

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique et Installations énergétiques et turbomachines

Par :

Nom prénom : Touati Mohamed Amine (IET)

Nom Prénom : Boubouche Massinissa (EN)

Thème

Calcul thermique d'un échangeur de chaleur tubulaire

Cas pratique : Sarl IBRAHIM & Fils -Ifri

Soutenu le 29/09/2022 devant le jury composé de:

Mr.	M HAMTACHE	Président
Mr.	M BENSLIMANE	Rapporteur
Mr.	M ADNANI	Examineur

Année Universitaire 2021-2022

Remerciements

Au terme de ce travail, je tiens à remercier le Bon Dieu qui nous a donné le courage et la volonté d'aller jusqu'au bout et de ramener ce présent travail à son point ultime.

Je tiens tout d'abord à remercier monsieur : A. BENSLIMANE, mon promoteur, qui nous avons prêté une attention particulière et qui à aucun moment n'a ménagé son effort et son savoir pour nous apporter de l'aide, la plus précieuse.

Nous tenons également à remercier profondément notre encadreur, Mr DJAMEL, ingénieur en mécanique département de maintenance à l'entreprise Sarl IBRAHIM &Fils.

On remercie également les membres de jury d'avoir accepté d'examiner notre travail.

Enfin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à toutes les personnes qui ont contribué de pré ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à ceux qui sont la source de mon inspiration et mon courage.

A ma très chère mère, qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.

A mon très cher père, pour ses encouragements et son soutien, et surtout pour son sacrifice afin que rien n'entravé le déroulement de mes études

Touati Mohamed Amine

Dédicaces

Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers à ceux qui ont fait de moi ce que je suis mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ; leur soutien et leur encouragements ; tout le long de ma vie.

Boubouche Massinissa

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Présentation de la Sarl IBRAHIM & Ifri	
I Présentation de l'entreprise.....	2
I.1 Histoire de l'entreprise.....	2
I.2 Situation géographique.....	2
I.3 Processus de fabrication de la SARL IBRAHIM & Fils – ifri.....	2
I.4 Les activités de la SARL IBRAHIM & Fils – ifri.....	3
I.5 Les objectifs de la SARL IBRAHIM & Fils – ifri.....	5
I.6 IFRI dans le monde.....	5
I.7 Fonctionnement de l'échangeur tubulaire dans la machine de production.....	6
Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleurs	
II.1 Introduction.....	7
II.2 Introduction sur le transfert de chaleur.....	7
II.3 Mode de transfert de chaleur.....	8
II.4 Définition d'un échangeur de chaleur.....	12
II.5 Principe de fonctionnement.....	12
II.6 Classification des échangeurs.....	12
II.7 Autres types d'échangeurs.....	17
Chapitre III : Méthode de calcul des échangeurs de chaleurs à tube et calandre	
III.1 Introduction.....	23
III.2 Description générale.....	23
III.3 Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre.....	24
III.4 Principe de calcul d'un échangeur de chaleur.....	28
III.5 Evaluation des performances dans les tubes.....	29
III.6 Evaluation des performances dans la calandre.....	32
III.7 Coefficient global de l'échange thermique.....	36
III.8 Bilan thermique.....	37
III.9 Calcul de la (ΔT_{LM}) :.....	37
III.10 Facteur de correction.....	38
III.11 Surface d'échange.....	39
III.12 Calcul de l'efficacité.....	39
III.13 Méthode de (NUT).....	39
III.14 Conclusion.....	41
CHAPITRE IV : Calcul d'un échangeur tubulaire	
IV.1 Le but de calcul.....	43
IV.2 Données de l'échangeur.....	43
IV.3 Méthode de ΔT_{LM}	45
IV.4 Calcul de l'efficacité de l'échangeur avec la Méthode de NUT.....	52
IV.5 Récapitulation des résultats de calcul.....	53

IV.6 Conclusion.....	54
Conclusion générale :	55
Référence bibliographique	56

Liste des figures

Figure II. 1 : Action de fluide en mouvement dans la convection	9
Figure II. 2 : principe de la conduction thermique	9
Figure II. 3 : principe de rayonnement	11
Figure II. 4 : différent modes de circulation	13
Figure II. 5 : Différents types d'échangeurs tubulaires.....	15
Figure II. 6 : Échangeur à plaques	16
Figure II. 7 : Échangeur rotatif à matrice tournante	17
Figure II. 8 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif.....	18
Figure II. 9 : Échangeurs régénérateurs statiques.....	19
Figure II. 10 : Échangeur à caloducs : schéma de principe	19
Figure II. 11 : Échangeur à spirale	20
Figure II. 12 : Échangeur lamellaire	21
Figure II. 13 : Échangeur à plaques brasées	22
Figure III. 1 : Echangeur à tubes et à calandre.....	23
Figure III. 2 : Exemple de calandre.	24
Figure III. 3 : Plaque tubulaire.....	25
Figure III. 4 : Différentes dispositions des tubes.	
Figure III. 5 : Chicane segmentées.....	27
Figure III. 6 : Chicane à disque et couronne.....	28
Figure III. 7 : Exemple d'une chambre de distribution.....	28
Figure III. 8 : Écoulement transversal dans la région située entre les chicanes adjacentes.....	34
Figure III. 9 : Section d'écoulement coté calandre	35
Figure III. 10 : Facteur de correction pour une passe coté calandre et 2n passes côté tubes.....	40
Figure III. 11 : Facteur de correction pour deux passes coté calandre et 4n passes côté tubes	40
Figure III. 12 : Efficacité d'un échangeur à courant parallèle en fonction de NUT et de C.....	43
Figure III. 13 : Efficacité d'un échangeur à courants parallèles et de sens contraires en fonction de NUT et de C.....	43
Figure V. 1 : conception faisceaux muni de chicanes sur Solidworks.....	56
Figure V. 2 : conception de la chicane sur Solidworks	57
Figure V. 3 : conception d'un tube sur Solidworks	57
Figure V. 4 : conception de la plaque tubulaire sur Solidworks.....	58
Figure V. 5 : Conception de la chambre de distribution sur solidworks.	58
Figure V. 6 : Conception de l'assemblage de l'échangeur.	59

Liste des tableaux

Tableau I. 1: la gamme des produits de la Sarl IFRI.....	3
Tableau III. 1: Efficacité de quelques échangeurs	42
Tableau IV. 1: caractéristique des fluides	44
Tableau IV. 2: Caractéristique géométrique.....	45
Tableau IV. 3: caractéristique du matériau de conception	45
Tableau IV. 4: résultats de calcul.....	55

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
N_{tp}	: Nombre de tubes par passe	-
N_t	: Nombre de tubes dans le faisceau	-
N_{pt}	: Nombre de passes côté tubes	-
S_t	: Section de passage côté tubes	$[m^2]$
d_i	: Diamètre intérieur des tubes	$[m]$
G_t	: Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes	$[kg.m^{-2}.s^{-1}]$
m_t	: Débit massique du fluide circulant dans les tubes	$[kg.s^{-1}]$
ρ_t	: Masse volumique du fluide circulant dans les tubes	$[Kg.m^{-3}]$
Re_t	: Nombre de Reynolds du côté tubes	-
μ_t	: Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$
Rf_i	: Résistance à l'encrassement à l'intérieur du tube	-
Rf_o	: Résistance à l'encrassement à l'extérieur du tube	-
T_c	: Température moyenne du fluide circulant dans la calandre	$[^{\circ}C]$
T_p	: Température de la paroi	$[^{\circ}C]$
T_t	: Température moyenne du fluide circulant dans le tube	$[^{\circ}C]$
h_t	: Coefficient d'échange convectif coté tubes	$[W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}]$
λ_t	: Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes	$[W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}]$
L_t	: Longueur des tubes	$[m]$
μ_p	: viscosité dynamique du fluide au voisinage de la paroi	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$
Pr_t	: Nombre de Prandtl	-
Cp_t	: Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes	$[J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}]$
ΔP_L	: Perte de charge linéaire dans les tubes	$[N.m^{-2}]$
ρ_t	: Masse volumique du fluide circulant dans les tubes	$[Kg.m^{-3}]$
f	: Facteur de friction	-
a	: Coefficient empirique	-

ΔP_s	: Perte de charge singulière dans les tubes	$[\text{N.m}^{-2}]$
Δp_t	: Perte de charge totale dans les tubes	$[\text{N.m}^{-2}]$
S_c	: Section de passage coté calandre	$[\text{m}^2]$
d_c	: Diamètre de la calandre	$[\text{m}]$
B	: Espacement des chicanes	$[\text{m}]$
P_t	: Pas tubulaire	$[\text{m}]$
G_c	: Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre	$[\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}]$
m_c	: Débit massique du fluide circulant dans la calandre	$[\text{kg.s}^{-1}]$
G_{mc}	: vitesse moyenne du fluide circulant dans la calandre	$[\text{m/s}]$
G_{lc}	: Vitesse linéaire du fluide circulant dans la calandre	$[\text{m/s}]$
d_e	: Diamètre équivalent (hydraulique)	$[\text{m}]$
P_m	: Périmètre mouillé	$[\text{m}]$
d_o	: Diamètre extérieur des tubes	$[\text{m}]$
Re_c	: Nombre de Reynolds côté calandre	-
μ_p	: Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre	$[\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}]$
h_c	: Coefficient d'échange convectif côté calandre	$[\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}]$
Pr_c	: Nombre de Prandtl côté calandre	-
λ_c	: Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre	$[\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}]$
d_{ic}	: Diamètre intérieur de la calandre	$[\text{m}]$
ΔP_c	: Perte de charge dans la calandre	$[\text{N.m}^{-2}]$
ρ_c	: Masse volumique du fluide circulant dans la calandre	$[\text{kg.m}^{-3}]$
U	: Coefficient d'échange global	$[\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{°C}]$
R_c	: Résistance d'encrassement coté calandre	$[\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}]$
R_t	: Résistance d'encrassement coté tube	$[\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}]$
A	: Surface d'échange	$[\text{m}^2]$
$\Phi_{\text{réel}}$: Puissance réelle échangé entre les deux fluides	$[\text{W}.\text{m}^{-2}]$
Φ_{max}	: Puissance maximal échangé	$[\text{W}.\text{m}^{-2}]$

Indices

t : relatif aux tubes

c : relatif à la calendre

s : relatif à la sortie

e : relatif à l'entrée

Introduction générale

Introduction générale

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de 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.

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

Dans l'industrie agroalimentaire, les échangeur de chaleur sont un dispositif essentiel, ils sont conçus surtout pour maintenir la température dans les différents processus de production dont le rendement dépend la plupart du temps du bon état de surface de ces échangeurs, il est impératif d'apporter le meilleur soin au suivi de leur état.

Notre étude envisagée dans ce travail, est la mise en évidence des différents paramètres géométrique et thermique d'un échangeur de chaleur tubulaire conçu pour maintenir les températures dans les différents processus de production tel que la pasteurisation du produit et la stérilisation de l'installation.

Dans le premier chapitre, nous allons faire une présentation générale sur l'entreprise Sarl IBRAHIM& fils.

Ensuite dans le deuxième chapitre et le troisième chapitre, nous allons présenter des généralités sur les types d'échangeur utilisés dans les différents secteurs de l'industrie dont leurs rôles, ainsi que les principes utilisés dans le calcul des échangeurs de chaleur tubulaire.

Enfin dans le quatrième chapitre et le cinquième chapitre, nous allons établir une étude et un dimensionnement sur un échangeur de chaleur à tubes et calandre, pour deux fluides circulant à contre-courant.

Chapitre I :
Présentation de la Sarl IBRAHIM & Ifri

I PRESENTATION DE L'ENTREPRISE

I.1 Histoire de l'entreprise

1985-D'une petite entreprise familiale fondée en 1985, la SARL IBRAHIM & FILS ifri est devenu en 30 ans l'un des géants de l'industrie agro-alimentaire algérienne.

1996-ifri commercialise la première bouteille PET incassable en Algérie pour le conditionnement de l'eau minérale naturelle, avec une ligne de production d'une capacité de 12 000 bouteilles par heure. Moins d'un an et demi plus tard, la capacité de production passe à 160 millions de bouteilles par an.

2012-Lancement de la première ligne aseptique en Algérie et sur le continent africain pour le Jus, le Soda, les boissons Isotoniques & énergisantes.

Aujourd'hui les usines ifri produisent plus de 3 millions de bouteilles par jour.

I.2 Situation géographique

IFRI est située à Ighzer Amokrane, chef lieu de la daïra IFRI-Ouzellaguen, dans la wilaya de Bejaia au nord de l'Algérie, elle est implantée à l'entrée de la vallée de la Soummam, en contrebas du massif montagneux de Djurdjura qui constitue son réservoir d'eau.

I.3 Processus de fabrication de la SARL IBRAHIM & Fils – ifri

Le remplissage aseptique permet la non-utilisation des conservateurs dans les sodas, jus de fruits, les produits énergétiques ainsi que les produits isotoniques.

Il consiste à :

- La décontamination des contenants (emballages : bouteilles et bouchons).
- Le flash pasteurisation des boissons qui ne contiennent aucun conservateur.
- Le remplissage aseptique des boissons pasteurisées, SANS CONSERVATEURS, dans les emballages décontaminés, et cela, dans un environnement totalement aseptique assuré grâce à la technologie de pointe des équipements acquis par ifri.

La qualité de la production des produits ifri est garantie par la certification ISO 22000

I.4 Les activités de la Sarl IBRAHIM& Fils

I.4.1 Activité industrielle

La société travaille 24/24 Heures avec des lignes de production automatisées et équipées des systèmes de contrôle de qualité de dernière génération dans toutes les étapes de la production. Grâce aux options technologiques qui ont prévalu lors du choix des équipements de production et de contrôle, IFRI accroît sans cesse ses capacités.

En 2010, la production de l'entreprise a franchi les 536 millions de bouteilles, en 2015





la production de l'entreprise a franchi les 800 millions de bouteilles.



Le succès des produits IFRI sur le marché national s'explique par sa qualité naturelle, mais également par un souci constant de maintien de cette qualité par des contrôles quotidiens en laboratoires avec des équipements à la pointe de la technologie.

La Sarl IFRI veille au respect des normes d'hygiène, de sécurité et environnementales les plus strictes afin de diversifier sa gamme comme le montre le tableau n°03.

Les objectifs de cette activité est la formalisation de nouvelle boissons, embouteillage d'eau minérale naturelle plate et gazéifiée, fabrication des jus et des boissons gazeuses, apporter une qualité optimal aux produits fabriqués et le contrôle des produits finis.

Tableau I. 1: la gamme des produits de la Sarl IFRI

Les produits	Catégories	Volume	Images des produits
L'eau minérale naturelle	<ul style="list-style-type: none"> - Eau minéral naturelle non gazeuse ; - Eau minéral naturelle gazéifiée ; - Eau minéral naturelle au bouchon sport 	<p>-0.25L, 0.50L, 1L, 1.5L</p> <p>-0.25L, 0.50L, 1L, 1.5L</p> <p>-0.33L, 0.50L</p>	
Boissons fruitées	<ul style="list-style-type: none"> - Boisson mangue ; - Boisson au jus de fruits tropical ; - Boisson au raisin mure ; - Boisson orange, citron, carotte - Boisson orange ; - Boisson orange pêche ; - Boisson pêche abricot, - Boisson Mellon ananas 	<p>-0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.25L, 0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.25L, 0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.25L, 0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.25L, 0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.25L, 0.33L, 1L, 2L</p> <p>-0.25L, 0.33L, 1L, 2L</p>	 
Boisson fruitées au lait	<ul style="list-style-type: none"> - Boisson pomme fraise au lait ; - Boisson orange mangue au lait. 	<p>-0.20L, 0.25L, 0.33L, 1L</p> <p>-0.20L, 0.25L, 0.33L, 1L</p>	

Boisson sport drink « Azro »	-Boisson isotoniques fraise ananas; - Boisson isotoniques cerise.	-0.50 L -0.50L	
Soda	- Soda bitter ; - Soda citron ; - Soda fraise ; - Soda orange ; - Soda pomme ; - Soda pomme verte.	-0.25L, 1.25L -0.25L, 0.33L, 1.25L, 2L -0.25L, 0.33L, 1.25L, 2L -0.25L, 1.25L, 2L -0.25L, 0.33L, 1.25L, 2L -0.25L, 0.33L, 1.25L, 2L	

I.4.2 Activité économique

L'objectif principal de cette activité est qu'elle permet à une région rurale de connaître un certain développement et amélioration du pouvoir d'achat.

I.4.3 Activité sociale

L'objectif de cette activité est la diminution du taux de chômage et la baisse du niveau de la délinquance.

I.4.4 Activité environnementale

Son objectif est de ne pas avoir un rejet toxique ou déchet polluant sur l'environnement (impact positif).

I.5 Objectifs de la SARL IFRI

La SARL IFRI a des objectifs stratégiques à (long terme) et des objectifs opérationnels à (court et à moyen terme) :

I.5.1 Objectifs stratégiques

La SARL IFRI fixe comme objectif stratégiques d'être leader dans son domaine (marché des eaux et des boissons diverses), avoir plus de part dans le marché international, assurer la durabilité et suivre l'évolution du marché.

I.5.2 Objectifs opérationnels

Chaque responsable de service de la société doit traduire les objectifs opérationnels en plans d'action du fait que, l'aspect financier vise à améliorer la rentabilité et la trésorerie. L'aspect commercial, vise à avoir une image de marque par la mise en place d'un bon plan marketing et augmenter le chiffre d'affaire sur le marché par l'amélioration tout en veillant sur le rapport qualité/prix. L'aspect productif, cherche une meilleure production par, la maîtrise des outils de production et la maîtrise des coûts et l'aspect d'approvisionnement consiste à améliorer son organigramme et à maîtriser les achats en améliorant le rapport qualité/prix.

I.6 IFRI dans le monde

Grâce à une gamme de produits tellement diversifiée, IFRI est partie à la conquête de nouveaux marchés dans le monde. Aujourd'hui exporte ses produits vers la France, l'Angleterre, l'Espagne, l'Italie, l'Allemagne, la Belgique, le Luxembourg... par ailleurs, plusieurs contrats sont en phase de finalisation avec des partenariats étrangers soucieux d'acquiescer ses produits. L'un des principaux objectifs étant l'élargissement du réseau d'exportation vers d'autres pays. De gros efforts d'investissements sont continuellement consentis, pour permettre de réaliser des extensions de leurs capacités de production, afin de répondre à une demande du marché international en constante augmentation.

I.7 Fonctionnement de l'échangeur tubulaire dans la machine de production

En cas d'échangeur de chaleur tubulaire, le produit froid de la machine/ligne en amont est réchauffé à l'eau chaude en contre-courant. Le produit peut ensuite être dirigé vers un dégazeur et/ou un homogénéisateur. Ensuite, le produit passe une autre zone de préchauffage, le pasteurisateur et le dispositif de maintien à chaud. Après le dispositif de maintien à chaud, le produit est d'abord refroidi dans un palier de récupération à contre-courant avec de l'agent réfrigérant.

¹Cette présentation est faite à base d'un document officiel de l'entreprise Ifri.

Chapitre II

Généralités sur les échangeurs de chaleur

II.1 Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (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. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

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

II.2 Introduction sur le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est la science qui cherche à étudier le transfert d'énergie qui peut avoir lieu entre les corps matériels en raison d'une différence de température, les trois modes de transfert de chaleur sont [1]:

La conduction.

La convection.

Le rayonnement.

Dans ce chapitre, nous cherchons à expliquer le mécanisme de ces modes qualitativement de sorte que chacun peut être considéré dans sa juste perspective.

II.2.2 Flux de chaleur

Un flux de chaleur est une quantité d'énergie transférée sous forme de chaleur par unité de temps. C'est donc une puissance, qui s'exprime en Watt (J/s)

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

II.3 Mode de transfert de chaleur

II.3.1 Transfert de chaleur par convection

II.3.1.1 Définition

C'est un transfert qui résulte d'un mouvement d'ensemble du matériau le supportant. La convection a donc lieu dans les fluides (gaz ou liquides). Elle caractérise l'échange de chaleur à la frontière entre un solide et un fluide et est donc très liée à l'écoulement fluide mais aussi aux géométries de frontière et aux états de surface solide. Il convient de distinguer la convection forcée dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieur (pompe, ventilateur...) de la convection naturelle dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple). De façon macroscopique elle est décrite par la loi de Newton (1701) qui lie le flux à un écart de température [2].

La puissance transférée par convection est donnée par la relation :

$$\Phi = h S(T_s - T_a) \quad [3] \quad (II.2)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W).

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$).

T_s : Température de surface du solide ($^\circ C$).

T_a : Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ C$).

S : la surface de contact solide/fluide (m^2).

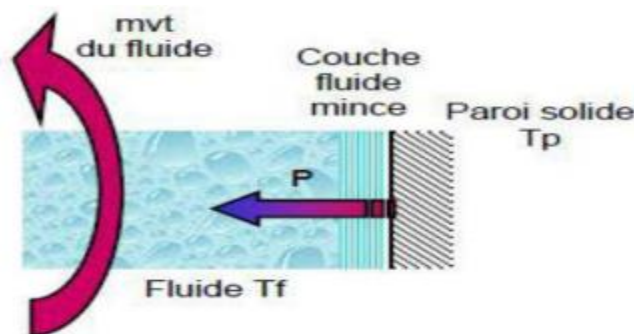


Figure II. 1: Action de fluide en mouvement dans la convection.

II.3.2 Transfert de chaleur par conduction

II.3.2.1 Définition

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur au sein d'un milieu opaque (solide, liquide ou gazeux), sans déplacement de la matière, en présence

d'un gradient de température. Elle s'effectue selon deux mécanismes différents : une transmission par vibration des molécules ou atomes et une transmission par les électrons libres. Ce mode se produit au sein d'une même phase au repos ou mobile, en présence d'un gradient de température. Dans ce cas, le transfert de chaleur résulte d'un transfert d'énergie cinétique d'une molécule à une autre molécule adjacente. Ce mode de transfert est le seul à exister dans un solide opaque (qui absorbe tous les rayons). Pour les solides transparents, une partie de l'énergie peut être transmise par rayonnement. Avec les fluides (gaz ou liquides), la convection et le rayonnement peuvent se superposer à la conduction [4].

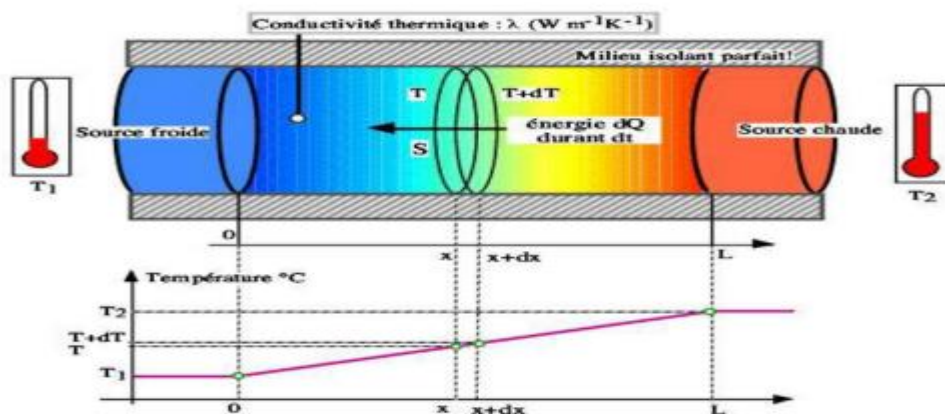


Figure II. 2: principe de la conduction thermique [3]

II.3.2.2 Loi de Fourier

Ce mécanisme de transfert est régi par une loi phénoménologique établie par Joseph Fourier en 1822, stipulant que la densité de flux échangée par conduction est proportionnelle au gradient de température (proportionnalité entre la cause (le gradient) et l'effet (le flux)). Cette loi appelée loi de Fourier, s'écrit :

$$Q = -\lambda \nabla T A \vec{v}$$

Où $A \vec{v}$ est le vecteur normal à l'aire.

Le signe intervenant dans cette loi traduit le fait que le flux de chaleur circule des zones chaudes vers les zones froides (dans le sens opposé au gradient de température).

Le coefficient de la proportionnalité λ est la conductivité thermique, en $W \cdot m^{-1} K^{-1}$.

II.3.2.3 Conductivité thermique

La conductivité thermique dépend de la nature du corps considéré et dépend généralement de la température. Elle traduit la capacité d'une matière à transporter la chaleur par conduction.

Ainsi, pour un gradient de température donné, le flux de chaleur sera d'autant plus

important que la conductivité sera grande. Pour les matériaux conducteurs de la chaleur, λ sera élevée et inversement sera faible les isolants.

Par ailleurs pour un flux de chaleur donné ; le gradient de température sera d'autant plus faible que λ est grand. Pour des flux modérés, on pourra ainsi dans certains cas considérer que la distribution de température à l'intérieur d'un corps de grande conductivité thermique est aussi uniforme.

II.3.3 Transfert de chaleur par rayonnement

II.3.3.1 Définition

Le rayonnement est l'action et l'effet rayonner (irradier/propager des rayons de lumière, de chaleur ou de toute autre énergie). Pour la physique, il s'agit de l'énergie ondulatoire ou des particules matérielles qui se propagent à travers l'espace. Il y a plusieurs types de rayonnement. Le rayonnement électromagnétique est celui qui consiste en la propagation d'énergie au moyen de la combinaison de champs électriques et magnétiques oscillants. On entend par spectre électromagnétique la distribution énergétique des ondes électromagnétiques, allant des rayons gamma (dont la longueur d'onde se mesure en picomètres) aux ondes de radio (avec des longueurs d'onde pouvant être mesurées en kilomètres).

- Le rayonnement corpusculaire consiste en la propagation de particules sous atomiques qui se déplacent à grande vitesse à caractère ondulatoire. Ces particules peuvent être chargées ou déchargées du point de vue électrique.

- Le rayonnement solaire est l'ensemble des rayonnements électromagnétiques émis par le Soleil et qui déterminent la température sur la Terre.

- Le rayonnement ionisant, à son tour, propage l'énergie suffisante pour ioniser la matière. Autrement dit, le rayonnement ionisante produit des ions et extrait les électrons de l'état lié à l'atome [5]

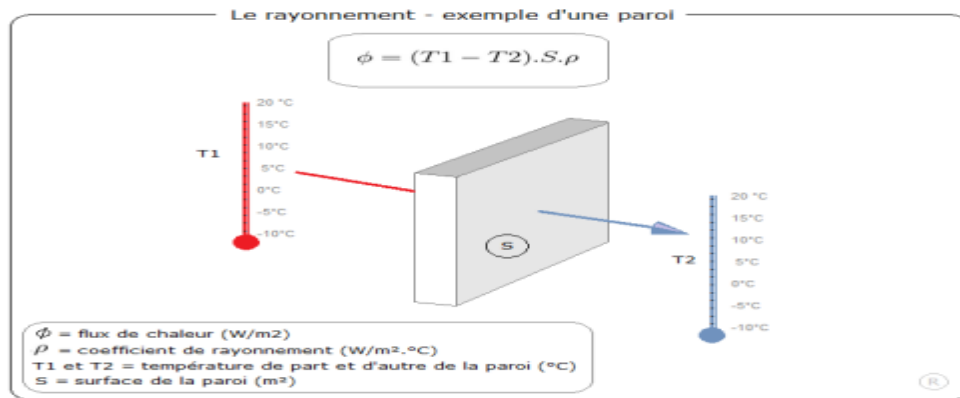


Figure II. 3 : principe de rayonnement [3].

II.3.3.2 Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)

Le flux de chaleur rayonné par un milieu de surface (S) et de température (T) s'exprime grâce à la loi de Joseph Stefan (1835-1893) et Ludwig Eduard Boltzmann (1844-1906).

$$\phi_{\text{émis}} = \epsilon \sigma S T^4 \quad [4] \quad (\text{II.3})$$

Avec :

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma=4.92.10^{-8}$ kcal/h.m² .K.

ϵ : Emissivité de la surface sans unité.

II.4 Définition d'un échangeur de chaleur

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

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

II.5 Principe de fonctionnement

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.

II.6 Classification des échangeurs

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

II.6.1 Type de contact

√ **Échangeurs à contact direct** : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

√ **Échangeurs à contact indirect** : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

II.6.2 Classement suivant les types d'échange

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

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

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

2- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.6.3 Classement suivant la disposition des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- _ Même sens « co-courants ».
- _ Sens contraire « contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés »

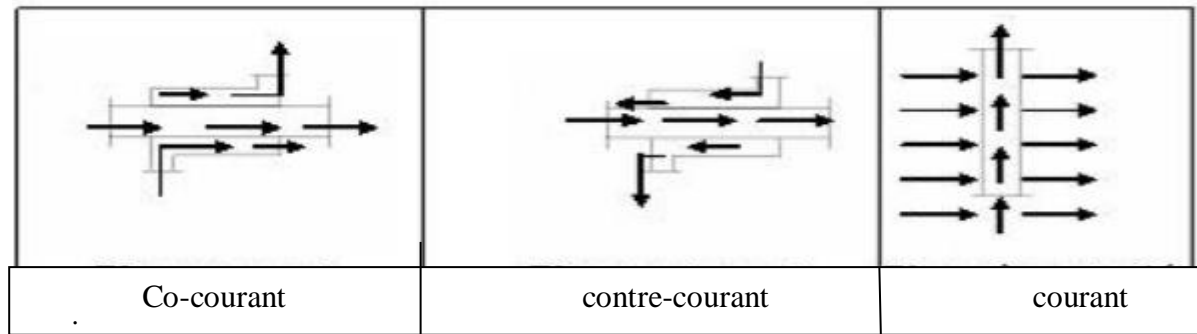


Figure II. 4 : différents modes de circulation [6]

II.6.4 Classement fonctionnel

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

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

II.6.5 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. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

II.6.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

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

II.6.7 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- √ 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.

II.6.7.1 Échangeurs tubulaires

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant

principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

√ **Échangeur monotube (figure 5a)**, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ;

√ **Échangeur coaxial (figure 5b)**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur ;

√ **Échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :

- échangeur à tubes séparés (figure 5c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,

- échangeur à tubes rapprochés (figure 5d) : 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,

- échangeur à tubes ailettes (figure 5e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

- échangeur à tubes et calandre (figure 5f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu ;

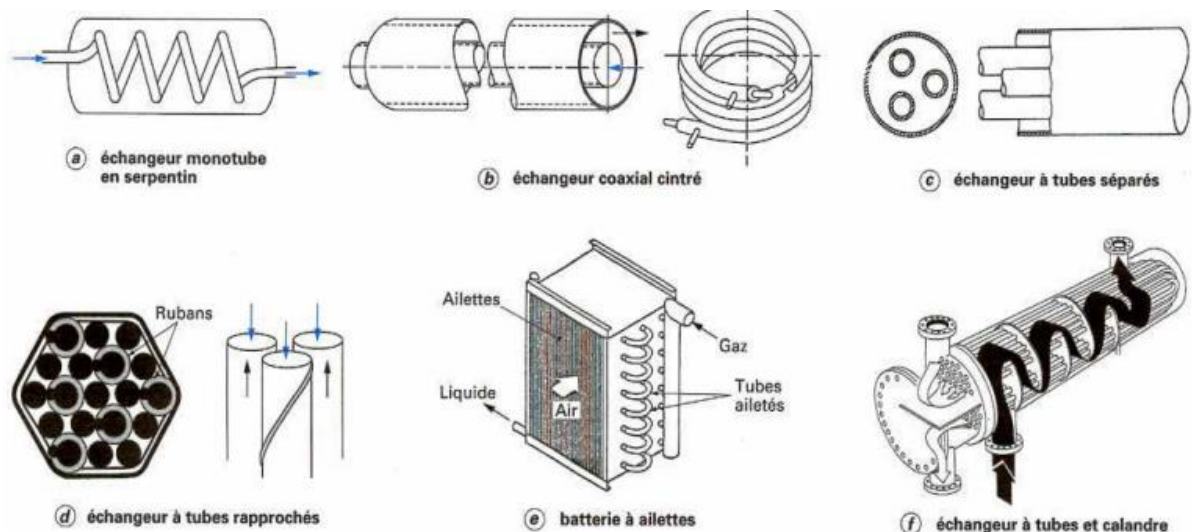


Figure II. 5 : Différents types d'échangeurs tubulaires [6]

II.6.7.2 Échangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie

laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

– Échangeurs à surface primaire

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

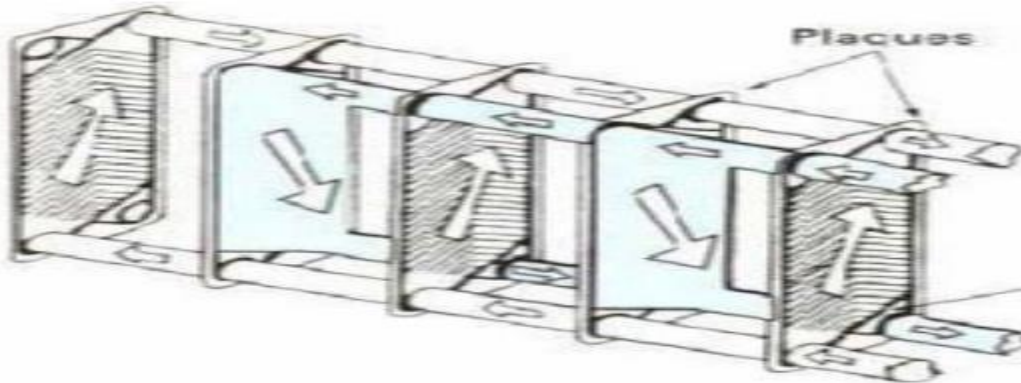


Figure II. 6 : Échangeur à plaques[6]

– Échangeurs à surface secondaire

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

II.7 Autres types d'échangeurs

√ **Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques**

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. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs à matrice tournante et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait du balayage alternatif.

Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

— Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante

Ils présentent deux types d'écoulement :

-un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement ;

-un écoulement radial où la matrice est constitué d'un tambour tournant suivant un axe

perpendiculaire à l'écoulement.

Parmi les applications de ce type d'échangeur, on peut citer :

- la récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf ;
- la récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour

préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion (figure 8). [6]

— Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chauds et froid .

Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer.

Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire .

La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ). Sur site industriel, la durée totale d'une campagne de production est comprise entre 4 et 12 années sans arrêt.

Les matériaux utilisés sont donc résistants à la corrosion à haute température. Les régénérateurs sont conçus pour éviter un bouchage trop rapide des passages de fluide. Le montage des pièces réfractaires de la matrice de stockage est parfaitement ordonné. [6]

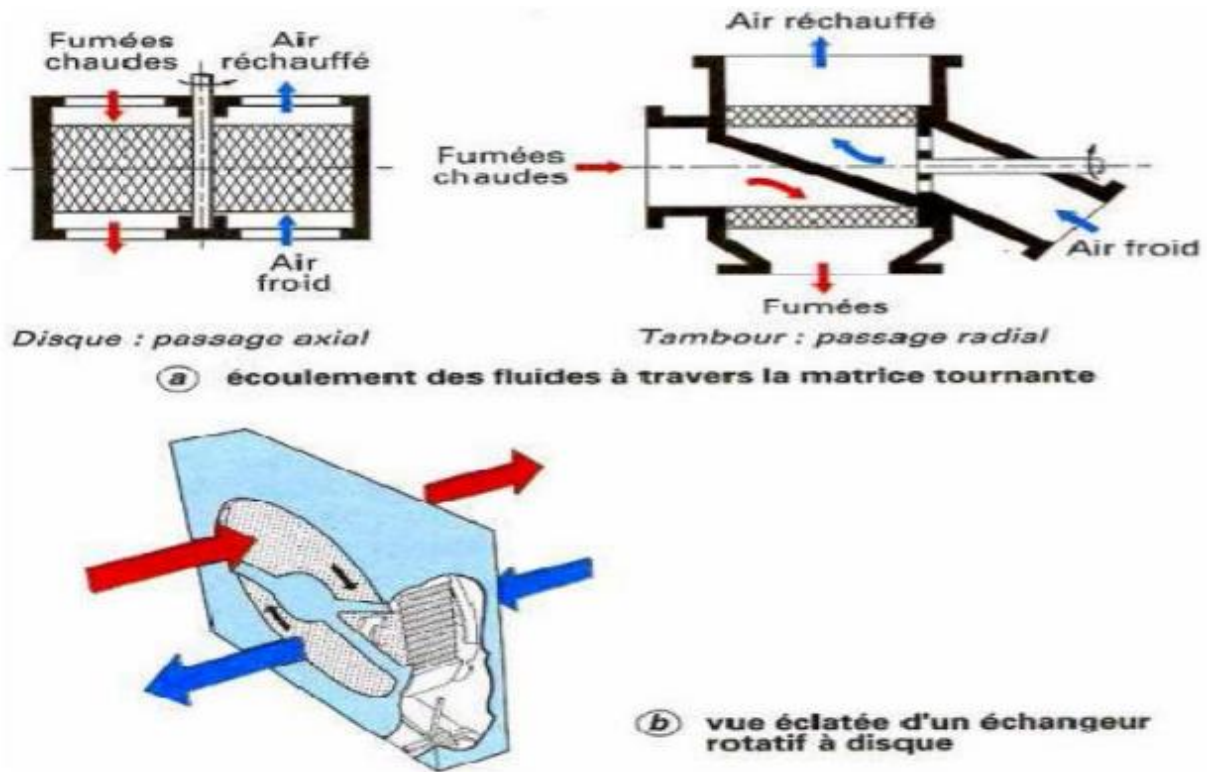


Figure II. 7 : Échangeur rotatif à matrice tournante.

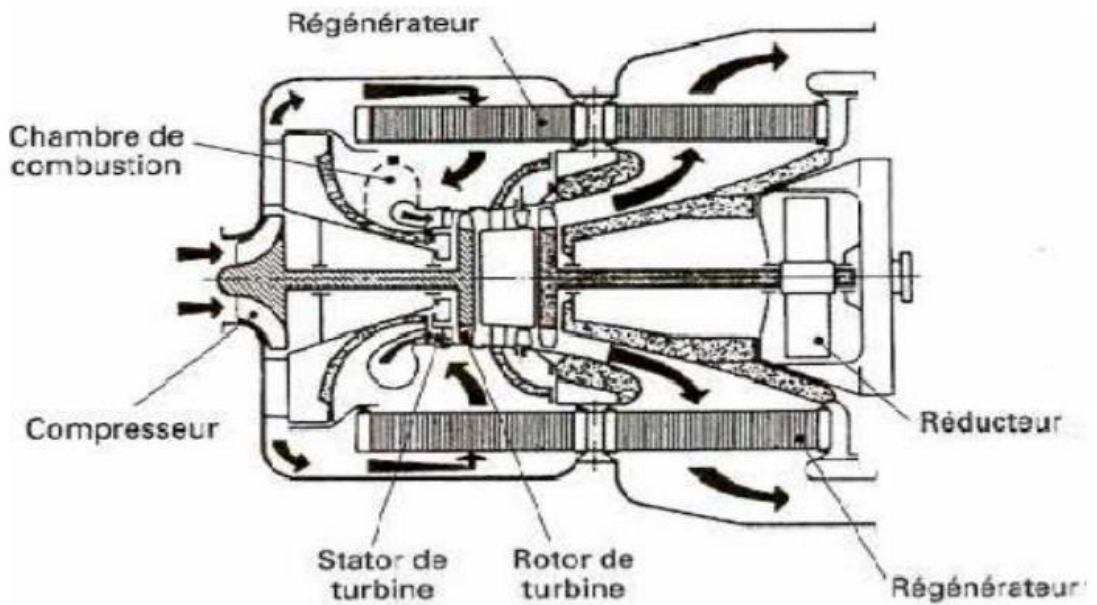


Figure II. 8 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif.

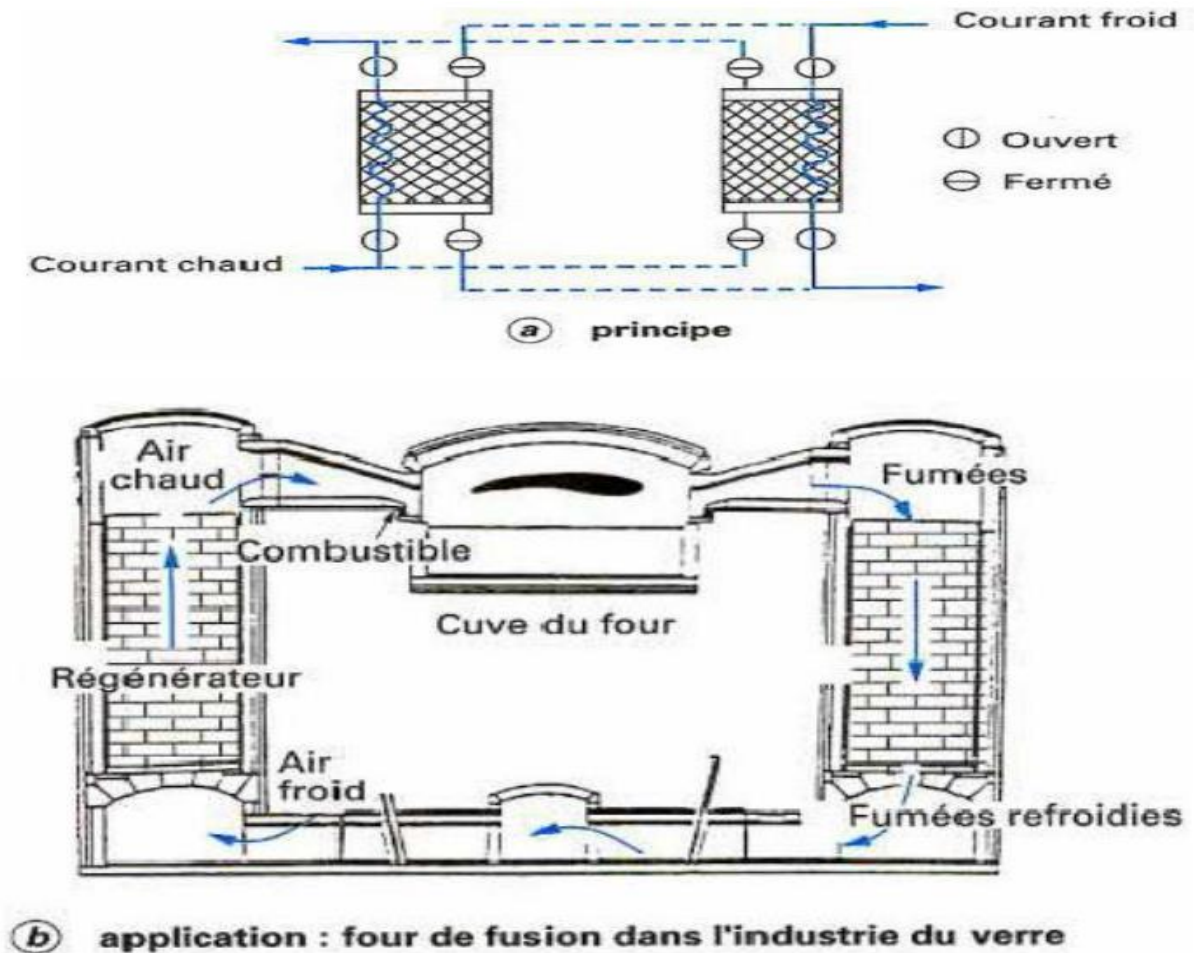


Figure II. 9 : Échangeurs régénératifs statiques

√ Échangeurs à caloducs longitudinale

• Principe

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur :

-soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différente forme : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc. ;

- soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique. Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau placé

perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs. Les échangeurs à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur. [6]

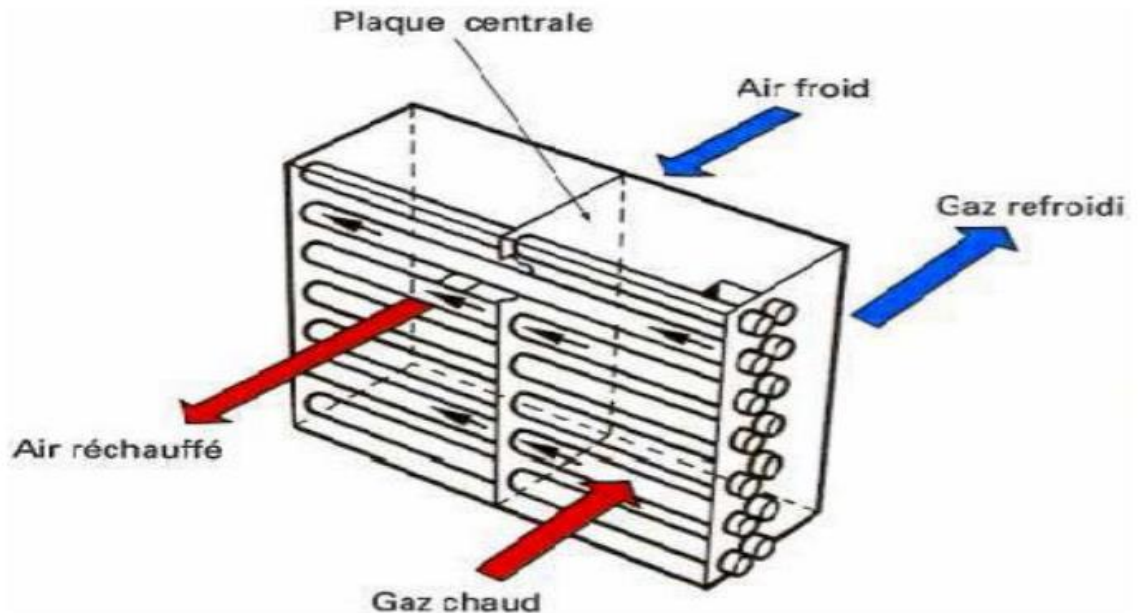


Figure II. 10 : Échangeur à caloducs : schéma de principe

√ **Echangeur liquide-liquide :**

Les échangeurs liquide-liquide sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides nous pouvons citer les échangeurs spirale tels que représentés dans la figure 8. [6]

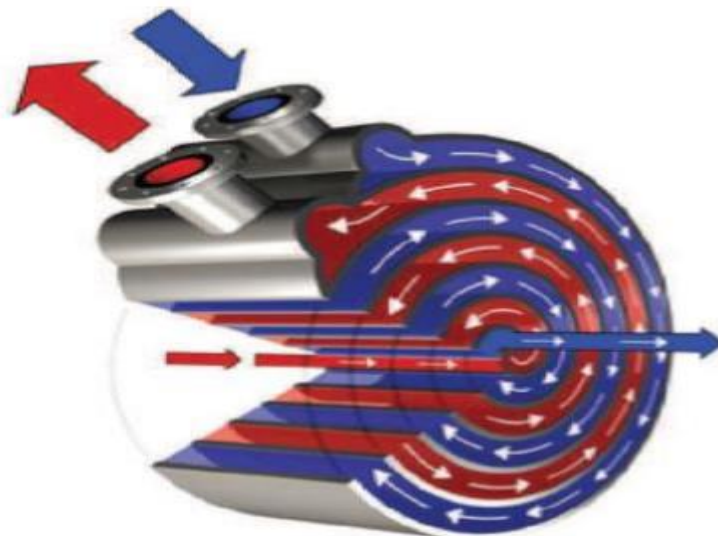


Figure II. 11 : Échangeur à spirale

√ Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bar en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation. [6]



Figure II. 12 : Échangeur lamellaire

√ Échangeurs à plaques brasées

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.

Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques : Les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de

turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression.

Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90 % de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de 1 500 m² /m³. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m³ à 1 200 kg/m³) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre - 269 °C et + 65 °C et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar.

Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés. [6]

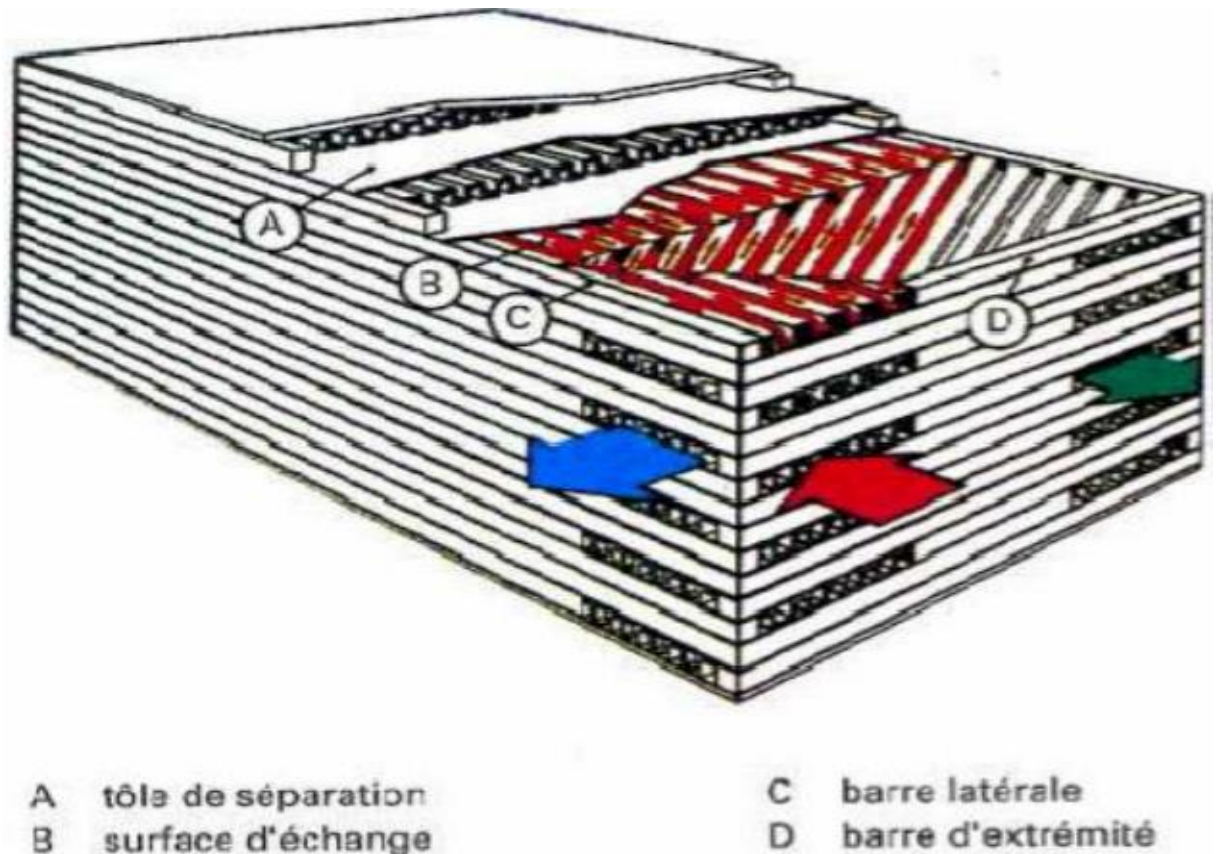


Figure II. 13: Échangeur à plaques brasées

Chapitre III :

Méthode de calcul des échangeurs de chaleur à tube et calandre

III.1 Introduction

Ce chapitre est consacré aux différentes méthodes et formules de calcul théorique utilisées dans le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Un échangeur de chaleur tubulaire, du type à tubes et calandre, comporte un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires en relation avec des boîtes de distributions qui assurent la circulation des fluides dans le faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures pour l'entrée et la sortie du fluide circulant à l'extérieur des tubes. La calandre est généralement fabriquée en acier au carbone de manière à supporter les fortes pressions exercées par les fluides. Comme le montre la figure 3.1, des chicanes sont placées à l'intérieur de la calandre et permettent de diriger le cheminement des fluides dans la calandre afin de maximiser le débit transversal dans les tubes. Celles-ci ont également pour rôle de supporter le faisceau et d'éviter la déformation des tubes. La forme des chicanes et les distances les séparant sont étudiées au cas par cas [7].

III.2 Description générale

Un échangeur de chaleur tubulaire, du type à tubes et calandre, comporte un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires en relation avec des boîtes de distributions qui assurent la circulation des fluides dans le faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures pour l'entrée et la sortie du fluide circulant à l'extérieur des tubes. La calandre est généralement fabriquée en acier au carbone de manière à supporter les fortes pressions exercées par les fluides. Comme le montre la figure III.1, des chicanes sont placées à l'intérieur de la calandre et permettent de diriger le cheminement des fluides dans la calandre afin de maximiser le débit transversal dans les tubes. Celles-ci ont également pour rôle de supporter le faisceau et d'éviter la déformation des tubes. La forme des chicanes et les distances les séparant sont étudiées au cas par cas. [8]

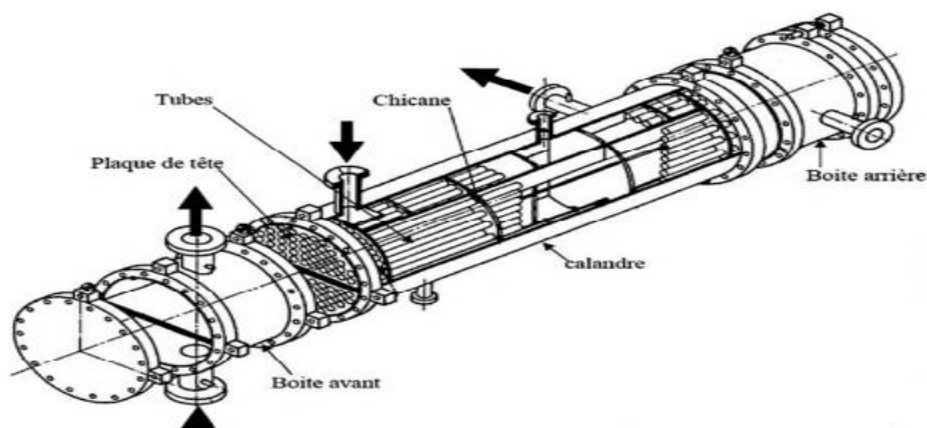


Figure III. 1 : Echangeur à tubes et à calandre.

III.3 Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre

III.3.1 La calandre

La calandre d'un échangeur de chaleur forme l'enveloppe contenant le faisceau tubulaire et sert de canal pour l'écoulement du fluide circulant à l'extérieur des tubes, réalisée dans la plupart des cas à partir d'une tôle roulée et soudée. La calandre est conçue dans une large gamme de tailles et épaisseurs, elle est munie de tubulures d'entrée et de sortie des fluides, et à chacune de ses extrémités sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Son coût étant beaucoup plus élevé que celui des tubes, un échangeur à tubes et calandre économique peut généralement être conçu en utilisant une calandre de petit diamètre et de longueur maximale autorisée par des facteurs pratiques tels que l'installation de l'appareil et son entretien [7].

Le diamètre de la calandre doit être choisi de manière à s'adapter parfaitement à la taille du faisceau tubulaire, ce qui permet d'éviter le contournement du fluide externe aux tubes et, par conséquent, une réduction des performances. [9]

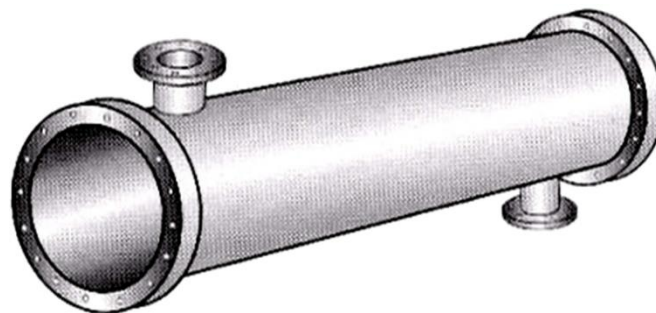


Figure III. 2:Exemple de calandre.

III.3.2 Le faisceau tubulaire

C'est l'unité centrale de l'échangeur à tubes et calandre, il comprend les tubes, les plaques tubulaires, les chicanes, les boîtes de distribution, les entretoises et les tirants [7].

III.3.3 Plaques tubulaires

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, elles sont dimensionnées suivant les normes imposées par les échangeurs standards TEMA. Les plaques tubulaires forment la barrière principale séparant le fluide circulant dans les tubes et le celui circulant dans la calandre, elles sont connectées à la calandre et aux tubes par soudure ou à l'aide de joints d'étanchéité. Une conception correcte des plaques tubulaires garantit la sécurité et la fiabilité de l'échangeur de chaleur [7].



Figure III. 3: Plaque tubulaire [10].

III.3.4 Tube

Etant donné que la surface des tubes constitue la surface de l'échange thermique souhaité, la sélection des variables géométriques des tubes est importante du point de vue performances. Ainsi, les tubes ont généralement une importante longueur et un faible diamètre, ceci afin d'optimiser le rapport surface/volume. Les tubes sont conçus de manière à pouvoir supporter les conditions de fonctionnement, à savoir les températures et pression de fonctionnement, les contraintes thermiques dues aux différences de températures entre les fluides circulant dans les tubes et dans la calandre, et la corrosion provoquée dans la calandre et dans les tubes.

III.3.4.1 Dimensions et disposition des tubes

Les tubes du faisceau sont classés en séries et désignés par leurs diamètres extérieurs. Dans chaque série, les tubes ont le même diamètre extérieur et se différencient par leurs épaisseurs. Celles-ci sont normalisées suivant Birmingham Wire Gage (BWG) et choisies en fonction des conditions de fonctionnement, en tenant compte de la surépaisseur de corrosion. Les diamètres externes des tubes utilisés dans les échangeurs standards TEMA sont généralement donnés en pouces (in), avec $1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$, et varient de 16 à 50 mm. Des tubes avec de faibles diamètres (16 à 25mm) sont recommandés car ils offrent un meilleur échange thermique et une bonne compacité de l'échangeur. Il est cependant déconseillé d'employer des tubes à faible diamètres dans le cas où des fluides encrassant sont utilisés, en raison des fortes pertes de charges et des difficultés de nettoyage de l'appareil [7].

III.3.4.2 Pas tubulaire

Le pas tubulaire (pitch) représente la distance entre les axes des tubes adjacents, il est au minimum égal à 1.25 fois le diamètre extérieur. On rencontre quatre modèles de disposition des tubes : le modèle triangulaire (30°), triangulaire incliné (60°), carré (90°), et carré incliné (45°) [7].

Un modèle triangulaire permettra d'installer plus de tubes et d'avoir une surface d'échange supérieure d'environ 15% qu'un modèle carré ou carré incliné. De plus, la disposition en modèle triangulaire produit de fortes turbulences ce qui signifie un coefficient de transfert thermique élevé. Cependant, pour le pas typique des tubes de 1,25 fois le diamètre externe des tubes, elle ne permet pas le nettoyage mécanique des tubes, car les voies d'accès ne sont pas disponibles. Par conséquent, une disposition en modèle triangulaire est limitée aux services de nettoyage côté calandre. Pour les services nécessitant un nettoyage mécanique de la calandre, les modèles en carré doivent être utilisés [11].

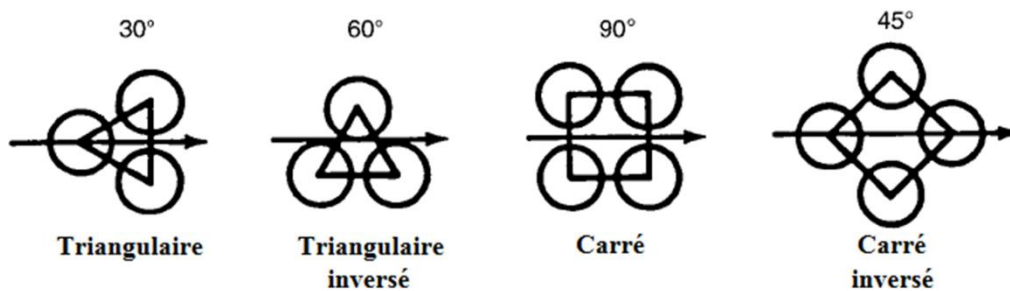


Figure III. 4: Différentes dispositions des tubes [11].

III.3.5 Chicanes

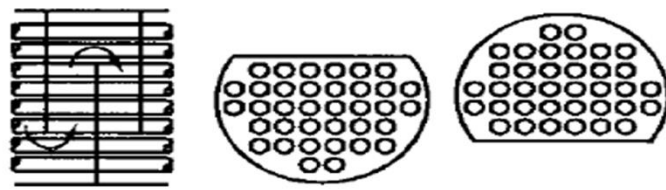
La mise en place des chicanes dans le faisceau tubulaire impose au fluide extérieur circulant dans la calandre un écoulement perpendiculaire aux tubes, ceci crée des turbulences et augmente la vitesse d'écoulement du fluide. Ce qui permet d'obtenir un coefficient d'échange thermique plus important. En outre, les chicanes servent de support afin de maintenir les tubes du faisceau et de prévenir les probables dégâts causés par les phénomènes de vibrations [12].

III.3.5.1 Types de chicanes

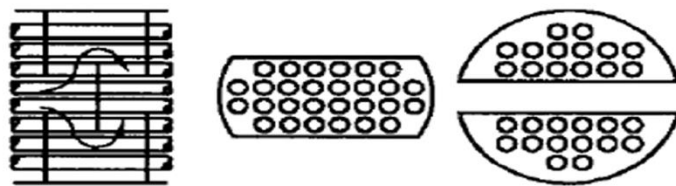
Il existe différents types de chicanes dont on peut citer les chicanes plates segmentées, et les chicanes à disque et couronne.

III.3.5.2 Espacement des chicanes

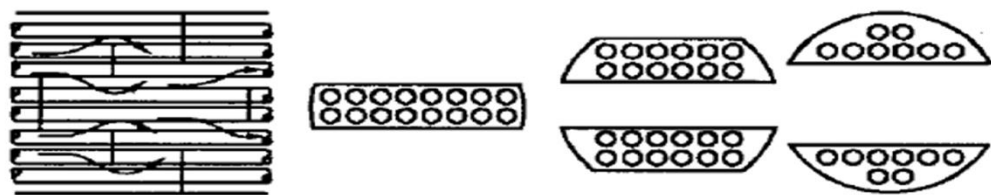
L'espacement des chicanes est la distance entre les centres des chicanes adjacentes. Conformément aux normes TEMA, la distance séparant deux chicanes consécutives est comprise entre 2 in, ce qui équivaut à environs 50 mm, et le diamètre intérieur de la calandre. L'espacement des chicanes constitue l'un des paramètres les plus importants dans le dimensionnement des échangeurs thermiques à tubes et calandre. En effet, un faible espacement entraîne une mauvaise distribution des flux. En outre, un espacement excessif entrainera une faible pénétration du faisceau par le fluide circulant dans la calandre et une difficulté à nettoyer mécaniquement l'extérieur des tubes [7].



Chicane à un seul segment



Chicane à double segments



Chicane à triple segments

Figure III. 5:Chicanes segmentées [11].

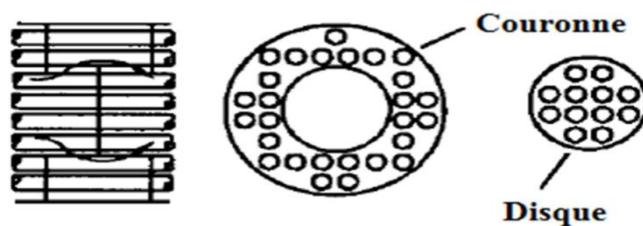


Figure III. 6:Chicane à disque et couronne [11].

III.3.6 La chambre de distribution

La chambre de distribution a pour rôle de distribuer le fluide dans le faisceau tubulaire en une ou plusieurs passes, elles sont classées suivant les normes TEMA en plusieurs types [7].

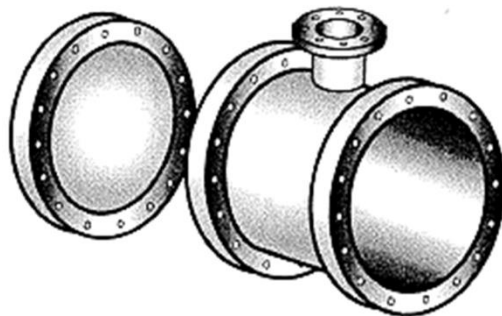


Figure III. 7: Exemple d'une chambre de distribution [9].

III.4 Principe de calcul d'un échangeur de chaleur

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur fait intervenir différentes disciplines : la thermique, la mécanique des fluides, la science des matériaux, et bien d'autres. Le dimensionnement d'un échangeur thermique se fait globalement en trois étapes.

• Choix de la technologie

La sélection de la meilleure technologie de l'échangeur est liée à plusieurs paramètres, notamment aux conditions de fonctionnement de l'appareil (températures, pressions, ...), à la nature des fluides utilisés, ainsi qu'aux contraintes d'encombrement et de maintenance [13].

• Dimensionnement thermique

Le calcul de la puissance thermique de l'échangeur nécessite la connaissance des données de conception (températures voulues, rendement, ...) qui sont fournies par le client. Une fois ces données validées, on peut calculer la puissance de l'échangeur, ainsi que la surface d'échange nécessaire, en utilisant les méthodes adéquates [13].

• Calcul des pertes de charges

Le fluide en mouvement subit une perte d'énergie, exprimée en différence de pression ΔP , due aux frottements sur les parois. Cette énergie doit être compensée afin de favoriser l'écoulement du fluide dans le système.

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur a pour but de fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possibles [13].

III.5 Evaluation des performances dans les tubes

III.5.1 Calcul du nombre de tubes par passe

$$N_{tp} = \frac{N_t}{N_{pt}} \quad (\text{III.1})$$

N_{tp} : Nombre de tubes par passe

N_t : Nombre de tubes dans le faisceau.

N_{pt} : Nombre de passes côté tubes.

III.5.2 Calcul de la section de passage côté tubes

$$S_t = \frac{\pi}{4} N_{tp} d_i^2 \quad (\text{III.2})$$

S_t : Section de passage côté tubes (m^2).

d_i : Diamètre intérieur des tubes(m).

III.5.3 Calcul de la vitesse massique

$$G_t = \frac{m_t}{S_t} \quad (\text{III.3})$$

G_t : Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)

m_t : Débit massique du fluide circulant dans les tubes ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

III.5.4 Calcul de la vitesse linéaire G_L

$$G_L = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (\text{III.4})$$

ρ_t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes ($\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

III.5.5 Calcul du nombre de Reynolds

$$R_{et} = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (\text{III.5})$$

R_{et} Nombre de Reynolds du côté tubes.

μ_t : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$).

III.5.6 Calcul de la température de la paroi

Il est possible d'estimer la température de la paroi en comparant l et aux de transfert de chaleur des deux côtés de la paroi du tube. Une expression plus rigoureuse compte tenu des résistances individuelles à l'encrassement est donnée par la corrélation suivante [12]

$$\left(\frac{1}{h_{io}} + R_{fi}\right)^{-1} (T_p - T_f) = \left(\frac{1}{h_o} + R_{fo}\right)^{-1} (T_c - T_p) \quad (\text{III.6})$$

R_{fi} : Résistance à l'encrassement à l'intérieur du tube.

R_{f_0} : Résistance à l'encrassement à l'extérieur du tube.

T_c : Température moyenne du fluide circulant dans la calandre(°C).

T_p : Température de la paroi(°C).

T_t : Température moyenne du fluide circulant dans le tube(°C).

III.5.7 Coefficient d'échange convectif h_c

Le coefficient d'échange par convection, pour le fluide circulant dans les tubes, peut être calculé en utilisant les corrélations usuelles pour la convection interne dans les tubes.

III.5.7.1 Calcul du nombre de Nuselt

La valeur du nombre de Reynolds détermine la nature de l'écoulement du fluide.

a) Ecoulement en régime laminaire ($Re_t < 2100$) Corrélation de Siederet

Tate [12] :

$$Nu = \frac{h_t d_i}{\lambda_t} = 1.86 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L_t} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (III.7)$$

Ou
$$Pr_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{\lambda_t}$$

h_t : Coefficient d'échange convectif coté tubes ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$).

λ_t : Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$).

L_t : Longueur des tubes(m).

μ_p : viscosité dynamique du fluide au voisinage de la paroi ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

Pr_t : Nombre de Prandtl.

C_{pt} : Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

b) Ecoulement en régime transitoire ($2100 < Re_t < 10^4$)

C'est une région très instable, et il est impossible de trouver une corrélation précise pour représenter les résultats expérimentaux. Plusieurs corrélations ont été proposées, la plus recommandée est la suivante [12]:

$$Nu = \frac{h_t}{C G_t} = 0.116 \left(\frac{Re_t^{0.66} - 125}{Re_t} \right) \left(1 + \frac{d_i^{0.66}}{L_t} \right) Pr_t^{-0.66} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (III.8)$$

C : jeu entre deux tubes adjacents dans la même rangée(m).

α) Ecoulement en régime turbulent ($Re_t > 10^4$) Corrélation de Dittus et Boelter [14] :

$$NU = \frac{h_t d_i}{\lambda_t} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^{0.3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

III.5.7.2 Coefficient d'échange convectif h_c

$$h_c = \frac{N_u \lambda_c}{d_e} \quad (\text{III.9})$$

III.5.8 Pertes de charges

Les pertes de charges dans les tubes est la somme des pertes de charges linéaires le long des tubes rectilignes. Elles sont causées essentiellement par les frottements exercés par les parois des tubes sur les particules du fluide, additionnées aux pertes de charges singulières dues aux contractions et expansions soudaines des tubes, ainsi qu'aux changements de direction de l'écoulement du fluide. La méthode élaborée pour le calcul de la perte de charge totale dans les tubes d'un échangeur thermique est décrite dans le paragraphe suivant [12].

III.5.8.1 Calcul des pertes de charges linéaires

Les pertes de charge linéaire est calculée suivant l'équation de Fanning formulée comme suit [12] :

$$\Delta P_L = 4 f N_{pt} \frac{L_t G_t^2}{d_i 2 \rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a \quad (\text{III.10})$$

ΔP_L : Pertes de charge linéaires dans les tubes ($N \cdot m^{-2}$).

ρ_t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes ($Kg \cdot m^{-3}$).

f: Facteur de friction.

a: Coefficient empirique.

Pour un écoulement laminaire [12]:

$$a=0.25$$

$$f = \frac{16}{Re_t}$$

Pour un écoulement turbulent [12]:

$$a=0.14$$

$$f=0.0014+0.132Re_t^{-0.32}$$

III.5.8.2 Calcul des pertes de charges singulières [12]

$$\Delta P_s = 4 N_{pt} \frac{G_t^2}{2 \rho_t} \quad (\text{III.11})$$

ΔP_s : Pertes de charges singulières dans les tubes ($N \cdot m^{-2}$).

III.5.8.3 pertes de charges totales [12]

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_S \quad (\text{III.12})$$

Ce qui donne

$$\Delta P_t = \left(4f \frac{L_t N_{pt}}{d_i} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a + 4N_{pt} \right) \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (\text{III.13})$$

Δp_t : Pertes de charges totales dans les tubes (N. m^{-2}).

III.6 Evaluation des performances dans la calandre

Le calcul du coefficient de transfert thermique convectif et des pertes de charges dans la calandre est beaucoup plus complexe que dans les tubes. Les premières méthodes de calcul ont été développées dans les années 1930 et 1940.

La méthode la plus populaire a été proposée par Kern. Celle-ci a été largement utilisée dans la conception des échangeurs de chaleur. Cependant, l'erreur peut être élevée dans certains cas notamment pour le calcul des pertes de charges.

Des méthodes plus appropriées pour le calcul des performances ont été élaborées, et celles-ci donneraient des résultats plus satisfaisants en termes de précision. La méthode de Kern serait recommandée pour l'estimation préliminaire des performances de l'échangeur, mais pas en tant qu'outil de conception final.

Méthode de Kern

Dans la région située entre deux chicanes consécutives d'un échangeur de chaleur, la direction de l'écoulement du flux principal est normale aux tubes (Figure III.9). On peut voir que la vitesse du fluide est soumise à des fluctuations continues dues à la réduction de la surface d'écoulement lorsque le fluide traverse une rangée de tubes en comparaison avec la zone d'écoulement dans l'espace entre deux rangées consécutives.

De plus, la largeur de la section transversale passe de zéro en bas et en haut de la calandre à un maximum dans le plan central. Par conséquent, il n'est pas possible de définir une seule valeur pour la zone d'écoulement transversal. Cela signifie que pour définir la vitesse du fluide, la définition de la zone d'écoulement doit être arbitraire.

Kern considère une zone de flux qui correspond à la rangée de tubes hypothétique au niveau du plan central de la calandre, appelé hypothétique parce qu'il peut arriver qu'il n'y a pas de rangée de tubes sur le plan central, mais plutôt deux rangées de tubes se déplaçant d'une certaine distance le long du plan central. [15].

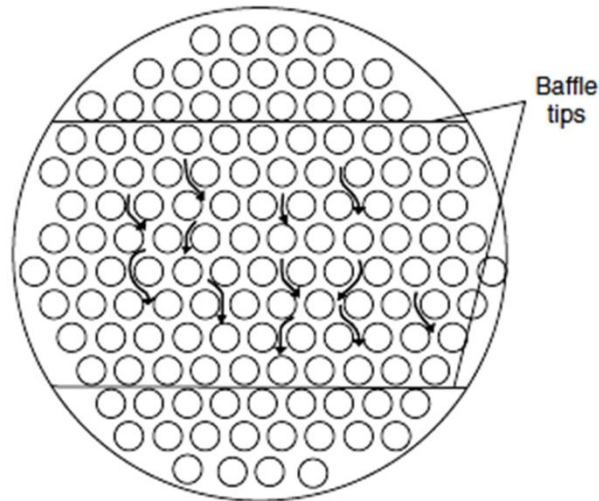


Figure III. 8: Ecoulement transversal dans la région située entre les chicanes adjacentes [12].

III.6.1 Calcul de la section de passage

$$S_c = \frac{d_c B C}{P_t} \tag{III.14}$$

S_c : Section de passage coté calandre (m²).

d_c : Diamètre de la calandre(m).

B : Espacement des chicanes(m).

P_t : Pas tubulaire(m).

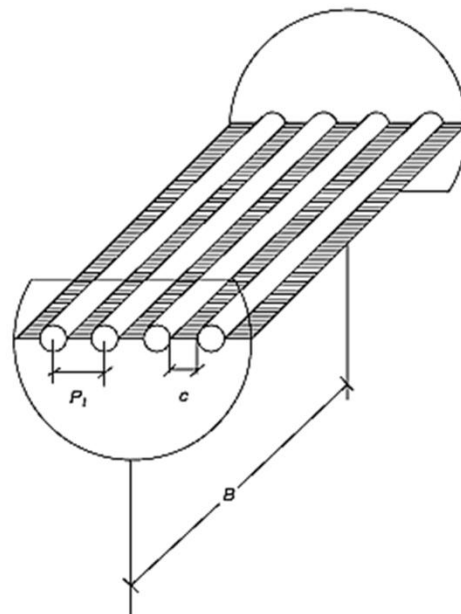


Figure III. 9: Section d'écoulement coté calandre [12].

III.6.2 Calcul de la vitesse massique

$$G_c = \frac{m_c}{S_c} \quad (III.15)$$

G_c : Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$).

m_c : Débit massique du fluide circulant dans la calandre ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$).

III.6.3 Calcul de la vitesse moyenne G_{mc}

$$G_{mc} = \frac{m_c \cdot p}{S_c \cdot d_i} \quad (III.16)$$

G_{mc} : vitesse moyenne du fluide circulant dans la calandre (m/s)

III.6.4 Calcul de la vitesse linéaire G_{lc}

$$G_{lc} = \frac{G_{mc}}{\rho_c} \quad (III.17)$$

G_{lc} : Vitesse linéaire du fluide circulant dans la calandre (m/s)

III.6.5 Calcul du diamètre hydraulique

Pour compléter la définition du nombre de Reynolds, Kern introduit un diamètre équivalent pour la calandre définie comme suit [15]:

$$d_e = 4 \frac{S_c}{P_m} \quad (III.18)$$

d_e : Diamètre équivalent (hydraulique)(m).

P_m : Périmètre mouillé(m).

Pour un pas triangulaire:

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{P_t}{2} 0.86 P_t - \frac{1 \pi d_o^2}{2 \cdot 4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (III.19)$$

Pour un pas carré :

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{P_t^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (III.20)$$

d_o : Diamètre extérieur des tubes(m).

P_t : pas tubulaire(m).

III.6.6 Calcul du nombre de Reynolds

$$Re_c = \frac{G_c d_e}{\mu_c} \quad (III.21)$$

Re_c : Nombre de Reynolds côté calandre.

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre.

III.6.7 Calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection

La corrélation suggérée par Kern pour le coefficient d'échange convectif côté calandre,

où le degré d'ouverture des chicanes est de 25%, est la suivante [15]:

$$N_{u} = \frac{h_c d_e}{\lambda_c} = 0.36 Re_c^{0.55} Pr_c^{0.33} \left(\frac{\mu_c}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad (III. 22)$$

h_c : Coefficient d'échange convectif côté calandre ($W. m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$).

Pr_c : Nombre de Prandtl côté calandre.

λ_c : Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre ($W. m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$).

III.6.8 Pertes de charges

La perte de charge dans la calandre est proportionnelle au nombre de passages du fluide dans le faisceau tubulaire. Si N_B est le nombre de chicanes, le fluide circulant dans la calandre traverse le faisceau ($N_B + 1$) fois. Elle est également proportionnelle à la longueur du trajet à chaque croisement de faisceau, ce qui peut être représenté par le diamètre de la calandre [15].

• Calcul des pertes de charges:

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B + 1) d_{ic} G_c}{d_e \rho_c} \quad (III.23)$$

f : facteur de friction

d_{ic} : Diamètre intérieur de la calandre.

ΔP_c : Pertes de charges dans la calandre ($N. m^{-2}$).

ρ_c : Masse volumique du fluide circulant dans la calandre ($kg. m^{-3}$).

Pour $Re < 500$:

$$f = \exp(5.1858 - 1.7645 \ln Re_c + 0.13357 (\ln Re_c)^2)$$

Pour $Re > 500$:

$$f = 1.728 Re_c^{-0.188}$$

III.7 Coefficient global de l'échange thermique

Le coefficient de transfert thermique global, marqué U , indique la facilité avec laquelle l'énergie thermique passe un milieu. Son unité est : $W / (m^2. ^{\circ}C)$

III.7.1 Coefficient global théorique

Le transfert de chaleur entre les fluides est le résultat de trois phénomènes successifs [13] :

La convection entre le fluide chaud et la surface constituée par la face externe de la paroi du tube intérieur, ce phénomène est régi par un coefficient d'échange h_c et une résistance thermique ($1/h_c. S$).

La conduction à travers la surface de la paroi du tube intérieur d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , et une résistance thermique ($e / \lambda. S$).

La convection entre le fluide froid et la surface constituée par la face interne de la

paroi du tube intérieur, ce phénomène est régi par un coefficient d'échange h_f et une résistance thermique ($1/h_c.S$).

Le flux de chaleur transféré s'écrit alors [13] :

$$\phi = U S (T_c - T_f) \tag{III.24}$$

Et le coefficient global de l'échange est donné par [13] :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \tag{III.25}$$

U : Coefficient d'échange global ($W. m^{-2}. ^\circ C$)

III.7.2 Coefficient global dans la réalité

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_c + \frac{e}{\lambda} + R_t + \frac{1}{h_f}} \tag{III.26}$$

R_c : Résistance d'encrassement coté calendre.

R_t : Résistance d'encrassement coté tube.

III.7.2.1 Encrassement des échangeurs

L'étude de l'évolution de l'encrassement en fonction du temps peut être contrôlée par trois paramètres différents. Soit par la mesure de l'épaisseur du dépôt formé sur la plaque, soit par la masse du dépôt par unité de surface, soit par l'évolution de la température de la paroi. Ces paramètres font intervenir les résistances d'encrassement dans le calcul coefficient d'échange global.

III.8 Bilan thermique

Quel que soit le type d'appareil utilisé, si l'on ne prend en considération que les conditions d'entrées et de sortie des deux fluides, il est possible d'établir le bilan thermique global de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur Φ perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si l'on néglige les pertes thermiques:

$$\Phi = m_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \tag{III.27}$$

III.9 Calcul de la (ΔT_{LM}) :

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée conditionne directement la valeur moyenne de ΔT_{LM} :

Elle est fonction de :

- La nature et des débits respectifs des deux fluides.
- Sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à contre-courant pur ou à courants parallèles.

L'étude de ΔT_{LM} dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de

transfert U est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermique, ni changement de phase au cours du transfert.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \tag{III.28}$$

Pour un échangeur en courant parallèle : [14]

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

Pour un échangeur en contre-courant : [14]

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

III.10 Facteur de correction

Dans le cas d'un écoulement en courants croisés, ou d'un échangeur à géométrie complexe (échangeur à tube et calandre ou autre), la quantité ΔT_{LM} ne représente plus la moyenne logarithmique réelle de l'écart des températures des fluides. D'où la nécessité d'introduire un facteur de correction F ($F < 1$) comme suit [7] :

Des abaques déterminés expérimentalement qui sont généralement fournis par l'association TEMA, donnent le facteur de correction F en fonction des paramètres R et P tels que [14] :

$$P = \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{fe} - T_{ce}}$$

$$R = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{ce}}$$

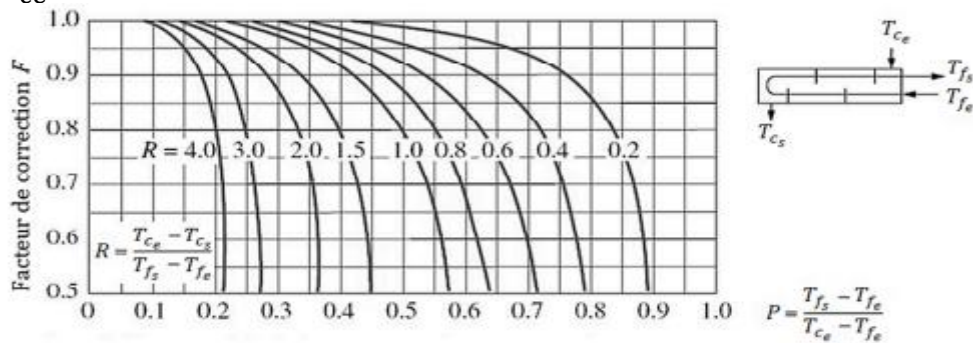


Figure III. 10: Facteur de correction pour une passe coté calandre et 2n passes côté tubes [14]

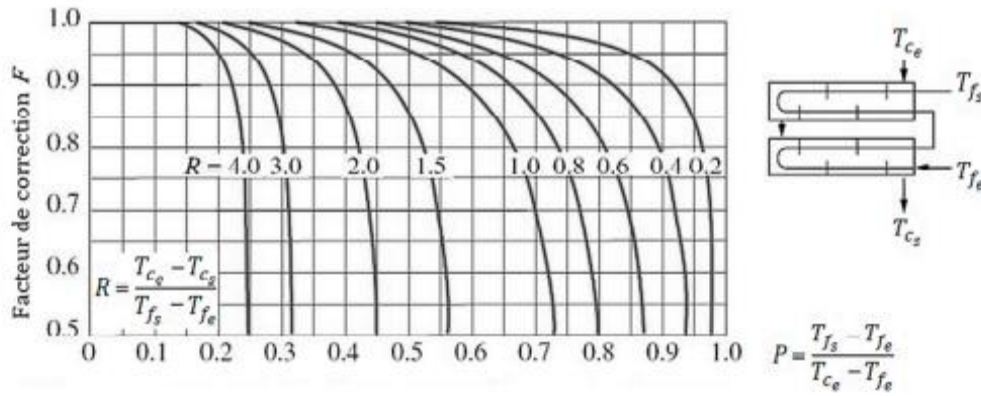


Figure III. 11: Facteur de correction pour deux passes coté calandre et 4n passes côté tubes [14].

III.11 Surface d'échange

On a l'expression du flux total est donnée par :

$$\Phi = U A F \Delta T_{LM} \tag{III.29}$$

Donc

$$A = \frac{\Phi}{U F \Delta T_{LM}}$$

A : Surface d'échange

III.12 Calcul de l'efficacité

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \tag{III.30}$$

$\Phi_{réel}$: Puissance réelle échangé entre les deux fluides.

Φ_{max} : Puissance maximal échangé.

III.13 Méthode de (NUT)

Dans certains cas, la méthode du ΔT_{LM} requiert un calcul itératif. La méthode des NUT permet par contre le plus souvent un calcul direct.

Elle repose sur la notion d'efficacité, notée ε et définie de la manière suivante :

$$\Phi = \frac{\text{puissance réelle}}{\text{puissance maximale}} = \frac{P}{P_{max}} \tag{III.31}$$

La puissance maximale P_{max} peut s'écrire :

$$P = C_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \tag{III.32}$$

Avec :

$$C_{min} = \text{Min}(m_c C_{pc}, m_f C_{pf})$$

On trouve ainsi :

$$\varepsilon = \frac{m_c C p_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (III.33)$$

On démontre assez facilement que pour des échangeurs à courants parallèles,

l'efficacité est essentiellement fonction de deux paramètres NUT et C définis de la manière suivante :

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (III.34)$$

$$NUT = \frac{U S}{C_{\min}} \quad (III.35)$$

Les expressions donnant l'efficacité dans différentes configurations sont résumées dans le tableau III.1.

Courants parallèles et de même sens	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C)]}{1 + C}$
Courants parallèles et de sens contraire	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C)]}{1 - C \exp[-NUT(1 - C)]}$
Courants croisés : fluide non Mixés (valeur approchée)	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{\eta C} [\exp[-NUT(\eta C)] - 1]\right\}$ Avec $\eta = NUT^{-0.22}$
Courants croisés : fluide Mixés	$\varepsilon = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{(NUT)(C)}{1 - \exp[-NUT(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Courants croisés : fluide C_{\min} non mixé	$\varepsilon = \frac{1}{C} \{1 - \exp[-C[1 - \exp(-NUT)]]\}$
Courants croisés : fluide C_{\max} non mixé	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C} [1 - \exp[-NUT(C)]]\right\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes coté tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C^2)^{1/2}]} ((1 + C^2)^{1/2}) \right\}^{-1}$

Tableau III. 1: Efficacité de quelques échangeurs

On peut également utiliser des abaques qui donnent directement ε en fonction de NUT (figures III.12 et III.13))

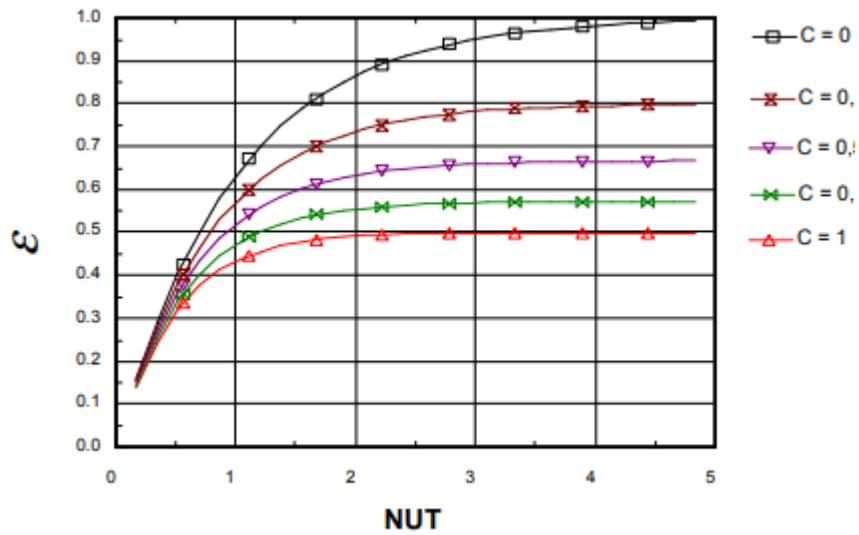


Figure III. 12: Efficacité d'un échangeur à courant parallèle en fonction de NUT et de C

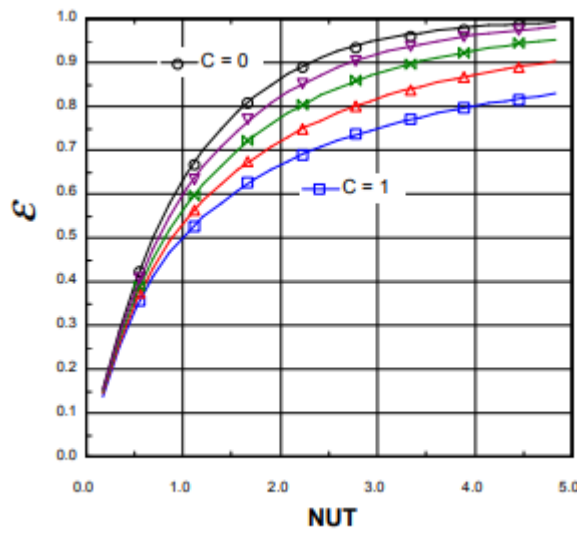


Figure III. 13: Efficacité d'un échangeur à courants parallèles et de sens contraires en fonction de NUT et de C

III.14 Conclusion

L'échangeur à faisceau et calendre fait partie de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitué de tubes dont la paroi forme la surface d'échange.

L'objectif du calcul d'un échangeur c'est d'évaluer la surface capable de réaliser le service thermique, les principales méthodes utilisées sont la ΔT_{LM} et le NUT.

CHAPITRE IV :

Calcul d'un échangeur tubulaire

IV.1 Le but de calcul

Le but de ce calcul est de vérifier les performances d'un échangeur de tube et calandre, en calculant sa surface d'échange, ses pertes de charges ainsi que son efficacité avec les deux méthodes la méthode de moyenne logarithmique de la différence de température entre deux fluides ΔT_{LM} et la méthode de NUT.

IV.2 Données de l'échangeur

IV.2.1 Propriétés physiques des fluides

Propriétés physiques des fluides	Fluide chaud (Vapeur)	Fluide froid (Eau)
$T_e(^{\circ}C)$	180	70
$T_s(^{\circ}C)$	80	95
Débit m ($kg \cdot s^{-1}$)	12.26 (calculé)	25
Masse volumique ρ ($kg \cdot m^{-3}$)	1.548	970.33
Chaleur spécifique C_p ($J \cdot kg^{-1} \cdot k^{-1}$)	2183.5	4198
Viscosité dynamique μ ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)	0.000013	0.000346
Conductivité thermique λ ($W \cdot M^{-1} \cdot ^{\circ}k^{-1}$)	0.0278	0.667

Tableau IV. 1: caractéristique des fluides

IV.2.2 Caractéristiques géométriques de L'échangeur

Caractéristiques géométriques	Valeurs
Nombre de tubes	84
Nombre de passes de tubes	1
Diamètre extérieur des tubes (mm)	20
Diamètre intérieur des tubes (mm)	18
Epaisseur des tubes (mm)	1
Pas tubulaire (mm)	25
Pas tubulaire triangulaire (mm)	27.78
Longueur des tubes (mm)	1200
Diamètre extérieur de la calandre (mm)	400
Diamètre intérieur de la calandre (mm)	384
Epaisseur de la calandre (mm)	8
Diamètre des chicanes (mm)	142.5
Espacement entre chicanes (mm)	400
Epaisseur des chicanes (mm)	10

Tableau IV. 2: Caractéristique géométrique

IV.2.3 Caractéristique du matériau de conception :

Matériau de conception de l'échangeur	Inox 304L
Conductivité thermique $\lambda(\text{W} \cdot \text{M}^{-1} \cdot ^\circ\text{K}^{-1})$	16.3

Tableau IV. 3: caractéristique du matériau de conception

IV.3 Méthode de ΔT_{LM}

IV.3.1 Coté tube : (fluide froid)

- Calcul du nombre de tubes par passe N_{TP} :

$$N_{TP} = \frac{N_t}{N_{pt}} \quad (\text{IV.1})$$

$$N_{TP} = \frac{84}{1} = 84$$

N_{TP} : Nombre de tubes par passe.

N_T : Nombre de tubes dans le faisceau.

N_{PT} : Nombre de passes côté tubes.

- Calcul de la section de passage côté tubes:

$$S_t = \frac{\pi}{4} N_{tp} d_i^2 \quad (\text{IV.2})$$

$$S_t = 0.021 \text{ m}^2$$

d_i : Diamètre intérieur des tubes(m).

- Calcul de la vitesse massique :

$$G_t = \frac{m_t}{S_t} \quad (\text{IV.3})$$

$$G_t = 1190.48 \text{ (kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

G_t : Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)

m_t : Débit massique du fluide circulant dans les tubes($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

- Calcul de la vitesse linéaire G_L :

$$G_L = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (\text{IV.4})$$

$$G_L = \frac{1190.48}{970.33}$$

$$G_L = 1.23 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds:

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (IV.5)$$

$$Re_t = 61932.5 > 10^4 \text{ (turbulent)}$$

Re_t : Nombre de Reynolds du côté tubes.

μ_t : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

- Calcul du Nombre de Prandtl :

$$Pr_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{\lambda_t} \quad (IV.6)$$

$$Pr_t = 2.177$$

avec:

C_{pt} : Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes (eau)

μ_t : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (eau)

λ_t : Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes (eau)

- Écoulement en régime turbulent ($Re_t > 10^4$)

$$Nu_t = \frac{h_t d_i}{\lambda_t} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^{0.3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (IV.7)$$

$$Nu_t = 202.56$$

Donc

$$h_t = \frac{Nu_t \lambda_t}{d_i} = \frac{202.56 * 0.667}{0.018}$$

$$h_t = 7505.77 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Pertes de charges :

_ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = 4 f N_{pt} \frac{L_t G_t^2}{d_i 2 \rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a \quad (IV.8)$$

$$\Delta P_L = 1025.72 \text{ Pa}$$

ρ_t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes ($Kg \cdot m^{-3}$).

f: Facteur de friction.

a: Coefficient empirique.

L_t : Longueur des tubes

Pour un écoulement turbulent:

$$a = 0.14$$

$$f = 0.0014 + 0.132 Re_t^{-0.32}$$

$$f = 0.005267$$

_ Calcul des pertes de charges singulières :

$$\Delta P_s = 4 N_{pt} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (IV.9)$$

$$\Delta P_s = 2921.15 \text{ Pa}$$

_ Calcul des pertes de charges totales:

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s \quad (IV.10)$$

Ce qui donne

$$\Delta P_t = \left(4f \frac{L_t N_{pt}}{d_i} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a + 4N_{pt} \right) \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (IV.11)$$

$$\Delta P_t = 3946.88 \text{ Pa}$$

ΔP_t : Pertes des charges totales dans les tubes ($N \cdot m^{-2}$).

IV.3.2 Coté calandre : (fluide chaud)

On aura : Le débit vapeur

$$m_c = \frac{m_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})}{C_{pc}(T_{ce} - T_{cs})} = 12.26 \text{ kg/s}$$

• Calcul la section de passage du fluide chaud S_c :

$$S_c = \frac{d_c B C}{P_t} \quad (IV.12)$$

$$S_c = \frac{0.384 * 0.4 * 0.005}{0.025}$$

$$S_c = 3.072 * 10^{-2} m^2$$

S_c : Section de passage coté calandre (m^2).

d_c : Diamètre de la calandre(m).

B: Espacement des chicanes(m).

P_t : Pas tubulaire(m).

• Calcul de la vitesse massique G_c :

$$G_c = \frac{m_c}{S_c} \quad (IV.13)$$

$$G_c = \frac{12.26}{3.072 * 10^{-2}}$$

$$G_c = 399 \text{ kg} \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$$

G_c : Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)

m_c : Débit massique du fluide circulant dans la calandre ($kg \cdot s^{-1}$).

• Calcul de la vitesse moyenne G_{mc} :

$$G_{mc} = \frac{m_c * p}{S_c * d_{ic}} \quad (IV.14)$$

$$G_{mc} = 28.872 \text{ m/s}$$

d_{ic} : Diamètre intérieur de la calandre

p: pas triangulaire

- Calcul de la vitesse linéaire G_{lc} :

$$G_{lc} = \frac{G_{mc}}{\rho_c} \quad (IV.15)$$

$$G_{lc} = 18.65 \text{ m/s}$$

- Calcul du diamètre hydraulique d_e :

Pour un pas triangulaire:

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{P_t}{2} 0.86 P_t - \frac{1 \pi d_o^2}{2 \cdot 4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (IV.16)$$

$$d_e = 3.56 * 10^{-3} \text{ m}$$

Avec :

d_o : Diamètre extérieur des tubes (m).

- Calcul du nombre de Reynolds Re_c :

$$Re_c = \frac{G_c d_e}{\mu_c} \quad (IV.17)$$

$$Re_c = \frac{399 * 3.56 * 10^{-3}}{0.000014}$$

$$Re_c = 101460$$

Rec: Nombre de Reynolds côté calandre.

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre.

- Calcul du Nombre de Prandtl Pr_c :

$$Pr_c = \frac{C_{pc} \mu_c}{\lambda_c} \quad (IV.18)$$

$$Pr_c = \frac{2183.5 * 0.000013}{0.0278}$$

$$Pr_c = 1.021$$

avec:

C_{pc} : Chaleur spécifique du fluide circulant dans la calandre (vapeur)

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre (vapeur)

λ_c : Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre (vapeur).

- Calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection h_c :

Ecoulement en régime turbulent ($Re_c > 10^4$)

$$Nu = \frac{h_c d_e}{\lambda_c} = 0.36 Re_c^{0.55} Pr_c^{0.33} \left(\frac{\mu_c}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (IV.19)$$

$$Nu = 203.35$$

Donc

$$h_c = \frac{Nu \lambda_c}{d_e} = \frac{203.35 * 0.0278}{3.56 * 10^{-3}}$$

$$h_c = 1587.93 \frac{W}{m^2.k}$$

Nu: nombre de nusselt

• Calcul de la perte de charge ΔP_c :

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B + 1) d_{ic} G_c}{d_e \rho_c} \quad (IV.20)$$

$$\Delta P_c = 16506.32 \text{ Pa}$$

Pour $Re > 500$:

$$f = 1.728 Re_c^{-0.188}$$

$$f = 0.1979$$

N_B : est le nombre de chicanes

d_{ic} : Diamètre intérieur de la calandre

ρ_c : Masse volumique du fluide circulant dans la calandre

• Calcul du coefficient global de l'échange U :

Il est donné par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_t + \frac{e}{\lambda} + R_c + \frac{1}{h_f}} \quad (IV.21)$$

U : Coefficient d'échange global ($W. m^{-2}. ^\circ C$)

R_t : Résistance d'encrassement coté tube .

R_c : Résistance d'encrassement coté calandre

e: Épaisseur du tube.

λ : conductivité thermique du tube.

Dans notre cas l'eau utilisé est traité donc il n'y a pas de risque d'encrassement alors on néglige les résistances d'encrassement.

On aura donc :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} = \frac{1}{\frac{1}{1587.93} + \frac{0.001}{16.3} + \frac{1}{7505.77}}$$

$$U = 1213.11 \text{ W. m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

IV.3.3 Bilan thermique

Le flux thermique Φ :

$$P = \Phi = m_c C p_c (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C p_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$= 25 * 4.198 * 10^3 (95 - 70) = 2.623750 \text{ MW}$$

IV.3.4 Calcul de ΔT_{LM}

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_1 = T_{CS} - T_{fe} = 80 - 70 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{ce} - T_{fs} = 180 - 95 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{-75}{\ln \frac{10}{85}} = 35.05 \text{ K}$$

IV.3.5 Calcul de facteur de correction F

$$P = \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{fe} - T_{ce}}$$

$$P = \frac{80 - 180}{70 - 180} = 0.909$$

$$P = 0.909$$

$$R = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{ce}}$$

$$R = \frac{70 - 95}{80 - 180} = 0.25$$

$$R = 0.25$$

A partir du graphe, on tire

$$F(P, R) = 0.93$$

Le nombre de passe $n_c=1$ et $n_t=1$

IV.3.6 Calcul de la surface d'échange A

On a:

$$\Phi = U * A * F * \Delta T_{LM}$$

$$A = \frac{\Phi}{U * F * \Delta T_{LM}}$$

$$A = 6.0835 \text{ m}^2$$

• Calcul de la surface d'échange disponible sur l'échangeur A

$$A' = N_t * L_t * D_t * \pi \tag{IV.22}$$

$$A' = 6.33024 \text{ m}^2$$

La différence entre la surface d'échange calculée par la première méthode et la surface d'échange calculée par la deuxième méthode est le résultat de :

√ La surface des chicanes

√ Les supports des tubes

√ La surface des tirants

IV.3.7 Calcul de l'efficacité ε

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \quad (IV.23)$$

$\Phi_{réel}$: Puissance réelle échangé entre les deux fluides.

Φ_{max} : Puissance maximal possible échangé

Le flux max :

$$\Phi_{max} = mCp_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (IV.24)$$

$$C_{min} = mCp_{min} = 26769.71 \text{ (j/kg.s)}$$

$$C_{max} = mCp_{max} = 104950 \text{ (j/kg.s)}$$

Donc

$$\Phi_{max} = 2.945 \text{ MW}$$

Alors

$$\varepsilon = \frac{2.623750}{2.945} = 89.1\%$$

IV.4 Calcul de l'efficacité de l'échangeur avec la Méthode de NUT

• Nombre d'unité de transfert NUT:

$$NUT = \frac{U \cdot S}{mCp_{min}} \quad (IV.25)$$

$$NUT = 3.0068$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (IV.26)$$

$$C = 0.26$$

L'efficacité :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C)]}{1 - C \exp[-NUT(1-C)]} \quad (IV.27)$$

$$\varepsilon = 90\%$$

IV.5 Récapitulation des résultats de calcul

Paramètres	Résultats de calcul
la section de passage côté tubes: S_t (m^2)	0.021
la vitesse massique G_t ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	1190.48
vitesse linéaire G_L (m/s)	1.23
Nombre de Reynolds : Re_t	61932.5

Nombre de Prandtl Pr_t	2.177
Coefficient d'échange convectif h_c : ($w/m^2 \cdot K$)	7505.77
Pertes de charges : ΔP_L (Pa)	1025.72
pertes de charges singulières ΔP_s (Pa)	2921.15
pertes de charges totales: ΔP_t (Pa)	3946.88
section de passage fluide chaud S_c (m^2)	$3.072 * 10^{-2}$
la vitesse massique G_c ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	399
la vitesse moyenne G_{mc} (m/s)	28.872
la vitesse linéaire G_{lc} (m/s)	18.65
diamètre hydraulique d_e (m)	$3.56 * 10^{-3}$
nombre de Reynolds Re_c	101460
Nombre de Prandtl Pr_c	1.021
coefficient d'échange de chaleur par convection $h_c(w/m^2K)$	1587.93
pertes de charges ΔP_c (Pa)	16506.32
coefficient global de l'échange U ($Wm^{-2}K^{-1}$)	1213.11

flux thermique Φ (MW)	2.623750
$\Delta T_{L,M}$ (K)	35.05
la surface d'échange A (m ²)	6.0835
l'efficacité ε	89.1
Nombre d'unité de transfert NUT	3.0068
l'efficacité de l'échangeur avec la Méthode de NUT	90

Tableau IV. 4: résultats de calcul.

IV.6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons procédé au calcul thermique de l'échangeur tubulaire.

Les calculs de vérification thermique nous ont permis d'évaluer la surface d'échange et le coefficient global de transfert, ainsi que les pertes de charge.

Les résultats de l'efficacité obtenue avec les deux méthodes sont presque compatibles.

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Le travail réalisé dans ce mémoire, a déterminé en grande partie les différents paramètres thermiques, d'un échangeur de chaleur tubulaire, à partir des données réelles de l'Installation.

L'étude menée dans ce travail est basée sur une méthodologie de dimensionnement d'échangeurs de chaleur tubulaire dans les industries agroalimentaires. L'échangeur de chaleur étudié est installé dans une chaîne de production des boissons.

Cette étude nous a permis de découvrir le domaine industriel, en traitant un sujet réel, dans le but de contribuer à l'amélioration d'efficacité des échangeurs de chaleur, l'une des méthodes classiques utilisée les plus couramment est une injection d'inhibiteur pour combattre la corrosion et diminuer le risque de perforation des tubes.

Les calculs de vérification thermique nous ont permis d'évaluer la surface et le coefficient de transfert global d'échange thermique, ainsi que les pertes de charge. Les résultats obtenus sont positifs étant donné que la surface est très proche de la surface réelle de l'échangeur.

Références Bibliographiques

Référence bibliographique

- [1] H. LANEZ, « Optimisation du bilan thermique d'un circuit de refroidissement du solvant lourd en présence du phénomène d'encrassement », mémoire de master, université « Echahid Hamma Lakhdar », el oued- Algérie (2014)
- [2] J.L. BATTAGLIA, A. KUSIAK et J.R. PUIGGALI, « Introduction aux transferts thermiques », cour et exercices corrigés 2ème édition licence (2010).
- [3] F. KHIDER, « Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base », mémoire de master, Université « Mohamed Boudiaf », M'silla- Algérie (2015).
- [4] M. BORDJANE, « cours modes transfert thermique », 3ème année licence, Université « Mohamed Boudiaf », Oran- Algérie (2017).
- [5] R. LAIDAOUI, « Modélisation et simulation d'un processus à changement de phase Liquide-Solide », mémoire de master, Université « Badji Mokhtar », Annaba- Algérie (2016).
- [6] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [7] Sadik & Kakaç. Heat exchangers. Sélection, rating, and thermal design. CRC Press. 2013.
- [8] c BENNAJAH Mounir. Echangeurs de chaleur. Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP.2014.
- [9] Pierre TRAMBOUZE. Raffinage du pétrole. Tome 4. Matériels et équipements. Editions TECHNIP. 1999.
- [10] K. THULUKKANAM. Heat exchanger design handbook. Second édition. CRC Press. 2013.
- [11] RAMESH K . SHAH and DUSAN. Fundamentals of heat exchanger design. JOHNWILEY&SONS, INC.2003.
- [12] EduardoCao.Heattransferinprocessengineering.TheMcGraw-HillCompanies,Inc.2010.
- [13] BENNAJAH Mounir. Echangeurs de chaleur. Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP. 2014.
- [14] J. P. HOLMAN. Heat transfer. Tenth Edition. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.

- [15] D.Q.Kern.Heat transfer process. The Mc Graw-Hill Companies, Inc.1983

ANNEXES

Annexe A : [Conception de l'échangeur sur solidworks]

1 Le faisceau et le positionnement des chicanes :

Le faisceau des tubes est fixé entre de plaque tubulaire sur les extrémité, cette fixation se fait généralement soit avec un pas carrée ou pas triangulaire.

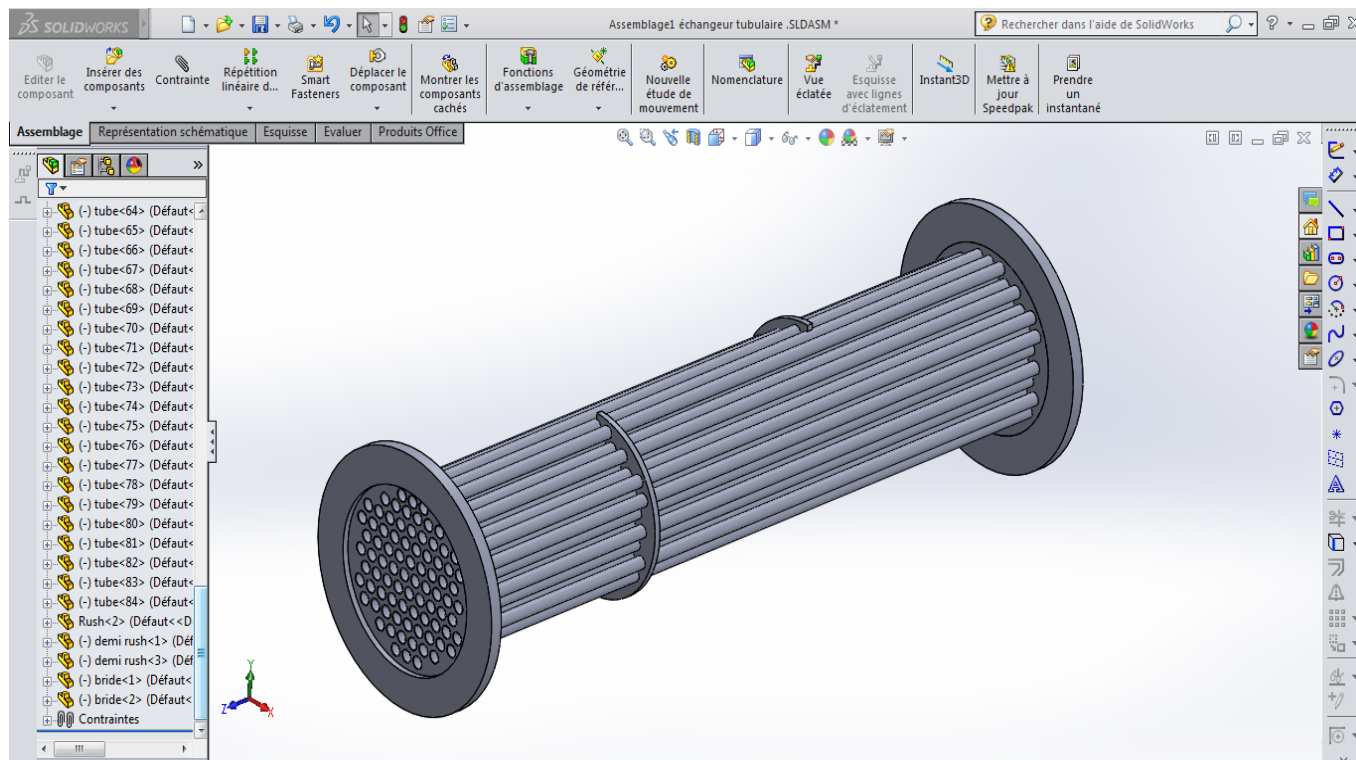


Figure V. 1 : conception faisceaux muni de chicanes sur Solidworks

2 Les chicane

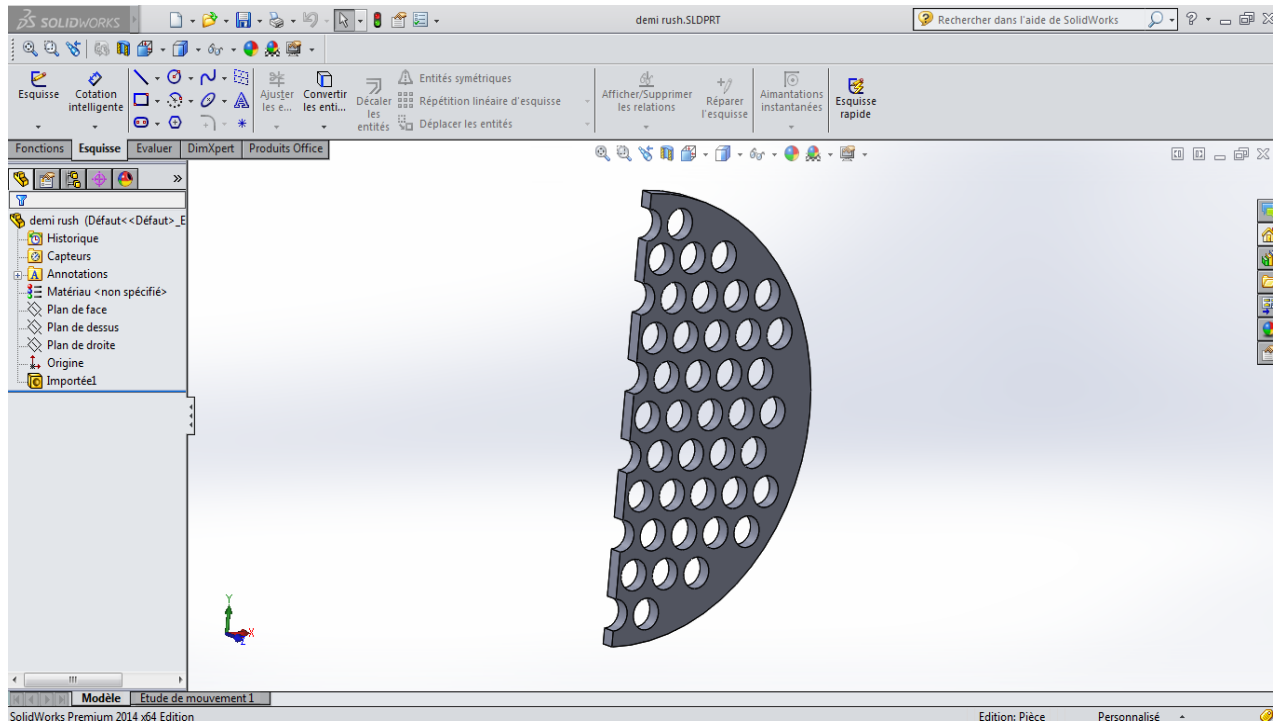


Figure V. 2: conception de la chicane sur Solidworks

V.4 Tube :

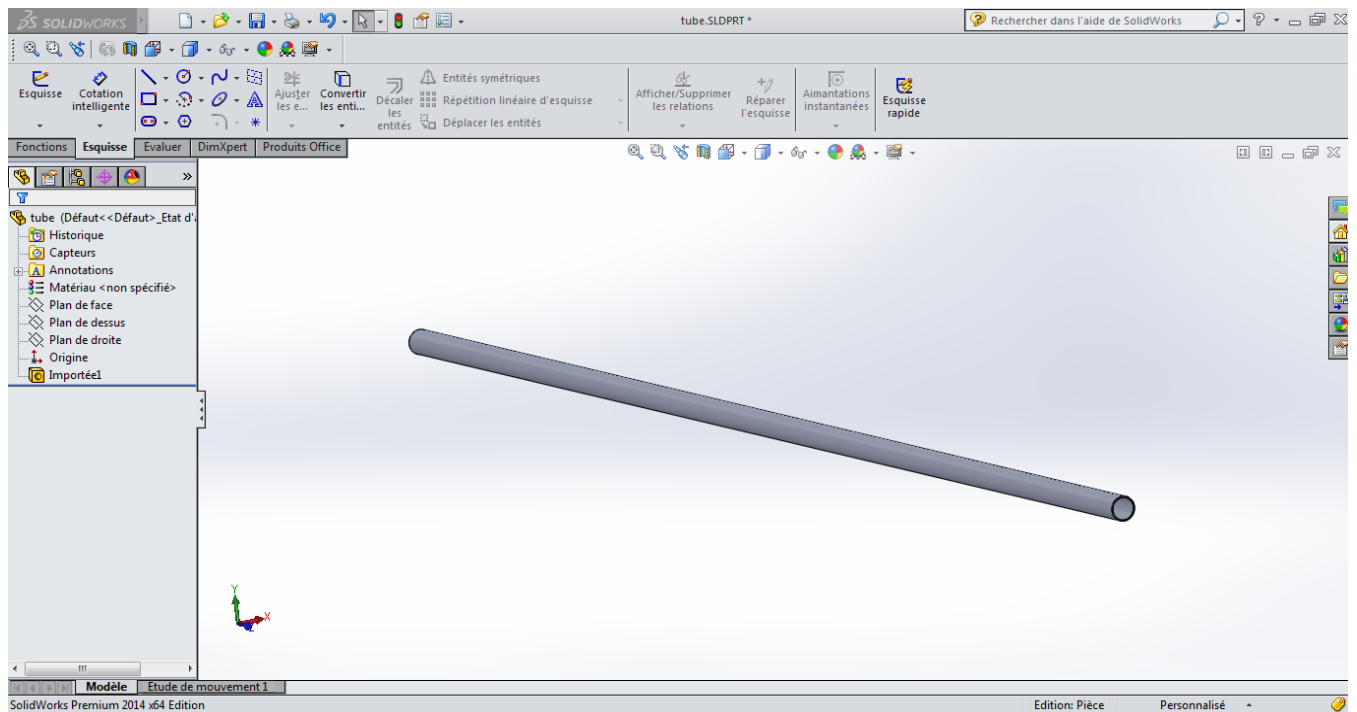


Figure V. 3:conception d'un tube sur Solidworks

V.5 Plaque tubulaire :

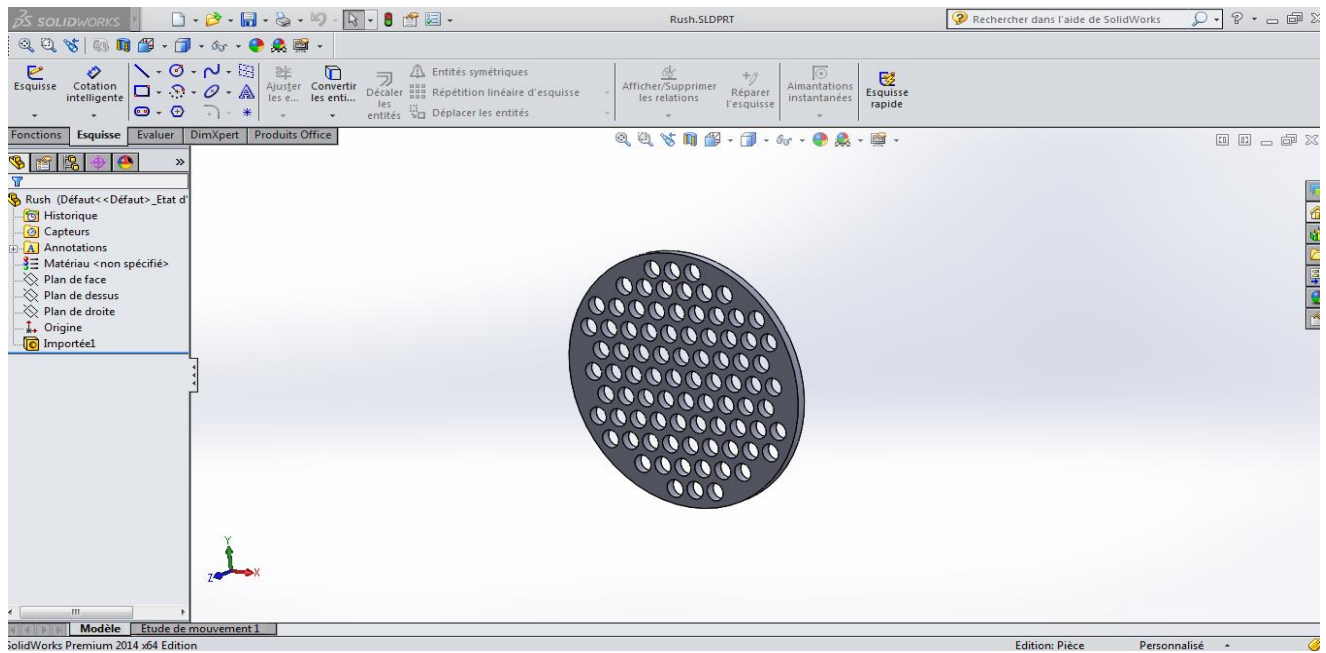


Figure V. 4: conception de la plaque tubulaire sur Solidworks

V.6 Chambre de distribution :

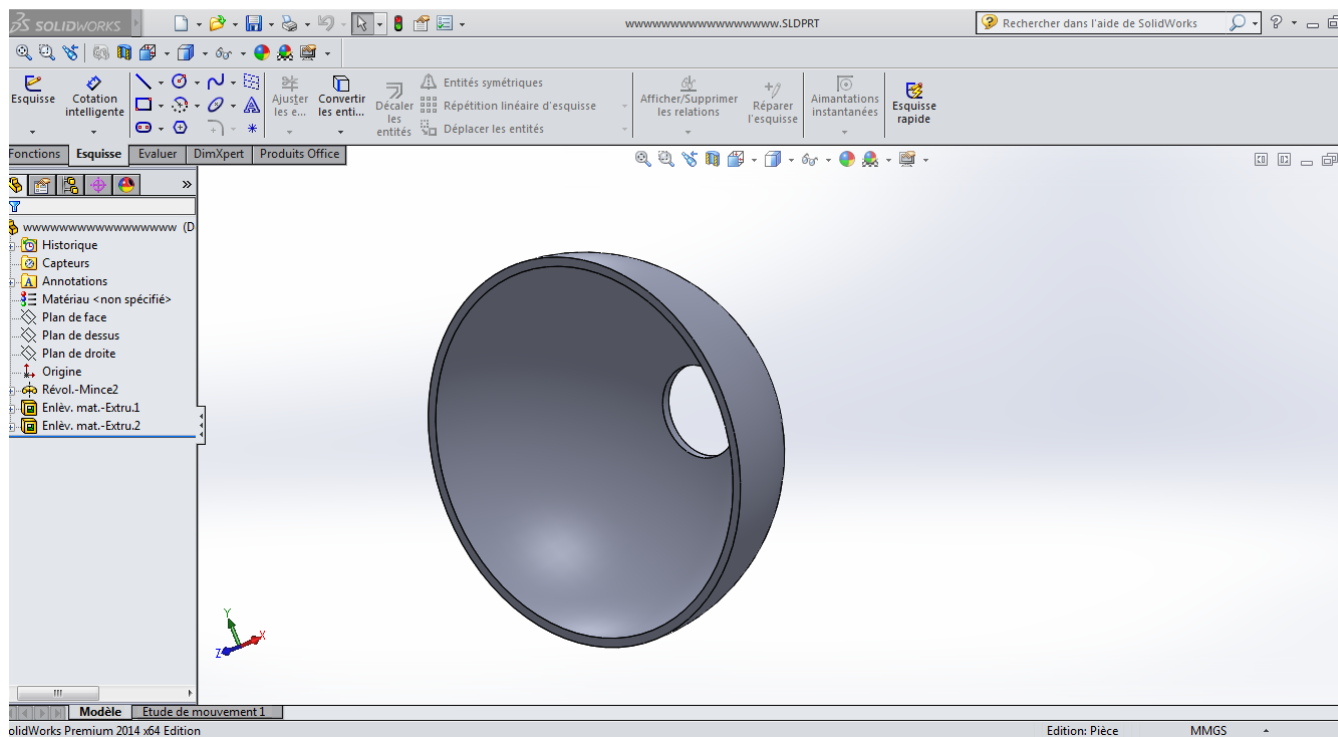


Figure V. 5: Conception de la chambre de distribution sur solidworks.

7 Assemblage de l'échangeur :

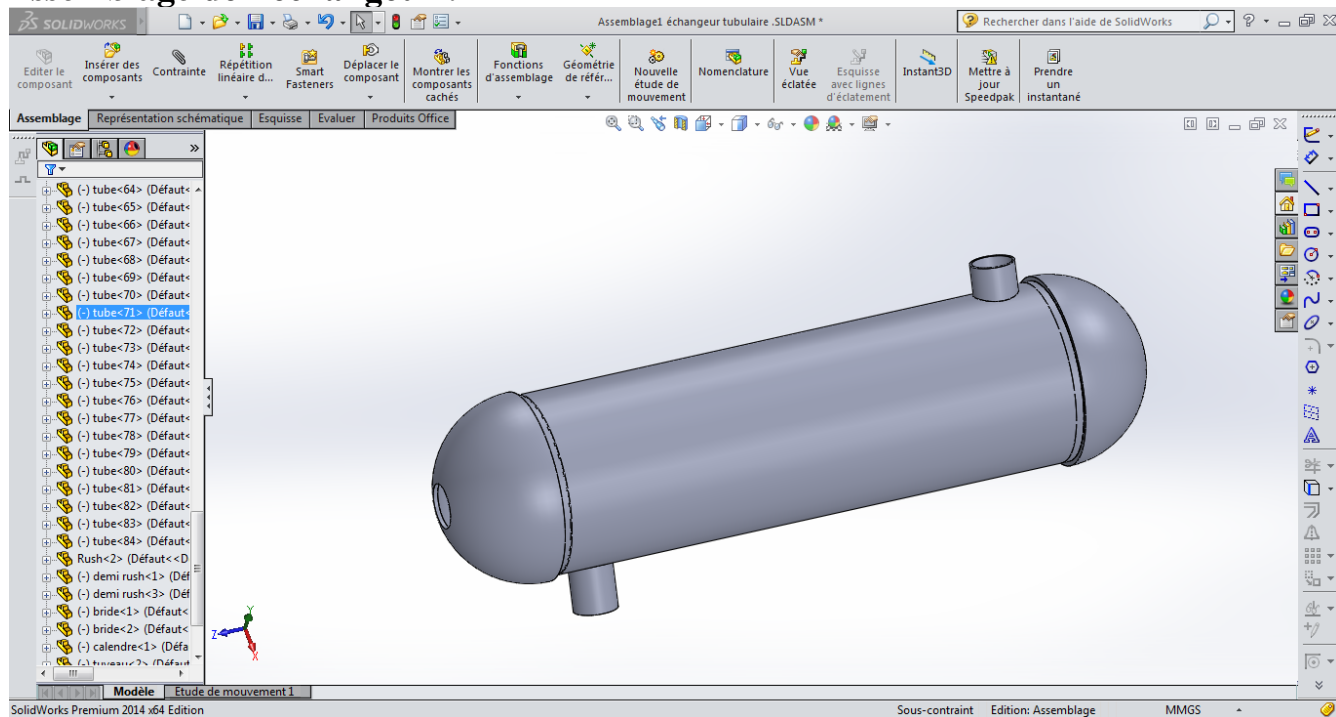


Figure V. 6: Conception de l'assemblage de l'échangeur.

Résumé

Résumé :

Cette étude rentre dans le cadre du dimensionnement d'un échangeur de chaleur tubulaire, elle est effectuée à base de données octroyée par notre encadreur à l'entreprise pour réaliser une fiche technique des différentes paramètres thermique, thermodynamique et géométrique de cet échangeur. L'étude est effectuée sur la base de réalité expérimentale que nous avons affrontée au cours de notre stage pratique.

Les résultats de calcul de l'efficacité obtenue nous montrent que l'échangeur est efficace, ce qui est le résultat de sa conception bien menée par les fabricants.

Mots clés :

Echangeur tubulaire à contrecourant, efficacité énergétique, puissance.

Abstract:

This study comes within the framework of the dimensioning of a tubular heat exchanger, it is carried out on the basis of data granted by our supervisor has the company to carry out a technical card of the various thermal, thermodynamic and geometrical parameters of this exchanger. The study is carried out on the basis of experimental reality that we faced during our practical training.

The results of the efficiency calculation obtained show us that the exchanger is efficient, which is the result of its well conducted design by the manufacturers.

Key words:

Tubular countercurrent exchanger, energy efficiency, power