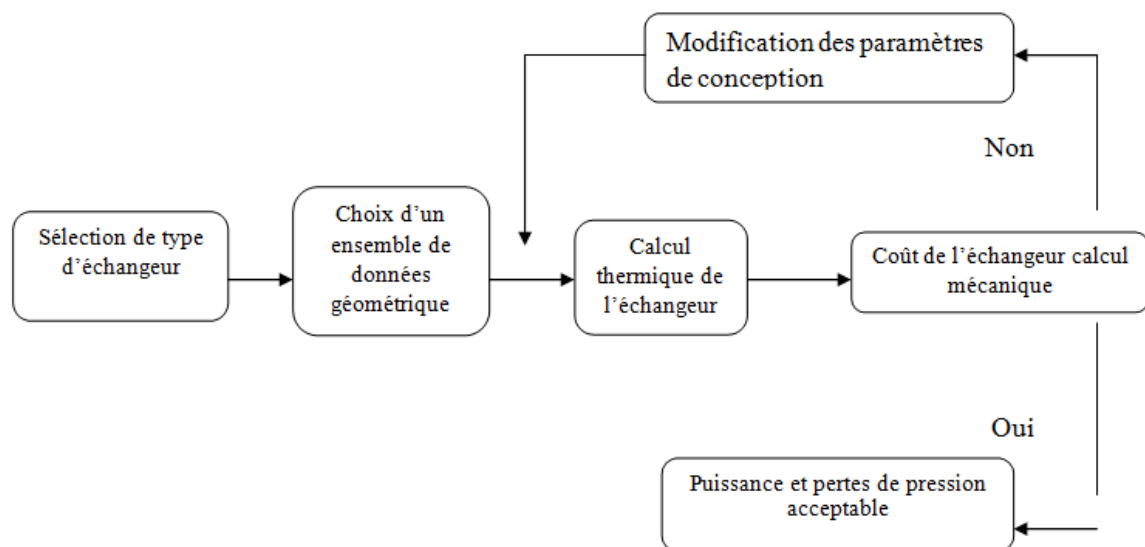


Figure XX : Organigramme de dimensionnement [13].

III.3 Organigramme de calcul d'un échangeur figure XXI:

La figure XXII illustre, dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur en précisant :

- Les résultats, sous les données nécessaires : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides.

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur de chaleur

- Forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels, caractéristiques, etc.).
- La phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates [13].

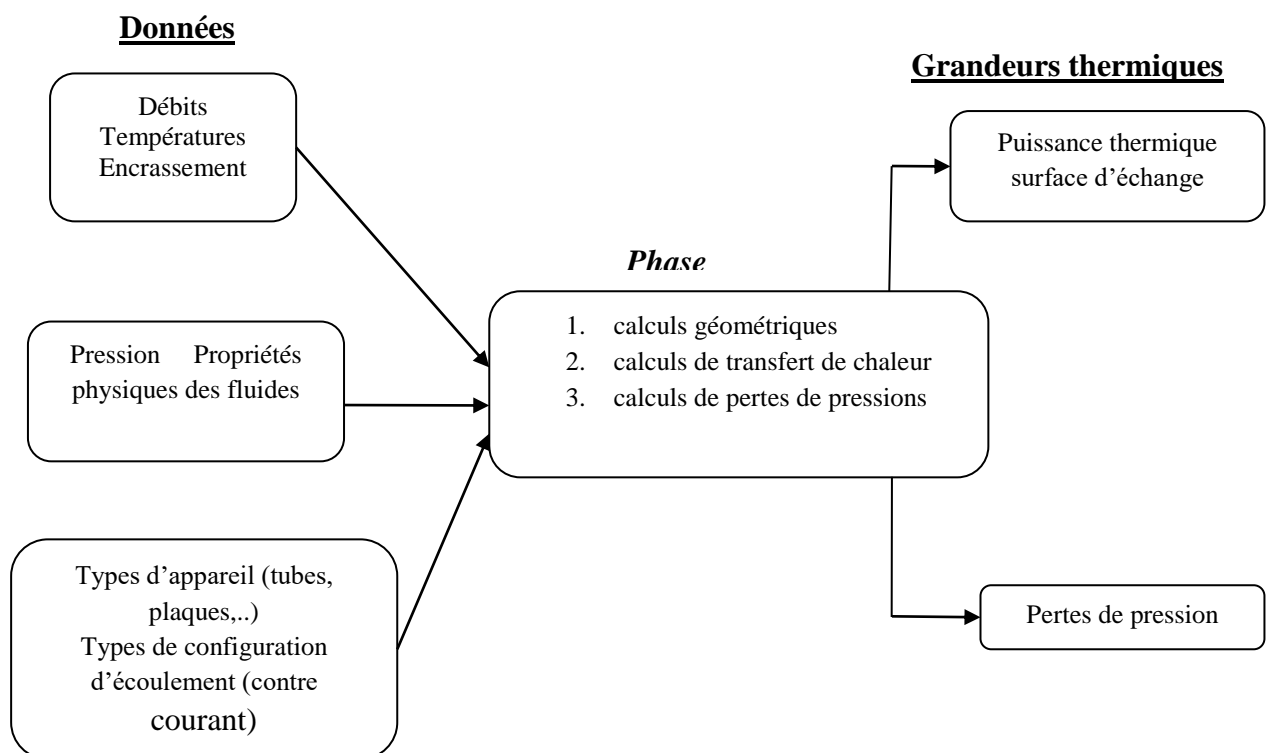


Figure XXIII : Organigramme de calcul thermique d'un échangeur [13]

III.4 Méthodes de calcul analytique :

III.4.1 Principes de calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- Les pertes de pression ;
- L'encombrement ;
- La masse ;
- L'encrassement ;
- Une température de paroi à ne pas dépasser ;
- Les matériaux utilisés.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange [13].

III.4.1.1 Méthode du DTLM :

La valeur locale de la puissance élémentaire $d\Phi$ échangée à travers un élément de surface dS est donnée par l'équation :

$$d\Phi = H \cdot (T_1 - T_2) \cdot dA \quad (\text{III.1})$$

Avec :

- H : coefficient d'échange global.
- T_1 et T_2 température des fluides $F1$ et $F2$ de part et d'autre de la paroi. La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$A = \int \frac{d\Phi}{H.(T_1 - T_2)} \quad (\text{III.2})$$

L'intégration ne peut s'effectuer que pas à pas si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange H en fonction des températures T_1 et T_2 , dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue [13].

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- On définit une température moyenne caractéristique ;
- On suppose constant le coefficient d'échange global H déterminé à la température caractéristique d'échange. La surface s'obtient par la relation :

$$A = \frac{\Phi}{H.F.DTLM} \quad (\text{III.3})$$

Avec $DTLM$ est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur. Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F (13).

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement de calcul peut se faire schématiquement par **la figure XXIV**:

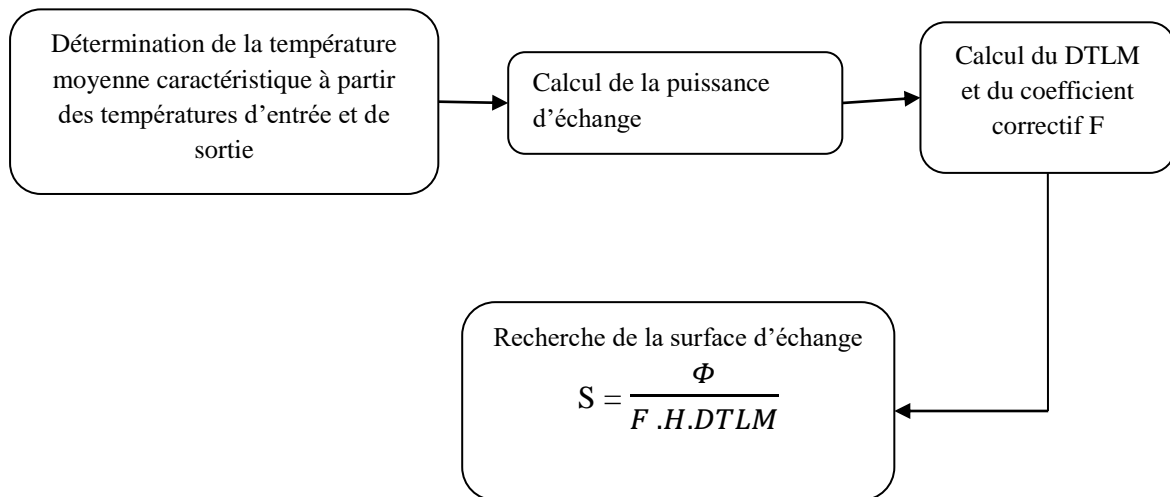


Figure XXV : Organigramme de calcul par la méthode de la différence moyenne logarithmique [13]

Ainsi, avec cette méthode de calcul revient à écrire que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température moyenne logarithmique.

III.4.1.2 Méthode de NUT (figure XXVI) :

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

a. Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus.

La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface d'échange nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée (voir la figure XXVII).

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur de chaleur

La méthode à employer consiste à la détermination du NUT puis l'efficacité pour calculer finalement la surface d'échange nécessaire. Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

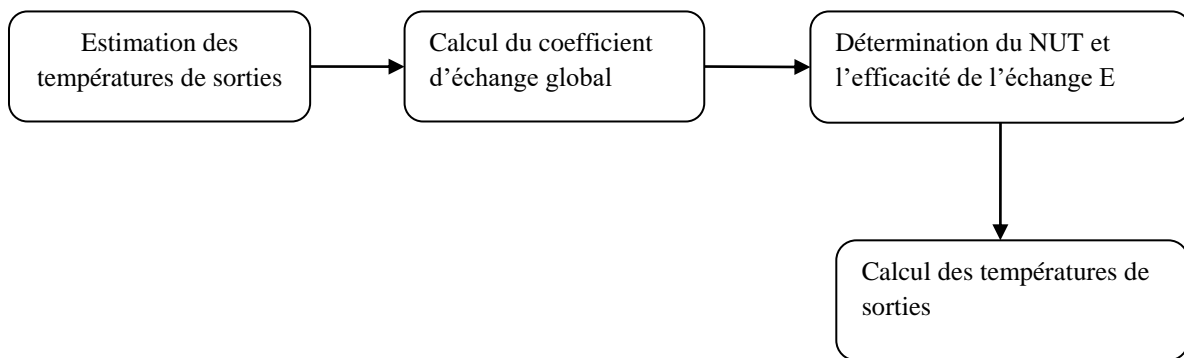


Figure XXVIII : Organigramme de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert [13]

b. Des problèmes de performance où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sortie. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité, les deux températures de sorties [9].

III.4.2 Calculs thermiques des échangeurs à plaques et joints :

Nous allons introduire les différentes grandeurs caractéristiques, ainsi que l'enchaînement des différentes étapes d'une méthode de calcul simplifiée pour le dimensionnement des échangeurs à plaques.

III.4.2.1 Grandeurs et caractéristiques :

En général, l'échangeur de chaleur peut être caractérisé par les grandeurs suivantes :

- m_1, m_2 : les débits massiques des deux fluides.
- C_1, C_2 : les chaleurs massiques des deux fluides.
- T_{1e}, T_{2e} : les températures d'entrée des deux fluides.
- Φ : le flux de chaleur échangé.
- H : le coefficient d'échange global.
- A : la surface d'échange.

III.4.2.2 Méthode de calcul simplifiée :

la méthode de calcul explicitée ci-après permet de déterminer un ordre de grandeur de la surface d'échange et une configuration d'écoulement pour un cas de dimensionnement assez général où l'on se donne :

- les débits des deux fluides en présence.
- les températures entrée-sortie d'un des fluides, ainsi que la température d'entrée du second fluide.

III.4.2.3 Etapes de calcul :

- Détermination de la température du second fluide à partir des équations de bilan :

$$\Phi = m_1 \cdot C_{P1} \cdot (T_{1e} - T_{1s}) = m_2 \cdot C_{P2} \cdot (T_{2s} - T_{2e}) \quad (\text{III.4})$$

- Calcul de l'écart de température moyen logarithmique.
- Calcul du nombre d'unité de transfert définissant le service thermique demandé ainsi que l'efficacité d'échange.
- Connaissant la géométrie de l'échangeur, il est nécessaire de choisir une vitesse caractéristique de l'écoulement entre les plaques et ceci pour les deux fluides.

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur de chaleur

- Calcul des coefficients de transfert de chaleur, sans tenir compte de l'encrassement (coefficient d'échange propre) pour un premier calcul, et en tenant compte de l'encrassement pour un deuxième calcul (coefficient d'échange encrassé).
- Calcul de la surface d'échange correspondante au coefficient d'échange calculé, et ceci suivant la méthode utilisée (méthode NUT, méthode de la moyenne logarithmique).
- Comparaison entre la surface nécessaire pour réaliser le service demandé et la surface initialement considérée.

CHAPITRE IV

PRESENTATION DE L'ENTREPRISE ET DE L'UNITE DE FABRICATION DE LA MARGARINE

IV. Historique et description :

IV.1 Présentation de l'entreprise CEVITAL

IV.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 m²**.

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.

IV.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.**

IV.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.

IV.2.1 Rez-de-chaussée :

A ce niveau se trouvent les bacs d'émulsifiants (les ingrédients nécessaires 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.

IV.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 envoyé vers les palettiseurs et les étiqueteuses puis stocké dans la chambre froide.

IV.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.

IV.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.

IV.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 plupart indique une composition globale de :

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

IV.3.1.1 La phase grasse :

Elle est constituée d'huiles raffinées (tournesol, colzaetc.), et d'huiles concrètes raffinées hydrogénées.

IV.3.1.2 La phase aqueuse :

CEVITAL utilise du lait préalablement pasteurisé, sel, eau et conservateurs.

IV.4 Lignes de production (margarinerie) :

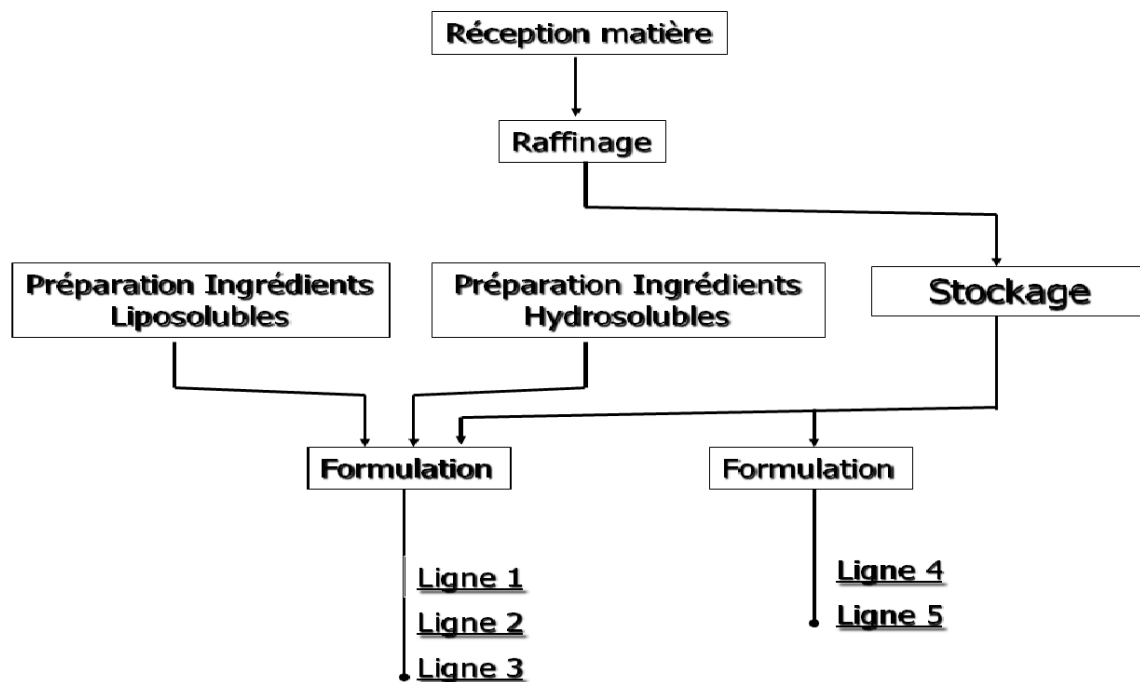


Figure XXIX : Organigramme de processus de fabrication et conditionnement de la margarine

La matière première (les huiles) après raffinage est stockée puis mélangée dans un bac avec deux préparations d'ingrédients, l'une liposoluble (colorant, arômes et vitamines), l'autre hydrosoluble (sel, lait, eau, conservateur) qu'on appelle aussi phase aqueuse, le reste étant la phase grasse, et ce pour obtenir la première formulation qui va être traitée dans les lignes 1, 2 et 3, pour ce qui est de la deuxième formulation pour les lignes 4 et 5, il s'agit là de traiter les matières grasses après raffinage sans aucun autre mélange ou additif.

Ligne 1: margarine de table en barquettes.

Ligne 2: margarine de table en plaquettes.

Ligne 3: margarine de feuilletage.

Ligne 4 :shortening (graisse à usage industriel).

Ligne 5: SMEN

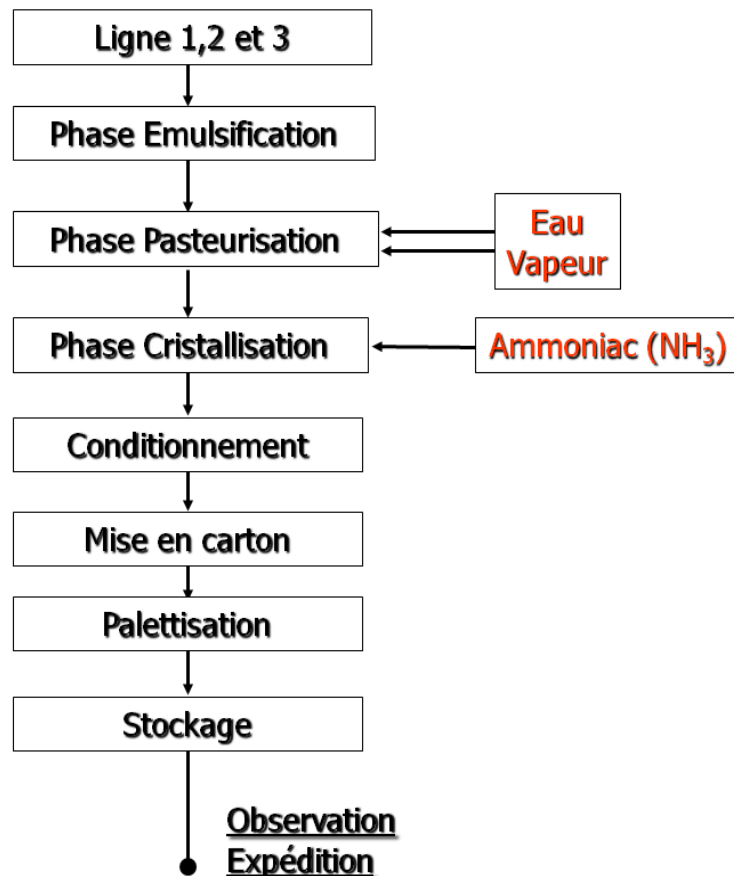


Figure XXX : Organigramme des lignes 1, 2 et 3

La formulation pour les lignes 1,2 et 3, est envoyée dans un bac d'émulsion auquel on ajoute des émulsifiants (Phase émulsification),un mélange qui passe ensuite dans une série d'échangeurs à plaques et joints à contrecourant utilisant de l'eau et de la vapeur d'eau comme fluides caloporteurs (Phase de pasteurisation), le mélange à la sortie de l'échangeur passe dans un combineur utilisant de l'ammoniac pour refroidir le produit c'est la phase de

Chapitre IV : Présentation de l'entreprise et de l'unité de production de la margarine

crystallisation, il est ensuite conditionné, mis en carton sur des palettes pour être stocké sous observation, prêt à être expédié.

Les lignes 4 et 5 quand à elles sont dépourvues d'échangeur à plaques et joints, qui est l'installation étudiée, donc de la phase de pasteurisation, la formulation dans ces lignes passe directement du bac d'émulsion (Phase d'émulsification) à la phase de cristallisation, comme présenté dans l'organigramme ci-dessous.

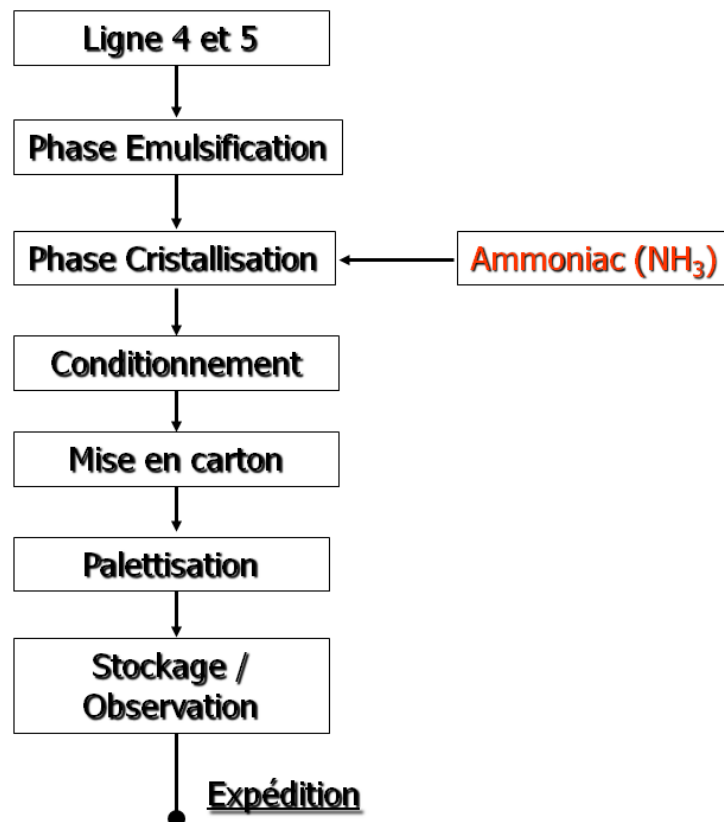


Figure XXXI : Organigramme des lignes 4 et 5

IV.5 Installation utilisant l'échangeur à plaques et joints:

L'installation utilisant l'échangeur à plaques et joints consiste en la phase de pasteurisation dans les lignes 1, 2 et 3, plus exactement il nous sera donné ici d'étudier une série de six échangeurs à plaques et joints placés en ligne 1 qui produit de la margarine de table en barquette (MATINA), ligne représentée et expliquée en figure 4.

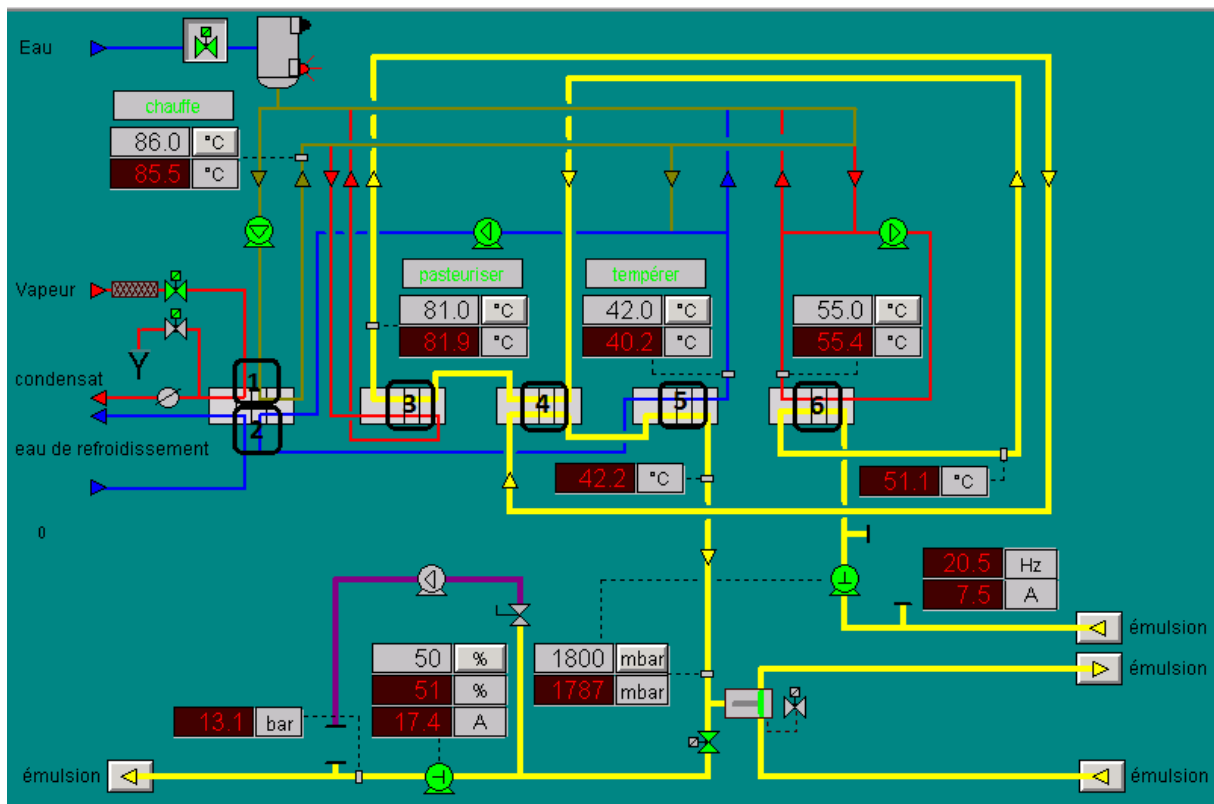


Figure XXXII : Tableau de contrôle de la ligne de production 1

Dans cette installation d'échangeurs à plaques et joints SIGMA, notre mélange (margarine) est pompé du bac d'émulsion avec une pression de 6 bar vers la section **6** de l'échangeur qu'on nomme ici Rework pour porter sa température de 12°C à 50 °C grâce à l'eau chaude préalablement réchauffée avec de la vapeur d'eau dans la section **1**, la margarine passe ensuite dans la section **4** (économiseur) où se produit une conservation d'énergie calorifique entre la margarine à réchauffer de 50°C à 80°C qui passe ensuite à la section **3** pour être porté jusqu'à 90°C à l'aide de l'eau chaude venant toujours de la section **1** et cette même margarine à refroidir de 80°C à 60°C sortant donc de la section **3**, elle passe en dernier dans la section **5**, sa température va être ici abaissée à 40°C avec de l'eau froide venant de la section **2** de l'échangeur, elle finit sa course en passant à l'étape suivante, la cristallisation.

IV.6 Objectif de l'étude :

Pour ce type d'installation nous allons faire une étude thermique : évaluation des performances thermiques de cet appareil.

L'étude consiste en la caractérisation de l'échangeur à plaques et joints en se basant sur les données fournies par le constructeur, ainsi que des mesures (densités, viscosité) effectuées en laboratoire de T.Q.M (transfert de quantité de mouvement) au niveau du hall génie des procédés pour ce qui est des données manquantes, qui nous permettra de savoir si l'échangeur répond aux besoins thermiques recherchés.

Il s'agit la de répondre principalement à une question à savoir si ce type d'installation et le mieux adapté au problème posé.

CHAPITRE V

RESULTATS ET DISCUSSION

V. Résultats et discussion

V.1 Données du problème

Nous introduisons durant les calculs, des grandeurs caractéristiques qui seront maintenues Constantes.

V.1.1 Caractéristiques physiques des deux fluides :

Les caractéristiques retenues pour les fluides sont les suivantes :

	EAU	MARGARINE
Conductivité thermique λ (W m ⁻¹ k)	0,688	0,4
Masse volumique ρ (Kg m ⁻³)	1020	878,5
Viscosité dynamique μ (Pa.s)	0,0212	0,027
Chaleur massique C (J Kg ⁻¹ k ⁻¹)	4180	2302

V.1.2 Données Géométriques pour l'échangeur à plaques :

- Longueur de la plaque : $L = 1,23$ m
- Largeur de la plaque : $l = 0,365$ m
- Epaisseur de la plaque : $e = 0,7 \cdot 10^{-3}$ m
- Epaisseur entre plaque : $e = 3 \cdot 10^{-3}$ m

La conductivité thermique de l'Acier inoxydable : $\lambda = 15$ W m⁻¹ K⁻¹

V.2 Echangeur à plaques :

Chaque compartiment de l'échangeur à plaques a un rôle bien précis défini comme suit :

- **Compartiment 1** : échangeur à plaques et joints, qui sert à chauffer l'eau de chauffe de la margarine avec de la vapeur d'eau.
- **Compartiment 2** : échangeur à plaques et joints, Eau/Eau qui sert à refroidir l'eau du circuit de refroidissement de la margarine.
- **Compartiment 3** : échangeur à plaques et joints, qui sert à préchauffer la margarine
- **Compartiment 4** : échangeur à plaques et joints, Margarine/Margarine qui sert à la récupération d'énergie (économiseur).
- **Compartiment 5** : échangeur à plaques et joints, qui refroidit la margarine (choc thermique).
- **Compartiment 6** : échangeur à plaques et joints, qui sert au premier réchauffement de la margarine sortant du bac d'émulsion (Rework).

V.2.1 Données du Constructeur :

Les données exploitées pour le calcul théorique sont présentées dans les fiches techniques fournies par le constructeur, qui seront programmées dans l'appareil, muni d'un système informatique permettant une gestion et un contrôle des différents paramètres de fonctionnement en temps réel. Tel que les débits de chaque fluide, leurs températures d'entrées et de sortie ainsi que la surface d'échange pour chaque compartiment, tableaux I et II.

Tableau 1 : Tableau I : Données du constructeur (compartiment 1 à 3)

Compartiment	Compartiment 1		Compartiment 2		Compartiment 3	
	Eau	Eau _{vap}	Eau	Eau	Margarine	Eau
T_e (°C)	85,5	130	30	37,5	80	93
T_s (°C)	93	100	32,4	35	90	91,4
m (Kg/h)	47500	627	50000	48000	10870	37500
N_p	18		20		44	
S (m²)	5,5		6,2		14,5	
Φ (KW)	401		138,5		69,5	

Tableau 2 : Données du constructeur (compartiment 4 à 6)

Compartiment	Compartiment 4		Compartiment 5		Compartiment 6	
Nature du fluide	Margarine	Margarine	Eau	Margarine	Eau	Margarine
T_e (°C)	50	90	35	60	70	12
T_s (°C)	80	91,4	37,5	40	61,5	50
m (Kg/h)	10870	10870	48000	10870	34000	10526
N_p	145		66		90	
S (m ²)	49,3		22,1		30,4	
Φ (KW)	208		139		331,4	

V.3 Vérification des données théoriques des échangeurs :

En utilisant deux méthodes, nous procéderons au calcul du coefficient d'échange de chaleur, suivi d'un calcul vérificatif de la surface d'échange donnée par le constructeur ainsi que du coefficient d'échange global.

V.3.1 Méthode DTLM :

Etant donné que l'on dispose des conditions d'entrée et de sortie de température ainsi que les débits de chacun des fluides en présence et leurs caractéristiques thermiques, la procédure de calcul se fait comme suit :

- Détermination de la puissance d'échange (formule II.3)
- Détermination de la moyenne logarithmique de la différence de température à partir des conditions données en utilisant l'expression (II.11)
- On déduit le coefficient d'échange de chaleur global en appliquant la formule (III.14), puisque la surface d'échange est connue.

V.3.2 Utilisation de la formule empirique :

- **Coefficient d'échange global :**

Le transfert de chaleur s'effectue du fluide chaud vers le fluide froid à travers des plaques réparties le long de l'échangeur, pour cela, il est nécessaire de calculer le coefficient

d'échange local de chacun des deux fluides (coté chaud et coté froid) pour en déduire ensuite la valeur du coefficient d'échange global.

- **Coefficient d'échange local :**

Les données exploitées pour le calcul théorique sont prises des fiches techniques du constructeur tel que : les débits d'entrées et de sorties de chaque fluide, leurs températures d'entrées et de sorties ainsi que leurs propriétés thermiques.

- **Méthode de calcul :**

Tous les calculs développés seront faits pour un canal formé par deux plaques, celui-ci est considéré comme étant une dimension caractéristique des échangeurs à plaques et joints. La méthode est la suivante :

- La section de passage (m^2) : Les deux fluides traversent une surface perpendiculaire dans le sens de l'écoulement ; c'est la section de passage donnée par la forme (e.1).
- Le diamètre hydraulique (m) : Il se calcule par la formule ($D_h=2.e$) (dimension caractéristique).
- Le débit massique d'un canal (Kg/h) : Vu que seuls les débits globaux sont mentionnés, le débit d'un canal est le rapport du débit total au nombre de canaux propres à chaque échangeur.
- La vitesse caractéristique (m/s) : La vitesse de l'écoulement à considérer est évidemment celle du fluide circulant à l'intérieur du canal. elle est donnée par le rapport du débit volumique (déduit du débit massique) à la section de passage.
- Les nombres adimensionnels : il s'agit des nombres de Reynolds, de Prandtl calculés par les formules (II.6), (II.7) et celui de Nusselt déduit à partir de la formule empirique tirée du [14].

$$Nu = 0,664 Re^{0,5} Pr^{1/3} \quad Re < 3.10^5$$

- Coefficient de chaleur local : Que ce soit coté chaud ou coté froid, le coefficient de transfert thermique est calculé par la formule (II.8) donnant le nombre de Nusselt en fonction de h.

On en déduit alors la valeur du coefficient de chaleur global en utilisant la formule :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_{eau}} + \frac{1}{h_{margarine}} + \frac{e}{\lambda}$$

V.3.3 La surface d'échange :

La surface d'échange est déduite à partir de la formule (II.14) après avoir calculé la moyenne logarithmique de la différence de température ainsi que la puissance thermique d'échange.

V.4 Résultats de calcul :

Tableau 3 : Résultats des calculs

Compartiment	Compartiment 1		Compartiment 2		Compartiment 3	
	Eau chaude	Eau _{vap}	Eau froide	Eau chaude	Eau chaude	Margarine
Coefficient local h (W/m²k)	7472,7	188,7	7642,9	7642,9	4330,96	1495,33
H calculé par bilan (W/m²k)	211,7		3451,5		972,0	
H en utilisant la formule empirique (W/m²k)	182,4		3243,09		1056,7	
Surface (m²)	6,1		5,03		14,29	

Compartiment	Compartiment 4		Compartiment 5		Compartiment 6	
	Nature du fluide	Margarine	Margarine	Eau froide	Margarine	Eau chaude
Coefficient local h (W/m ² k)	800,6	800,6	3970,9	1215,33	2790,98	1021,6
H calculé par bilan (W/m ² k)	341,00		798,2		664,1	
H en utilisant la formule empirique (W/m ² k)	392,98		891,80		722,60	
Surface (m ²)	48,10		21,94		30,31	

V.4.1 Interprétation :

Les résultats obtenus ont permis de confirmer à la fois, les données du constructeur, spécialement la surface d'échange nécessaire (voir les deux Tableaux V et IV) et la validité de la formule empirique utilisée.

V.5 Exploitation des résultats expérimentaux :

V.5.1 Influence du débit du produit sur l'échange thermique :

Le graphe (XXXIII) présente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour des débits de la margarine dans 4 compartiments (compartiment 3, 4, 5 et 6).

Puisque le nombre de Prandtl (pour la margarine et l'eau) ne varie pas d'une manière appréciable, l'équation se réduit à $Nu = f(Re)$ et la courbe à travers les points expérimentaux montre que le nombre de Nusselt déterminant le coefficient d'échange de chaleur dépend des conditions d'écoulements.

Le nombre de Nusselt croît avec le nombre de Reynolds, même si Re varie de 20 à 70 le nombre de Nusselt reste peu élevé, il croît de 12 à 22. L'augmentation du nombre de Reynolds (du débit des fluides en présence) donne lieu à des coefficients important, en terme

de valeur on atteint les 722.6, 891.2 et 1056.7 W/m².k, pour les compartiments 6, 5 et 3 respectivement.

Pour des Reynolds variant entre (20 à 70) l'écoulement du fluide à l'intérieur de l'échangeur (conduite) est turbulent à l'exception d'une très mince couche de fluide au voisinage immédiat de la paroi, dans cette couche, les tourbillons sont amortis par les forces de viscosité qui sont prédominantes près de la surface.

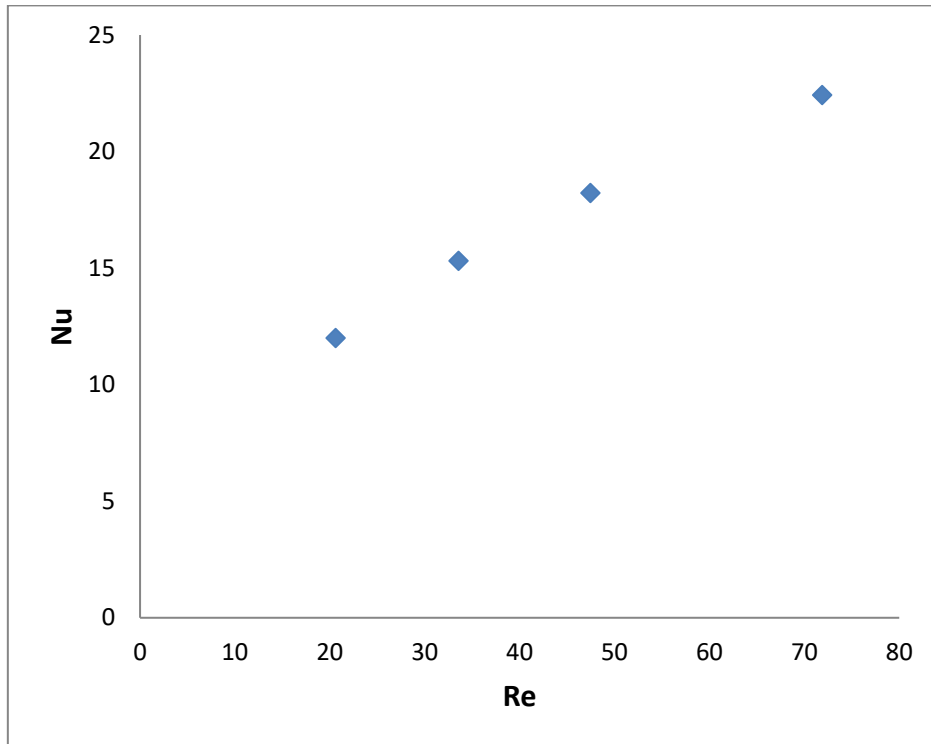


Figure XXXIV : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (Côté Margarine)

V.5.2 L'effet du fluide caloporteur sur l'échange thermique :

Le graphe (XXXV) présente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour des débits d'eau dans 5 compartiments (1, 2, 3, 5 et 6).

La première constatation à noter est que le régime d'écoulement décrit par le nombre de Reynolds est l'un des facteurs déterminant de l'échange thermique. La deuxième constatation est que, un débit d'eau de refroidissement plus élevé entraîne un échange

thermique plus important. En terme de valeur, on atteint $395.5 \text{ W/m}^2.\text{k}$ pour le compartiment 2.

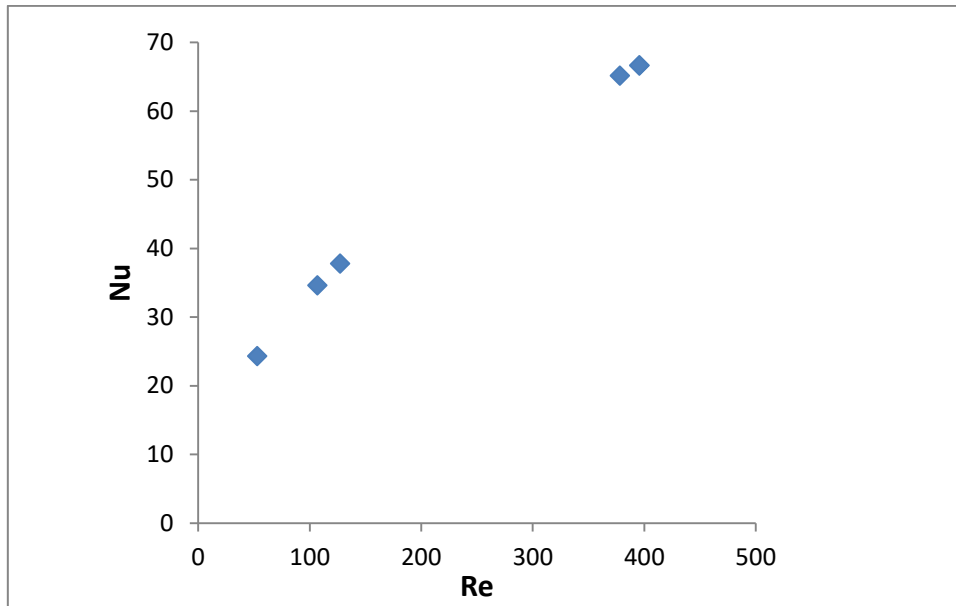


Figure XXXVI : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (Coté Eau)

V.6 Conclusion :

La seule méthode efficace pour accroître le coefficient d'échange de chaleur est donc de diminuer la résistance thermique de la couche limite, ceci peut être accompli en augmentant la turbulence dans le courant principal. Un accroissement de la turbulence est accompagné de grandes pertes d'énergie qui augmente la chute de pression due au frottement dans l'espace annulaire entre les plaques de l'échangeur. Pour ce qui est de l'accroissement de la vitesse de l'écoulement, il permet d'augmenter les coefficients d'échange de chaleur.

V.7 Performance en termes de nombre d'unités de transfert :

Ce calcul va nous permettre de mieux définir et de mieux qualifier les échangeurs étudiés. Les valeurs du nombre d'unité de transfert peuvent nous renseigner sur l'efficacité d'un échangeur considéré.

Le graphe (XXXVII) présente l'influence du nombre d'unité de transfert NUT sur l'efficacité de l'échange : on constate d'une façon générale que l'augmentation du nombre d'unités de transfert NUT entraîne une augmentation de l'efficacité d'échange de chaleur.

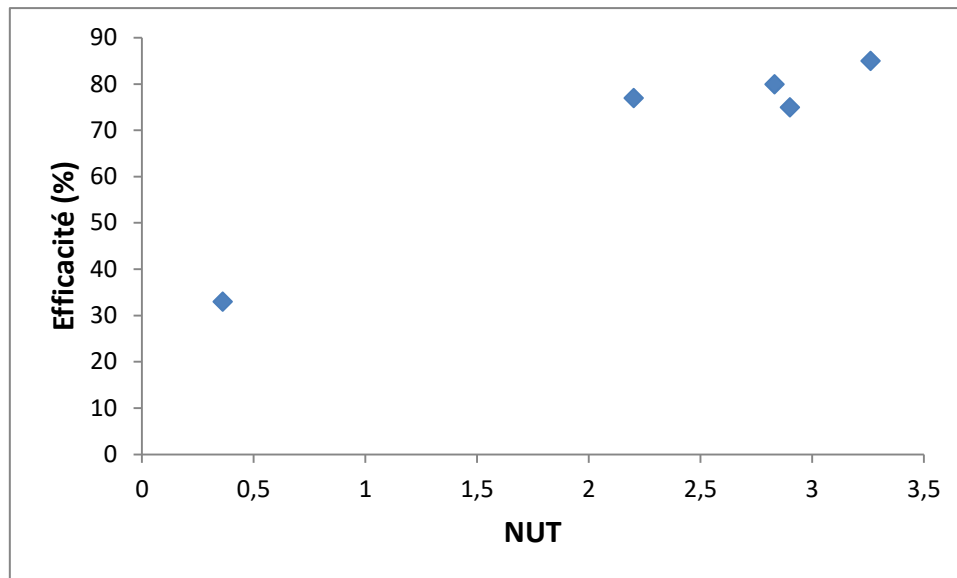


Figure XXXVIII: Evolution de l'efficacité d'échange en fonction de NUT

Conclusion :

- Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.
- Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échange est peu efficace.
- Si le nombre d'unités de transfert NUT est assez grand ($NUT > 1$), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

CONCLUSION

VI. Conclusion générale :

Le travail que nous avons effectué, dans le cadre de ce projet présente le dimensionnement d'un échangeur thermique à plaques et joints comportant six sections en série, de la ligne de production 01 de la margarine en barquettes.

L'expérience nous a permis de qualifier du point de vue thermique la haute performance de cet échangeur, en effet les cannelures des plaques conçues ainsi, induisent un fort taux de turbulences ce qui donne sur les deux cotés de la plaque de bons coefficients de transfert de chaleur, même pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds, ce qui n'est pas le cas dans les échangeurs tubulaires où les coefficients d'échange sont moins bons.

D'autre part, le calcul du nombre d'unité de transmission de la chaleur, nous a permis d'évaluer le transfert de chaleur des échangeurs étudiés, or on atteint des valeurs généralement supérieures à l'unité, ce qui nous renseigne sur une bonne efficacité d'échange pour le débit de production.

La seule méthode efficace pour accroître le coefficient d'échange de chaleur est donc de diminuer la résistance thermique de la couche limite, ceci peut être accompli en augmentant la turbulence dans le courant principal. Un accroissement de la turbulence est accompagné de grandes pertes d'énergie qui augmentent la chute de pression due au frottement dans l'espace annulaire entre les plaques de l'échangeur. Pour ce qui est de l'accroissement de la vitesse de l'écoulement, il permet d'augmenter les coefficients d'échange de chaleur.

Le calcul du nombre d'unités de transfert nous a permis de mieux définir et de mieux qualifier les échangeurs étudiés. En effet, nous avons obtenu un pourcentage d'efficacité de 85%, un taux considérable qui nous renseigne bien sur la haute performance de l'installation.

Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échange est peu efficace, si en revanche il est assez grand ($NUT > 1$), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

Bibliographie

- [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^r ALAIN BESSON, D^r WERNER BAUER, « les traitements thermiques » université de Lausanne, 2000/2001.
- [11] Collection Microsoft encarta 2003.
- [12] ANGLARET, KAZMIERCZAK, « Technologie génie chimique », 1997.
- [13] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL, « Dimensionnement thermique », technique de l'ingénieur [B 2 342].
- [14] « Initiation à la pratique des échangeurs de chaleur », centre technique des industries aérauliques et thermiques –Villurbanne : Cetiat, 1984.

ANNEXE A-1

Calcul du coefficient d'échange local :

Côté eau :

Compartiment	(1)	(2)		(3)	(5)	(6)
Nature du fluide	Eau chaude	Eau froide	Eau chaude	Eau chaude	Eau froide	Eau chaude
Q_m total (Kg/h)	47500	50000	48000	37500	48000	34000
Q_m canal (Kg/h)	5277,70	5555,50	5558,50	1785,70	1500	772,27
Q_v (m³/h)	5,17	5,40	5,10	1,75	1,47	0,75
S (10⁻³) (m²)	1,095	1,095	1,095	1,095	1,095	1,095
D_h (10⁻³) (m)	6	6	6	6	6	6
U (m/s)	1,31	1,37	1,31	0,44	0,37	0,19
Re	378,10	395,50	391,40	127,01	106,80	52,72
Pr	128,6	127,6	129,1	127,4	128,7	128,2
Nu	65,17	66,65	62,60	37,77	34,63	24,34
h_{convectif} (W/m².k)	7472,80	7642,90	7612,90	4330,96	3970,90	2790,98

Côté margarine :

Compartiment	(3)	(4)	(5)	(6)
Q_m total (Kg/h)	10870	10870	10870	10526
Q_m canal (Kg/h)	517,6	150,97	339,69	239,23
Q_v (m³/h)	0,59	0,17	0,39	0,27
S (10⁻³) (m²)	1,095	1,095	1,095	1,095
D_h (10⁻³) (m)	6	6	6	6
U (m/s)	0,150	0,043	0,099	0,07
Re	71,88	20,6	47,44	33,54
Pr	63,29	63,3	63,26	63,20
Nu	22,43	12,01	18,32	15,32
h_{convectif} (W/m².k)	1495,33	800,66	1215,33	1021,60

ANNEXE A-2

Calcul des coefficients d'échange globaux:

Compartiment	h_{fluides}	h_{local}	H_{global}
(1)	h _{eau}	7472,8	182,42
	h _{eau_{vap}}	188,7	
(2)	h _{eau}	7642,9	3243,09
	h _{eau}	4640,1	
(3)	h _{eau}	4330,96	1056,70
	h _{margarine}	1495,33	
(4)	h _{margarine}	800,6	392,98
	h _{margarine}	800,6	
(5)	h _{eau}	3970,9	891,80
	h _{margarine}	1215,33	
(6)	h _{eau}	2790,98	722,60
	h _{margarine}	1021,6	

ANNEXE A-3

DTLM, Efficacité d'échange, le nombre d'unité de transfert et le rapport R_f caractérisant les 6 compartiments :

compartiment	Φ (KW)	DTLM	NUT	E (%)	R_f	$T_{e_{eau}}$	$T_{e_{margarine}}$
(1)	413,7	24,01	0,37	2,5	0,06	92,80	/
(2)	139,1	5,04	0,36	33	0,96	32,39	35,01
(3)	69,5	6,29	2,20	77	0,16	96,00	91,40
(4)	208,5	0	2,90	75	1,00	/	60,07
(5)	139,0	11,63	2,83	80	0,12	37,49	39,99
(6)	335,0	32,50	3,26	85	0,17	61,24	51,6

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. A cet effet, nous avons recensé toutes les caractéristiques physiques, géométriques, dynamiques et thermiques, en vue d'une optimisation des échanges thermiques de façon théorique, analytique. Nous sommes tenus en cette occasion de recenser aussi les problèmes techniques éventuels de fonctionnalité de ces machines thermiques afin d'y proposer solutions appropriées.

Mots clés : Optimisation, rendement énergétique, dimensionnement partiel.

Abstract

This study falls within the scope of increasing the energy efficiency of industrial thermal installations. It is carried out on the basis of experimental reality that we have confronted during our practical training period necessary to adopt the functionality of exchangers on a large scale. For this purpose, all the physical, geometrical, dynamic and thermal characteristics have been identified in order to optimize the thermal exchanges in a theoretical and analytical way. We are also obliged to take stock of the possible technical problems of functioning of these thermal machines in order to propose appropriate solutions.

Key words: Optimization, energy efficiency, partial dimensioning.