



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand OULHADJ (Bouira)

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

SADAOUI AGHILAS

Avec

YAHIAOUI AMINE

THEME

**Étude de performance d'un Échangeur de chaleur
Tubulaire Eau/Vapeur
Cas pratique : Entreprise SARL Ibrahim & Fils -
IFRI**



Soutenu devant le jury composé de :

Président : Dr. AHMANACHE

Encadrant : Dr. ABERKANE.S

Co-Encadrant : Mr. Ait BRAHAM Djamel

Examineurs : Dr. LAOUARI

Université de Bouira

Université de Bouira

Université de Bouira



نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيدة (ة) ريجيا و عبد امين الصفة: طالب، اسكاذ، باحث
الحامل (ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 100392167 والصادرة بتاريخ 2016-04-04
المسجل (ة) بكلية / معهد العلوم والطب التطبيقية قسم هندسة ميكانيكية
والمكلف (ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها: Etude de performance d'un échangeur de chaleur
Turbulaire Eau / Vapeur

تحت إشراف الأستاذ(ة):
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 06/12/2023

توقيع المعني (ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة:

% 28

Turnitin

الامضاء:





نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد(ة) مسعداوي أنيسة.....الصفة: طالب، استاذ، باحث
الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 117127614.....والصادرة بتاريخ 01-13-2020
المسجل(ة) بكلية / معهد العلوم والعلوم التطبيقية قسم هندسة ميكانيكية
والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث(مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها: Etude de performance d'un échangeur de chaleur
tubulaire Eam/Napem
تحت إشراف الأستاذ(ة):
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوب
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 13 - 12 - 2023

توقيع المعني(ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

Turnitin

%

28

النسبة:

الامضاء:



REMERCIEMENTS

A la fin de ce travail, premièrement on remercie Dieu qui nous a donné le Courage et la volonté d'aller jusqu'au bout afin d'amener ce modeste travail à sa fin.

Nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur : S. ABERKANE, qui nous a dirigé et prêté une attention et une aide particulière du début jusqu'à la fin de notre projet d'étude.

Nous tenons également à remercier profondément notre encadreur, Mr. Djamel Ait BRAHAM, ingénieur à l'entreprise Sarl IBRAHIM &Fils-IFRI de nous avoir aidé durant notre période de stage à l'entreprise.

On remercié également les membres du jurys d'avoir accepté d'examiner et de noter notre travail.

Enfin, nous tenons à exprimer notre Reconnaissance à nos familles qui nous ont donné une aide et un encouragement précieux du début jusqu'à la fin.

Dédicace

*« Le peu que je sais, c'est à mon ignorance
que je le dois »*

Sacha Guitry (1885 – 1957)

*À ceux qui m'ont donné la vie et fait de moi l'homme que je suis
aujourd'hui, Mes chers parents, je vous serais éternellement
redevable.*

A mes frères et ma sœur

A mes Amis particulièrement AKSEL ET MASSY

*Je vous suis éternellement reconnaissant pour vos sacrifices et votre
soutient.*

Sadaoui Aghilas

Dédicace

*Je tiens avec un grand plaisir à dédier ce modeste
travail :*

A l'être le plus cher de ma vie, ma mère

A celui qui a fait de moi un homme, mon père

A mon frère et ma sœur

*A la mémoire de mon grand-père et oncle maternel
(khali Sofiane)*

*A tous mes amis et toute personne occupant une
place dans ma vie*

Yahiaoui Amine

Sommaire

Introduction générale	1
<i>I. Chapitre : Entreprise SARL Ibrahim & FILS-IFRI.....</i>	<i>2</i>
I.1. Exposition de l'entreprise IFRI	2
I.1.1. histoire de l'entreprise.....	2
I.2. La zone géographique.....	2
I.3. Les objectifs de l'entreprise IFRI.....	3
I.3.1. Économique	3
I.3.2. Sociale	3
I.3.3. Industrielle	3
I.4. Fonctionnement de l'échangeur de chaleur (tubulaire) dans la chaine de production	5
I.5. Process global de l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI	5
II. Chapitre : Généralités sur les différent type d'échangeurs de chaleur	21
II.1. Introduction sur l'échangeur de chaleur	21
II.2. Définitions d'un échangeur de chaleur.....	21
II.2.1. Principes de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....	22
II.2.2. Critères de classement des échangeurs	23
II.2.2.1. Classements suivant la nature de contact	23
II.2.2.2. Classements suivant le nature d'échange	23
II.2.2.3. Classements suivant le sens de l'écoulement	23
II.2.2.4. Classement Technologique.....	25
II.2.2.5. Classements coté nature de la paroi d'échange.....	25
II.2.2.6. Classements suivant la compacité de l'échangeur	25
II.2.2.7. Classement fonctionnel.....	25
II.2.3. Configurations des échangeurs de chaleur.....	25
II.2.3.1. Échangeur Tubulaire (utilisé dans entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI).....	26
II.2.3.2. Échangeurs de chaleur à plaques (utilisé dans l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI)	28
II.2.3.3. Échangeur à plaque brassée.....	28
II.2.3.4. Échangeur à plaque soudées.....	29
II.2.3.5. Échangeur de chaleur à plaque et joint.....	30
II.3. Autre type d'échangeurs de chaleur	31
II.3.1. Echangeurs à tubes et ailettes.....	31
II.3.2. Echangeurs à tubes en U.....	31
II.3.3. Échangeur à spirale	32
II.3.4. Échangeur lamellaire.....	32
II.3.5. Échangeur de chaleur TEMA.....	33
II.4. Conclusion.....	35
III. Chapitre : Différents méthode de calcul des échangeurs de chaleur à tube et a calandre et	

formules utilisées	36
III.1. Introduction	36
III.2. Composition de l'échangeur de chaleur tubulaire eau/vapeur	36
III.3. Les différents composants de l'échangeur de chaleur à tube et à calandre.....	38
III.3.1. La calandre (la coque)	38
III.3.2. Faisceau tubulaire	38
III.3.3. Plaque tubulaire	39
III.3.4. Les Tubes	40
III.3.4.1. Disposition des Tubes.....	40
III.3.4.2. Le pas Tubulaire.....	40
III.3.5. Chambre de Distribution.....	41
III.4. Principe de calcul d'un échangeur de chaleur	41
III.4.1. Calcul de la quantité de chaleur échangée	42
III.4.2. Calcul de la ΔTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne)	43
III.5. Méthode de calcul coté tubes.....	44
III.5.1. Le calcul du nombre de tubes par passe	44
III.5.2. Calcul de la section de passage coté tube	44
III.5.3. Débit de l'eau qui circule dans les tubes.....	45
III.5.4. Calcul de la vitesse massique.....	45
III.5.5. Calcul du nombre de Reynolds	45
III.5.6. Calcul du nombre de Nusselt	45
III.5.7. Coefficient d'échange convectif h_i	46
III.5.8. Calculs des pertes de charge coté tubes	46
III.6. Méthode de calcul coté calandre.....	47
III.6.1. Calcul du débit de la vapeur d'eau coté calandre.....	47
III.6.2. Calcule du pas tubulaire	47
III.6.3. Calcule de la section de passage coté calandre	47
III.6.4. Calcul de la vitesse massique.....	48
III.6.5. Calcul du diamètre hydraulique	48
III.6.6. Calcul du nombre de Reynolds	48
III.6.7. Calcul du nombre de Nusselt	50
III.6.8. Coefficient d'échange convectif h_e	50
III.6.9. Calcul des pertes de charges coté calandre	51
III.7. Calcul du coefficient global d'échange thermique (U)	51
III.8. Calcul de la différence de la température logarithmique moyen (ΔTLM).....	52
III.9. Calcul de la surface d'échange	52
III.10. Calcul de l'efficacité de l'échangeur de chaleur	53
IV. Chapitre : Calcul d'un échangeur de chaleur tubulaire.....	56
IV.1. Le but de calcul d'un échangeur de chaleur	56

IV.2. Les données de l'échangeur de chaleur.....	56
IV.2.1. Propriétés thermo physiques de l'eau dans les tubes.....	56
IV.2.2. Caractéristique de l'échangeur de chaleur.....	57
IV.2.3. Caractéristique du matériau de conception de l'échangeur de chaleur.....	58
IV.3. Application de la méthode kern.....	58
IV.3.1. Coté Tube (Eau)	58
IV.3.2. Coté calandre (vapeur d'eau).....	60
IV.3.3. Le bilan thermique	67
IV.3.4. Calcule de la différence de température logarithmique moyenne	67
IV.3.5. Calcule de la surface d'échange A.....	67
IV.3.6. Calcul de l'efficacité de l'échangeur de chaleur	68
IV.3.7. Récapitulation des résultats de calcul fait sur l'échangeur de chaleur.....	71
IV.4. Conclusion	73
Conclusion général	81

Liste des figures

Figure I.1: schéma représentant le cycle de production.....	Error! Bookmark not defined.
Figure I.2 schéma du Désaérateur	12
Figure I.3: Désaérateur (Dégazeur)	13
Figure I.4: schéma du ratio de dosage	13
Figure I.5: Échangeur de chaleur à plaques brassées	14
Figure I.6: Échangeur de chaleur à plaque.....	15
Figure I.7: Échangeur de chaleur tubulaire Eau/Vapeur.....	17
Figure I.8: Échangeur de chaleur tubulaire (Pasto)	18
Figure I.9: Échangeur de chaleur tubulaire (Pasto)	19
Figure I.10: Image représentant le SCHEMAS du PROCESS.....	20
Figure II.1 : Schémas représentent les types découlements.....	24
Figure II.2: échangeur à courant croisé	24
Figure II.3: Figures représentant les défférents types d'échangeurs tubulaire.....	27
Figure II.4: Constituants d'un échangeur de chaleur tube et calandre	27
Figure II.5: Échangeur de chaleur à plaque	28
Figure II.6: Échangeur à plaque brassée.....	29
Figure II.7 : Échangeur de chaleur a plaque soudée.....	29
Figure II.8: Échangeur de chaleur a plaque et joint.[4]	30
Figure II.9: Échangeur a tube et à ailettes.[4]	31
Figure II.10: Échangeur de chaleur à tube en U.....	32
Figure II.11: Échangeur à spirale	32
Figure II.12: Échangeur lamellaire.....	33
Figure II.13: Configuration des extrémités de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA	34
Figure III.1: Les parties d'un échangeur à tube et calandre.....	37
Figure III.2: Calandre d'un échangeur Tubulaire.....	38
Figure III.3: Faisceau tubulaire	39
Figure III.4: plaque tubulaire	39
Figure III.5: Disposition des Tubes	41
Figure III.6: Boite de distribution	41
Figure III.7: Évolution des températures des fluides chaud et froid d'un échangeur de chaleur co-courant.....	43
Figure III.8: Évolution des températures des fluides chaud et froid d'un échangeur de chaleur contre-courant.....	44
Figure III.9: Section de passage coté calandre.....	48

Liste des tableaux

Tableau I.1: la gamme des différents produits de la Sarl IFRI	4
Tableau I.2: Exigence générale par apport à l'eau utilisé dans le chauffage et le refroidissement	6
Tableau I.3: Exigence générale par apport à l'eau en contact avec les surfaces mouillées par le produit	7
Tableau I.4 : Exigence générale de la vapeur sans contact avec le produit	8
Tableau I.5: Exigence générale de la vapeur en contact avec le produit	9
Tableau IV.1: Caractéristique de l'eau qui circule dans les tubes de l'échangeur de chaleur.	56
Tableau IV.2: Les données concernant l'échangeur de chaleur tubulaire Eau/Vapeur	57
Tableau IV.3: Caractéristique du matériau de conception.....	58
Tableau IV.4: Propriétés de la vapeur d'eau pour	61
Tableau IV.5: Propriétés de la vapeur d'eau pour h condensation.....	Error! Bookmark not defined.
Tableau IV.6: Propriétés de la vapeur d'eau pour h2.....	62

NOMENCLATURE

Symbols	Definition	Unite (SI)
N_{t_p}	: Nombre de tubes par passe	
N_t	: Nombre de tubes	
N_p	: Nombre de passes côté tubes	
A_T	: Section de passage côté tubes	$[m^2]$
d_i	: Diamètre intérieur des tubes	$[m]$
G_f	: Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes	$[kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$
m_f	: Débit massique du fluide circulant dans les tubes	$[kg \cdot s^{-1}]$
ρ_t	: Masse volumique du fluide circulant dans les tubes	$[Kg \cdot m^{-3}]$
Re_t	: Nombre de Reynolds du côté tubes	
μ_f	: Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
T_c	: Température moyenne du fluide circulant dans la calandre	$[^{\circ}C]$
T_f	: Température moyenne du fluide circulant dans le tube	$[^{\circ}C]$
h_i	: Coefficient d'échange convectif coté tubes	$[W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
λ_f	: Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes	$[W \cdot m^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
L_t	: Longueur des tubes	$[m]$
Pr_t	: Nombre de Prandtl	
C_{p_t}	: Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes	$[J \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
ΔPL	: Perte de charge linéaire dans les tubes	$[N \cdot m^{-2}]$
F	: Facteur de friction	

ΔP_S	: Perte de charge singulière dans les tubes	$[N.m^{-2}]$
Δp_t	: Perte de charge totale dans les tubes	$[N.m^{-2}]$
A_c	: Section de passage coté calandre	$[m^2]$
d_e	: Diamètre de la calandre	$[m]$
P	: Pas tubulaire	$[m]$
G_C	: Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre	$[kg.M^{-2}.s^{-1}]$
m_c	: Débit massique du fluide circulant dans la calandre	$[kg. s^{-1}]$
d_h	: Diamètre équivalent (hydraulique)	$[m]$
d_e	: Diamètre extérieur des tubes	$[m]$
Re_c	: Nombre de Reynolds pour h condensation	
Re_{h1}	: nombre de Reynolds pour h1	
Re_{h2}	: nombre de Reynolds pour h2	
μ_p	: Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre	$[kg. m^{-1}.s^{-1}]$
he_c	: Coefficient d'échange convectif pour h condensation	$[W.m^{-2}. ^\circ C^{-1}]$
he_1	: coefficient d'échange convectif	$[W.m^{-2}. ^\circ C^{-1}]$
he_2	: coefficient d'échange convectif	$[W.m^{-2}. ^\circ C^{-1}]$
Pr_{h1}	: Nombre de Prandtl pour h1	
Pr_{h2}	: nombre de prandlt pour h2	
λ_c	: Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre	$[W.m^{-1}. ^\circ C^{-1}]$
d_{ic}	: Diamètre intérieur de la calendre	$[m]$
ΔP_c	: Perte de charge dans la calandre	$[N.m^{-2}]$
ρ_c	: Masse volumique du fluide circulant dans la calandre	$[kg.m^{-3}]$
U	: Coefficient d'échange global	$[W. m^{-2}. ^\circ C]$
A	: Surface d'échange	$[m^2]$

A' : surface d'échange réel $[m^2]$

A_R : Rapport de la surface d'échange

Indices :

c : relative à la calandre et au fluide chaud (vapeur)

s : relative à la sortie

e : relative à l'entrée

t : relative aux tubes

f : fluide froid (eau)

Introduction Générale

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur trouvent leur utilisation dans de multiples domaines industriels, tels que la chimie, la pétrochimie, l'agroalimentaire, la production d'énergie, et bien d'autres encore. Ils sont également présents dans le secteur du transport, notamment dans l'industrie automobile et aéronautique. De plus, on les retrouve dans les secteurs résidentiel et tertiaire, où ils jouent un rôle essentiel dans le chauffage et la climatisation des bâtiments.

Dans l'industrie agroalimentaire, les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel en maintenant la température lors des différents processus de production. La performance de ces échangeurs dépend principalement de l'état de surface, il est donc crucial de les entretenir avec le plus grand soin. Notre étude se concentre sur les échangeurs de chaleur tubulaires, qui sont destinés à remplacer les échangeurs à plaques, afin de maintenir la température dans divers processus de production tels que la pasteurisation et la stérilisation des installations. L'objectif principal était de vérifier la géométrie de l'échangeur de chaleur à tubes en prenant en compte différents paramètres thermiques et hydrauliques, garantissant ainsi le bon fonctionnement du processus de production.

Cette étude est divisée en quatre chapitres :

Dans le premier Chapitre nous avons présenté la situation générale de la société Sarl IBRAHIM & fils, puis se concentre sur les échangeurs thermiques utilisés par la société, et présenter le processus global de la société.

Dans le deuxième Chapitre avons songé à la classification des différents échangeurs de chaleur utilisés dans l'industrie.

Puis dans le troisième Chapitre nous nous somme concentrer sur la description de l'échangeur de chaleur à tubes et la méthode de calcul utilisé.

Enfin dans le quatrième Chapitre on a traité l'application de la méthode de calcul utilisée et la présentation des résultats obtenus.

Enfin le travail se termine par une conclusion générale.

Chapitre I :
Présentation de l'entreprise SARL
Ibrahim & Fils IFRI

I. Chapitre : Entreprise SARL Ibrahim & FILS-IFRI

I.1. Exposition de l'entreprise IFRI :

I.1.1. Histoire de l'entreprise :

L'histoire de la limonaderie Ibrahim & Fils prend sa source au fond du jardin familial, dans la commune d'ifri-ouzellaguen (Algérie), en 1996, lorsque Hadj L'Aïd Ibrahim eut l'idée d'exploiter le puits qui s'y trouvait et de lancer une fabrication artisanale de boissons aromatisés. Le succès fulgurant de ses boissons fut, quelque temps après, attribués à la grande pureté de l'eau utilisés.

Grace aux qualités intrinsèques de cette eau et au dur labeur de Hadj l'Aïd Ibrahim et de ses fils, la SARL Ibrahim & Fils reçoit en 1995 un précieux titre de concession qui l'autorise à mettre en bouteille cette eau minérale. Ifri inaugure son premier atelier d'embouteillage le 20 juillet 1996, à cette date, plus de 20 millions de bouteilles sont commercialisés dans le territoire national .

En 2012, ifri lance la première ligne de production aseptique en Algérie, pour les jus sous la marque ifruit et par la suite pour l'ensemble des catégories de produits lancées ifri Gazouz, AZRO, IZEM ENERGY.

Une ligne de production aseptique empêche toute contamination via l'air, l'emballage ou le matériel par des micro-organismes d'altération (levures et moisissures) ou des pathogènes. Ce qui permet à ifri d'offrir à ses consommateurs des produits sains et sans additifs chimiques.[1]

I.2. La zone géographique :

L'entreprise Sarl Ibrahim & Fils-IFRI est située exactement à Ighzer Amokrane, dans la daïra d'IFRI Ouzellaguen, wilaya de Bejaia, au nord de l'Algérie. Elle est stratégiquement construite à l'entrée de la vallée de la Soummam, en contrebas du majestueux massif montagne Djurdjura qui lui fournit une source en eau essentielle.

I.3. Les objectifs de l'entreprise IFRI :

I.3.1. Économique

Le premier objectif est de stimuler le développement économique de la zone IFRI Ouzellaguen en favorisant une augmentation du pouvoir d'achat.

I.3.2. Sociale

L'objectif est de diminuer le taux de chômage et offrir des postes de travail est de préserver l'environnement en évitant tout rejet toxique ou déchet polluant. Cela contribue à avoir un impact positif en limitant la pollution et en préservant la qualité de l'écosystème.




I.3.3. Industrielle

La société IFRI fonctionne 24 heures sur 24 avec des unités de production automatique équipées essentiellement de systèmes de contrôle de haute qualité à toutes les épreuves de production. Grâce aux choix technologiques prévalant dans la sélection des équipements de production et de contrôle, IFRI accroît continuellement ses capacités.

Dans l'année 2010, la production a dépassé les 536 millions de bouteilles.

Et dans l'année 2015, ce chiffre est passé à plus de 800 millions de bouteilles.

Tableau I.1: les différents produits de l'entreprise IFRI.[1]

	Catégories	Formats	Produits
Eau minérale naturelle	<ul style="list-style-type: none"> - Eau minéral ; - Eau gazéifiée ; - Naturelle, légère et Pétillante 	<ul style="list-style-type: none"> -0.25L(RB), 0.50L(sport), 1L, 1.5L (PET) -0.25L, 0.50L, 1L, 1.5L -0.33L(PET), 1L(RB) 	
Boissons aux fruits	<ul style="list-style-type: none"> - orange carotte citron - raisin pomme mûre - pomme banane fruit de la passion au lait - pomme fraise raisin au lait - citronnade 30% moins sucrée - orange pêche 	<ul style="list-style-type: none"> -2L (PET); -1L(PET); -0.33; -0.25(CAN, RB) 	
Boissons aux fruits naturelles	<ul style="list-style-type: none"> -à l'orange -à la pomme -au raisin -au citron 	<ul style="list-style-type: none"> -1L(PET) -75cl (PET) -25cl (PET) 	
Izem Energy	<ul style="list-style-type: none"> - à la guarana 	0.33L(PET),0.25(CAN)	
Gazouz	<ul style="list-style-type: none"> - bitter ; - au citron vert ; - framboise ; - à l'orange ; - a la pomme ; 	<ul style="list-style-type: none"> -0.33L(PET); -1L; -2L; -0.25(RB) -0.25L (CAN) 	

I.4. Fonctionnement de l'échangeur de chaleur (tubulaire) dans la chaîne de production

La chaudière alimente l'échangeur de chaleur tubulaire avec de la vapeur qui circule en contre-courant pour chauffer l'eau qui se trouve dans les différents tubes de l'échangeur.

L'eau quitte l'échangeur pour ensuite se diriger vers un pasteurisateur où le produit froid de la machine\ligne est préchauffé dans une zone de préchauffage à une certaine température avant d'être ensuite passé dans un dégazeur ou homogénéisateur pour lui enlever les gaz pour ensuite passer le produit dans un Pasto qui fait la pasteurisation à une durée de 15 secondes. Avant d'être pré-refroidi et refroidi, il passe par un stade de récupération à

Contre-courant avec un agent réfrigérant (Eau glycolée).

Le but de toute l'opération est de garder la température de sortie du produit après la pasteurisation à une température minimum de 92 C° pour éviter toute complication.

I.5. Process global de l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI

➤ Cycles du processus

Le cycle de processus est divisé en phases suivantes :

- ▶ Pré-stérilisation
- ▶ Production
- ▶ Circulation d'eau aseptique
- ▶ Nettoyage Aseptique Intermédiaire (NAI)
- ▶ Nettoyage-en-place (NEP)

➤ Fluides auxiliaires

◆EAU

- Une vanne d'arrêt principale doit être installée sur le conduit d'alimentation d'eau.
- La pression d'alimentation doit être constante.
- Utiliser de l'eau douce (si nécessaire, avec un adoucisseur d'eau) et propre sur l'installation

pour éviter des dépôts. Des dépôts dus à une circulation d'eau de qualité inférieure peuvent engendrer des dysfonctionnements de pièces vitales.

- Avant de raccorder l'alimentation d'eau au conduit de traitement, les conduits d'eau doivent être rincés de tous les résidus d'installation.

➤ La dureté de l'eau

La dureté de l'eau est très importante car l'eau est l'un des ingrédients du produit reconstitué.

De plus, si l'eau est dure (concentration élevée en carbonate de calcium, CaCO_3), des dépôts s'accumuleront dans des dispositifs tels que des vannes. Ce processus est accéléré à températures élevées. L'eau dure influencera également les résultats du nettoyage et la consommation en détergent.

➤ La corrosion

Afin de minimiser la corrosion, l'eau doit :

- avoir une faible concentration de chlore (Cl_2) et/ou d'ions de chlorure (Cl^-).
- être légèrement alcaline. (La valeur du pH est facilement déterminée à l'aide de papier pH ou d'un pH-mètre).

➤ Exigences générales (Eau utilisée dans le chauffage ou le refroidissement)

- L'eau utilisée pour le chauffage ou le refroidissement (mais pas en contact avec les surfaces sur lesquelles passe le produit) doit être conforme aux exigences suivantes :

Tableau I.2: Exigence générale par apport à l'eau utilisé dans le chauffage et le refroidissement

Paramètre	Valeur
Turbidité	max. 3 NTU
Total des solides dissous	max. 500 mg/l
Ph	7-9
Dureté	max. 10° dH (max. 180 mg/l CaCO_3)

Ammoniaque (NH ₃)	max. 1 mg/l
Ammonium (NH ₄ ⁺)	max. 0,5 mg/l
Fer	max. 0,2 mg/l
Nitrate (NO ₃ ⁻)	Nitrate (NO ₃ ⁻)
Sulfate (SO ₄ ⁻²)	max. 100 mg/l
Chlore (Cl ₂)	max. 0,2 mg/l
Chlorure (Cl ⁻)	max. 30 mg/l
Cuivre	max. 0,05 mg/l
Conductivité (ms/m)	max. 100

- L'eau en contact avec les surfaces mouillées par le produit (c.-à-d. lavage, rinçage, nettoyage) doit être conforme aux exigences suivantes :

Tableau I.3: Exigence générale par apport à l'eau en contact avec les surfaces mouillées par le produit

Paramètre	Valeur
Goût	Aucun
Odeur	Aucune
Turbidité	max. 1 NTU
Couleur	max. 20 mg/l Pt
Demande en oxygène	max. 5 mg/l KMnO ₄
Total des solides dissous	max. 500 mg/l
Ph	7 - 8,5
Ammoniaque (NH ₃)	max. 1 mg/l
Acide carbonique agressif (CO ₂)	max. 0 mg/l
Quantité totale de micro-	max. 100/ml

organismes à température ambiante	
Quantité totale de bactérie coliforme	0/100 ml
Cuivre	max. 0,05 mg/l
Zinc	max. 1,0 mg/l
Nitrate (NO ₃ -)	max. 30 mg/l
Nitrite (NO ₂ -)	max. 0,5 mg/l
Ammonium (NH ₄ +)	max. 0,5 mg/l
Sulfate (SO ₄ 2-)	max. 100 mg/l
Chlore (Cl ₂)	max. 0,2 mg/l
Chlorure (Cl-)	max. 30 mg/l

➤ VAPEUR

La vapeur doit être de bonne qualité et ne pas contenir de condensat ou d'air.

- Ligne d'alimentation :

- La ligne d'alimentation en vapeur doit être munie d'un régulateur de pressions afin de maintenir une pression constante.
- Des condenseurs doivent être disponibles à proximité de la ligne de processus afin de produire de la vapeur sèche.
- La ligne d'alimentation en vapeur doit être équipée d'une vanne d'arrêt principale.
- Les tuyaux de vapeur doivent être isolés afin d'éviter les blessures corporelles.
- Avant la connexion de l'alimentation de vapeur à la ligne de processus, nettoyer les tuyaux en soufflant des jets de vapeur répétés, pendant une durée de 5 à 10 minutes.

➤ Exigence générale

a) Vapeur sans contact avec le produit

Tableau I.4 : Exigence générale de la vapeur sans contact avec le produit

Paramètre	Valeur
Qualité	Vapeur sèche saturée

Humidité	max. 5% condensat
Ph	8,5 - 9,2
Dioxyde de carbone	max. 2 ppm (mg/l)
Chlorure	max. 5 ppm (mg/l)
Particules solides	max. 0,5 ppm (mg/l)
Turbidité	max. 1 NTU
Ammoniaque (NH ₃)	max. 5 mg/l

b) Vapeur en contact avec le produit

Tableau I.5: Exigence générale de la vapeur en contact avec le produit

Paramètre	Valeur
Qualité	Vapeur sèche saturée
Humidité	max. 5% condensat
Ph	7.0-8.0
Chlorure	Max 8 ppm (mg/l)
Particules solides	Max 0.5 ppm (mg/l)
Turbidité	Max 3 NTU (ppm KMnO ₄)
K et Na	Max 0.01mg/kg
Fe	Max 0.02 mg/kg
Cu	Max 0.003 mg/kg
No ₂	Max 0.02 ppm
Conductivité	Max 0.3 ms
Traces de matières organiques	Néant

➤ AIR Technique (AI)

- Recommandations générales :

- L'huile, invariablement introduite dans l'air comprimé par les compresseurs lubrifiés à l'huile, doit être enlevée aussi complètement que possible. L'huile est un polluant important, difficile à éliminer des appareils.
- L'eau se condense dans le circuit pneumatique en quantités variables en fonction de l'humidité de l'air d'admission, de la température avant et après le compresseur ou après une chute de température dans une partie de la conduite d'air passant par une zone froide.
- Pour éviter la condensation, l'air doit être séché dans une proportion définie par la température la plus faible après le séchoir. L'air se répand et se refroidit dans les orifices et les buses à l'intérieur des appareils résultant ainsi en condensation. Pour cette raison, le point de rosée de l'air à l'entrée des appareils doit être d'au moins 10°C inférieure à la température ambiante la plus faible entourant l'équipement.
- Les impuretés sous la forme de particules solides allant jusqu'à une taille de 10 microns (0,01 mm) doivent être éliminées, par exemple au moyen de filtres ou de réducteurs de pression équipés de filtres. Positionner les filtres de manière à ce qu'ils soient bien visibles et faciles à inspecter. Les filtres doivent être vérifiés quotidiennement et leurs cartouches ou garnitures renouvelées à chaque fois que cela est nécessaire.
- La conduite d'alimentation d'air doit comprendre un clapet de retenue principal.
- Avant de raccorder l'alimentation d'eau au conduit de traitement, les conduits d'eau doivent être rincés de tous les résidus d'installation.

➤ **AIR sanitaire**

L'air sanitaire doit être sec et propre et sans traces d'huile.

- Utiliser un compresseur sans lubrification des cylindres à l'huile, afin d'obtenir un air sans huile.
- Les compresseurs sont disponibles en option chez Tetra Pak.
- La saleté sous forme de particules solides jusqu'à une dimension inférieure de 10 microns (0,01 mm) doit être éliminée, par exemple à l'aide de filtres ou de vannes réductrices équipées de filtres. Positionner les filtres de manière qu'ils puissent être vus et facilement vérifiés. Les filtres doivent être vérifiés tous les jours et leurs cartouches ou inserts remplacés chaque fois que c'est nécessaire.

- La canalisation d'alimentation d'air doit inclure une vanne de coupure générale.
- Avant de raccorder l'alimentation d'eau au conduit de traitement, les conduits d'eau doivent être rincés de tous les résidus d'installation.
- Le volume de stockage (réservoir) d'air comprimé doit être d'environ 6 fois la capacité horaire nécessaire.

- Circulation d'eau aseptique

Si le produit fait défaut ou qu'un arrêt se produit sur la remplisseuse, le produit peut être recirculé pendant une période de temps prédéfinie en fonction de la configuration du programme. Si Tetra Therm®Aseptic Drink est configuré pour la circulation du produit, le module entre automatiquement en phase de production lorsque le produit ou la remplisseuse est de nouveau disponible. Si le Tetra Therm®Aseptic Drink n'est pas configuré pour la circulation du produit, le module entre automatiquement en phase de circulation d'eau aseptique.

◆ Hibernation d'énergie aseptique (option)

Afin d'économiser de l'énergie, la circulation d'eau aura lieu à un débit plus faible et le refroidissement sera diminué. Avant la production, le refroidissement doit être branché et la température du module équilibrée.

► Désaérateur et homogénéisateur

◆ Les parties du désaérateur sont :

- 1 - Chambre à vide
- 2 - Température d'entrée TE43A
- 3 - Contrôle de niveau dans la chambre à vide LC32
- 4 - Vanne de régulation de vide VCV1 5 Pompe à vide M11
- 5 - Pompe à vide M11
- 6 - Transmetteur de pression PT 32B
- 7 - Buse de distribution
- 8 - Température de sortie TE43B

9 - Transmetteur de pression PT 32A

10 - Pompe de sortie M5

11 - Buse NEP

► Fonctionnement du désaérateur

Le vide créé par la pompe à vide M11 (5) est maintenu à un point correspondant à la température d'ébullition de l'eau qui est en dessous de la température d'admission du produit. Le produit est pompé vers une buse de distribution centrale (7) et pulvérisé dans la chambre à vide. Les vapeurs et les gaz montent en haut de la chambre. Le niveau de la chambre à vide est automatiquement contrôlé. Les transmetteurs de pression en haut (6) et en bas (9) sont connectés à un contrôleur de niveau (3) qui contrôle la pompe de produit M2. Le vide de la chambre est régulé par une vanne de contrôle de vide manuelle TC43 qui contrôle la vanne VCV1 (4) en fonction de la différence entre la température d'admission (2) et la température de sortie (8). Le produit désaéré est déchargé de la chambre par la pompe M5 (10) et ré-envoyé vers l'échangeur de chaleur. La chambre à vide peut avoir un condenseur externe ou être équipé d'un condenseur monté en haut, refroidi à l'eau.

La vapeur et les produits volatils venant du produit désaéré sont condensés et retombent dans le produit. Seuls des gaz non-condensables, principalement de l'air, sont retirés du produit.

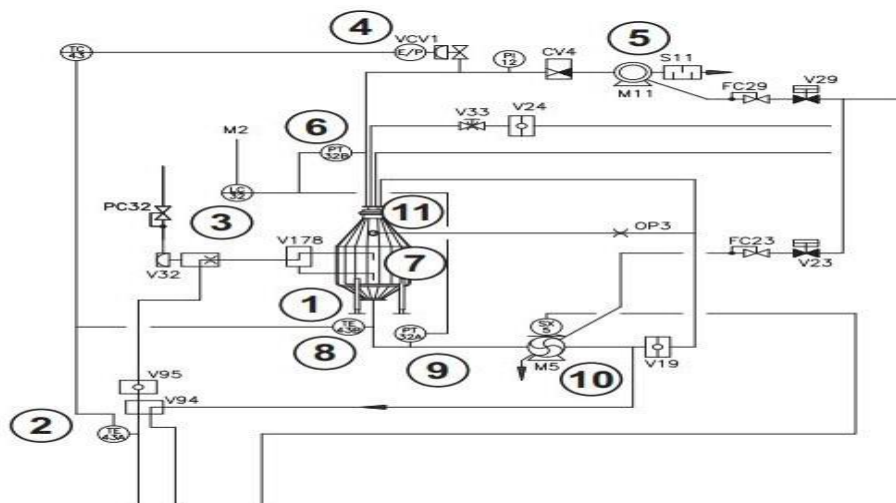


Figure I.1 schéma du Désaérateur [1]



Figure I.2:Désaérateur (Dégazeur)

• Dosage de ratio

Le dosage de ratio est une option pour le Tetra Therm®Aseptic Drink :

Le concentré de détergent est dosé directement dans le bac tampon par une pompe centrifuge (1) montée sur un tambour. La concentration de différents concentrés de détergents et le volume système sont stockés dans des registres de l'automate commun à toutes les recettes de nettoyage. La concentration voulue de la solution de détergents finale est stockée dans la recette. A l'aide du volume système et de la concentration de concentré de détergents, le programme calcule le volume total du détergent concentré. La quantité de détergent concentré est contrôlée à l'aide d'un débitmètre et d'une vanne de régulation.

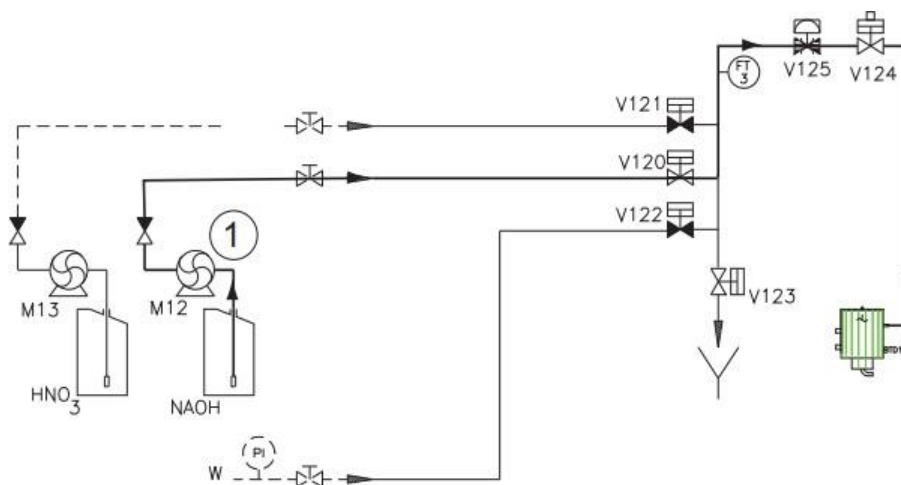


Figure I.3:schéma du ratio de dosage[1]

➤ **Échangeur de chaleur utilisé dans l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI**

➤ **Échangeur de chaleur à plaque (brassées)**

◆ **Généralités**

Le concept d'échangeur thermique brasé (BHE) est une variation de l'échangeur thermique à plaques traditionnel. Au lieu d'avoir des garnitures entre les plaques, les plaques ont été brassées ensemble.



Figure I.4: Échangeur de chaleur à plaques brassées[1]

◆ **Fonctionnement de l'échangeur à plaque :**

Ce type à ondes et à plaques en aluminium brassé est constitué d'un assemblage de canaux distincts, chacun de ces canaux est issu de l'assemblage de deux plaques parallèles séparées par un garnissage (ou onde) à hauteur constante, dont la périphérie est formée de deux tiges ouvertes sont fermés, l'un pour l'entrée et l'autre pour la sortie du fluide. Le remplissage de chaque canal est ainsi en forme de vague dont la direction principale assure l'écoulement du fluide à traiter. L'échangeur comporte trois régions distinctes : la région d'entrée où le fluide est guidé sur toute la largeur du canal, la région de transfert où s'effectue l'échange principal, et enfin la région de sortie. En faisant circuler deux fluides à des températures différentes dans deux canaux continus, la chaleur est transférée ou échangée entre eux à travers une cloison. Les ondes constituent la surface d'échange secondaire entre les fluides chaud et froid. En fait, les ondes sont soudées à la plaque et elles servent à contrôler la pression. Ces ondes ont donc un double rôle. En effet, elles permettent les échanges thermiques (fluide chaud - structure), puis (structure - fluide froid) et elles assurent la stabilité mécanique des composants sous haute pression. [2]



Figure I.5: Échangeur de chaleur à plaque

► Maintenance de l'échangeur à plaque

• Risque de blessures

-Ne jamais intervenir lorsqu'il est chaud.

-L'échangeur de chaleur et les tuyauteries ne doivent jamais être sous pression lors de l'entretien.

- Toujours utiliser des gants de protection et porter une protection oculaire lors de la manutention de détergents. Si les canaux sont bloqués avec de la chaux, il peut être impossible de les nettoyer. Dans ce cas, remplacer l'unité par une nouvelle.

- Ne jamais utiliser de liquides corrosifs pour cuivre ou l'acier inoxydable. Il est important que l'unité ne reste pas en attente après le nettoyage.

• Nettoyage de l'échangeur à plaque

a) Vidanger l'échangeur.

b) Rincer à l'eau fraîche.

c) Vidanger l'eau de rinçage.

d) Remplir avec du détergent dilué.

e) Si possible, faire circuler la solution.

f) Vidanger la solution.

g) Rincer à l'eau fraîche jusqu'à ce que le pH soit neutre.

h) Vidanger l'eau fraîche.

◆ Avantages de l'échangeur à plaque utilisés dans l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI

- . Des performances élevées, notamment dans la récupération de chaleur.
- . Une compacité élevée.
- . Meilleur rendement.
- . Supporte les températures et pressions élevées.

◆ Inconvénient de l'échangeur à plaque utilisés dans l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI

- coûteux par rapport à d'autres échangeurs.
- petite durée de vie un an maximum, c'est ce qui n'aide pas l'entreprise.
- une maintenance coûteuse et prend beaucoup de temps.
- dégradation des plaques et joint de l'échangeur.

► Ces différentes complications ont poussé l'entreprise à trouver une solution qui serait efficace avec un rendement et efficacité plus élevés est bien sûr avec un coût minimisé.

La solution trouvée c'est de remplacer cet échangeur par un échangeur tubulaire.

► Échangeur de chaleur Tubulaire Eau/Vapeur contre-courant**◆ Fonctionnement de l'échangeur de chaleur tubulaire dans la machine de production**

Ce type est constitué d'une calandre qui enveloppe un ensemble de tubes maintenus en position par une plaque tubulaire.

L'échangeur reçoit de la vapeur venue d'une chaudière, qui circule entre les tubes dans le but de chauffer l'eau qui se trouve à l'intérieur des tubes de l'échangeur, la vanne de vapeur de la chaudière est ouverte seulement entre 6 à 8 % ce qui offre une économie d'énergie à l'entreprise, l'eau chauffée est utilisée ensuite pour faire une pasteurisation du produit qui se trouve dans un Pasto. Le but de toute l'opération est de conserver la température de pasteurisation du produit à une température de 92 °C.

◆ Ces Avantages

- moins coûteux par rapport à l'échangeur à plaque
- une efficacité avec un rendement plus élevé

- plus résistant aux températures et pression
- une durée de vie plus grande
- absence d'encrassement ou de corrosion dans l'échangeur ce qui provoque un bon fonctionnement avec une bonne efficacité.



Figure I.6: Échangeur de chaleur tubulaire Eau/Vapeur

➤ **Échangeur de chaleur Tubulaire (Pasto)**

◆ **Configuration**

La conception du module est basée sur un concept enveloppe et tube permettant au produit de s'écouler par des éléments de tube échangeables contenus dans une enveloppe environnante véhiculant le milieu d'échange de chaleur. Chaque module est raccordé à un autre ensemble par une série d'interconnexions d'enveloppe (pour le milieu) et de coudes (pour le produit). Pour les tubes Tetra Spiraflo CC, le produit est transféré dans les interconnexions d'enveloppe et le milieu dans les coudes et interconnexions. Le milieu et le produit peuvent donc être dérivés verticalement ou horizontalement en fonction des critères de conception et être configurés pour faire fonctionner diverses fonctions à chaud ou à froid dans le même système. Chaque enveloppe est maintenue en position par des supports d'enveloppe. Les supports d'enveloppe

sont montés sur le châssis de base

◆ **Fonctionnement de Pasto**

Le Pasto reçoit l'eau chauffée dans l'échangeur de chaleur tubulaire pour passer entre les tubes dans le but chauffer le produit qui passe à son tour dans les fuseaux tubulaires du Pasto (pasteurisation), l'opération dure 15 secondes pour que le produit se pasteurise avant de le transmettre à un autre échangeur pour un pré-refroidissement avant de le refroidir à une température finale de 20 C°.

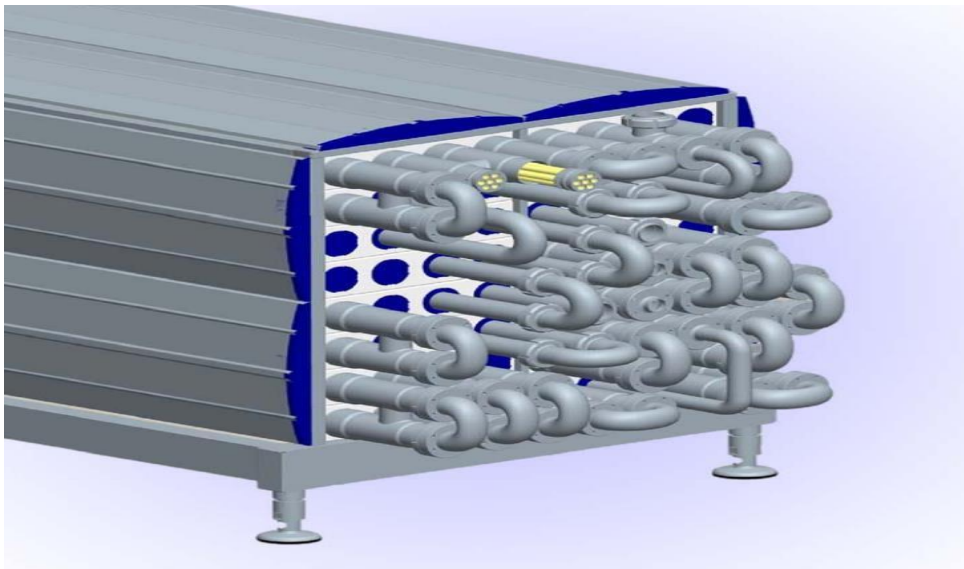


Figure I.7: Échangeur de chaleur tubulaire (Pasto)

◆ **Maintenance de l'échangeur de chaleur**

► **Intervalles de maintenance**

Il dépend des conditions de fonctionnement, mais la recommandation générale est de remplacer les bagues d'étanchéité de produit et les joints toriques tous les deux ans ou au bout de 6 000 h en fonction de l'échéance qui arrive la première. Pour le Tetra Spiraflo CMR et le CMRF avec une température de récupération de produit supérieure à 90°C, la recommandation d'intervalle de maintenance est de remplacer les bagues d'étanchéité de produits et les joints toriques au bout de 3 000 h. et a chaque 6ans pour les vis .



Figure I.8: Échangeur de chaleur tubulaire (Pasto)[1]

◆ **Nettoyage de pasto**

► **Nettoyage de la trajectoire du produit**

La trajectoire de produit du système de l'échangeur de chaleur doit normalement être nettoyée à la soude/l'acide immédiatement après un cycle de production.

► **Débit de nettoyage**

La vitesse minimum recommandée du liquide de nettoyage est de 1,5 m/s (5 pieds/s). Un débit de nettoyage accru peut être nécessaire dans certaines circonstances, par exemple dans des systèmes d'échangeur de chaleur utilisés pour des produits qui ont tendance à brûler, comme le lait, les produits protéinés et sucrés ou les produits contenant un pourcentage élevé de fibres.

► **Agents de nettoyage**

Les agents de nettoyage suivants sont recommandés par Tetra Pak :

- NAOH Une solution de 1-2% par poids de NAOH à une température maximum de 70°C. Une solution à 1% par poids est obtenue si 1 kg de soude caustique est dissous dans 100 litres d'eau ou 2,2 litres d'une solution NAOH à 33% sont mélangés à 100 litres d'eau.

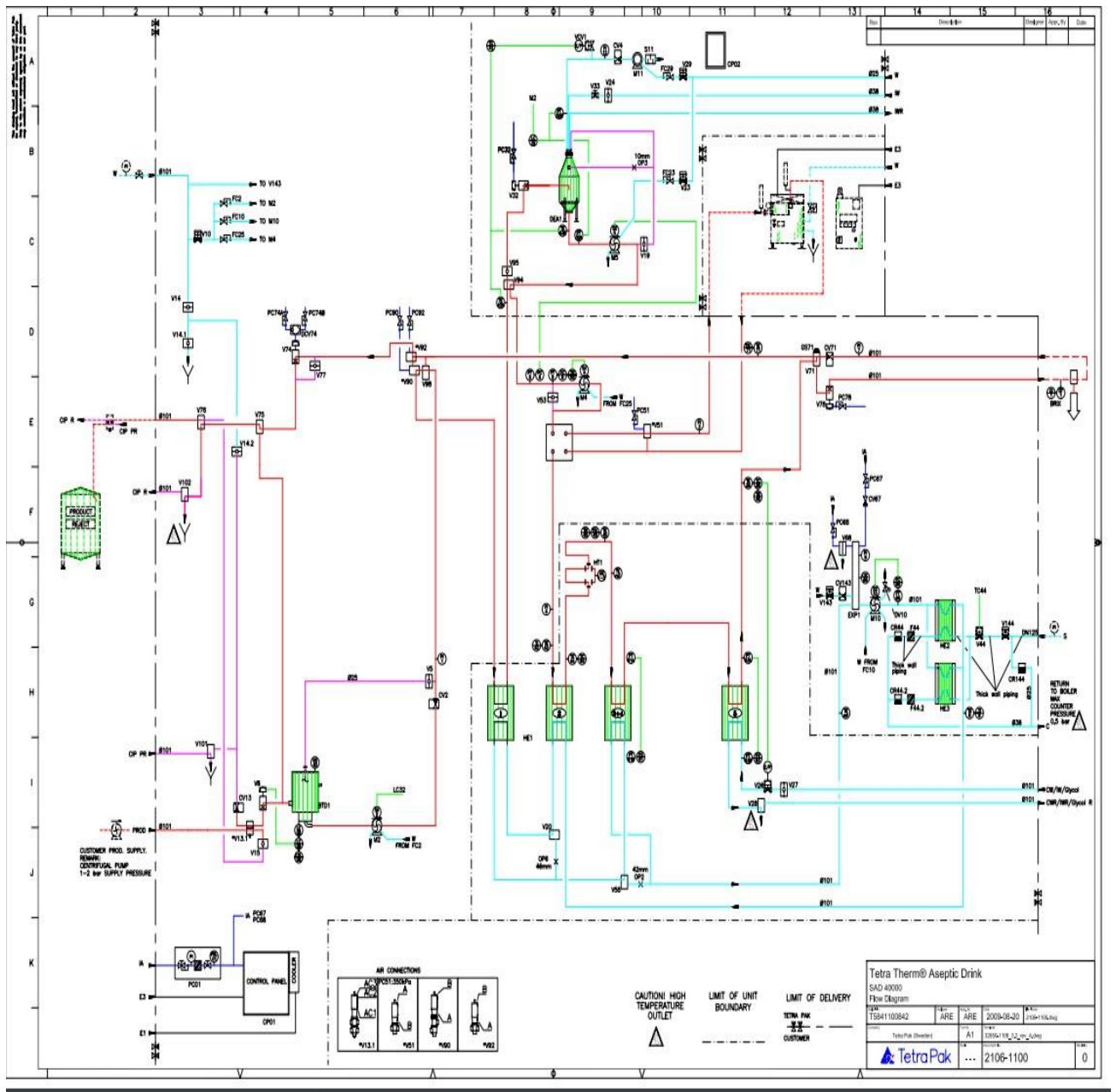


Figure I.9: Image représentant le SCHEMAS du PROCESS.[1]

Chapitre II :
Généralité sur les échangeurs de
chaleur

II. Chapitre : Généralités sur les différents types d'échangeurs de chaleur

II.1. Introduction sur l'échangeur de chaleur :

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial et essentiel dans les systèmes énergétiques. Leur fonction principale est de transférer la chaleur d'un fluide à un autre sans qu'ils entrent en contact direct, grâce à une surface de séparation entre les deux flux thermiques. Les applications des échangeurs de chaleur sont très vastes, couvrant des domaines tels que les procédés industriels, le secteur du bâtiment, la chimie, la récupération d'énergie thermique, la réfrigération et les centrales de production d'électricité. Dans les procédés industriels, il est estimé que 90% de l'énergie thermique est au moins une fois acheminée à travers un échangeur de chaleur, de même que lors de la valorisation de la chaleur produite.

Le choix de l'échangeur est une décision complexe qui dépend de divers facteurs tels que la température et pression des fluides, ainsi que les considérations liées à la maintenance et à l'encombrement. Il est évident qu'avoir un échangeur de chaleur bien adapté, correctement dimensionné, fabriqué avec soin et utilisé de manière appropriée, permet d'obtenir des gains significatifs en termes d'efficacité et d'économie d'énergie dans les procédés.

Ce chapitre a pour objectif d'étudier les différents types d'échangeurs de chaleur, en mettant l'accent sur leurs principes de fonctionnement.

II.2. Définitions d'un échangeur de chaleur

Les installations industrielles requièrent souvent la fourniture d'une quantité importante de chaleur à une partie spécifique du système. Dans la plupart des cas, cette chaleur est transférée à travers l'utilisation d'un échangeur de chaleur. Il est estimé que près de 90% du transfert d'énergie dans le secteur industriel s'effectue au moyen d'échangeurs de chaleur..[3]

Le principe de fonctionnement fondamental d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits afin de les mettre en contact thermique. Typiquement, les deux fluides sont en contact thermique à travers une paroi, généralement métallique, qui facilite l'échange thermique. Typiquement, nous avons un fluide chaud (vapeur) transférant de la chaleur à un fluide froid (eau). En d'autres termes, les fluides chauds et la vapeur se refroidissent lorsqu'ils entrent en contact avec des fluides froids, et les fluides froids s'échauffent lorsqu'ils entrent en contact avec des fluides chauds. La paroi traversée par

les deux fluides échange de la chaleur à travers la paroi de l'échangeur.

II.2.1. Principes de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

Le principe général d'un échangeur de chaleur implique le passage de deux fluides à travers une conduite qui les met en contact thermique. Habituellement, ces deux fluides sont en contact thermique via une paroi, généralement en acier inoxydable, qui facilite les échanges de chaleur. On observe généralement un fluide chaud (comme de la vapeur) qui transmet de la chaleur à un fluide froid (par exemple de l'eau).. [4]

Le défi est de trouver une surface d'échange adéquate entre deux fluides afin de transférer la quantité de chaleur requise dans une configuration spécifique. La quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides, ainsi que d'autres paramètres nombreux. Cela rend l'étude détaillée de ces dispositifs assez complexe. Une étude complète d'un échangeur de chaleur comprend une analyse thermique et hydraulique, ainsi qu'une étude mécanique.[5]

L'étude thermique vise principalement de trouver la surface d'échange thermique requise, le flux de chaleur échangé et la distribution des températures des deux fluides à travers l'appareil, de l'entrée à la sortie.

L'étude hydraulique a pour objectif de déterminer les pertes de charge à l'intérieur de l'appareil, c'est-à-dire les résistances au flux des fluides qui circulent à travers l'échangeur.

L'étude mécanique se concentre sur le calcul des efforts et des contraintes subis par l'échangeur pendant son fonctionnement, ainsi que sur l'évaluation de son efficacité globale. Cela comprend également l'analyse des contraintes thermiques et mécaniques auxquelles l'échangeur peut être soumis.

Ces trois études, thermique, hydraulique et mécanique, sont essentielles pour une analyse complète et précise d'un échangeur de chaleur. Elles permettent de garantir un dimensionnement adéquat de l'appareil, une performance optimale et une durabilité dans différentes conditions d'exploitation.

II.2.2. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des types d'échangeurs. Les principaux

Critères sont :

II.2.2.1. Classements suivant la nature de contact

◆ **contact direct** : consiste en un récipient ou une canalisation où les deux fluides sont directement mélangés, ce qui permet d'atteindre une même température finale pour les deux fluides. [6]

◆ **contact indirect** : la circulation des fluides a travers des espaces distincts séparés par une paroi. [6]

II.2.2.2. Classements suivant le nature d'échange

◆ **sans changement de phase** : Les échangeurs de chaleur qui n'ont pas un changement de phase correspondent généralement aux cas où un des fluides se refroidit pour réchauffer un autre fluide.

Les températures de ces fluides fluctuent continuellement le long de l'échangeur.

◆ **avec changement de phase** :

Il existe trois cas qui sont :

- a) Le premier fluide se condense alors que le deuxième se vaporise
- b) Le fluide secondaire se vaporise en absorbant de la chaleur du fluide primaire sans changement d'état
- c) Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire qui est en générale froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.2.2.3. Classements suivant le sens de l'écoulement

Echangeur	Disposition	Sens
Co courant	parallèle	Même sens
Contre-courant	parallèle	Opposé
Courant croises	Perpendiculaire	Croises

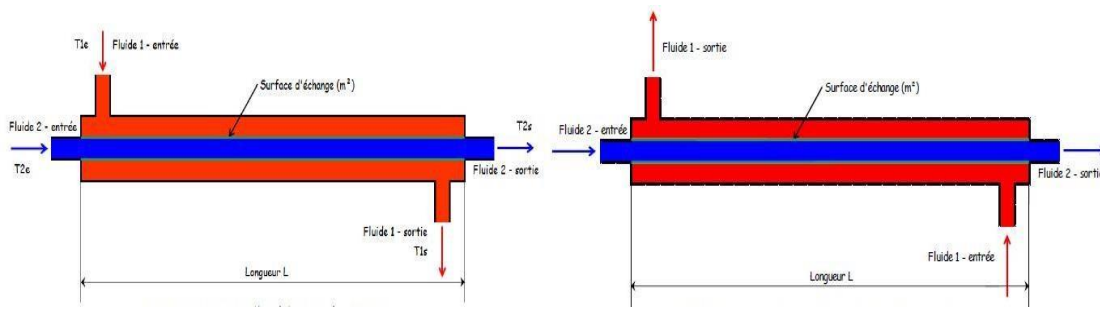


Figure II.1 : Schémas représentent les types d'écoulement [4]

- **Le fluide non brassé** : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section.
- **Le fluide brassé** : circule librement entre les veines, le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide.[4]

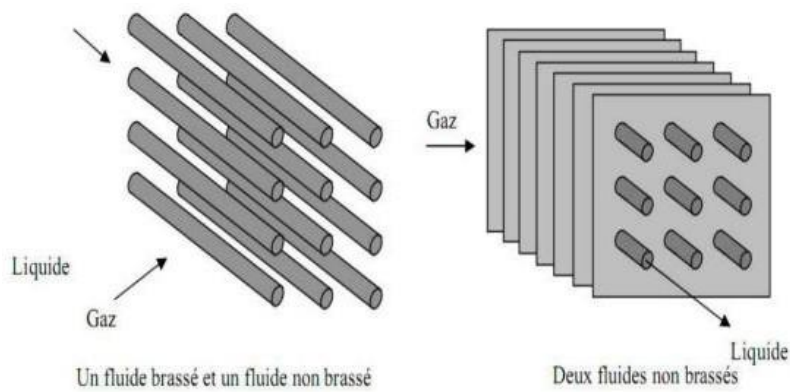


Figure II.2 : échangeur à courant croisé.[6]

II.2.2.4. Classement Technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés dans différents domaines sont les suivants :

- › à **tubes** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- › à **plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire.
- › **Autres types d'échangeurs** : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.[6]

II.2.2.5. Classements coté nature de la paroi d'échange

Il existe deux types de paroi :

- ◆ Les échangeurs en métal et en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- ◆ Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.[7]

II.2.2.6. Classements 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 (l'échangeur est 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 $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$).

II.2.2.7. Classement fonctionnel

La circulation des fluides dans l'échangeur peut se considérer avec ou sans changement de phase.[5]

On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseur.[5]

II.2.3. Configurations des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs types tels que

II.2.3.1. Échangeur Tubulaire (utilisé dans entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI)

C'est l'un des échangeur les plus répandus dans l'industrie pour différentes raisons , au premier temps pour des raison économiques vue que l'échangeur tubulaire est moins couteux que les autres échangeurs est le plus facile à fabriqué , les échangeurs tubulaires utilise les tubes comme constituant principale de la paroi d'échange , on peut distinguer trois type d'échangeurs tubulaires suivant le nombre de tubes qui les différencie , le but de réaliser ses échangeurs et toujours d'avoir la meilleure efficacité possible :

√ **Échangeur monotube dans la (figure II.6a)**, Il s'agit d'un échangeur dans lequel un seul tube est disposé à l'intérieur d'un réservoir, généralement sous forme d'un serpent. Ce type d'échangeur permet le transfert de chaleur entre le fluide à l'intérieur du tube et le fluide à l'extérieur du tube.

√ **Échangeur coaxial dans la (figure II.6b)**, Dans ce type d'échangeur, les tubes sont disposés de manière coaxiale, c'est-à-dire que le tube intérieur est entouré par le tube extérieur. Le fluide chaud ou à haute pression s'écoule généralement dans le tube intérieur, tandis que le fluide froid circule à l'extérieur du tube.

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

◆ **un échangeur avec tube séparé voir (figure II.6c)** : Dans cette configuration, plusieurs tubes de petit diamètre sont placés à l'intérieur d'un tube de plus grand diamètre et maintenus écartés par des entretoises. Cela crée des passages séparés pour les fluides chauds et froids, favorisant ainsi les échanges thermiques.

◆ **échangeur avec tube rapprochés voir (figure II.6d)** : Dans ce type d'échangeur, des rubans enroulés en spirale sont utilisés pour maintenir les tubes et créer un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube. Les tubes sont en contact les uns avec les autres via les rubans, ce qui favorise le transfert de chaleur.

◆ **Échangeur à tubes ailettes voir (figure II.6e)** : Ce type d'échangeur utilise des tubes avec des ailettes, des entretoises et des rubans enroulés pour améliorer le coefficient d'échange thermique. Les entretoises et les rubans aident à maintenir les tubes espacés de manière appropriée, ce qui favorise un meilleur contact et une meilleure turbulence entre les fluides, améliorant ainsi l'efficacité du transfert de chaleur.

◆ **Échangeur à tubes et calandre voir (figure II.6f)** : l'un des échangeur le plus répandue et largement utilisés.[7]

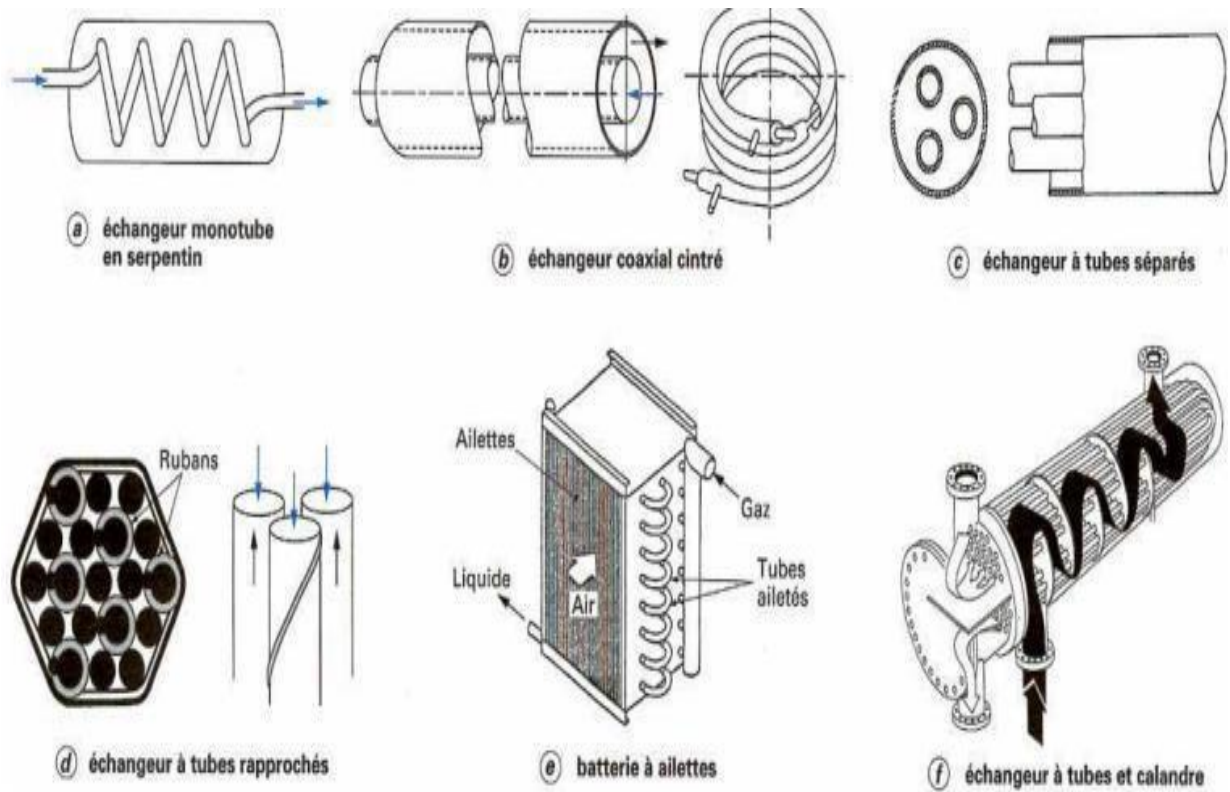


Figure II.3 : Figures représentant les différents type d'échangeurs tubulaire [6]

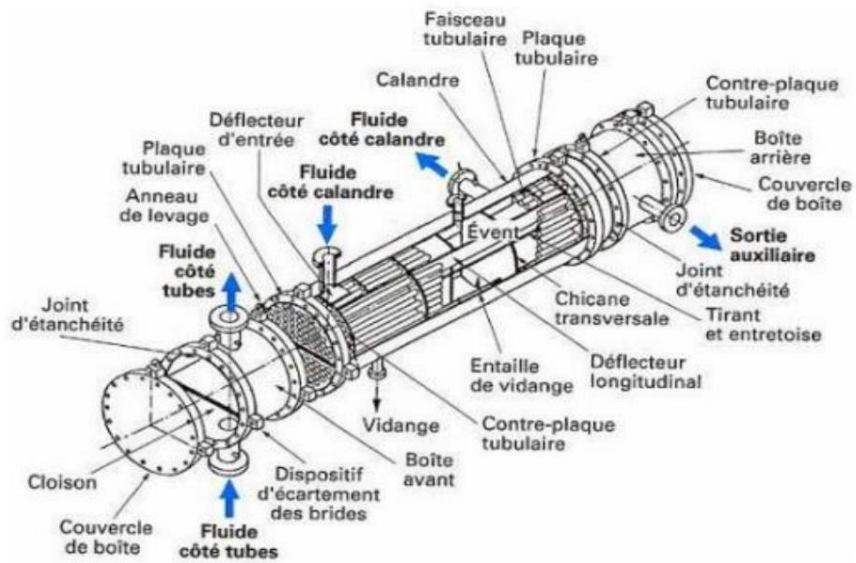


Figure II.4 : Constituants d'un échangeur de chaleur tube et calandre [8]

II.2.3.2. Échangeurs de chaleur à plaques (utilisé dans l'entreprise SARL Ibrahim & Fils IFRI)

Effectivement, les échangeurs à plaques sont constitués d'un ensemble de plaques disposées côte à côte et séparées par des espaces. Les fluides chauds et froids circulent à travers ces passages alternativement, permettant ainsi un échange de chaleur efficace. Chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et vice versa, favorisant un transfert thermique optimal.

L'une des principales caractéristiques des échangeurs à plaques est leur compacité. Ils offrent une grande surface d'échange dans un volume limité par rapport à d'autres types d'échangeurs de chaleur. Cette compacité permet une efficacité élevée du transfert de chaleur tout en occupant moins d'espace physique, ce qui les rend particulièrement adaptés aux applications où l'espace est restreint.

Les échangeurs à plaques sont couramment utilisés dans de nombreux secteurs tels que l'industrie alimentaire, les systèmes de climatisation, les processus chimiques et bien d'autres, en raison de leur efficacité, de leur compacité et de leur facilité d'entretien.

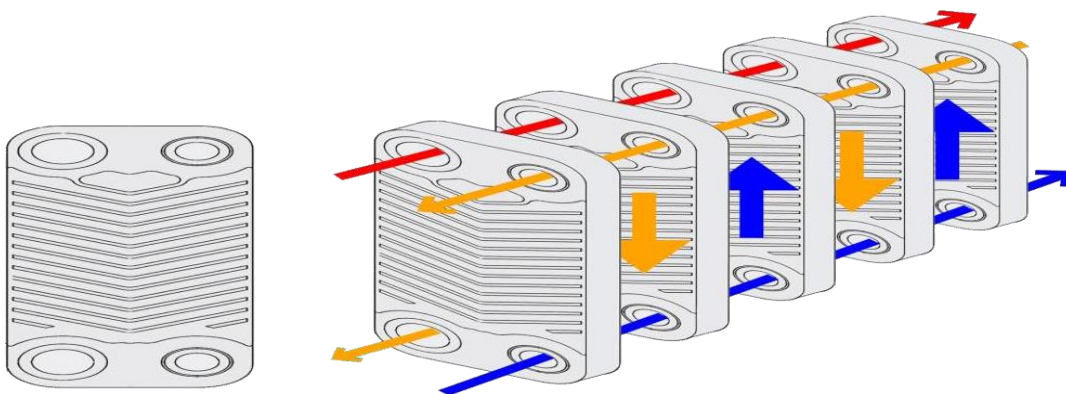


Figure II.5 : Échangeur de chaleur à plaque [1]

II.2.3.3. Échangeur à plaque brassée

L'échangeur de chaleur à plaques brassées, comme la montre schématiquement la (figure II.9), est essentiellement constitué d'un paquet de plaques en acier inoxydable ondulé mince qui sont brassées ensemble en utilisant le cuivre comme matériau de brasage pour former une unité autonome.[9]

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

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 $+65\text{ °C}$ et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar.[6]



Figure II.6 : Échangeur à plaque brassée [1]

II.2.3.4. Échangeur à plaque soudées

Un échangeur de chaleur à plaques soudées présenté dans la (Figure II.10) Composé de plusieurs plaques soudées l'une à côté de l'autre, pour former l'échangeur. L'étanchéité entre les plaques est réalisée par des point de soudure. Seuls les panneaux équipés de joint pour assurer l'étanchéité qui sont démontables. L'échangeur est accessible pour inspection ou pour des opérations de nettoyage, d'abord en démontant tout simplement les 4 panneaux latéraux.

L'échangeur de chaleur à plaques soudées est un concentré d'efficacité comme récupérateur de chaleur, condenseur, rebouilleur ou évaporateur et convient parfaitement pour des applications avec des fluides chargés.[9]



Figure II.7 : Échangeur de chaleur à plaque soudée [1]

II.2.3.5. Échangeur de chaleur à plaque et joint

Les échangeurs de chaleur à plaques sont généralement constitués de plaques minces et lisses qui peuvent présenter des ondulations pour faciliter et accélérer le transfert de chaleur et augmenter la surface d'échange. Le fluide circule dans l'échangeur en parallèle ou en courant croisé (cas de la SARL Ibrahim & Fils IFRI). L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu encombrant et facile à régler, en ajoutant/enlevant des plaques pour augmenter/diminuer la surface d'échange selon les besoins. Les surfaces en contact avec l'extérieur sont réduites au minimum, limitant les déperditions thermiques ; l'étroitesse de l'espace de circulation des fluides et le profil des plaques assurent un écoulement turbulent, d'où un excellent transfert de chaleur, au prix de pertes de charge importantes.[4]

- **Les Avantages :** meilleures performances, simple et fiable, efficacité supérieure
- **Les Inconvénient :** Perte de charge importante, couteux, petite durée de vie.

Échangeur jointé : Constitué d'un certain nombre de plaques métalliques rectangulaires scellées aux bords par des joints. Le tout est maintenu dans un cadre. Il est facilement démontable pour le nettoyage, l'inspection et l'entretien.[4]

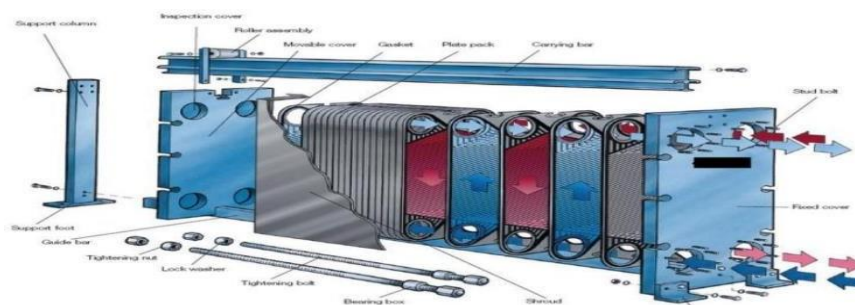


Figure II.8: Échangeur de chaleur a plaque et joint.[5]

II.3. Autre type d'échangeurs de chaleur

II.3.1. Echangeurs à tubes et ailettes

Le premier fluide s'écoule à l'intérieure des tubes tandis que le deuxième se positionne à l'extérieur. Les tubes sont entourés de fines ailettes pour offrir une surface d'échange plus importante que la surface externe du tube lisse. Ce type d'échangeur est généralement utilisé pour récupérer la chaleur des fumées, les radiateurs de voitures, ou les condenseurs des fluides frigorigènes.[5]



Figure II.9: Échangeur à tube et à ailettes.[5]

- La disposition des ailettes :

- ▶ **transversales** : elles ont la possibilité d'être incluses ou autonomes.
- ▶ **continues** : elles sont parcourues par plusieurs tubes et présentent généralement une configuration rectangulaire, qu'elle soit plane ou ondulée.
- ▶ **indépendantes** : elles sont parcourues par un seul tube et présentent une configuration soit annulaires, hélicoïdales, pleines ou segmentées.

II.3.2. Echangeurs à tubes en U

Un échangeur tubulaire est simple et efficace, le faisceau sont des tubes coudés en forme d'épingle, porté par une plaque tubulaire. Un fluide circule dans le tube interne tandis que la seconde passe dans l'espace entre les 2 tubes.

Facile à nettoyer ou à réparer.[10]



Figure II.10 : Échangeur de chaleur à tube en U [1]

II.3.3. Échangeur à spirale

L'échangeur de chaleur à spirale est constitué de deux canaux concentriques formés par deux plaques de métal enroulé de manière hélicoïdale, la distance entre les deux canaux est obtenue par des taquets soudés sur les plaques, leur rôle est de favoriser un écoulement turbulent dans chaque canal et amélioré le coefficient d'échange.

L'échangeur est utilisé pour des transfert monophasique (liquide / liquide) avec une circulation à contre-courant, la conception de l'échangeur lui donne la particularité d'être (autonettoyant) en raison du fluide qui s'écoule dans l'échangeur spirale sans zone morte.[11]

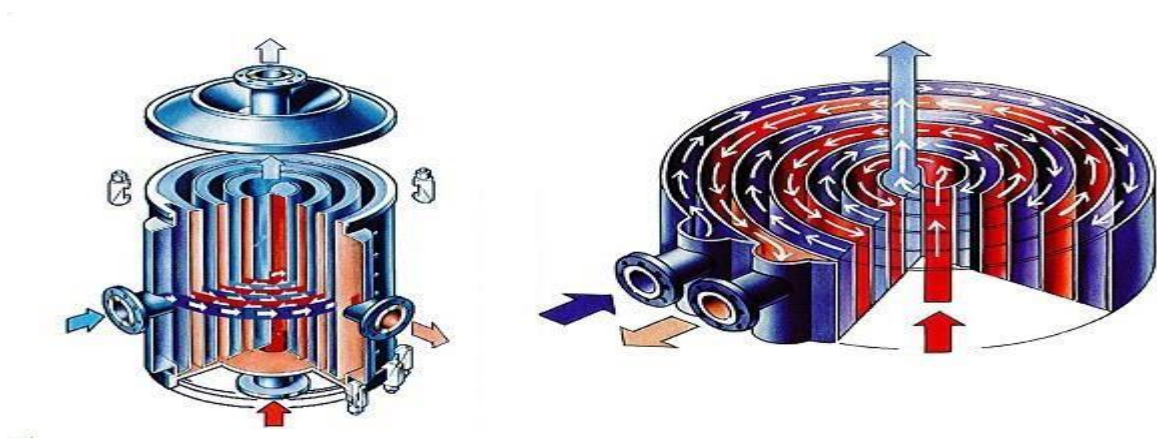


Figure II.11 : Échangeur à spirale [6]

II.3.4. Échangeur lamellaire

C'est un échangeur qui a la même construction que les échangeurs de chaleur à tubes et à calandre, où les faisceaux de tubes sont remplacés par des tubes plats ou des bandes (2 plaques soudées), qui forment un canal dans lequel circule le fluide.

La limite de fonctionnement de cet échangeur de chaleur est une température de 350°C et une pression maximale de 25 bar. Cette technologie d'échangeur de chaleur évolue actuellement. [6]



Figure II.12 : Échangeur lamellaire [7]

II.3.5. Échangeur de chaleur TEMA

TEMA c'est l'association professionnelle des fabricants d'échangeurs de chaleurs.

Les normes TEMA sont reconnues dans le monde entier, l'autorité en matière de conception mécanique des échangeurs de chaleur à coque et à tube. La norme TEMA fournit une méthode acceptée pour les utilisateurs finaux et permet la comparaison entre les modèles concurrents pour une application donnée.

TEMA est un ensemble de normes développées par les grands fabricants d'échangeurs de chaleur.

Définir les styles d'échangeur de chaleur et les tolérances d'usinage et d'assemblage utilisé pour fabriquer une unité de données.

TEMA propose de construire un nombre limité de types de distributeurs, grilles et Fond de calendrier. La combinaison de ces trois éléments crée une sorte d'interrupteur.

Le tableau ci-dessous montre quelques exemples de types d'échangeurs de chaleur TEMA.

Les échangeurs de type TEMA seront désignés par trois lettres représentant trois éléments. Par conséquent, l'échangeur de type AKU est une sorte de Distributeur à fond amovible, calandre type rebouilleur et faisceau de tubes.

Aux Etats-Unis Les échangeurs de chaleur de type TEMA sont construits selon trois classes standard Mécanique R, C et B, reflétant des conceptions acceptables pour diverses applications, les prestations précisent la conception, la fabrication et les matériaux utilisés.

- R : Pour des exigences généralement strictes, l'industrie pétrolière et d'autres Applications de traitement similaires.
- B : Pour les services de traitement chimique.
- C : Exigences d'application pour les processus commerciaux et généraux.[4]

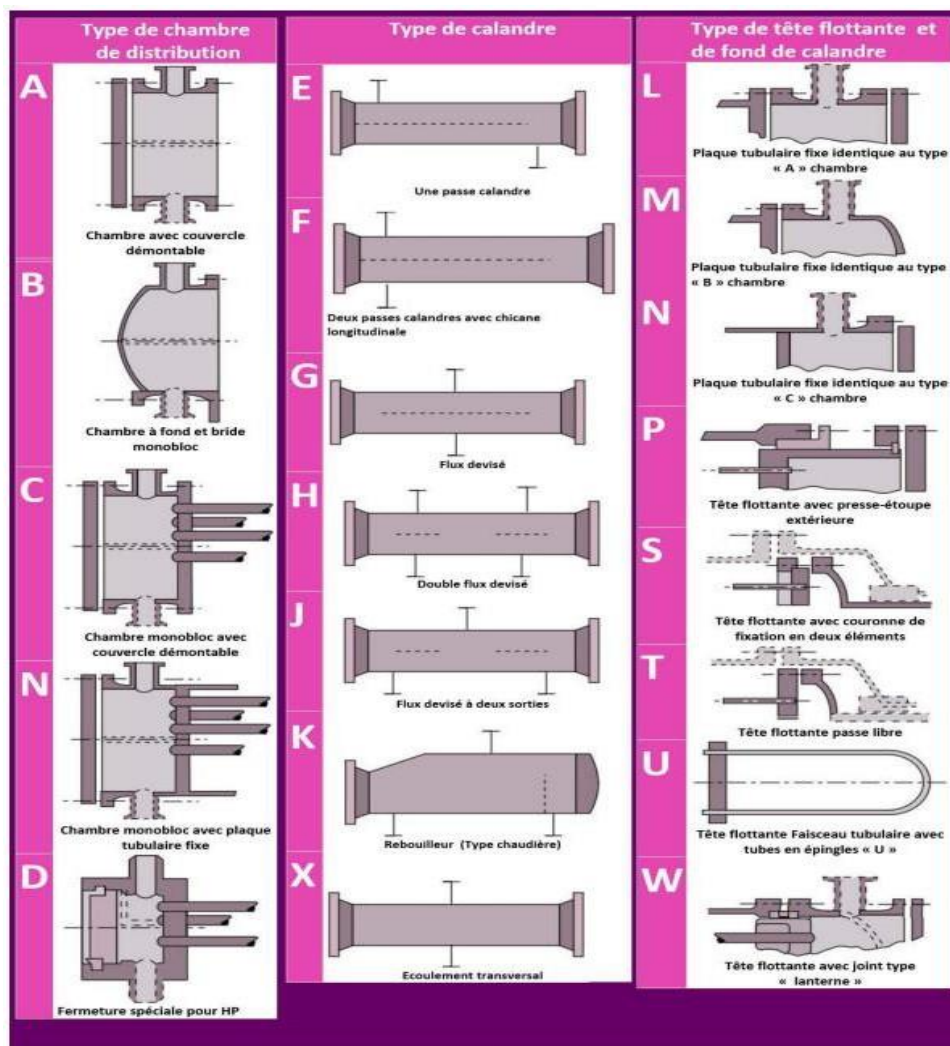


Figure II.13 : Configuration des extrémités de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA [4]

II.4. Conclusion

Ce chapitre est dédié aux différents types d'échangeurs de chaleur (selon le type de Contact, échange, arrangements de flux, modes de transfert de chaleur, etc.).

Il existe également une section dédiée aux classifications techniques (tuyaux et plaques), y compris une introduction détaillée aux échangeurs de chaleur à tube et à calandre : Fonctionnement, avantages et applications.

De même, un échangeur de type TEMA a été défini, ainsi qu'un tableau représentant les extrémités des échangeurs selon la norme TEMA.

Chapitre III :
Méthode de calcul d'un échangeur de
Chaleur Tubulaire

III. Chapitre : Différentes méthodes de calcul des échangeurs de chaleur à tube et a calandre et formules utilisées

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous abordons les différentes méthodes et formules de calcul théorique ainsi que le dimensionnement des échangeurs de chaleur tubulaires et des échangeurs de chaleur à tube et calandre.

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont composés d'un faisceau de tubes montés entre deux plaques tubulaires, qui maintiennent les tubes en position. Ces plaques tubulaires sont reliées à des boîtes de distribution qui assurent la transmission du fluide (généralement de l'eau) à travers les faisceaux en plusieurs passes. Le faisceau de tubes est logé à l'intérieur d'une calandre, qui est équipée d'une tubulure d'entrée et de sortie du fluide secondaire (généralement de la vapeur). La vapeur circule entre les tubes pour chauffer l'eau à l'intérieur des tubes à une certaine température.

La calandre est généralement fabriquée en acier ou en carbone pour supporter les fortes pressions des fluides qui circulent à l'intérieur. Elle joue un rôle essentiel dans le maintien des tubes en place et dans la distribution uniforme du fluide secondaire entre les tubes.

Le calcul et le dimensionnement de ces échangeurs de chaleur tubulaires ou à tube et calandre impliquent des considérations thermiques, hydrauliques et mécaniques. Il est nécessaire de prendre en compte les propriétés des fluides, les débits, les températures d'entrée et de sortie, les pertes de pression, les contraintes mécaniques, etc., pour assurer le bon fonctionnement de l'échangeur de chaleur dans les conditions de service prévues.

III.2. Composition de l'échangeur de chaleur tubulaire eau/vapeur

L'échangeur de chaleur tubulaire est constitué d'un ensemble de tubes montés entre deux plaques tubulaires qui sont reliées à des boîtes de distribution, ces boîtes de distribution ont pour rôle d'assurer la circulation des fluides à travers le faisceau tubulaire en plusieurs passes.

Le faisceau de tubes est logé à l'intérieur d'une calandre qui est équipée de tubulures, une pour l'entrée et une autre pour la sortie du fluide qui circule à l'extérieur des tubes ou entre les tubes du faisceau.[6]

La calandre est généralement fabriquée en acier ou en carbone afin de supporter les fortes pressions et températures auxquelles les fluides sont soumis à l'intérieur de l'échangeur.

Elle joue un rôle crucial dans le maintien des tubes en place et assure une répartition uniforme du fluide à travers le faisceau.

Le choix du matériau de fabrication de la calandre dépend des propriétés physiques et chimiques des fluides, des conditions de pression et de température de fonctionnement, ainsi que des exigences de résistance mécanique. L'acier et le carbone sont couramment utilisés en raison de leur résistance et de leur durabilité.

Il est important de dimensionner et de concevoir correctement l'échangeur de chaleur tubulaire en prenant en compte les paramètres tels que les débits, les températures d'entrée et de sortie, les pertes de pression, les caractéristiques des fluides, afin d'assurer un transfert de chaleur efficace et une performance optimale de l'échangeur.[6]

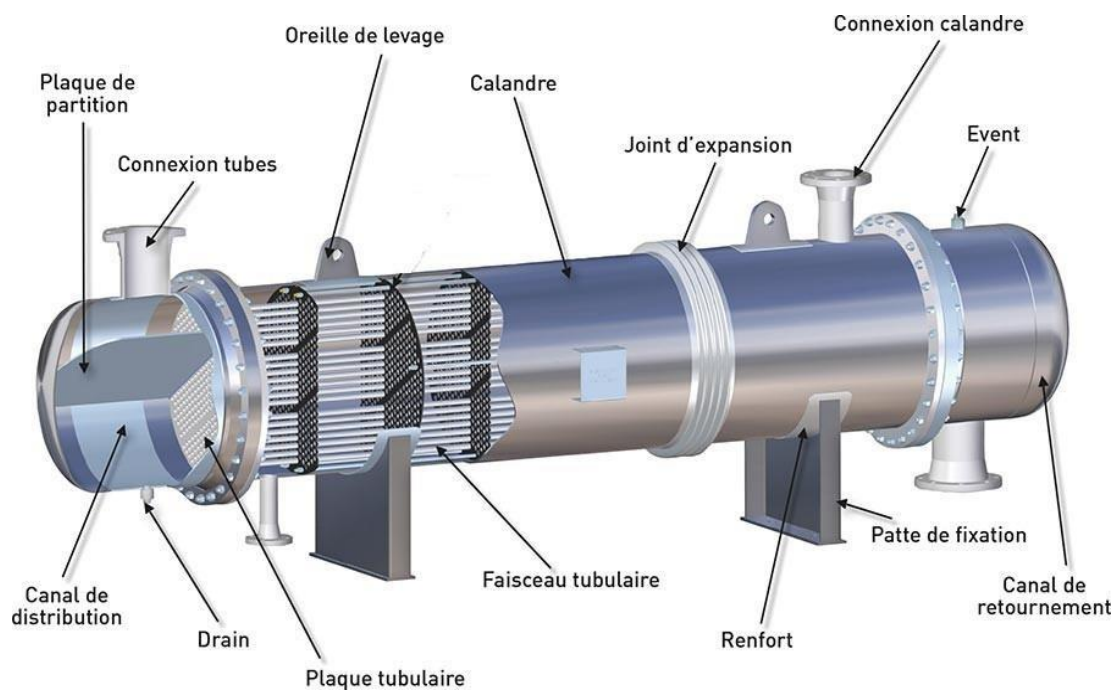


Figure III.1: Les parties d'un échangeur à tube et calandre [4]

III.3. Les différents composants de l'échangeur de chaleur à tube et à calandre

III.3.1. La calandre (la coque)

La calandre est principalement fabriquée à partir de tôles laminées qui sont assemblées par soudage. Elle est disponible dans une large gamme de tailles et d'épaisseurs et est équipée de tubes d'entrée et de sortie de fluide. Aux extrémités de la calandre se trouvent des brides soudées qui servent de points d'attache pour le couvercle et la boîte de distribution.

La fabrication de la calandre peut être coûteuse par rapport aux tubes en raison de sa taille et de son processus de fabrication plus complexe. Les échangeurs de chaleur à tubes et à calandre économiques sont souvent conçus avec des grilles de petits diamètres et des longueurs maximales limitées pour faciliter l'installation et la maintenance de l'équipement. Le diamètre de la calandre doit être choisi avec soin pour s'adapter parfaitement aux dimensions du faisceau de tubes afin d'éviter les fuites de fluide à l'extérieur des canalisations. Les fuites pourraient entraîner une réduction des performances de l'échangeur de chaleur. Il est donc essentiel de dimensionner correctement la calandre pour assurer son bon fonctionnement et son efficacité..[6]

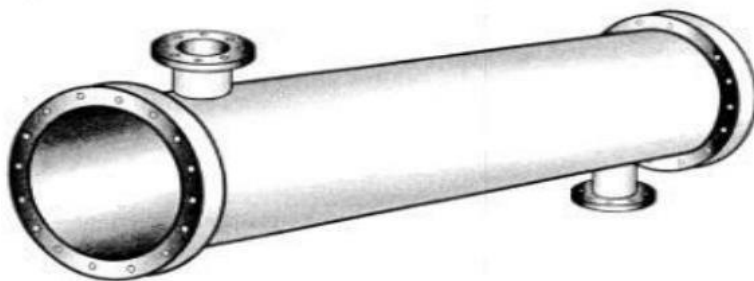


Figure III.2: Calandre d'un échangeur Tubulaire[4]

III.3.2. Faisceau tubulaire

Il s'agit d'un groupe de tubes qui sont soudés ou déployés sur la plaque à leurs extrémités qui sont utilisés à la transmission d'un fluide.

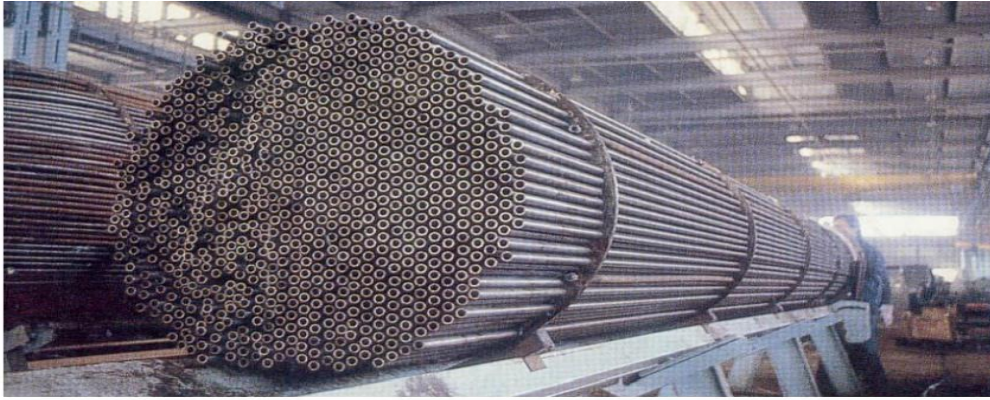


Figure III.3: Faisceau tubulaire[6]

III.3.3. Plaque tubulaire

Ce sont les plaques percées qui supportent le tuyau à l'extrémité et elles sont dimensionnées selon la norme spécifiée par l'échangeur standard TEMA.

La plaque tubulaire forme la barrière principale qui sépare le fluide en circulation dans les tubes du fluide qui circule dans la calandre, ils sont reliés au boîtier et aux tubes par soudage ou à l'aide de joint.

La conception appropriée de la plaque tubulaire garantit la sécurité et fiabilité de l'échangeur de chaleur. [6]



Figure III.4: plaque tubulaire [1]

III.3.4. Les Tubes

Les tubes sont souvent cylindriques et forment un faisceau de tubes pour la Circulation d'un des fluides (eau, vapeur,..etc.), le transfert de chaleur est assuré par les tubes qui séparent les deux fluides dans la coque (calandre), ces parois du tube sont Généralement en métal, mais peuvent aussi être en plastique ou en céramique dépend de l'application.

Le diamètre extérieur du tube varie entre 12,70 mm et 38,10 mm.[4]

III.3.4.1. Disposition des Tubes

La spécification des tubes se fait généralement en utilisant le Birmingham Wire Gauge (BWG), qui est une échelle de mesure de l'épaisseur des tubes. Les tubes sont normalisés en fonction des conditions de fonctionnement, en prenant en compte des facteurs tels que la tolérance à la corrosion.

Dans les échangeurs de chaleur conformes aux normes TEMA, les tubes ont généralement un diamètre extérieur exprimé en pouces (1 pouce = 25,4 mm). Les diamètres courants varient de 16 à 50 mm

Les tubes de plus petit diamètre (16 à 25 mm) offrent un meilleur transfert de chaleur et une plus grande compacité de l'échangeur. Cependant, il est important de noter que l'utilisation de tubes à faible diamètre peut poser des problèmes dans le cas où des fluides encrassants sont utilisés. Ces tubes peuvent entraîner des pertes de charge élevées et rendre le nettoyage de l'appareil plus difficile.

Il est donc essentiel de prendre en compte les caractéristiques des fluides, les pertes de charge et les exigences de nettoyage lors de la sélection du diamètre des tubes pour un échangeur de chaleur donné.[6]

III.3.4.2. Le pas Tubulaire

Le pas des tubes (pitch) indique la distance entre les axes des tubes adjacents, il est en minimum égal à 1,25 fois le diamètre extérieur. Il existe quatre modèles de mise en page Tubes Triangle (30°), triangle oblique (60°), carré (90°), carré Inclinaison (45°).

Les modèles triangulaires peuvent s'adapter à plus de tubes et avoir une surface ou le taux

est de 15% plus élevés que les modèles carrés ou carrés inclinés.

Aussi, La disposition dans le modèle triangulaire crée une forte turbulence, ce qui signifie un coefficient de Transfert de chaleur élevé. Cependant, pour un espacement typique des tubes de 1,25 fois le diamètre A l'extérieur du tube, il ne permet pas le nettoyage mécanique du tube car le canal est indisponible. Par conséquent, la disposition du motif triangulaire est limitée au Service de nettoyage côté grill.[6]

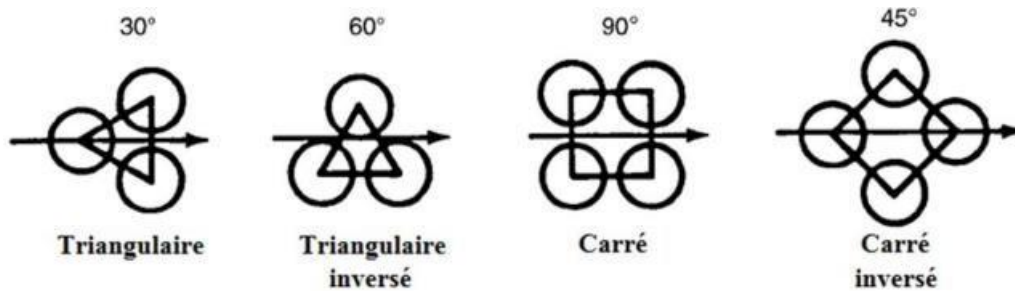


Figure III.5: Disposition des Tubes [4]

III.3.5. Chambre de Distribution

Le rôle de la chambre de distribution est de distribuer le fluide dans le faisceau de tubes dans une ou plusieurs filières, ils sont classés en plusieurs types selon la norme TEMA.

En générale c'est l'organe qui distribue le fluide à l'extrémité du tube.

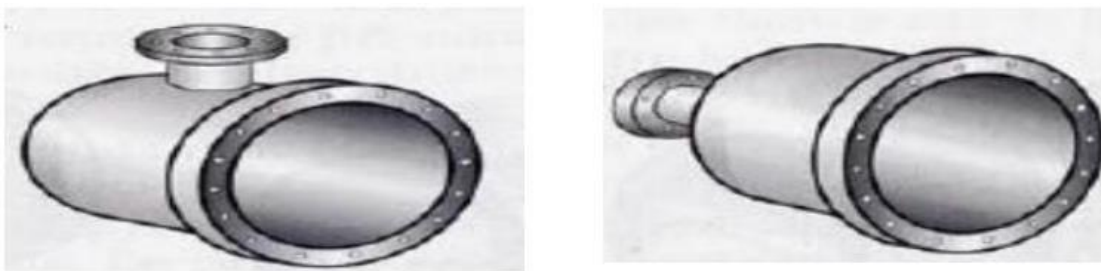


Figure III.6: Boîte de distribution [6]

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

L'étude des échangeurs de chaleur implique plusieurs disciplines telles que la thermodynamique, la mécanique des fluides et la science des matériaux. Ces domaines de

connaissances sont nécessaires pour comprendre et analyser le fonctionnement des échangeurs de chaleur dans différents contextes.

L'étude d'un échangeur de chaleur comprend généralement plusieurs étapes, dont la sélection de la technologie appropriée. Ce choix dépend de nombreux paramètres tels que les conditions de fonctionnement de l'équipement (température, pression, etc.), les types de fluides utilisés, ainsi que les contraintes d'espace et de maintenance. Il est important de prendre en compte ces facteurs afin de choisir la technologie d'échangeur de chaleur la mieux adaptée à l'application spécifique

Un autre aspect important de l'étude des échangeurs de chaleur est le calcul des pertes de charge. Lorsqu'un fluide est en mouvement à travers un système, il subit des pertes d'énergie sous forme de pression différentielle ΔP en raison du frottement sur les parois. Pour faciliter la circulation des fluides dans le système, cette perte d'énergie doit être compensée. Les calculs des pertes de charge permettent de déterminer les caractéristiques de l'échangeur de chaleur, comme la résistance au débit et les dimensions des conduits, afin d'assurer un fonctionnement efficace du système.

En résumé, l'étude d'un échangeur de chaleur nécessite une approche multidisciplinaire, en prenant en compte la sélection de la technologie appropriée et le calcul des pertes de charge, entre autres aspects. Cela permet de concevoir et de dimensionner des échangeurs de chaleur efficaces et adaptés aux besoins spécifiques de l'application..[6]

III.4.1. Calcul de la quantité de chaleur échangée

Le bilan thermique d'un échangeur de chaleur s'écrit :

$$Q = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = \dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{III.1})$$

Où :

Q = représente l'échange de chaleur

III.4.2. Calcul de la ΔTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne)

ΔTLM : Il représente la différence de température logarithmique Moyenne [$^{\circ}C$] de la fonction ΔT entre les températures d'entrée et de la sortie de l'échangeur de chaleur.

- La méthode ΔTLM est exprimé par la formule suivante :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \quad (III.2)$$

- pour un écoulements co-courant :

$$\{\Delta T1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\{\Delta T2 = T_{cs} - T_{fs}$$

(T_{ce} , T_{fe}) : températures d'entrée des fluides chaud et froid.

(T_{cs} , T_{fs}) : températures de sortie des fluides chaud et froid.

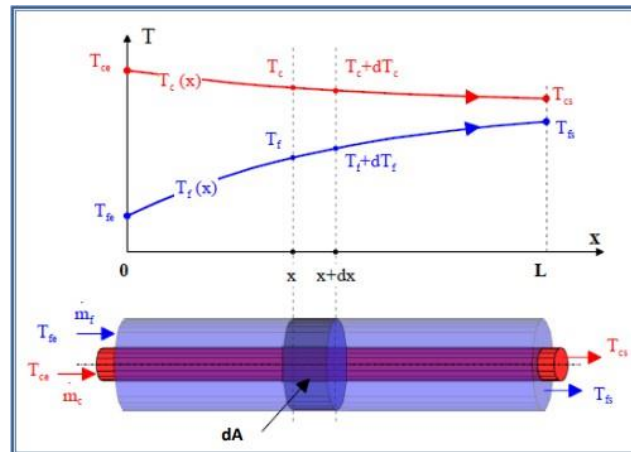


Figure III.7: Évolution des températures des fluides chaud et froid d'un échangeur de chaleur co-courant [7]

- Pour un écoulement contre-courant :

$$\{\Delta T1 = Tce - Tfs$$

$$\{\Delta T2 = Tcs - Tfe$$

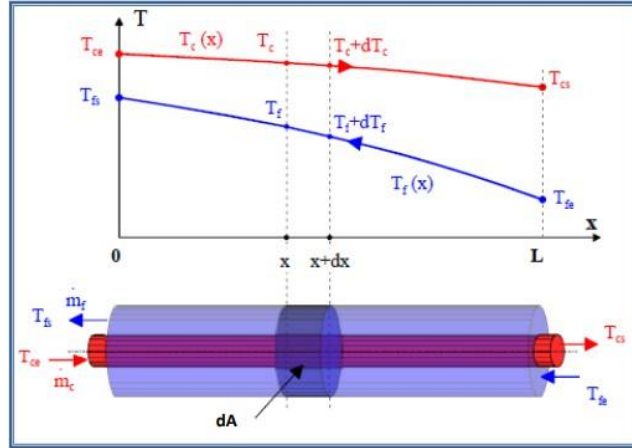


Figure III.8: Évolution des températures des fluides chaud et froid d'un échangeur de chaleur contre-courant [7]

III.5. Méthode de calcul 1 : Coté Tubes

➤ **Etape 1 :**

III.5.1. Le calcul du nombre de tubes par passe

$$Nt_p = \frac{Nt}{Np} \tag{III.3}$$

- Nt_p : nombres de tubes par passe.
- Nt : nombres de tubes dans le faisceau tubulaire.
- Np : nombre de passe cotés tube.

➤ **Etape 2 :**

III.5.2. Calcul de la section de passage coté tube

$$At = \frac{\pi}{4} Nt \ di^2 \tag{III.4}$$

- At : section de passage coté tube (m^2)

- d_i : diamètre intérieur des tubes (m)

➤ **Etape 3 :**

III.5.3. Débit de l'eau qui circule dans les tubes

$$m_f' = 40000 \text{ L/h}$$

$$m_f = \left(\frac{m_f' * 0.001 * \rho_e}{3600} \right) \quad (\text{III.5})$$

- m_f' : débit de l'eau (L/h)
- m_f : débit de l'eau (kg/s)
- ρ_e : masse volumique de l'eau

➤ **Etape 4 :**

III.5.4. Calcul de la vitesse massique

$$G_f = \frac{m_f}{A_t} \quad (\text{III.6})$$

- m_f : débit de l'eau ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
- G_f : vitesse massique de l'eau ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)
- A_t : section de passage coté tube. (m^2)

➤ **Etape 5 :**

III.5.5. Calcul du nombre de Reynolds

$$Re_f = \frac{G_f * d_i}{\mu_f} \quad (\text{III.7})$$

- Re_f : nombre de Reynold coté tubes
- μ_f : viscosité dynamique ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)

➤ **Etape 6 :**

III.5.6. Calcul du nombre de Nusselt

- La valeur de Reynolds déterminer la nature de l'écoulement du fluide.
- a) Pour un régime laminaire ($Re < 2100$)

$$Nu = 1.86 \left(Re_f Pr_c \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \right) \quad [12] \quad (\text{III.8})$$

$$Pr_c = \frac{c_p t \mu_t}{\lambda t}$$

- h_f : Coefficient d'échange convectif de l'eau (W/m. c°)
- λ_t : Conductivité thermique de l'eau (W.m⁻¹k⁻¹)
- L_t : Longueur des tubes (m)
- μ_p : : viscosité dynamique (kg.m⁻¹s⁻¹)
- C_p : Chaleur spécifique de l'eau (J./kg. c°)

b) Pour un écoulement en régime turbulent ($Re_t > 10^4$)

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr_t^{0.3} \quad [12] \quad (\text{III.9})$$

➤ **Etape 7 :**

III.5.7. Coefficient d'échange convectif h_i

$$h_i = \frac{Nu * \lambda_t}{d_i} \quad (\text{III.10})$$

➤ **Etape 8 :**

III.5.8. Calculs des pertes de charge coté tubes

- Calcul du facteur de friction :

$$F = 0.0014 + 0.132 * Re_c^{-0.32} \quad [12] \quad (\text{III.11})$$

- Pertes de charge Linière :

$$\Delta p_L = 4 * F * N_p * \frac{L}{d_i} * \frac{G_f^2}{2 * \rho_L} \quad [12] \quad (\text{III.12})$$

Δp_L : pertes de charge singulière (N.m⁻²)

ρ_L : masse volumique pour h2 (Kg.m⁻³)

F : facteur de friction

- Pertes de charges singulières:

$$\Delta p_s = 4 * N * \frac{\rho_{h2} * \mu_{h2}^2}{p} \quad [12] \quad (\text{III.13})$$

Δp_s : pertes de charge singulière (N.m^{-2})

ρ_{h2} : masse volumique pour h2 (Kg.m^{-3})

- Pertes de charges total:

$$\Delta p_T = \Delta p_L + \Delta p_s \quad (\text{III.14})$$

III.6. Méthode de calcul 2 : Coté Calandre

➤ Etape 1 :

III.6.1. Calcul du débit de la vapeur d'eau coté calandre

$$Q = C_{pc} * m_c * (T_{cs} - T_{ce}) \quad (\text{III.15})$$

➤ Etape 2 :

III.6.2. Calcul du pas tubulaire

$$P = 1.25 * d_e \quad (\text{III.16})$$

- P : le pas tubulaire (m)
- d_e : diamètre extérieure (calandre) (m)

➤ Etape 3 :

III.6.3. Calcul de la section de passage coté calandre

$$A_c = \left(\frac{\pi}{4} * d_{i_c}^2 \right) - A_t \quad (\text{III.17})$$

- d_{i_c} : diamètre intérieur de la calandre (m)
- A_t : section de passage coté tubes (m^2)

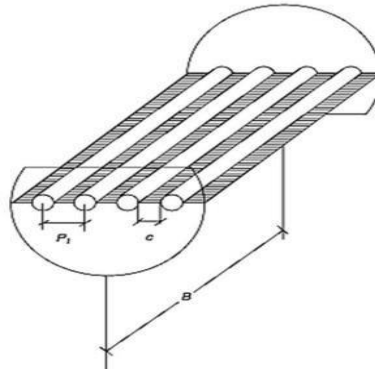


Figure III.9: Section de passage coté calandre[6]

➤ **Etape 4 :**

III.6.4. Calcul de la vitesse massique

$$G_c = \frac{m_c}{A_c} \quad (\text{III.18})$$

- m_c = débit de la vapeur d'eau dans la calandre (kg/s).
- A_c = section de passage coté calandre (m^2).

➤ **Etape 5 :**

III.6.5. Calcul du diamètre hydraulique

$$d_h = \left(\frac{1.01}{d_e} \right) * (p^2 - (0.917 * d_e^2)) \quad [12] \quad (\text{III.19})$$

- p : le pas tubulaire (m)
- d_e : diamètre extérieure de la calandre (m)

➤ **Etape 6 :**

III.6.6. Calcul du nombre de Reynolds

➤ nombre de Reynolds pour h_1 :

$$Re_{h1} = \frac{G_c * d_h}{\mu_{h1}} \quad (\text{III.20})$$

- μ_{h1} : viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

- d_h : diamètre hydraulique (m)

- Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr_{h1} = \frac{c_{p_{h1}} * \mu_{h1}}{\lambda_{h1}} \quad (III.21)$$

► calcul du nombre de Reynolds pour h2 :

$$Re_{h2} = \frac{G_c * d_h}{\lambda_{h2}}$$

- μ_{h2} : viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
- d_h : diamètre hydraulique (m)

- Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr_{h2} = \frac{c_{p_{h2}} * \mu_{h2}}{\lambda_{h2}} \quad (III.22)$$

► calcul du nombre de Reynolds pour h condensation :

$$Re_c = \frac{G_c * d_h}{\mu_c} = 4 * \frac{m_c}{Nt * \pi * d_e * \mu_L} \quad [12] \quad (III.23)$$

- μ_c : viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
- d_h : diamètre hydraulique (m)
- Re_c : Nombre de Reynolds côté calandre
- μ_L : viscosité dynamique du liquide saturé ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

- Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr_c = \frac{c_{pL} * \mu_L}{\lambda_L} \quad (III.24)$$

➤ **Etape 7 :****III.6.7. Calcul du nombre de Nusselt**➤ calcul du nombre de Nusselt pour h_1 :

$$Nu_{h1} = 0.021 * Re_{h1}^{0.8} * Pr_{h1}^{0.33} \quad [12] \quad (III.25)$$

➤ calcul du nombre de Nusselt pour h_2 :

$$Nu_{h2} = 0.023 * Re_{h2}^{0.8} * Pr_{h2}^{0.33} \quad [12] \quad (III.26)$$

➤ **Etape 8 :****III.6.8. Coefficient d'échange convectif he :**➤ coefficient d'échange convectif pour he_1 :

$$he_1 = \frac{Nu_{h1} * \lambda_{h1}}{d_h} \quad (III.27)$$

- d_h : diamètre hydraulique (m)
- λ_{h1} : conductivité thermique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

➤ coefficient d'échange convectif pour he_2 :

$$he_2 = \frac{Nu_{h2} * \lambda_{h2}}{d_h} \quad (III.28)$$

- d_h : diamètre hydraulique (m)
- λ_{h1} : conductivité thermique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

➤ coefficient d'échange convectif pour h condensation :

$$he_c = \frac{Re_c * \lambda_L}{(8750 + 58 * Pr_L^{-0.5}) * (Re_c^{0.75} - 253) * \left(\frac{9.81}{\mu_L}\right)^{0.33}} \quad [12] \quad (III.29)$$

- μ_L : viscosité dynamique du liquide pour h2 ($\text{Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)
- λ_L : Conductivité thermique du liquide pour h2 ($\text{W.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$)

➤ **Etape 9 :**

III.6.9. Calcul des pertes de charges coté calandre :

- Calcul du facteur de friction :

$$F = 1.728 * Re_T^{-0.188} \quad (\text{III.30})$$

- Pertes de charge coté calandre :

$$\Delta p_c = F * \frac{(Nb + 1) * di_c}{d_h} * \frac{G_c}{\rho_T} \quad (\text{III.31})$$

$$Nb = 0$$

- F: Facteur de friction
- G_c : Vitesse massique ($\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$)
- Nb : nombre de chicane
- di_c : diamètre intérieur de la calandre (m)

➤ **Etape 10 :**

III.7. Calcul du coefficient global d'échange thermique (U)

Le coefficient de transfert de chaleur global noté U représente L'énergie thermique qui passe à travers un milieu. Son unité est ($\text{W.m}^{-2}.\text{c}^\circ$)

$$U = \frac{1}{\frac{de}{hi * di} + \frac{1}{he} + \frac{de \ln \frac{de}{di}}{2k}} \quad (\text{III.32})$$

- U : coefficient d'échange global ($\text{W.m}^{-2}.\text{c}^\circ$)

- K : conductivité thermique (W/m °C)

➤ **Etape 11 :**

III.8. Calcul de la différence de la température logarithmique moyen (ΔTLM)

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \frac{\Delta T1}{\Delta T2}}$$

- Pour un écoulement à contre-courant (cas de l'échangeur de chaleur tubulaire (EAU - VAPEUR))

$$\Delta T1 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T2 = T_{cs} - T_{fe}$$

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (III.33)$$

➤ **Etape 12 :**

III.9. Calcul de la surface d'échange

- L'expression de la surface d'échange et donne par :

$$Q = U A F \Delta TLM \quad (III.34)$$

- Implique que:

$$A = \frac{Q}{U F \Delta TLM}$$

A : surface d'échange (m^2)

F=1 → facteur de correction

- Calcul de la surface de l'échangeur de chaleur :

$$A' = N_t * \pi * D_t * L_t \quad (III.35)$$

- Le rapport entre la surface d'échange A et la surface d'échange calculer en utilisant les données de l'échangeur de chaleur :

$$A_R = \frac{A'}{A} \quad (\text{III.36})$$

A' : surface d'échange réel (m^2)

A : surface d'échange théorique (m^2)

➤ **Etape 13 :**

III.10. Calcul de l'efficacité de l'échangeur de chaleur

- Les propriétés de l'eau entre 85 et 99.4 °C sont considérées constantes

1) La première partie de l'échangeur :

$$C_c = m_f * C_{p_f} \quad (\text{III.37})$$

$$C_{h_1} = m_c * C_{p_{h_1}}$$

Si :

$$C_c < C_{h_1}$$

$$C_{min} = C_c$$

Si :

$$C_c > C_{h_1}$$

$$C_{min} = C_{h_1}$$

- Calcul du flux :

$$Q_1 = C_{h_1} * (T_{ce} - T_{ce_2}) \quad (\text{III.38})$$

$$T_{ce_2} = T_{cs} - \frac{Q_1}{C_c} \quad (\text{III.39})$$

- Calcul du flux max de la première partie :

$$Q_{max1} = C_{min} * (T_{ce} - T_{ce2}) \quad (III.40)$$

- Calcul de l'efficacité pour la première partie :

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_1}{Q_{max1}}$$

- 2) La deuxième partie de l'échangeur :

- C_{max} Condensation du fluide chaud

$$C_{min} = C_c$$

- Calcul du flux :

$$Q_2 = m_c * h_{fg} \quad (III.41)$$

$$T_{ce1} = T_{ce2} - \frac{Q_2}{C_c} \quad (III.42)$$

- Calcul du flux max de la deuxième partie :

$$Q_{max2} = C_{min} * (T_{hs1} - T_{ce1}) \quad (III.43)$$

- Calcul de l'efficacité pour la deuxième partie de l'échangeur :

$$\varepsilon_2 = \frac{Q_2}{Q_{max2}}$$

- 3) La troisième partie de l'échangeur de chaleur :

$$C_{h2} = m_c * C_{p_{h2}} \quad (III.44)$$

$$Si - Cc < Ch_2$$

$$C_{min} = Cc$$

$$Si - Cc > Ch_2$$

$$C_{min} = Ch_2$$

- Calcul du flux Q3 :

$$Q_3 = Ch_2 * (Th_{s1} - Th_{s2}) \quad (III.45)$$

- Calcul du flux max de la troisième partie : :

$$Q_{max3} = C_{min} * (Th_{s1} - Tce) \quad (III.46)$$

- Calcul de l'efficacité de l'échangeur pour la troisième partie :

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_3}{Q_{max3}} \quad (III.47)$$

- Le moyen de l'efficacité de l'échangeur de chaleur :

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{3} \quad (III.48)$$

Chapitre IV :
Calcul d'un échangeur de chaleur
tubulaire

IV. Chapitre : Calcul d'un échangeur de chaleur tubulaire

IV.1. Le but de calcul d'un échangeur de chaleur

Ce calcul a pour but de vérifier les performances de l'échangeur tubulaire Eau/Vapeur, En calculant sa surface d'échange réel et la comparer avec la surface d'échange calculé en utilisant les données de l'échangeur de chaleur, ainsi que ses pertes de charge.

IV.2. Les données de l'échangeur de chaleur

IV.2.1. Propriétés thermo physiques de l'eau dans les tubes :

- On a défini les propriétés thermos-physique en utilisant la base de données coolprop.

Tableau IV.1: Caractéristique de l'eau utiliser dans l'échangeur de chaleur

Propriétés physiques De l'eau dans les tubes	Fluide froid (Eau)
Tfe (c°)	85
Tfs (c°)	99.4
Débit m (kg . s ⁻¹)	10.71
La masse volumique ρ (kg. m ⁻³)	964.0572
La chaleur spécifique C_p (J. kg ⁻¹ . k ⁻¹)	4206.2
Viscosité dynamique μ (kg. m ⁻¹ . s ⁻¹)	0.00030659

La conductivité thermique λ (W. M ⁻¹ . °K ⁻¹)	0.6742
---	--------

IV.2.2. Caractéristique de l'échangeur de chaleur

Tableau IV.2: Les données concernant l'échangeur de chaleur tubulaire Eau/Vapeur

Caractéristiques géométriques	Valeur
Nombre des tubes	37
Nombre de passes	1
Diamètre extérieur (tube) (mm)	25
Diamètre intérieur (tube) (mm)	22
L'épaisseur (tube) (mm)	1.5
Pas tubulaire (mm)	31.3
Longueur des tubes (mm)	1000
Diamètre extérieur Calandre (mm)	258
Diamètre intérieur Calandre (mm)	250
Épaisseur calandre (mm)	4

IV.2.3. Caractéristique du matériau de conception de l'échangeur de chaleur :

Tableau IV.3: nom de l'échangeur de chaleur tubulaire et ça conductivité thermique

Nom de l'échangeur	Inox 316L
Conductivité thermique ($W.m^{-1}.k^{-1}$)	14.6

IV.3. Application de la méthode kern

IV.3.1. Coté Tube (Eau)

- calcul du nombre de tubes par passe Nt_p :

$$Nt_p = \frac{Nt}{Np} \quad (IV.1)$$

$$Nt_p = \frac{37}{1} = 37$$

Nt_p : Nombre de tubes par passe

N_t : nombre de tubes

N_p : nombre de passe

- calcul de la section de passage :

$$At = \frac{\pi}{4} Nt_p d_i^2 \quad (IV.2)$$

$$At = 0.0141 \text{ m}^2$$

Nt_p : nombres de tubes par passe

d_i : diamètre intérieure des tubes (m)

- calcul de la vitesse massique :

$$G_f = \frac{mf}{At} \quad (IV.3)$$

$$G_f = 761.5574 \text{ (kg.m}^{-2}.s^{-1}\text{)}$$

G_f : vitesse massique de l'eau ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)

m_f : débit de l'eau ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

- calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{G_f * di}{\mu_f} \quad (\text{IV.4})$$

$$Re_f = 53954 > 10^4 \text{ (régime turbulent)}$$

- calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hf \cdot d}{\lambda_f} = 0.023 Re^{0.8} Pr_t^{0.3} \quad (\text{IV.5})$$

$$Nu = 4.364$$

$$Pr_c = \frac{c_{pt} \cdot \mu}{\lambda_t} \quad (\text{IV.6})$$

$$Pr_c = 1.9129$$

- calcul du débit de l'eau qui circule dans les tubes :

$$m_f = \left(\frac{40000 * 0.001 * \rho_e}{3600} \right) \quad (\text{IV.7})$$

$$m_f = 10.7112 \text{ kg/s}$$

- calcul coefficient d'échange convectif h_i :

$$h_i = \frac{Nu * \lambda_t}{di} = \frac{4.364 * 0.6741}{0.022} \quad (\text{IV.8})$$

$$h_i = 5395.4 \text{ (W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \text{)}$$

- calcul des pertes de charges coté tubes :

$$F = 0.0014 + 0.132 * Re_c^{-0.32} \quad (IV.9)$$

$$F = 0.0054$$

- Pertes de charge linière :

$$\Delta p_L = 4 * F * N_p * \frac{L}{d_i} * \frac{G_f^2}{2 * \rho_L} \quad (IV.10)$$

$$\Delta p_L = 320.6016 \text{ (Pa)}$$

Δp_L : pertes de charge singulière ($N.m^{-2}$)

ρ_L : masse volumique pour h2 ($Kg.m^{-3}$)

F : facteur de friction

- Pertes de charges singulières:

$$\Delta p_s = 4 * N_p * \frac{\rho_{h2} * \mu_{h2}^2}{2} \quad (IV.11)$$

$$\Delta p_s = 7.1544 * 10^{-5} \text{ (pa)}$$

Δp_s : pertes de charge singulière ($N.m^{-2}$)

ρ_{h2} : masse volumique pour h2 ($Kg.m^{-3}$)

- Pertes de charges total:

$$\Delta p_T = \Delta p_L + \Delta p_s$$

$$\Delta p_T = 320.6016 \text{ (pa)}$$

IV.3.2. Côté calandre (vapeur d'eau)

Comme nous avons affaire à un échangeur à changement de phase et pour bien estimer la valeur du coefficient convectif côté calandre, nous avons divisé l'échangeur en trois parties : de la température d'entrée jusqu'à la température de condensation et de la température de condensation à la température de sortie.

a) Propriétés thermo physiques de la vapeur d'eau pour h1 :

Tableau IV.4: Propriétés de la vapeur d'eau pour

Propriétés physiques De l'eau dans les tubes	Vapeur d'eau
Tce (c°)	180
Ths1(c°)	175.35
Débit m (kg. s ⁻¹)	0.2767
La masse volumique ρ (kg. m ⁻³)	4.6208
La chaleur spécifique c_{ph1} (J. kg ⁻¹ . k ⁻¹)	2605
Viscosité dynamique μ (kg. m ⁻¹ . s ⁻¹)	1.4930 * 10 ⁻⁵
La conductivité thermique λ (W. M ⁻¹ . °k ⁻¹)	0.0342

a) Propriétés thermo physiques de la vapeur d'eau pour h condensation :

Tableau IV.5: Propriétés de la vapeur d'eau pour h condensation

Propriétés physiques De l'eau dans les tubes	Vapeur Saturé	Liquide Saturé
La masse volumique ρ (kg. m ⁻³)	4.6536	926.269
La chaleur spécifique C_p (J. kg ⁻¹ . k ⁻¹)	2656	4284
Viscosité dynamique μ (kg. m ⁻¹ . s ⁻¹)	$1.4827 * 10^{-5}$	$1.9652 * 10^{-4}$
La conductivité thermique λ (W. M ⁻¹ . °k ⁻¹)	0.0341	0.6829

b) Propriétés thermo physiques de la vapeur d'eau pour h2 :

Tableau IV.6: Propriétés de la vapeur d'eau pour h2

Propriétés physiques de la vapeur dans la calandre	Liquide
T_{hs1} (°C)	175.35
T_{cs} (°C)	105
Débit m (kg. s ⁻¹)	0.2767
La masse volumique ρ (kg. m ⁻³)	926.269
La chaleur spécifique C_p (J. kg ⁻¹ . K ⁻¹)	4284

La viscosité dynamique μ (kg. m ⁻¹ . S ⁻¹)	1.9652 * 10 ⁻⁴
la conductivité thermique λ (W. M ⁻¹ . °K ⁻¹)	0.6829

- Calcul débit vapeur d'eau coté calandre :

$$m_c = \frac{Q}{h_{vv} - h_{cl}} \quad (\text{IV.12})$$

$$m_c = 0.2767 \text{ kg/s}$$

- calcul du pas tubulaire :

$$P = 1.25 * d_e \quad (\text{IV.13})$$

$$P = 0.0313 \text{ (m)}$$

- calcule de la section de passage coté calandre :

$$A_c = \left(\frac{\pi}{4} * dic^2 \right) - A_t \quad (\text{III.14})$$

$$A_c = 0.0350 \text{ (m}^2\text{)}$$

dic : diamètre intérieur de la calandre (m)

A_t : section de passage coté tubes (m²)

- calcul de la vitesse massique :

$$G_c = \frac{m_c}{A_c} \quad (\text{IV.15})$$

$$G_c = 86.7495 \text{ (kg.m}^{-2}\text{s}^{-1}\text{)}$$

m_c = débit de la vapeur d'eau dans la calandre (kg/s)

A_c = section de passage coté calandre (m²)

- calcul du diamètre hydraulique :

$$d_h = \left(\frac{1.10}{d_e} \right) * (p^2 - (0.917 * d_e^2)) \quad (\text{IV.16})$$

$$d_h = 17.8 * 10^{-3} \text{ (m)}$$

p : le pas tubulaire (m)

d_e : diamètre extérieure de la calandre (m)

- calcul du nombre de Reynolds :

► calcul du nombre de Reynolds pour h_1 :

$$Re_{h1} = \frac{Gc * d_h}{\mu_{h1}} \quad (\text{IV.17})$$

$$Re_{h1} = \frac{86.7495 * 17.8 * 10^{-3}}{1.4930 * 10^{-5}} = 9394.5 > 9000$$

- Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr_{h1} = \frac{c_{p_{h1}} * \mu_{h1}}{\lambda_{h1}} \quad (\text{IV.18})$$

$$Pr_{h1} = 1.1361$$

- Calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu_{h1} = 0.021 * Re_{h1}^{0.8} * Pr_{h1}^{0.33} \quad (\text{IV.19})$$

$$Nu_{h1} = 33.0363$$

► calcul du nombre de Reynolds pour h_2 :

$$Re_{h2} = \frac{Gc * d_h}{\lambda_{h2}} \quad (\text{IV.20})$$

$$Re_{h2} = \frac{86.7495 * 17.8 * 10^{-3}}{0.6829} = 713.7341$$

- Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr_{h2} = \frac{c_{p_{h2}} * \mu_{h2}}{\lambda_{h2}} \quad (IV.21)$$

$$Pr_{h2} = 1.2321$$

- Calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu_{h2} = 0.023 * Re_{h2}^{0.8} * Pr_{h2}^{0.33} \quad (IV.22)$$

$$Nu_{h2} = 5.1572$$

► calcul du nombre de Reynolds pour h condensation :

$$Re_c = \frac{G_c * d_h}{\mu_c} = 4 * \frac{m_c}{Nt * \pi * d_e * \mu_L} \quad (IV.23)$$

$$Re_c = 4 * \frac{0.2767}{37 * \pi * 0.025 * 0.000154} = 2463.8$$

Re_c : Nombre de Reynolds côté calandre

μ_c : viscosité dynamique de la vapeur dans la calandre

• coefficient d'échange convectif he :

► coefficient d'échange convectif pour he_1 :

$$he_1 = \frac{Nu_{h1} * \lambda_{h1}}{d_h} \quad (IV.24)$$

$$he_1 = 63.7241 (W.m^{-2}.s^{-1})$$

► coefficient d'échange convectif pour he_2 :

$$he_2 = \frac{Nu_{h2} * \lambda_{h2}}{d_h} \quad (IV.25)$$

$$he_2 = 198.3896 (W.m^{-2}.s^{-1})$$

► coefficient d'échange convectif pour h condensation :

$$h_{e_c} = \frac{Re_c * \lambda_L}{(8750 + 58 * Pr_L^{-0.5}) * (Re_c^{0.75} - 253) * \left(\frac{9.81}{\mu_L}\right)^{0.33}} \quad (IV.26)$$

$$h_{e_c} = 2.119 * 10^{11} (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$$

► coefficient d'échange convectif h_e :

$$h_e = \frac{h_{e1} + h_{e2} + h_{e_c}}{3} \quad (IV.27)$$

$$h_e = 7.0659 * 10^{10} (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$$

• Calcul des pertes de charge coté calandre :

- Calcul du facteur de friction :

$$F = 1.728 * Re_T^{-0.188} \quad (IV.28)$$

$$F = 0.3602$$

- Pertes de charge coté calandre :

$$\Delta p_c = F * \frac{(Nb + 1) * d_{i_c} * G_c}{d_h * \rho_T} \quad (IV.29)$$

$$Nb = 0$$

$$\Delta p_c = 0.1285 (\text{Pa})$$

• calcul du coefficient global d'échange thermique (U) :

$$U = \frac{1}{\quad} \quad (IV.30)$$

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

K : conductivité thermique ($W/m.^{\circ}C$)

- Dans notre cas, l'entreprise IFRI utilise de l'eau traité pour éviter tout risques due à l'encrassement c'est pour ça qu'on néglige les résistances d'encrassement

$$U = \frac{1}{\frac{0.0250}{5395.6 * 0.0220} + \frac{1}{7.0659 * 10^{10}} + \frac{0.0250 * \ln \frac{0.0250}{2 * 14.6}}{0.0220}}$$

$$U = 9182.4 (W.m^{-2}.k^{-1})$$

IV.3.3. Le bilan thermique

- Le flux thermique :

$$Q = \dot{m} f c p f (T f s - T f e) = \dot{m} c c p c (T c e - T c s) \quad (IV.31)$$

$$Q = 10.71 * 4206 * (99.4 - 85) = 6.4880 * 10^5 W$$

IV.3.4. Calcule de la différence de température logarithmique moyenne :

$$\Delta TLM = \frac{(Tce - Tfs) - (Tcs - Tfe)}{\ln \frac{(Tce - Tfs)}{(Tcs - Tfe)}} \quad (IV.32)$$

$$\Delta TLM = \frac{(180 - 99.4) - (105 - 85)}{\ln \frac{(180 - 99.4)}{(105 - 85)}} = 43.59 K$$

IV.3.5. Calcule de la surface d'échange A :

- Calcul de la surface d'échange réel de l'échangeur de chaleur :

$$A' = N_t * \pi * D_t * L_t \quad (IV.33)$$

$$A' = 2.9060 m^2 .$$

- **Calcul de la surface d'échange de chaleur en utilisant les données de l'échangeur de chaleur :**

$$Q = U * A * F * \Delta T_{LM} \quad (IV.34)$$

- Implique que :

$$A = \frac{Q}{U * F * \Delta T_{LM}} = 1.6347 \text{ m}^2$$

$$F = 1$$

$$A = 1.63 \text{ m}^2.$$

- Le rapport entre la surface d'échange réel A et la surface d'échange théorique calculer en utilisant les données de l'échangeur de chaleur :

$$A_R = \frac{A'}{A} = \frac{2.9060}{1.6347}$$

$$A_R = 1.77$$

IV.3.6. Calcul de l'efficacité de l'échangeur de chaleur :

- Les propriétés de l'eau entre 85 et 99.4 °C sont considérées constantes

- 4) La première partie de l'échangeur :

$$C_c = m_f * C_{p_f} \quad (IV.35)$$

$$C_c = 4.5 * 10^4$$

$$C_{h_1} = m_c * C_{p_{h_1}}$$

$$C_{h_1} = 721.029$$

$$Si - C_c < C_{h_1}$$

$$C_{min} = C_c$$

$$Si - C_c > C_{h_1}$$

$$C_{min} = C_{h_1}$$

$$Q_1 = Ch_1 * (T_{ce} - T_{ce2}) \quad (IV.36)$$

$$Q_1 = 3.35 * 10^3 \text{ W}$$

$$T_{ce2} = T_{cs} - \frac{Q_1}{C_c} \quad (IV.37)$$

$$T_{ce2} = 99.32 \text{ K}$$

$$Q_{max1} = C_{min} * (T_{ce} - T_{ce2}) \quad (IV.38)$$

$$Q_{max1} = 5.81 * 10^4 \text{ W}$$

- Calcul de l'efficacité pour la première partie :

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_1}{Q_{max1}}$$

$$\varepsilon_1 = 0.057$$

5) La deuxième partie de l'échangeur :

- C_{max} Condensation du fluide chaud

$$C_{min} = C_c$$

$$h_{fg} = h_{vv} - h_f = 2.03 * 10^6 \text{ (W.m}^{-2}.s^{-1} \text{)}$$

$$Q_2 = m_c * h_{fg} \quad (IV.39)$$

$$Q_2 = 5.61 * 10^5 \text{ W}$$

$$T_{ce1} = T_{ce2} - \frac{Q_2}{C_c} \quad (IV.40)$$

$$Q_{max2} = C_{min} * (Th_{s1} - Tce_1) \quad (IV.41)$$

$$Q_{max2} = 3.98 * 10^6 \text{ W}$$

- Calcul de l'efficacité pour la deuxième partie de l'échangeur :

$$\varepsilon_2 = \frac{Q_2}{Q_{max2}}$$

$$\varepsilon_2 = 0.14$$

6) La troisième partie de l'échangeur de chaleur :

$$Ch_2 = m_c * Cp_{h2} \quad (IV.42)$$

$$Ch_2 = 1.18 * 10^3$$

$$Si - Cc < Ch_2$$

$$C_{min} = Cc$$

$$Si - Cc > Ch_2$$

$$C_{min} = Ch_2$$

$$Q_3 = Ch_2 * (Th_{s1} - Th_{s2}) \quad (IV.43)$$

$$Th_{s2} = 105 \text{ K}$$

$$Q_3 = 8.33 * 10^4 \text{ W}$$

$$Q_{max3} = C_{min} * (Th_{s1} - Tce) \quad (IV.44)$$

$$Q_{max3} = 1.07 * 10^5 \text{ W}$$

- Calcul de l'efficacité de l'échangeur pour la troisième partie :

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_3}{Q_{max3}} \quad (IV.45)$$

$$\varepsilon_3 = 0.778$$

- Le moyen de l'efficacité de l'échangeur de chaleur :

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{3} \quad (IV.46)$$

$$\varepsilon = 0.33 = 33 \%$$

IV.3.7. Récapitulation des résultats de calcul fait sur l'échangeur de chaleur :

Paramètres	Résultats de calcul
La section de passage côté tubes A_t (m^2)	0.0141
La vitesse massique G_f ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	761.5574
Nombre de Reynolds Re_f	53954
Nombre de Prandtl Pr_f	1.9129
Coefficient d'échange convectif h_i ($w/m^2 \cdot k$)	5395.4
Pertes de charges linière Δp_L (Pa)	320.60
Pertes de charges singulières Δp_s (Pa)	$7.1544 * 10^{-5}$
Pertes de charges totales Δp_T (Pa)	320.60
Section de passage coté calandre A_c (m^2)	0.0350
La vitesse massique G_c ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	86.749
Diamètre hydraulique d_h (m)	$17.8 * 10^{-3}$

Nombre de Reynolds pour h1 Re_{h1}	9394.5
Nombre de Reynolds pour h2 Re_{h2}	713.7341
Nombre de Reynolds pour h condensation Re_c	2463.8
Nombre de Prandtl Pr_{h1}	1.1361
Nombre de Prandtl Pr_{h2}	1.2321
Coefficient d'échange de chaleur par convection he_1	63.7241
Coefficient d'échange de chaleur par convection he_2	198.3896
Coefficient d'échange de chaleur par convection he_c	$2.119 * 10^{11}$
Coefficient d'échange de chaleur Totale h_e	$7.0659 * 10^{10}$
Pertes de charges Δp_c	0.1285
Coefficient global de l'échange U ($W.m^{-2}.k^{-1}$)	9182.4
Flux thermique Q (W)	$6.4880 * 10^5$
ΔTLM (k)	43.59
La surface d'échange réel A' (m^2)	2.9060
La surface d'échange théorique A (m^2)	1.6347
Rapport entre surface d'échange réel et surface d'échange théorique A_R	1.77
L'efficacité ε	33 %

IV.4. Conclusion

Dans ce dernier chapitre nous avons procédé aux calculs thermique et hydraulique de l'échangeur de chaleur tubulaire.

Pour l'estimation des propriétés thermo physique des deux fluides de travail à savoir l'eau et la vapeur d'eau, nous avons utilisé la base de donnée open source de Coolprop, ensuite nous avons établi un programme sur Matlab afin de déterminer les coefficient d'échanges convectifs côtés tubes et côté calandre ainsi que le coefficient d'échange globale et la différence de température logarithmique moyenne qui nous ont permis par la suite de déterminer la surface d'échange thermique requise et la comparé avec la surface d'échange existante en utilisant les données géométriques de l'échangeur fabriqué.

A la fin du chapitre nous avons calculé l'efficacité de l'échangeur tubulaire.

Conclusion générale

Conclusion générale

C'est suite au déroulement du stage pratique qui a lieu à l'entreprise de IFRI de Akbou, que nous avons pris conscience de l'importance et la diversité des types des échangeurs de chaleur utilisés dans les applications industrielles, et comme tout équipement industriel, des études préventives de ces équipements se présentent comme évidence pour toute industrie.

Cette présente étude vient suite au travail effectué par les ingénieurs de l'entreprise IFRI, qui ont substitué un échangeur de chaleur à plaque par un autre échangeur de chaleur, dit : échangeur tubes-calandre, dans le but de régler certains problèmes liés au fonctionnement de l'échangeur de chaleur à plaque au niveau de l'unité de production.

Dans ce cadre, notre objectif était de mener une étude sur les performances de l'échangeur de chaleur du type tubes-calandre. Pour cela, nous avons évalué et vérifié la géométrie de l'échangeur tubulaire conçu par les ingénieurs en appliquant la méthode de calcul Kern. Le calcul a été réalisé avec et le logiciel Matlab et en utilisant la base de données de CoolProp pour la détermination des propriétés thermo physiques des fluides utilisés dans l'échangeurs de chaleur.

La méthode de calcul suivi nous a permis d'évaluer la surface d'échange requise pour cet échangeur ainsi que les pertes de charge.

Les résultats obtenus sont satisfaisants dans l'ensemble, bien que la surface d'échange soit inférieure à la surface réelle de l'échangeur. Cela souligne la nécessité d'améliorer cet échangeur pour optimiser ses performances et ainsi réduire son coût de fabrication et de maintenance.

Référence bibliographique

Référence bibliographique :

- [1] Ifri. <https://ifri-dz.com>.
- [2] J. Dib, "Contribution à l'élaboration d'un logiciel métier par éléments finis pour l'analyse thermomécanique globale d'échangeurs de chaleur à plaques et ondes," doctorat, École doctorat le EMMA Lorraine, 2007.
- [3] P. Tobaly, "Title," IUT de St Denis.
- [4] H.T.I.Fodil and "Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur multitubulaire.," master, Génie Mécanique, Université de Bouira
- [5] M.zaboubi, "calcul Thermique d'un echnageur de chaleur a faiceaux et calandre « E102A/B » En Vue D'amélioré Ses Performance," D'Ingénieur d'État Génie des Matériaux, École Nationale Polytechnique, 2020.
- [6] M.Touati, "Calcul thermique d'un échangeur de chaleur tubulaire," master, génie mécanique, abderrahmane mira ,béjaia, 2022.
- [7] C. M. Y.ounnar, "Simulation Numérique Bidimensionnelle d'un Echangeur de Chaleur Coaxial," master, Génie Mécanique, Université Yahia fares de médéa.
- [8] M. maroua, "Dimentionnement D'un Echangeur a Tube Et Calandre de L'unité de Decarbonatation Du Complexe glik skikda," master, genie mecanique, université badji mokhtar annaba, 2017.
- [9] Y. L. H.cherbale, "Etude des performances de l'échangeur de chaleur à plaques et joints (HE-M02) de l'entreprise Algérien Qatari Steel (l'A.Q. S) " master, Génie Mécanique, Université mohamed sedikk ben yahia - JIJEL, 2022.
- [10] M. S. B.Mohamed Abdelkamel, "etude experimentale d'un echnageur de chaleur a ailettes," master, Mostaganem UMAB, 2020.
- [11] Y.chitour, "Contribution au dimensionnement des échangeurs de chaleur Sol-Eau en utilisant un modèle analytique.," master, Génie Mécanique, Université de Biskra, 2021.
- [12] S. KaKaç, Heat Exchangers, 2012.

ANNEXES

Annexes : [conception de l'échangeur de chaleur Tubulaire Eau/Vapeur sur le logiciel Solid Works]

1- Fuseau Tubulaire :

Les tubes sont fixés entre deux plaque tubulaire l'extrémités de la calandre, cette fixation se fait en deux pas déferent (un pas carrée ou triangulaire).

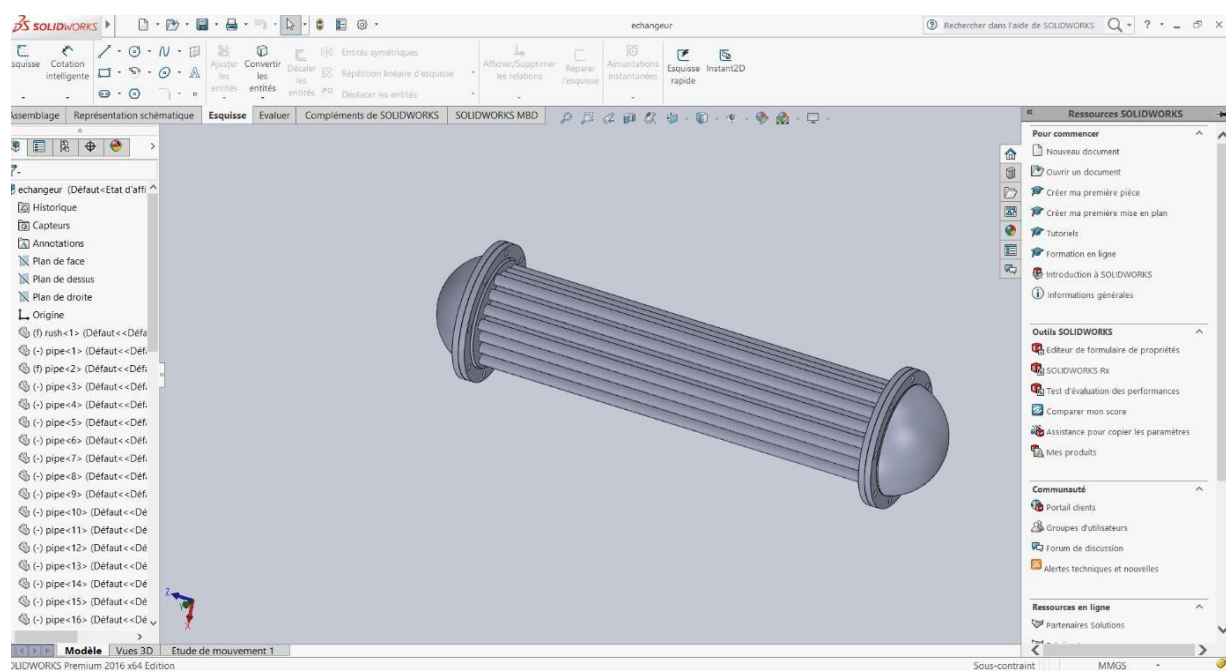


Figure V.1 : conception du fuseau tubulaire sur Solid Works

2- Tubes :

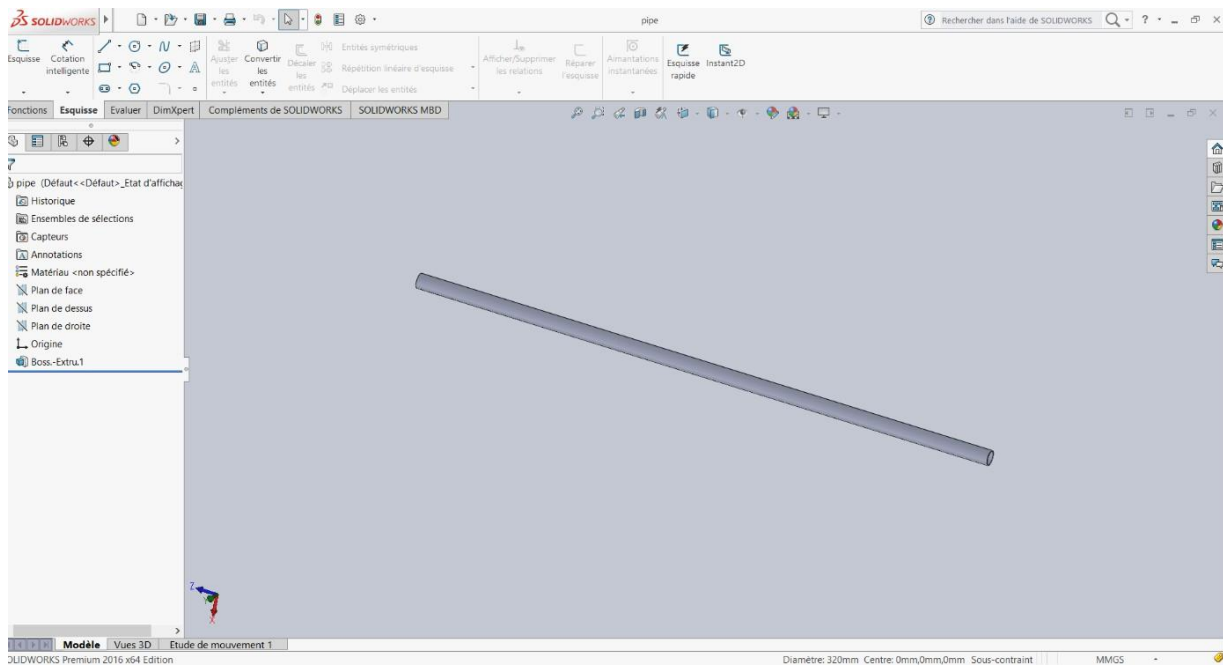


Figure V.2 : conception des Tubes sur Solid Works

3- La Plaque Tubulaire :

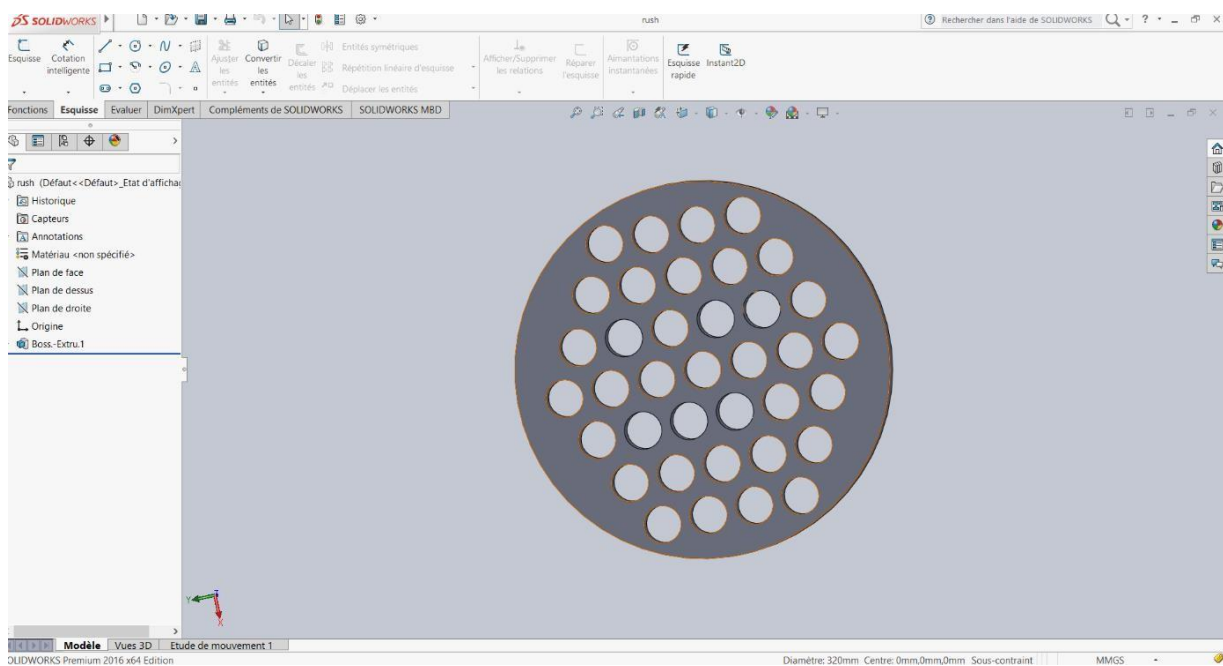


Figure V.3 : conception de la plaque tubulaire sur Solid Works

4- La coque de distribution :

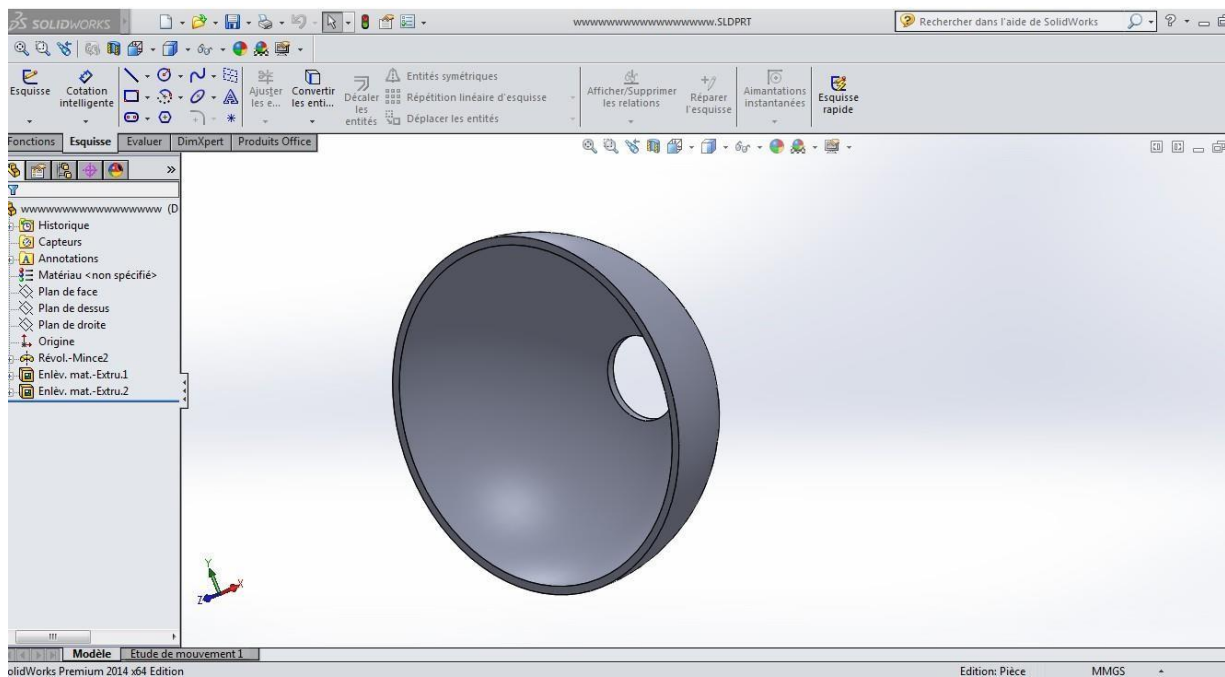


Figure V.4 : conception de la boîte de distribution sur Solid Works

5- L'assemblage de l'échangeur de chaleur :

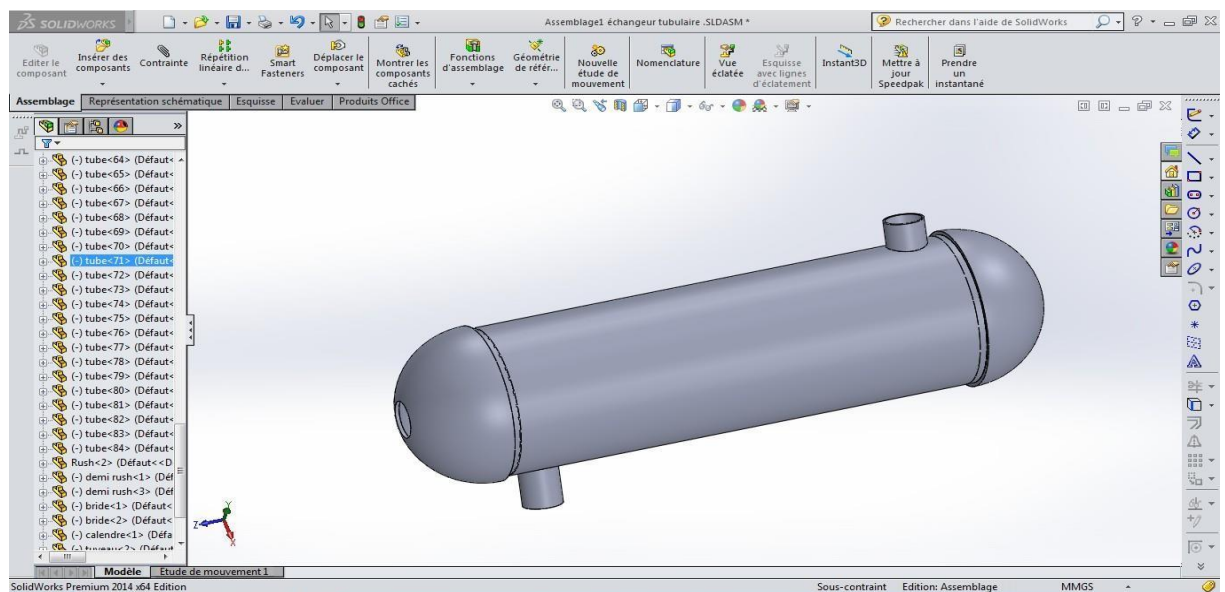


Figure V.5 : conception de l'assemblage de l'échangeur de chaleur sur Solid Works

Résumé :

Résumé :

Les échangeurs tubulaires ou encore échangeurs dits à tubes et calandre sont les plus utilisés dans l'industrie et cela pour différentes conditions de service. Ce présent travail s'inscrit dans le cadre d'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur tubulaire, qui est effectuée sur la base des données fournies par l'entreprise IFRI. Cet échangeur de chaleur tubulaire a été dimensionné et conçu pour remplacer un échangeur à plaque dans le process industriel afin de résoudre des problèmes liés à la maintenance de ce type d'échangeur.

Dans ce travail nous avons utilisé la méthode Kern pour vérifier les performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur tubulaire mis en place, ainsi que de mettre en lumière toutes contraintes liées à cette configuration qui va permettre d'assurer le service thermique requis.

Les résultats obtenus ont montré que la surface d'échange requise est inférieure à la surface d'échange calculé, ce qui signifie qu'une optimisation de la géométrie de l'échangeur est nécessaire pour réduire le cout d'entretien et aussi augmenter son efficacité.

Mots Clés : Echangeurs de chaleur tubulaire, méthode kern, étude de performance

Abstract:

Tubular heat exchangers or so-called tube and calendar exchangers are the most used in the industry and this is for different service conditions. This work is part of the performance evaluation framework of a tubular heat exchanger, which is carried out on the basis of data provided by IFRI. This tubular heat exchanger has been sized and designed to replace a plate exchanger in the industrial process in order to solve problems related to the maintenance of this type of exchanger.

In this work we used the Kern method to verify the thermal and hydraulic performance of the tubular heat exchanger setup, as well as to highlight any constraints related at this configuration that will ensure the required thermal service.

The results obtained showed that the required exchange area is less than the calculated exchange area, which means that an optimization of the exchanger geometry is necessary to reduce the maintenance cost and also increase its efficiency.

ملخص:

المبادلات الأنبوبية أو ما يعرف أيضا بالمبادلات ذات الأنابيب والجلادات هي الأكثر استخداما في الصناعة لمختلف ظروف الخدمة. يندرج هذا العمل ضمن إطار تقييم أداء مبادل حراري أنبوبي، والذي يتم بناؤه على أساس البيانات المقدمة تم تصميم هذا المبادل الحراري الأنبوبي لاستبدال مبادل الصفائح في العملية الصناعية لحل المشاكل المتعلقة من شركة ايفري بصيانة هذا النوع من المبادلات

للتحقق من الأداء الحراري والهيدروليكي للمبادل الحراري الأنبوبي المثبت، وكذلك في هذا العمل، استخدمنا طريقة كيرن لتسليط الضوء على جميع القيود المتعلقة بهذا التكوين الذي سيسمح بتوفير الخدمة الحرارية المطلوبة

أظهرت النتائج المستخلصة أن مساحة التبادل المطلوبة أقل من المساحة المحسوبة للتبادل، مما يعني أنه يتعين تحسين هندسته لتقليل تكاليف الصيانة وزيادة كفاءته أيضا.

الكلمات الرئيسية: مبادلات حرارية أنبوبية، طريقة كيرن، دراسة الأداء