



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master spécialité énergétique
Option : Energétique

Conception d'un échangeur de chaleur tubulaire multitubes

Réalisé
par :

Messous Faiz

Dr.Salhi

Ziani Abdelillah

co-promoteur :

Dr. Roudane

Année universitaire 2019/2020

Remerciements

Nos remerciements vont tout premièrement à **Allah** tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donné durant tous ces années.

Ce travail de thèse a été réalisé au sein du Département de Mécanique de l'Université Saad Dahlab de Blida.

Ce travail est n'aurait pu voir le jour sans l'aide de nombreuses personnes. Nous tenons donc ici à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de cette étude.

Et tout d'abord notre promoteur, Mr **M.Salhi** , Professeur au département de mécanique, Université de Saad dahleb blida . Nous exprimons toute notre reconnaissance à lui pour son soutien et sa gentillesse.

A Mr **M.Roudane** , professeur au département de mécanique université de Saad dahleb blida. Nous exprimons notre remerciement à lui pour son aide et sa gentillesse.

Nous tenons également à remercier profondément notre encadreur, **Mr Ahmed** , ingénieure en mécanique département de maintenance industriel à l'entreprise nationale des à la région de HASSI MESSAOUD.

Nous voudrions remercier les membres du jury pour leur précieux temps accordé à la lecture et à la critique de ce travail.

Nous exprimons nos remerciements à Mr **Messous Mohamed Réda** , Nous exprimons notre remerciement à lui pour son aide et sa gentillesse

*Nous exprimons nos remerciements à Mr **Ziani seyfedine** , Nous exprimons notre remerciement à lui pour son aide et sa gentillesse .*

En fin, nos remerciements vont également à tous ceux et celles qui de près ou de loin nous ont apporté aide et encouragement, qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

Dédicaces

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

Je dédie ce travail, à mes très chers frères, et à mes très chers sœurs,

- ★ Et toute ma famille.*
- ★ A tout mes collègues de la promotion 2019-2020.*
- ★ A tous ceux qui me sont chères.*
- ★ Bien sure à mes amis*
- ★ Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin, à ma formation.*

Abdelillah



Dédicaces

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

Faiz

ملخص

نضرا لإرتفاع فاتورة الطاقة المستعملة في قطاع الصناعة الكيماوية ، فإن اللجوء إلى استعمال شبكات المبادلات الحرارية هو الحل الأمثل لإستخدام الطاقة المتوفرة و بالتالي إقتصادها و عدم ضياعها . هناك العديد من الطرق والأساليب تعالج مشكل ترأيب شبكات المبادلات الحرارية ، تستند على مفاهيم من بينها: الفرق بين درجات حرارة التيار البارد و الساخن . و طرق برمجة رياضية ، هذه الطرق تستند على إعتبارات و دوافع إقتصادية فقط ، الهدف منها هو الحصول عل ترأيب مثالي لشبكة مبادلات حرارية و استعملنا عدة طرق ليكون التصميم مثالي منها . و **SIEDER** ،

Mc ADAMS, KERN.

مذه الطرق تأخذ بعين الإعتبار ضياع و تضاؤل نوعية الطاقة المستعملة في أجهزة التبادل الحراري .في دراستنا أخذنا بعين الإعتبار ضياع و تضاؤل الطاقة . النتائج المتحصل عليها تاكد ان جهاز التبادل الحراري يعمل على جودة اداء التصميم و بالتالي يسهل فحص المعدات (اعمال الصيانة و التنظيف).

الكلمات المفتاحية: تصميم شبكات المبادلات الحرارية ، العروض ، الجداول و المنحنيات ل TEMA ، التصميم الحراري ، ϵ -NTU, LMTD .

RÉSUMÉ :

Le document a examiné une révision de la conception d'un échangeur de chaleur à tube et calandre. Le travail effectué dans ce mémoire réside d'un problème technique. Il s'agit d'un échangeur de chaleur multitubulaires de type contre-courant. La conception d'un échangeur de chaleur à deux fluides a pour but de récupérer la chaleur perdue.

La première méthode d'analyse exploitée est la méthode de différence de température logarithmique moyenne **DTLM**, elle permet de déterminer les paramètres, énergétiques de cet équipement, en fonction des températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Ces paramètres dimensionnels fondamentaux prennent compte des propriétés thermiques et physiques des fluides et du matériau de l'échangeur de chaleur. La méthode du nombre d'unités de transfert **NUT** est la deuxième méthode appliquée, permet de calculer le coefficient d'échange global de l'échangeur **U**, ainsi que l'efficacité recherchée **E**.

. Notre objectif consiste dans la conception d'échangeur on nous aident avec plusieurs méthodes :

Méthode de **SIEDER** : pour déterminer le coefficient de transfert par convection.

Corrélation de **Mc ADAMS** : pour calculer le nombre de nusselt.

Méthode de **KERN** : pour calculer les différents diamètres.

Les résultats obtenus par ces méthodes montrent que l'échangeur fonctionne loin de ces performances de conception. Donc une vérification de l'équipement (maintenance, nettoyage).

MOTS CLÉS: Conception d'échangeurs de chaleur tubulaire , Performance, Tableaux et graphiques TEMA, conception thermique, ϵ -NTU, LMTD.

ABSTRACT:

The paper considered a review for the design of a shell and tube heat exchanger. Therein, popular analytical techniques such as log mean temperature difference (LMTD) and effectiveness-number of transfer units (ϵ -NTU) were considered in the analysis. In the design, analysis, performance charts and tables describing the performance of the shell and tube heat exchanger in terms of crucial dimensionless parameters were developed. These fundamental dimensionless parameters account for the thermal & the physical properties of the fluids and the heat exchanger (HX) material. Using the information from the performance charts and tables, a basic design for the shell and tube heat exchanger can be readily formulated. The basic design involves choosing an appropriate number of transfer units (NTU) and capacity rate ratio for a given application. The NTU and capacity rate ratio can then be extrapolated to develop a detailed design for the shell and tube heat exchanger. Since NTU and capacity rate ratio accounts for all the significant physical and thermal properties of the heat exchanger, performance tables and charts would certainly help in maximizing the performance and minimizing the cost of the shell and tube heat exchanger. In the case considered herein, both LMTD and ϵ -NTU techniques yield the same exact results.

KEYWORDS: Shell and Tube Heat Exchanger Design, Performance Tables and Performance Charts for Shell & Tube Heat Exchang.

Liste des matières

Chapitre I : Présentation champ Ourhoud

1. PRESENTATION DE L'ORGANISATION OURHOUD.....	2
1.1 Histoire de l'organisation	2
1.2. Localisation géographique du champ	3
1.3. Localisation géographique du champ.....	3
1.4. Organigramme de la direction champ OURHOUD	4
1.5. Composition du champ OURHOUD	5
1.6. Caractéristiques du réservoir du champ OURHOUD	5
1.7. Répartition du centre de production et bases de vie.....	6
2. Description du procédé au niveau du CPF.....	7
2.1. procédé de traitement d'huile.....	7
a- Slug catcher.....	7
b- Séparateur	8
c- Echangeur	8
d- Dessalage	9
e- Colonne de Stabilisation	9
f- Le four	10
g- Les bacs de stockage (Figure 4 :5)	10
2.2. procédé de traitement du gaz	10
a. Compresseur over Head (têtes de colonnes)	11
b. Recompression	11
c. Dés hydrateur et régénération de glycol	12
d. La turbine (Les deux turbocompresseurs)	12
e. Compresseur d'injection de gaz	12
2.3. Traitement des eaux huileuses (eau de production)	12

a. Dégazeur	13
b. Le bac de décantation	13
c. Les filtres fins	13
d. Le filtre à cartouche	14
e. Système de lavage des filtres fins	14
f. Produits Chimiques Utilisés	14
g. Système d'injection d'eau	15
h. Partie stockage et expédition	15
3. Généralités sur la maintenance	16
3. 1. Les différentes formes de maintenance	16
a- La maintenance corrective.....	16
b- Maintenance préventive	17
3.2. Objectifs visés par la maintenance préventive	17
3.3. Différents niveaux de maintenance	17
conclusion	19

Chapitre II : Généralité sur le transfert de chaleur

1. Introduction	20
2. Les modes de transfert thermique	20
3. Transfert de chaleur par conduction.....	20
4. Transfert de chaleur par rayonnement	22
4.1. Réception du rayonnement par un solide	23
5. Transfert thermique par convection.....	24
5.1. Définitions	24
a- La convection libre ou naturelle	25
b- La convection forcée	26
c- Régime d'écoulement	26

5.2. Expression du flux de chaleur	27
5.2.1. Calcul du flux de chaleur en convection forcée	27
A. Le nombre de Nusselt	28
B. Nombre de Reynolds	28
C. Le nombre de Prandtl	28
5.2.2. Calcul du flux de chaleur en convection naturelle	29
A. Le nombre de Grashof	29
B. Le nombre de Rayleigh	29
5.3. Le coefficient de convection	30
5.3.1 Calcul le nombre de Nusselt en convection forcée	30
A. Flux externe	30
5.3.2. Calcul le nombre de Nusselt en convection naturelle	31
A. Pour une plaque verticale	31
B. Pour une plaque horisontale	32
6. Conclusion.....	33

Chapitre III : Généralité sur les échangeurs de chaleur

1. Introduction	34
2. Définition d'un échangeur thermique.....	34
3. Les différentes fonctions de l'échangeur de chaleur	34
3.1. Réfrigération.....	35
3.2. Réchauffage.....	35
3.3. Condensation.....	35
3.4. Vaporisation.....	35
4. Notions fondamentales	36
5. Classement suivant les types d'échange.....	36
5.1. Type de contact	36

5.1.1. Échangeurs à contact direct.....	36
5.1.2. Échangeurs à contact indirect.....	37
5.2. type d'échange de fluides	37
5.2.1. Echangeur sans changement de phase	37
5.2.2. Echangeur avec changement de phase	37
5.3 . Le type d'écoulement « circulation »	38
a. Ecoulement co-courants.....	38
b. Ecoulement contre courants.....	39
c. Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage	39
d. Echangeur 1-2	40
e. Echangeur 2-4	41
5.4 Le type de technologies	42
5.4.1. Echangeur à plaque	42
5.4.2. Echangeur à ailette.....	43
5.4.3. Echangeur à tube.....	45
5.4.3.1. Echangeur monotube.....	46
5.4.3.2. Echangeur à tube coaxiaux.....	46
5.4.3.3. Echangeur multitubulaire.....	47
5.4.3.3.1. Échangeur à tubes séparés	47
5.4.3.3.2. Échangeur à tubes rapprochés	47
5.4.3.3.3. Echangeur à tube et calandre	47
A. Echangeur à plaques tubulaires fixes	47
B. Echangeur à tubes en U	48
C. Les échangeurs type KETTLE (AKT)	48
D. Echangeur de chaleur à tête flottante	49
6. Description de l'échangeur tubulaire	51
6.1. La calandre	51

6.2. Plaque tubulaire	51
6.3. Faisceau tubulaire	52
6.4. Chicane	52
6.5. Boite de distribution et boite de retour	53
7. Classification des échangeurs	55
7.1. Classement technologique	56
7.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur	56
7.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	56
7.4. Classement fonctionnel	56
7.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	57
8. Phénomène d'encrassement	57
8.1. Aspects économiques et environnemental de l'encrassement	58
8.2. Apparition et développement de l'encrassement	59
8.3. Les différents types d'encrassement.....	60
8.3.1. Corrosion.....	60
8.3.2. L'encrassement biologique.....	61
8.3.3. L'encrassement par réaction chimique.....	61
8.3.4. L'entartrage.....	62
8.3.5. L'encrassement particulaire	62
8.3.6. Encrassement par solidification	62
8.4. Facteur principaux affectant l'encrassement	62
8.4.1. Vitesse d'écoulement.....	63
8.4.2. Température.....	63
8.4.3. Nature de surface et de matériaux de fabrication	63
8.4.4. Nature de la charge.....	63
8.4.5. Présence de l'oxygène et du soufre.....	63
8.5. Mécanismes de l'encrassement	63

8.5.1. Initialisation.....	64
8.5.2. Transfert des particules à la paroi	64
8.5.3. Adhésion des particules	64
8.5.4. Réentraînement des particules déposées	64
8.5.5. Vieillessement du dépôt	64
8.6. Effet de l'encrassement	65
9. Application sur les échangeurs	65
9.1. Le coefficient du transfert thermique U	65
9.2. Effet de l'encrassement : fouling.....	66
9.3. Application sur les échangeurs de chaleur	66
a. Réfrigération et réchauffage	67
b. Condensation et vaporisation	67
9.4. Méthode DTLM	68
9.5. Méthode ϵ -NTU Efficacité –NTU.....	70
10. Conclusion.....	72

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

1. Introduction.....	73
2. Etude de la conception d'un échangeur.....	73
2.1. Analyses d'étude de redimensionnement.....	73
2.1.1. <i>Analyse thermique</i>	73
2.1.2. <i>Analyse hydraulique</i>	73
2.1.3. <i>Etude mécanique</i>	74
2.1.4. <i>Optimisation économique pour une puissance à transférer</i>	74
2.2. Hypothèses d'étude d'un échangeur	74
3. Bilan thermique d'un échangeur thermique.....	74
4. Evaluation du coefficient d'échange global	76
4.1. Estimation de coefficient d'échange par convection.....	78

4.1.1. Les nombres adimensionnels.....	78
4.1.1.1. Nombre de REYNOLDS.....	78
4.1.1.2. Nombre de PRANDTL.....	79
4.1.1.3. Nombre de NUSELT.....	79
5. Méthode de dimensionnement d'un échangeur	79
5.1. La méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne « DTLM ».....	80
5.1.1. L'efficacité.....	83
5.2. La méthode de Nombre d'Unité de Transfert « NUT ».....	84
5.2.1. Relation entre NUT L'efficacité.....	85
6. Bilan hydraulique.....	86
6.1. Pertes de charge.....	86
7. Sélection du modèle de la conception.....	87
7.1. Côté calandre	87
7.1.1. Écoulement laminaire	87
7.1.2. Écoulement turbulent	88
7.2. Côté tubes	88
7.2.1. Ecoulement laminaire	88
7.2.2. Ecoulement turbulent	88
7. Conclusion	89

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Conception d'un échangeur de chaleur.....	90
Données :	92
Etape1 : Coté paroi (Huile).....	92
Etape2 : Coté tubes (kérosène).....	92
Etape3 : Calcule les flux	93
Etape4 : Choisi le type d'écoulement et calculer DTLM	94
Etape 5 : Détermination la surface totale extérieure des tubes et autre paramètre	98

Etape 6 : Rapport de la longueur au diamètre de la calandre	99
Etape 7 : Paramètre des chicanes	102
Etape 8 : Détermination Coefficient de transfert thermique par convection	104
Etape 9 : Les paramètres de la calandre	105
Etape10	106
Etape 11 : Le coefficient thermique global	106
Etape 12 : Vérification les chutes de pression	107
*Pour les tubes	107
*Pour la calandre :.....	109
Etape 13: phase de la construction	110
Etape 14: les épaisseurs des tôles	111
Etape 15: Conception par ordinateur	114
Etape 16: Estimation des couts	120
Conclusion générale	121
Référence de bibliographie	122
Liste de symbole	124

Liste des figures

Chapitre I : Présentation champ Ourhoud

Figure (I.1) : SONATRACH et ses associés dans le projet Ourhoud	3
Figure(I.2) : localisation champ ourhoud	3
Figure (I.3) : organigramme de direction champ OURHOUD	4
Figure (I.4) : vue de l'usine plus base de vie.....	7
Figure (I.5) : schémas d'un train de traitement d'huile	8
Figure (I.6) : Il y a trois échangeurs deux opérationnel et l'un de secours.	9
Figure (I.7) : le four plus colonne de stabilisation	10
Figure (I.8) : traitement des eaux	13
Figure (I.9) : Les principaux types de maintenance.....	16

Chapitre II : Généralité sur le transfert de chaleur

Figure (II.1): La conduction.....	20
Figure (II.2): Transfert de chaleur par conduction dans un mur multicouche.....	21
Figure (II.3): Le schéma électrique d'une résistance thermique.	22
Figure(II.4) : longueur d'ondes électromagnétiques	23
Figure (II.5) : L'énergie thermique du soleil.....	23
Figure (II.6): les trois modèles de rayonnement par un solide.....	23
Figure (II.7) : transfert thermique par convection	24
Figure(II.8) : convection naturelle d'une plaque chaude.	25
Figure (II.9) : convection forcée d'une plaque chaude	26
Figure (II.10):représentation l'écoulement d'un Régime laminaire.....	26.
Figure (II.11):représentation l'écoulement d'un Régime turbulent.....	27
Figure(II.12) : Représentation graphique de coefficient moyen de transfert thermique pour a plaque plane avec écoulement laminaire et turbulent.....	30
Figure (II.13):convection sur une plaque verticale.	32
Figure (II.14):convection sur une plaque horizontale.	32

Figure (II.15): convection sur une plaque horizontale avec un flux ascendant.33

Chapitre III : Généralité sur les échangeurs de chaleur

Figure (III.1) : l'allure de condensation	35
Figure (III.2) : l'allure de Vaporisation	36
Figure (III.3) : Distribution des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.....	38
Figure(III.4) : Distribution des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courants.	39
Figure (III.5) : Exemples d'échangeurs à courants croisés.	40
Figure (III.6) : Schéma d'un échangeur 1-2	41
Figure (III.7) : Schéma d'un échangeur 2-4	41
Figure (III 8) : Echangeur à plaque.	42
Figure (III. 9) : Exemple d'un échangeur à Plaques	43
Figure(III.10) : Echangeur à ailette.....	44
Figure (III.11) : Différents formes d'ailette.	45
Figure (III.12) : Echangeur monotube en serpentín.	46
Figure (III.13) : Echangeur à tube coaxiaux.	46
Figure (III.14) : Échangeur à tube séparé.	47
Figure (III.15): Échangeur à tubes rapprochés.	47
Figure (III.16) Échangeur à plaque tubulaire fixe.	48
Figure (III.17): Échangeur à tube en U.....	48
Figure (III.18) : Échangeur type Kettle	49
Figure (III.19) : Échangeur à tête flottante.	50
Figure (III.20) : Principe de l'échangeur Tubulaire (TOTAL)	50
Figure (III.21) : Calandre d'un échangeur tubulaire.	51
Figure (III.22) : Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.....	51
Figure III.23 : Exemple de faisceau tubulaire	52
Figure III.24 : Position des tubes.	52
Figure (III.25) : Chicane d'un échangeur tubulaire.	53
Figure (III.26) : Boite de distribution d'un échangeur tubulaire.	53
Figure (III.27) : Echangeur tubulaire à deux passages.	53

Figure (III.28) : Echangeur tubulaire à simple passage.	54
Figure (III.29) : Échangeur à faisceaux tubulaires.	54
Figure (III.30) : Exemple d'un échangeur multitubulaires a tété flottante de Sonatrach (organisation Ourhoud) lieu de stage	55
Figure (III.31) : Fiche technique de l'échangeur thermique ORGANISATION OURHOUD (SONATRACH)	55
Figure (III. 32) : Echangeur de chaleur sale et propre	57
Figure (III.33) : Etapes d'un mécanisme d'encrassement.	59
Figure (III.34) : nettoyage par réaction chimique.	61
Figure (III.35) : Représentation schématique des phases de depot et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.	64
Figure (III.36) : deux fluides ayant même m et Cp	67
Figure (III.37) : Condensation	67
Figure(III.38) : vaporisation	67
Figure (III.39) : Démonstration pour deux fluides co-courants	68
Figure(III.40) : Echangeurs co-courants.	68
Figure(III.41) : Echangeurs contre courants	68
Figure (III.42) : abaqués pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur.....	70

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

Figure III.1 : Résistance d'encrassement thermique.	77
Figure III.2 : Distribution de température dans un échangeur contre courant.....	81
Figure III.3 : Distribution de température dans un échangeur Co-courant.	81
Figure III.4 : Abaque d'un échangeur thermique.	82

Chapitre V : Conception d'un échangeur de chaleur

Figure (IV.1) : les types des échangeurs dans le norme TEMA	91
figure (IV.2) : Echangeur thermique multitubulaire contre-courant	94
Figure (IV.3) : Arrangement des tubes	95
Figure (IV.4) : Arrangement des tubes carré	95

Figure (IV.5) : courbe de l'allure de l'échangeur a contre-courant	97
Figure (IV.6) : Graphe de facteur de correction.....	98
Figure (IV.7): Echangeur a deux passages	99
Figure (IV.8) : Tube de faisceau.	100
Figure (IV.9) : coupe chicane	102
Figure (IV.10) : Types de chicanes d'échangeur de chaleur.	103
Figure (IV.11) : Effet de la coupe du petit et du grand chicane.	103
Figure (IV.12) : orientation de coupe de la chicane.	103
Figure (IV.13) : Distribution du flux coté calandre.	104
Figure (V.14) : Coefficient de transfert thermique par convection graphiquement.....	105
Figure (V.15) : Variation du nombre des unités transférées en fonction de l'efficacité pour quelques valeurs du rapport des chaleurs spécifiques.....	107
Figure (IV.16) : Diagramme de moody	108
Figure (V.17) : caractéristique de la couronne.....	111
Figure (V.18) : Chicane.....	114
Figure (V.19) : plaque tubulaire.....	114
Figure (V.20) : Faisceau tubulaire sans tubes.....	115
Figure (V.21) : Faisceau tubulaire.....	115
Figure (V. 22) : Canal de retournement.....	115
Figure (V.23) : Canal de distribution.....	116
Figure (V. 24) : Plaque tubulaire.....	116
Figure (V.25) : la calandre.....	117
Figure (V.26) : Renfort et patte de fixation.....	117
Figure (V. 27) : Les tubes.....	118
Figure (V.28) : Système de fixation boulons _ écrou.....	118
Figure (V.29) : Echangeur de chaleur tubulaire multitube vue de face.....	119

Figure (V.30) : Echangeur de chaleur tubulaire multitube vue de cote.....	119
---	-----

Liste des tableaux

Chapitre II : Généralité sur le transfert de chaleur

Tableau(II.1) : Exemples de conductivité des fluides.....	21
---	----

Tableau (II.2) : Exemples de connectivité des fluides.....	24
--	----

Chapitre III : Généralité sur les échangeurs de chaleur

Tableau(III.1) : efficacité.....	71
----------------------------------	----

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

Tableau IV.1 : Les résistances d'encrassement.....	78
--	----

Tableau IV.2 : Principe de méthode DTLM.....	80
--	----

Tableau IV.3 : Principe de méthode NUT.....	84
---	----

Tableau IV.4 : La relation entre NUT et E.....	86
Tableau IV.5 : La relation entre NUT et E dans des cas particuliers.....	86

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Tableau (V.1) : coefficient d'encrassement.....	93
Tableau (V.2) : Le coefficient du transfert thermique global U	93
Tableau (V.3) : Les paramètres des tubes selon les diamètres. (TEMA).....	96
Tableau (V.4) : Les distances entre les tubes selon TEMA	96
Tableau (V. 5) : Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans le...	99
Tableau (V.6) : Nombre des trous du plaque tubulaire	101
Tableau (V.7) : Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans les de TEMA	102
Tableau (V.8) : Espace entre les chicanes et la calandre.....	104
Tableau (V. 9) : Chute de pression acceptable de conception de l'échangeur de chaleur....	108
Tableau (V.10) : Température maximale de dilatation des matériaux.	110
Tableau (V.11) : L'épaisseur des Chicanes.....	111
Tableau (V.12) : L'épaisseur de la tôle de la calandre.....	112
Tableau (V.13) : Le diamètre des trous dans les Plaques tubulaires.....	112
Tableau (V.14) : L'épaisseur des Plaques tubulaires.....	113
Tableau (V.15) : Le nombre et le diamètre des barres de fixation.....	113

INTRODUCTION GENERALE

Dans le contexte énergétique actuel, la hausse des prix de l'énergie et la raréfaction des sources d'énergies fossiles poussent les sociétés industrielles d'aujourd'hui à devenir de plus en plus performante aussi bien sur l'aspect financier et environnemental que sur l'aspect maîtrise de l'énergie. Ce dernier point essentiel aujourd'hui, conduit les industriels dans une recherche des meilleurs rendements de leurs processus et une baisse de leur consommation énergétique devenus indispensables. L'objectif de performance énergétique par la maîtrise et la rationalisation de l'énergie pour une meilleure efficacité passe en particulier par l'optimisation des différents organes process. à partir d'une situation bien définie, la rentabilité ne peut être garantie que par le recours à des solutions techniques optimales offrant le meilleur rendement possible par une gestion dynamique des systèmes. C'est là qu'intervient encore, et ceci depuis toujours, l'échangeur de chaleur. Celui-ci est un élément essentiel de la stratégie de performance énergétique.

Sans conteste l'échangeur de chaleur occupe une place primordiale et indispensable dans tous les systèmes thermiques, qu'il soit pour un usage industriel (chimie, on s'accorde à dire que plus de 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

Dans le cadre de notre mémoire de fin d'étude on a fait ce travail qui a pour thème conception d'échangeur de chaleurs tubulaires multitubes. Notre objectif consiste dans la conception d'échangeur on nous aide avec plusieurs méthodes :

Méthode de **SIEDER** : pour déterminer le coefficient de transfert par convection.

Corrélation de **Mc ADAMS** : pour calculer le nombre de Nusselt.

Méthode de **KERN** : pour calculer les différents diamètres.

On a fait ce travail Dans ce contexte. notre objectif et de vouloir réaliser une bonne conception pour bien bénéficier de lui (échangeur de chaleur) avec des calculs exacte

Dans le premier on va aborder du transfert de chaleur en général et les lois qui le gouverne Puis dans le deuxième chapitre II on va définir de l'échangeur de chaleur et son principe de fonctionnement et donner ces différentes classification dans le troisième chapitre on a mentionner toutes le lois qui vont nous aider pour faire une bonne conception de l'échangeur Et pour le quatrième et le dernier (chapitre) on a montré comment faire une conception d'un échangeur de chaleur tubulaire à contre-courant.

I.1-PRESENTATION DE L'ORGANISATION OURHOUD :

I.1.1.Histoire de l'organisation :

L'Organisation OURHOUD (créée en 1997, début de production 2003) est l'Opérateur délégué chargé du développement et de l'exploitation du champ OURHOUD acquise par SONATRACH et les partenaires ont conçu l'Organisation OURHOUD comme un instrument doté de pouvoirs et procédures fiables approuvés par toutes les parties et l'ont doté de moyens matériels et ont affecté du personnel de haut niveau pour assurer son efficacité.

L'Organisation OURHOUD a su tirer profit de toute l'expérience acquise par Sonatrach et les partenaires (Anadarko, Cepsa, Agip, Maersk, Conoco, Philips, Talisman) au bénéfice du projet et de la diversité culturelle.

La création de l'organisation Ourhoud est illustrée par les dates suivantes :

- 09 Janvier 97 : Signature de l'Accord Cadre d'utilisation. Sonatrach désignée comme opérateur.
- 01 Juillet 97 : Création de l'Organisation Ourhoud (Opérateur délégué par Sonatrach).
- 01 Août 98 : Présentation du Dossier ELA (Exploitation Licence Association) au Ministère.
- 27 Octobre 98 : Signature par les parties de la Procédure d'Opérations Unitisées (P.O.U).
- 21 Avril 99 : Attribution du permis d'exploitation par le Ministère.
- 25 Mars 2000 : Début des travaux de préparation du site des installations de Production (plateformes, routes, puits d'eau, piste d'atterrissage) par GCB, ERGTS et ENAGEO.
- 05 Juillet 2000 : Émission de la Lettre d'Intention à JGC/INITEC pour Le Projet EPC.
- 10 Août 2000 : Signature du Contrat EPC avec JGC/INITEC Dates Clés contractuelles : First-Oil : 04 Janvier 2003 Réception Provisoire : 10 Mai 2003.
- 14 Août 2000 : Signature de 2 Contrats avec GEPCO pour la réalisation de deux bases de vie.
- 2003 : Débuts de production.

Le champ devrait être unifié en 2005, mais en février 1997 une participation par pourcentage fut convenue d'une manière à ce que trois opérateurs étrangers pourront développer le champ en association avec SONATRACH. Cette exploitation d'un champ qui regroupe plusieurs blocs et connu sous le nom d'initiation de champ et son objectif est de permettre un développement optimum de gisement dans son ensemble.

SONATRACH est associée à six compagnies étrangères dans la mesure où le gisement chevauche trois blocs. Sur le bloc 404, SONATRACH est associée à Anadarko (qui a comme associé Agip et Maersk) dont le contrat est signé le 23/10/1989.

Sur le bloc 406, la compagnie nationale est associée à l'espagnole Cepsa dont le contrat est signé le 26/05/1992. Tandis que sur le bloc 405, elle est associée à Burlington Ressource (qui a comme associé Talisman) dont le contrat est signé 24/11/1992.



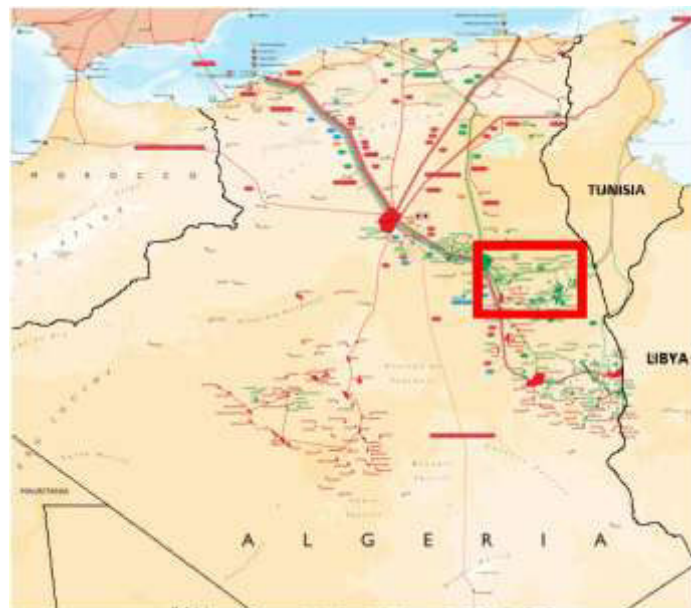
Figure (I.1) : SONATRACH et ses associés dans le projet Ourhoud

I.1.2. Localisation géographique du champ :

Ce gisement est localisé dans les blocs 404/406A/405 du bassin de Ghadamès et contient une huile légère sous saturée dans les grès du TRIAS Argilo Gréseux Inférieur (TAGI), pigée dans une structure anticlinale faillée. Le réservoir possède des caractéristiques petro physiques de grande qualité.

I.1.3. Localisation géographique du champ

- Sud/Est de l'Algérie
- 320Km de Hassi massaoud
- 1200 km d'ALGER
- Périmètre d'exploitation : 263.4 Km
- Superficie du réservoir : 140 Km
- Profondeur moyen: 3180 m
- Production de pétrole : 108567(E03Sm³)



Figure(I.2) : localisation champ ourhoud

I.1.4. Organigramme de la direction champ OURHOUD :

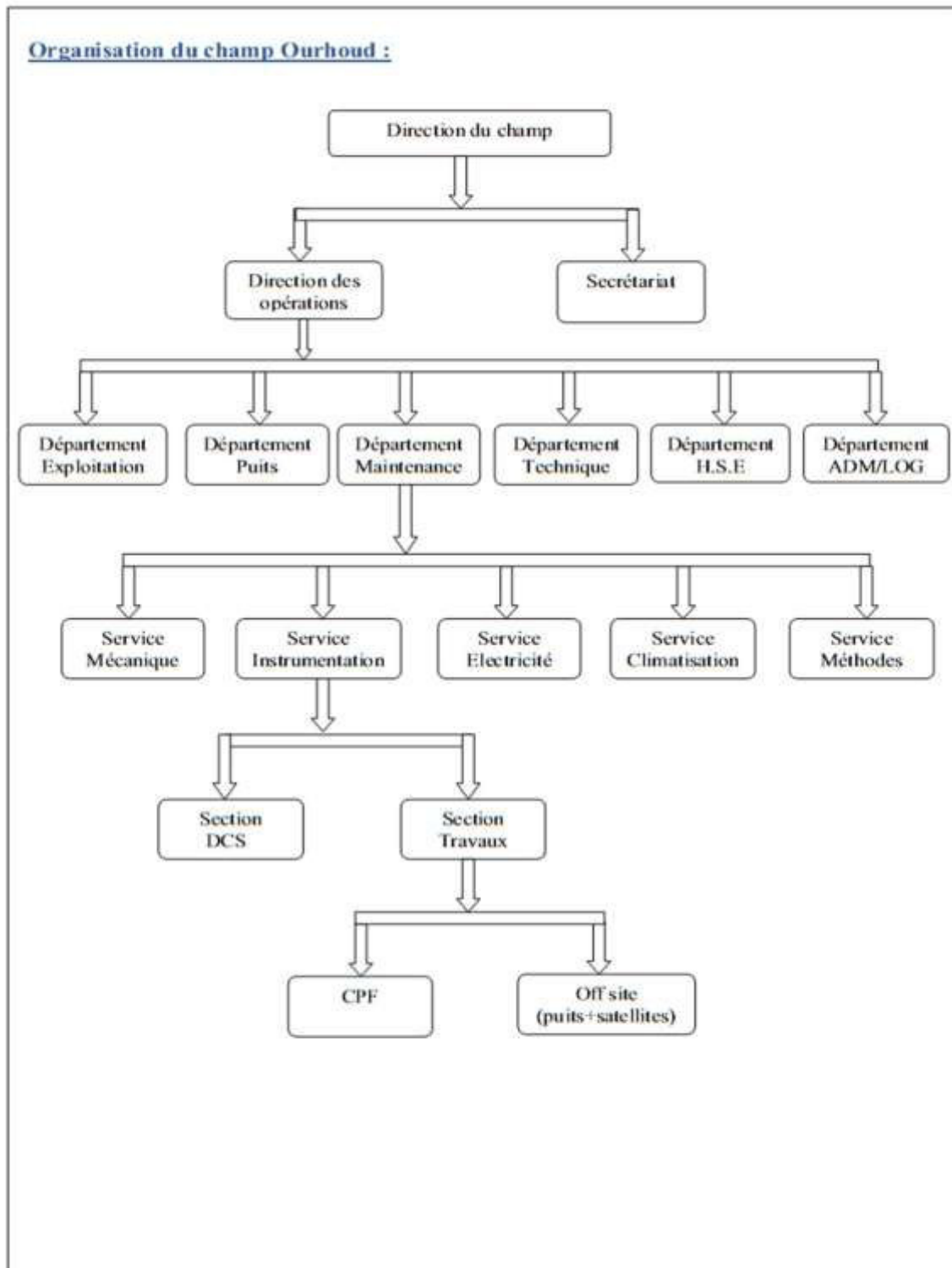


Figure (I.3) : organigramme de direction champ OURHOUD.

I.1.5. Composition du champ OURHOUD :

Le champ d'OURHOUD comprend de :

- 65 puits de production d'huile.
- 09 puits injecteurs de gaz (07 en WAG-1 de gaz).
- 38 puits injecteurs d'eau (04 en WAG-34 d'eau).
- 09 puits producteurs d'eau de l'ALBIEN/BAREMIEM.
- 08 puits producteurs d'eau du MIOPLIOCENE.
- Un centre de traitement de brut (CPF ou Central Processing Facilities).
- Un réseau de collecte et dessertes.
- Une base industrielle.
- Une base de vie pour le personnel OURHOUD.

Une base de vie pour le personnel de sous-traitant

I.1.6. Caractéristiques du réservoir du champ OURHOUD :

- Température du réservoir : 102° C.
- Hauteur totale: 80-100 m.
- Pression du réservoir: 348 bars (-2978 SS).
- Perméabilité moyenne : 200 md.
- Pression du réservoir: 348 bars (-2978 SS).
- Porosité moyenne: 16 %.
- Perméabilité moyenne: 200 md.
- Degré API: 42, 5.
- GOR: 64 m³/m.
- Gradient de pression : 1,02 psi/m.

Désigne des installations :

- Production huile : 320 000 bbl/j
- Injection d'eau : 280 000 bbl/j
- Réinjection gaz : 3.2 millions m³/j

Eau :

- Compressibilité: 4,3*10⁻⁸ psi-1.
- Viscosité : 2,75 Cp à 25°C.
- Salinité moyenne : 352,925 g/l.
- Densité : 1,224 Kg/l à 20°C.
- Résistivité : 5,94 Ohm/Cm²/m à 20°C.

- PH : 4,5.
Gaz :
- Compressibilité : $1,16 \cdot 10^{-4}$ psi-1.

I.1.7. Répartition du centre de production et bases de vie:

Il y a sept (7) stations **satellites**, quatre (4) au sud du CPF et trois (3) au nord, chacune d'elles collectant les fluides d'un groupe de cinq à neuf puits.

Les lignes de collecte transportent les effluents des puits venant des puits de production vers les sept satellites, où les fluides d'un groupe de puits (4 à 6 puits) seront collectés au niveau de chacune des stations satellites. Des installations de test (Débitmètres multiphasiques) sont disposées à chaque station satellite. Des lignes principales de collecte transportent les effluents des puits de chaque station satellite vers la station **CPF**. Des lignes principales et des lignes de collecte sont également disposées pour l'eau de dilution, l'eau d'injection, le gaz d'injection et le gaz lift pour les envoyer vers les puits (puits de réinjection pour le gaz et l'eau de réinjection, et puits de production pour le gaz lift et l'eau de dilution).

Tous les effluents des puits sont traités à la station **CPF** pour produire une huile stabilisée. Le traitement consiste dans pré séparation dans le **slug catcher**, une séparation, un dessalage, suivi par une stabilisation aux niveaux des trois trains de traitement 10,20, et 30 de la station CPF. L'huile stabilisée est stockée dans les bacs de stockage.

A partir des bacs de stockage, il est repris par une pompe d'expédition et est acheminé par un pipe de 24" vers la pipe 30" OH3 (de SH/TRC) situé à environ 21 Km du CPF. De là, le pétrole brut produit est acheminé jusqu'à **HAOUD EL HAMRA**.

Les gaz associés sont comprimés et séchés, une certaine quantité est utilisée pour le **fuel gaz** (utilisé pour les consommations interne de la station **CPF**) après l'avoir fait passer par l'unité compression, et le reste est comprimé à la pression du gaz lift, puis a la pression du gaz de réinjection. **Le gaz lift** est distribué vers les puits producteurs BP, de façon à maintenir le débit de la tête du puits. Alors que **le gaz de réinjection** est réinjecté dans le gisement pour augmenter la production de ce dernier.

L'eau de production (l'eau séparée du brut) est réinjectée dans le réservoir après traitement dans l'unité eaux huileuses pour augmenter la production du gisement.

L'eau de l'**aquifère Albien Barrémien** est aussi injectée vers le réservoir pour maintenir un volume adéquat et maintenir la pression du gisement.

Et l'eau de l'**aquifère Mio-Pliocène** est traitée et utilisée ensuite comme eau de service ou de dilution pour diluer le brut sortant du gisement étant donné qu'il contient une grande quantité de sel.



Figure (I.4) : vue de l'usine plus base de vie

1. Arrivées des lignes de collecte principales (trunk line) où il y a les gars des racleurs.
2. Slug catcher.
3. Trains de traitement d'huile.
4. Bac offspec pour le stockage du brut non conforme aux normes.
5. Bacs de stockage du pétrole brut qui est prêt pour l'exportation.
6. Système de traitement de gaz.
7. Système de traitement des eaux pour l'injection.
8. Sale de contrôle.
9. Laboratoire.
10. Bac de stockage pour l'eau d'incendie.
11. Base industrielle.
12. Base de vie OURHOUD.
13. Département hygiène et sécurité environnement (HSE).
14. Magasin.

2. Description du procédé au niveau du CPF :

2.1. procédé de traitement d'huile:

a-Slug catcher:

Le slug catcher est un assemblage de plusieurs tuyaux qui sont utilisés comme des séparateurs longs (prés-séparation tri-phasique) et pour stabiliser l'écoulement du fluide pour éviter la détérioration des équipements au niveau des trains de séparation (minimise les effets

hydrodynamiques), généralement inclinés. Il fonctionne à une pression de 21barset une température variant entre 55-72⁰c, avec une alimentation environ de 2800m³/h.

Le pétrole brut provenant des différents puits arrive au CPF à travers 7 satellites, le contenu de ces derniers est réuni au niveau du slug catcher

Le traitement d'huile au niveau d'un train passe par les équipements suivants :

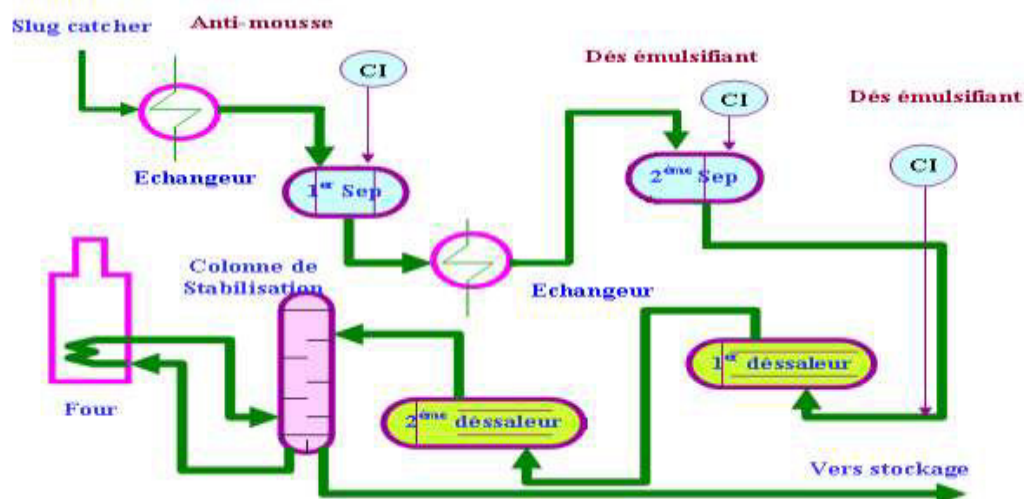


Figure (I.5) : schémas d'un train de traitement d'huile

b- Séparateur :

C'est un séparateur tri-phasique, qui sépare le gaz, l'huile et l'eau. L'eau est envoyée vers l'unité de traitement des eaux. Le gaz est dirigé vers le système de recompression et l'huile vers le 1^{er} et le 2^{ème} dessaleur qui sont en série.

c-Echangeur

A l'intérieur de l'échangeur il se passe un transfert de chaleur entre le huile (pétrole) qui vient pour le premier échangeur du slug catcher et le 2eme du premier séparateur (fluide froid) et l'huile qui nous vient du four (fluide chaud) cette opération permet de ne pas gaspiller de l'énergie et profiter de l'énergie déjà existante pour aider à refroidir le l'huile qui part au bac de stockage



Figure (I.6) : Il y a trois échangeurs deux opérationnel et l'un de secours.

d- Dessalage :

Pratiquement, tous les pétroles bruts contiennent des quantités importantes de sel et des impuretés étrangères qui doivent être éliminées pour réduire la corrosion et protéger les installations de traitement situées en aval.

Les dessaleurs opérants à 80⁰c et 19-20bars, comprennent deux coalesceurs électrostatiques en série. L'eau de dilution Moi-pliocène est injectée dans le 2^{ème} dessaleur et est passée à travers des vannes mélangeuses. L'huile ainsi mélangée, est envoyée vers le 2^{ème} dessaleur et passe à travers des vannes mélangeuses, afin de diluer le sel contenu dans l'huile. Cette eau est ensuite séparée par l'action d'un champ électrostatique et pompée dans le 2^{ème} dessaleur où elle agit comme lavage préliminaire et dilue le sel contenue dans l'huile. Ensuite, l'huile sera refroidie par l'échangeur de chaleur et sa pression sera diminuée grâce à une vanne jusqu'à 6 bars, pour être prête à entrer dans la colonne.

e- Colonne de Stabilisation :

Une stabilisation du brute dans une colonne de stabilisation (stripper) est le réchauffement du brute jusqu'à 158⁰c (température du fond de la colonne) pour diminuer sa teneur en gaz et obtenir la TVR (tension de vapeur Reid) inférieur a 9

f- Le four :

Il joue le rôle d'un rebouilleur (Interstage Heater), à la sortie de la colonne de stabilisation, une partie du brut est envoyée vers un four pour l'utiliser ensuite comme moyen pour réchauffer la colonne de stabilisation.

Le pétrole brut ainsi traité, ramené aux spécifications de transport et de commercialisation (BSW, TVR, salinité) est envoyé vers les bacs de stockage.



Figure (I.7) : le four plus colonne de stabilisation

g- Les bacs de stockage :

Il y a trois réservoirs ayant chacun une capacité de 37960m^3 . Leur capacité est suffisante pour une journée maximum de production avec les trois trains. Il est prévu que l'huile traitée sera toujours expédiée vers un bac de stockage, le second bac de stockage sera plein de produits finis pour vérifier la qualité et le troisième servira à l'expédition.

I.2.2. procédé de traitement du gaz :

Les gaz associés provenant des étages de séparation et des colonnes de stabilisation des trains. Suscités sont repris par une série de compresseurs de gaz afin de ramener leur pression à 270-300 bars.

Il y a deux trains (un en opération, un en secours) de compresseurs de tête de colonne de stabilisation, qui sont suivis par quatre trains de compression (deux en opération, un en secours, un en cours de réalisation). Ceux-là alimentent un seul système de déshydratation qui utilise du Tri-Ethylène Glycol (TEG) pour déshydrater le gaz de système. Le gaz est comprimé dans trois trains (un en opération, un en secours, un future) appelés Compresseurs Boosters (entraînés pas des turbomoteurs) pour produire le Gaz Lift.

Le dernier étage de compression permettant d'atteindre la pression de réinjection est assuré par deux trains de compression injection gaz (un en opération, un en secours).

Des moteurs électriques ont été choisis pour assurer l'entraînement des compresseurs de tête de la colonne de stabilisation ainsi que les recompresseurs et les compresseurs d'injection gaz. Pour éviter que le liquide passe dans les compresseurs le gaz passe par un ballon aspirateur qui éliminera les traces du liquide qu'il contient par décantation avant de passer dans chaque compresseur, et le refoulement de chaque compresseur est refroidi par un aéroréfrigérant. Donc l'unité de compression est composée de 5 parties rassemblées en série pour augmenter la pression, et chaque partie est composée de 2 a 4 compresseurs du même genre pour augmenter le débit de la compression:

- Compresseur des têtes de colonnes de stabilisation
- Recompresseurs
- Des hydrateur et régénération de glycol
- Les deux turbocompresseurs (Compresseur Booster et compresseur gaz lift)
- Compresseur d'injection de gaz

a. Compresseur over Head (têtes de colonnes) :

Le compresseur de tête de la colonne de stabilisation (OVER-HEAD) est conçu pour comprimer les gaz de têtes des trois colonnes de stabilisation. Le compresseur OVER-HEAD en marche prend sa pression d'aspiration de la pression de tête de la colonne de stabilisation à 6 bars et comprime le gaz jusqu'à 12bars. Cela permet au gaz d'avoir une pression suffisamment haute pour être mélangé dans un collecteur avec le gaz venant des séparateurs du premier et deuxième étage.

b. Recompression :

Les gaz des séparateurs du premier et deuxième étage sont combinés et mélangés avec les gaz des têtes des colonnes de stabilisation comprimés et refroidis. Le flux est dirigé vers le système de recompression qui comprend trois compresseurs. Ces derniers sont entraînés par des moteurs électriques.

La pression d'aspiration est de 12 bars afin de récupérer le gaz des têtes de colonnes de stabilisation et le gaz des séparateurs. Le compresseur est conçu pour comprimer ces gaz à une pression de 38 bars.

c. Dés hydrateur et régénération de glycol :

Les vapeurs de ballon (scrubber) situé au refoulement du compresseur, sont dirigées vers le ballon tampon de déshydratation ou les condensats liquides sont éliminés. Ce liquide est envoyé vers le slug catcher de production BP sous contrôle de niveau de fond du ballon. Tout le gaz sortant du ballon tampon de déshydratation, est séché dans le dés hydrateur.

Le gaz s'élève à travers la section à garnissage de la colonne et le glycol régénéré alimente le sommet de ce garnissage. Le glycol absorbe l'eau en s'écoulant du haut en bas à contre courant du gaz. Le glycol riche est soutiré au fond de la colonne. Le gaz est séché pour éviter toute formation d'hydrate dans le gaz lift et le système de gaz d'injection et par conséquent, éviter la corrosion dans les réseaux et les systèmes de distribution de gaz lift et de gaz d'injection.

Le glycol riche en eau, passe sous contrôle de niveau dans la section de régénération du glycol, où il est régénéré à l'aide de gaz de stripping. Le glycol pauvre est pompé pour retourner vers la colonne de déshydratation.

d. La turbine (Les deux turbocompresseurs):

Ils incluent deux trains de compression entraînés par une turbine à gaz, avec un arbre commun pour chacun des deux compresseurs Booster et gaz lift.

Un train est en service et l'autre en secours. La pression d'aspiration dans le premier train (le compresseur Booster) est de 38.5 bars, ce qui autorise une perte de charge de 0.5 bar dans le dés hydrateur, les ballons et lignes associés. La pression de refoulement est de 99 bars. Et dans le deuxième train (le compresseurs gaz lift), La pression d'aspiration est de 97bars, et la pression de refoulement est de 200 bars.

e. Compresseur d'injection de gaz :

Comporte deux trains de compression entraînés par des moteurs électriques. Un train est en service, l'autre en secours. La pression d'aspiration est de 200bar et la pression de refoulement est de 300bars.

I.2.3. Traitement des eaux huileuses (eau de production) :

Etant donné que le pétrole sortant des puits contient de l'eau, l'eau est séparée du pétrole et des flux gazeux dans les trains de séparation, puis traitée dans le système de traitement d'eau huileuse (nommé ci-après OWTS) avant d'être reprise pour la réinjection dans le gisement.

L'eau séparée du fluide provenant des puits est constituée principalement d'eau de formation (TAGI) et de petites quantités d'eau de dilution des puits de forage (Albien/Barrémien) et d'eau de dilution de l'unité de dessalage (Mio-Pliocène).

L'huile et les matières en suspension contenues dans l'eau produite sont éliminées au cours du traitement dans l'OWTS. L'eau produite a une salinité extrêmement élevée. La concentration des matières sèches dissoutes est de 353.000 mg/l en équivalent Na Cl. La

quantité d'eau huileuse à traiter dans l'OWTS est de 22 000 m³/jour pour une production d'eau maximale de 15100 m³/jour en cas d'injection d'eau maximale.

L'eau huileuse provenant des différents ballons séparateurs du CPF est envoyée dans un dégazeur ou elle va subir une séparation de l'huile par décantation.

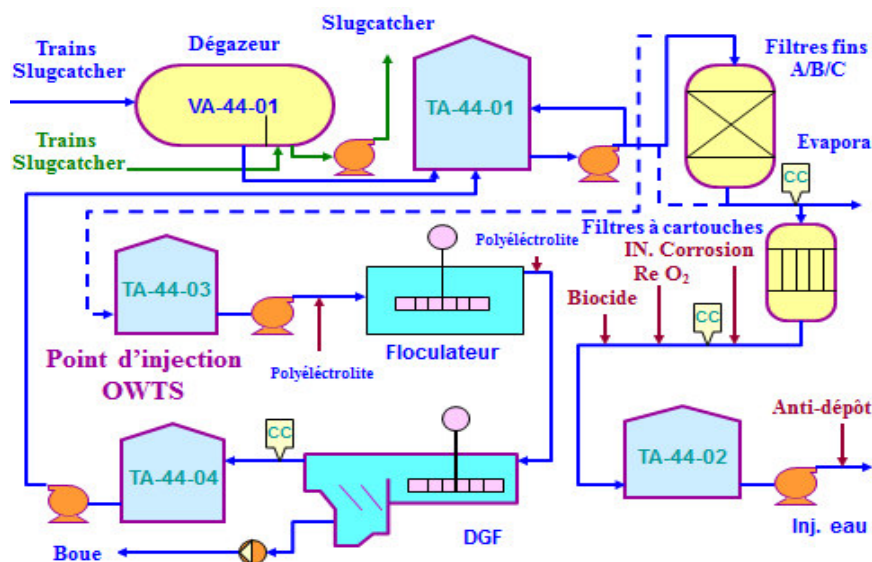


Figure (I.8) : traitement des eaux

a. Dégazeur :

Le dégazeur est divisé en 2 compartiments par une paroi qui laisse passer l'huile qui monte au-dessus de son niveau supérieur et emprisonne l'eau qui s'est décantée dans le premier compartiment.

Pour éviter l'écoulement d'eau dans le deuxième compartiment, on doit placer une vanne de niveau qui garde le niveau convenable du 1^{er} compartiment pour une bonne séparation. L'eau est en suite envoyée du 1^{er} compartiment du dégazeur vers un bac, et l'huile est envoyée du 2^{ème} compartiment vers le slug catcher pour la retraiter.

b. Le bac de décantation :

L'eau du dégazeur est déversée dans un bac où elle va être dégazée, le gaz séparé de cette eau est évacué vers la torche atmosphérique. Un temps de séjour permettra la décantation des matières suspendues qui se sont entraînées avec l'eau. À l'intérieur du bac il y a un ski mer flottant qui récupérera les traces d'huile qui se sont décantées au-dessus de l'eau. Cette huile est envoyée vers le drain ouvert.

c. Les filtres fins :

Il y a trois filtres fins, deux en service et un en lavage. Quand l'eau arrive dans ces filtres elle passe du haut vers le bas du filtre par une matière très fine à l'huile ce qui permettra d'éliminer le maximum d'huile qui est resté dans l'eau.

Les filtres fins ont un système de lavage automatique qui se déclenchera à partir d'une certaine valeur de ΔP entre l'entrée du filtre et sa sortie. Cette ΔP est due à l'accumulation de l'huile dans la matière absorbante ce qui rendra le passage de l'eau à l'intérieur du filtre plus difficile (diminution du débit sortant). Le système de lavage se déclenchera pour un seul filtre à la fois.

d. Le filtre à cartouche :

Afin d'éliminer les matières suspendues dans l'eau telles que la matière absorbante d'huile qui vient des filtres fins ou bien le sable. L'eau doit passer dans des filtres à cartouche juste après les filtres fins.

e. Système de lavage des filtres fins :

Dès que les instruments de mesure détecteront la ΔP dont on a parlé dans les filtres fins, l'un de ces derniers entre en phase de lavage qui se fait en contre courant c'est à dire passage de l'eau de lavage (qui est l'eau qui provient du bac de décantation) du bas vers le haut.

L'eau récupérée du haut du filtre fin est traitée dans le système de lavage des filtres fins qui comprend les installations suivantes :

- Bac collecteur des eaux de lavage.
- Flocculateur.
- Flotteur des gaz dissout(DGF).
- Bac à boue.

f. Produits Chimiques Utilisés :

Les produits chimiques suivants sont consommés dans le système de traitement d'eau huileuse des installations d'OURHOUD.

- **Agent Dés émulsionnant :** L'agent dés émulsionnant est injecté en amont du dégazeur d'eau de production.
- **Poly électrolyte-3 :** La poly électrolyte 3 est injectée en amont du flocculateur du package de traitement d'eau de production.
- **Désoxygénant :** Le désoxygénant est injecté en amont de la cuve d'eau de production et en aval des filtres fins de l'ABWTS.
- **Biocide :** Le biocide est injecté en amont de la cuve d'eau de production et en aval des pompes d'eau de l'Albien/Barrémien.
- **Inhibiteur de Corrosion :** Il est nécessaire d'utiliser un inhibiteur de corrosion pour l'eau de production traitée afin de prévenir la corrosion engendrée par la salinité élevée. L'inhibiteur de corrosion est à injecter en amont de la cuve d'eau de production traitée.

- **Inhibiteur d'Entartrage :** Il est nécessaire de traiter le système d'injection d'eau avec un inhibiteur d'entartrage destiné à éviter l'entartrage du circuit. Il doit aussi être injecté en amont des pompes d'injection d'eau.

Dans la tête de chaque bac de stockage on injecte du fuel gaz pour éviter le contacte de l'eau avec l'air ce qui risque de lui permettre d'entraîner avec elle de l'oxygène qui donne un milieu favorable de vie pour les bactéries. La pression du gaz injecté est régulée par une vanne d'entrée, et s'il y a une surpression le gaz sera évacué vers la torche atmosphérique. Toute huile récupérée dans le système de traitement des eaux huileuses ou bien dans celui de lavage des filtres fins est envoyée vers slug catcher pour la faire réintégrer dans le système de traitement de brut. L'eau traitée rencontre l'eau qui vient du système eau Albion/Barrémien dans une même conduite qui va au système de réinjection d'eau pour augmenter la pression des eaux à réinjecter dans le gisement à l'aide des pompes booster.

g. Système d'injection d'eau :

Le système d'injection d'eau est destiné à maintenir la pression du gisement en utilisant l'eau produite et l'eau d'Albian/Barremian.

L'eau produite traitée et l'eau d'Albian/Barremian sont mélangées avant d'être introduites dans les pompes d'injection d'eau. Les pompes refoulent l'eau vers les conduites principales d'eau d'injection qui distribuent l'eau vers les vingt (20) puits d'injection du champ à une pression de 200 bar. Produits Chimiques Utilisés sont :

- Biocide
- Inhibiteur de corrosion

Distribuée aux puits ré injecteurs d'eau.

h. Partie stockage et expédition :

Le produit (pétrole brut) venant du fond de la colonne de stabilisation (ligne de 12) est expédié vers le stockage en cédant ses calories à l'huile venant des puits dans les échangeurs de production BP, 10/20/30-HA.-20-01 A/B (55°C), et dans échangeurs inter étage 10/20/30-HA.-20-02 A/B (80°C). Les refroidissements final se fait à l'aide d'un aéro-réfrigérant 10/20/30-HC-21-01 à 65°C, dans les conditions les plus chaudes en été et vers 36-55°C dans les conditions hivernales. Le pétrole brut alimente les bacs de stockage, 301/302/303-TA-22-01, sous control de niveau FC-LC de la colonne de stabilisation. Les bacs de stockage sont trois réservoirs ayant chacun une capacité de 37970m³. Chaque bac de stockage à une capacité suffisante pour une journée maximum de production avec les trois trains. Il est prévu que l'huile traitée sera toujours expédiée vers un des bacs de stockage. Un second bac de stockage sera plein de produit fini pour vérifie la qualité et le troisième servira à l'expédition. (Bac à toit flottant).

I.3. Généralités sur la maintenance :

Les installations et les équipements se détériorent sous l'action de multiples causes, surcharge en cours de fonctionne, mauvaise exploitation, action des agents corrosifs agent chimique, atmosphériques, été.....

Ces détériorations peuvent être à l'origine des arrêts de fonctionnement (panne), de la diminution de production, de la mauvaise qualité des produits fabrique, l'augmentation du coût de façon générale, permettant de conserver le matériel de façon à assurer son fonctionnement continu tout gardant la qualité des produits.

La maintenance est définie comme étant l'ensemble des actions (dépannage, graissage, visites, réparations,...) permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

Maintenir c'est donc effectuer des opérations qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production de cet équipement.

I.3.1. Les différentes formes de maintenance :

Les principaux types de maintenance sont représentés sur l'organigramme ci-dessous:

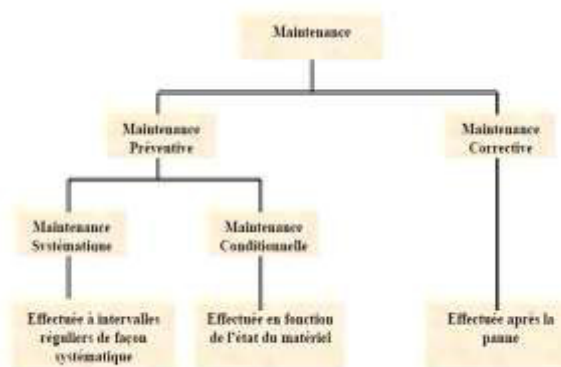


Figure (I.9) : Les principaux types de maintenance

a- La maintenance corrective :

Ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien, ou la dégradation de sa fonction, pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement.

Note: la maintenance corrective comprend en particulier:

- La localisation de la défaillance et son diagnostic.
- La remise en état avec ou sans modification.
- Le contrôle du bon fonctionnement.

b-Maintenance préventive :

Dans la définition de la maintenance préventive, nous incluons l'ensemble des contrôles, visites et les interventions de maintenance effectuées préventivement.

La maintenance préventive comprend :

- Les contrôles ou visites systématiques.
- Les expertises, les actions et les remplacements effectués à la suite de contrôles ou des visites.
- Les remplacements systématiques.
- La maintenance conditionnelle ou les contrôles non destructifs.
- Différents types de maintenance préventive :

I.3.2. Objectifs visés par la maintenance préventive :

- Améliorer la fiabilité du matériel.
- Garantir la qualité des produits.
- Améliorer l'ordonnancement des travaux.
- Assurer la sécurité des humains.
- Améliorer la gestion des stocks.
- Améliorer le climat de relation humaine.

I.3.3. Différents niveaux de maintenance :

Les opérations à réaliser sont classées, selon leur complexité, en cinq niveaux. Les niveaux pris en considération sont ceux de la norme NF X60-010 pour chaque niveau, la liste des opérations précisées est donnée à titre d'illustration.

1^{er} niveau de maintenance :

Il s'agit essentiellement de contrôle et de relevés des paramètres de fonctionnement des machines :

- ✓ Niveau d'huile moteur
- ✓ Niveau d'eau
- ✓ Indicateur de colmatage
- ✓ Niveau de la réserve de combustible
- ✓ Niveau de la réserve d'huile
- ✓ Régime du moteur
- ✓ Température de l'eau de refroidissement

- ✓ Température d'échappement
- ✓ Nettoyage des filtres
- ✓ Contrôle visuel de l'état des organes
- ✓ Contrôle auditif des bruits de marche
- ✓

2^{eme} niveau de maintenance :

- ✓ Remplacement des filtres à gazole
- ✓ Remplacement des filtres à huile moteur
- ✓ Remplacement des filtres à air
- ✓ Vidange de l'huile de moteur
- ✓ Analyse de liquide de refroidissement
- ✓ Contrôle des points signalés pour le 1er niveau
- ✓ Contrôle des batteries
- ✓ Ces opérations sont réalisées par un technicien ayant une formation spécifique. Ce dernier suit les instructions de maintenance qui définissent les tâches, la manière et les outillages spéciaux. Les pièces de rechange sont essentiellement du type consommable, filtres, joints, huile, liquide et refroidissement.

3^{eme} niveau de maintenance :

Il s'agit de maintenance préventive, curative, de réglage et de réparations mécaniques ou électriques mineurs. Les opérations réalisées peuvent nécessiter un diagnostic de panne :

- ✓ Réglage des jeux de soupape.
- ✓ Réglage des injecteurs.
- ✓ Contrôle endoscopique des cylindres.
- ✓ Contrôle des sécurités du moteur.
- ✓ Contrôle des refroidisseurs et du démarreur.
- ✓ Remplacement des injecteurs.
- ✓ Contrôle et réglage de la carburation.
- ✓ Contrôle et réglage de la régulation de puissance.
- ✓ Contrôle et révision de la pompe.
- ✓ Contrôle des turbocompresseurs.
- ✓ Remplacement d'une résistance de chauffage.
- ✓ Contrôle de l'isolement électrique.
- ✓ Remplacement des sondes et capteurs.
- ✓ Remplacement d'une bobine de commande.
- ✓ Remplacement d'un disjoncteur.
- ✓

4^{eme} niveau de maintenance :

Il s'agit d'opérations ou complexes à l'exception de la reconstruction de l'équipement :

- Découssage (révision, rectification).

- ✓ Contrôle d'alignement du moteur/alternateur.
- Changement des pôles d'un disjoncteur HT.

5^{eme} niveau de maintenance :

Il s'agit d'opérations lourdes de rénovation ou de reconstruction d'un équipement. Ces opérations entraînant le démontage de l'équipement et son transport dans un atelier spécialisé.

I.4.Conclusion :

Tout au long de ce stage pratique, on a pu découvrir la région d'Ourhoud, ces différents départements en particulier département maintenance service mécanique ainsi que les rôles et la structure de ces différents services.

On a aussi pu suivre le processus d'exploitation des hydrocarbures du puits jusqu'à leur expédition. Et l'entretien des installations avec une maintenance prédictive et curative pour les garder toujours en bonne état de service.

II.1. Introduction :

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Donc, dans ce chapitre, nous présentons des généralités sur le phénomène de transfert thermique tel qu'un certain nombre de définitions et théories à ce phénomène.

II.2. Les modes de transfert thermique [2]

Le transfert thermique se fait :

- Par conduction.
- Par convection.
- Par rayonnement.

Dans la pratique, il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode; le plus souvent, deux sinon trois modes entrent en jeu.

En réalité tout échange thermique s'effectue simultanément sous ces trois formes mais, généralement, l'une d'elles est prédominante et les autres peuvent être négligées.

II.3. Transfert de chaleur par conduction:

La conduction est le mécanisme de transfert de chaleur dans lequel l'énergie thermique est transférée d'un point à un autre par l'interaction entre les atomes ou les molécules de la matière. La conduction se produit dans les solides, les liquides et les gaz (figure (I.1)).

Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche

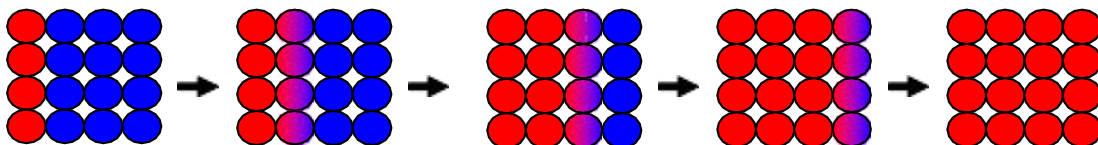


Figure (II.1): La conduction

Chapitre II : Généralité sur les transferts de chaleur

- Plus la surface d'échange est importante, plus le transfert de chaleur est important.

Exemple des valeurs de conductivité thermique des matériaux

Tableau(II.1) : Exemples de conductivité des fluides[23]

Matériaux	Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) Valeurs pour une température de 20 °C
Aluminium (pureté de 99,9%)	237
Carbone	129
Platine	71,6
Acier doux	46
Acier inoxydable (18% Chrome, 8% Nickel)	26
Eau	0,6
Bois de pin (parallèle aux fibres)	0,36
Bois de pin (perpendiculaire aux fibres)	0,15
Air (100 kPa)	0,0262

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où le ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale S :

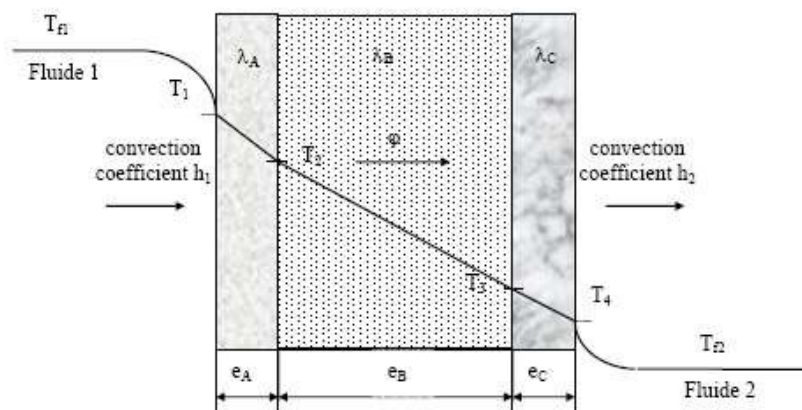


Figure (II.2): Transfert de chaleur par conduction dans un mur multicouche.

Chapitre II : Généralité sur les transferts de chaleur

En régime permanent, le flux de chaleur se conserve lors de traversée du mur et s'écrit :

$$\varphi = h_1 s (T_{f1} - T_1) = \frac{k_A s (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{k_B s (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{k_C s (T_3 - T_4)}{e_C} = h_2 s (T_4 - T_{f2}) \quad (\text{II.1})$$

D'où

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 s} + \frac{e_A}{k_A s} + \frac{e_B}{k_B s} + \frac{e_C}{k_C s} + \frac{1}{h_2 s}} \quad (\text{II.2})$$

Nous avons considéré que les contacts entre les couches de différentes natures étaient parfaits et qu'il n'existait pas de discontinuité de température aux interfaces. En réalité, compte-tenu de la rugosité des surfaces, une micro-couche d'air existe entre les creux des surfaces en regard et crée une résistance thermique R (l'air est un isolant) appelée résistance thermique de contact. La formule précédente s'écrit alors :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 s} + \frac{e_A}{k_A s} + R_{AB} + \frac{e_B}{k_B s} + R_{BC} + \frac{e_C}{k_C s} + \frac{1}{h_2 s}} \quad (\text{II.3})$$

Le schéma électrique équivalent est le suivant :

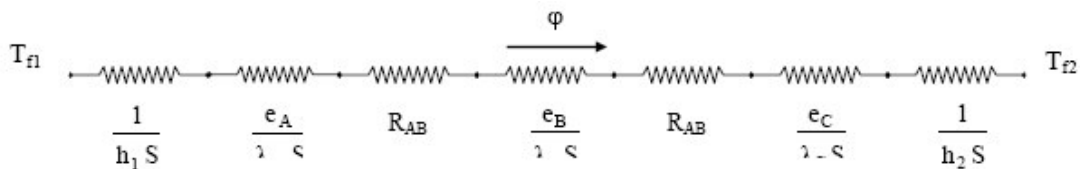
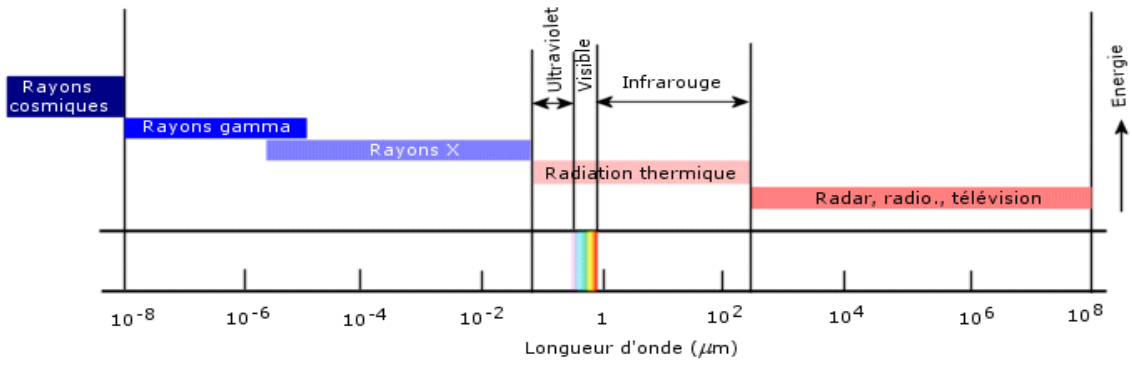


Figure (II.3): Le schéma électrique d'une résistance thermique.

- Une résistance thermique ne peut être définie qu'entre deux surfaces isothermes
- Cette résistance thermique de contact est négligée si le mur comporte une paroi isolante ou si les parois sont jointes par soudure. [24]

II.4. Transfert de chaleur par rayonnement :

La radiation thermique est l'émission d'énergie thermique par un corps, sous forme d'ondes électromagnétiques, du fait de sa température. Tout corps dont la température est supérieure au zéro absolu émet de l'énergie thermique. Les ondes électromagnétiques voyageant dans le vide, aucun milieu n'est nécessaire au transfert par radiation. La figure suivante indique la plage, en longueur d'onde, de la radiation thermique comparée aux radiations émises par d'autres moyens (rayons X, rayons δ , rayons cosmiques, etc.) (figure II.4).



Figure(II.4) : longueur d'ondes électromagnétiques

L'énergie thermique du soleil atteint la Terre par radiation. Les ondes électromagnétiques voyageant à la vitesse de la lumière, la radiation est le mécanisme d'échange de chaleur le plus rapide (figure II.5). [5]

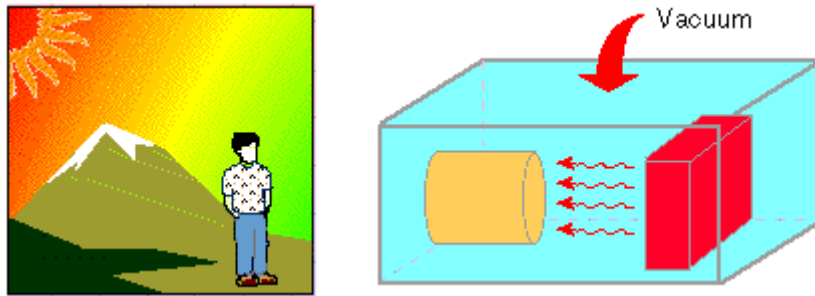


Figure (II.5) : L'énergie thermique du soleil

II.4.1. Réception du rayonnement par un solide :

Quand un rayon incident d'énergie φ_λ frappe un corps à la température T , une partie $\varphi_\lambda \rho_{\lambda T}$ de l'énergie incidente est réfléchi par la surface S , une autre partie $\varphi_\lambda \alpha_{\lambda T}$ est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste $\varphi_\lambda \tau_{\lambda T}$ est transmis et continue son chemin :

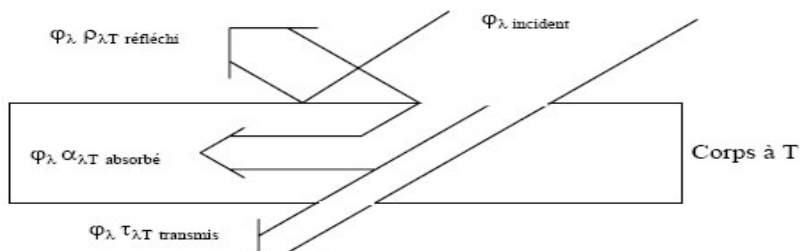


Figure (II.6): les trois modèles de rayonnement par un solide.

II.5. Transfert thermique par convection:

II.5.1. Définitions :

La convection est un phénomène d'échange de chaleur dans lequel la chaleur est transférée d'une surface solide vers un fluide (ou un gaz) en mouvement. La convection se compose de deux éléments :

- Transfert d'énergie causé par un mouvement moléculaire aléatoire (diffusion).
- Transfert d'énergie par un mouvement volumique ou macroscopique du fluide (advection).

Le coefficient de transfert thermique par convection (h) dépend du mouvement du fluide, de la géométrie et des propriétés thermodynamiques et physiques (figure II.7). [6]

Les molécules sont **en mouvement**.

Les molécules chaudes se mélangent avec les molécules froides et leurs transmettent de la chaleur :

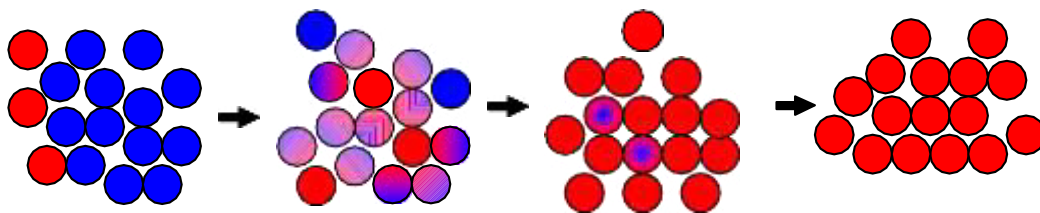


Figure (II.7) : transfert thermique par convection.

Tableau (II.2) : Exemples de facteur de convection des fluides[23]

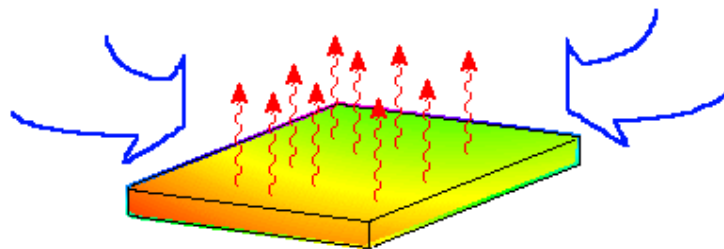
Fluide	h_{ed}, h_{id} (W / m ² K)
Eau de rivière	3 000 – 12 000
Eau de mer	1 000 – 3 000
Eau refroidissement (tour)	3 000 – 6 000
Eau de ville (dureté faible)	3 000 – 5 000
Eau de ville (dureté élevée)	1 000 – 2 000
Condensats de vapeur d'eau	1 500 – 5 000

Vapeur d'eau (sans traces)	4 000 – 10 000
Vapeur d'eau (traces d'huiles)	2 000 – 5 000
Saumure	3 000 – 5 000
Air, gaz industriels	5 000 – 10 000
Fumées	2 000 – 5 000
Vapeurs organiques	5 000
Liquides organiques	5 000
Hydrocarbures légers	5 000
Hydrocarbures lourds	5 000
Liquid organique bouillant	2 5000
Liquid chauffage	5 000
Solutions salines	3 000 – 5 000

En principe, il existe deux modes de transfert thermique par convection :

a) **La convection libre ou naturelle :**

Le mouvement du fluide le long de la surface solide est dû aux poussées induites par les changements dans la densité du fluide résultant de la différence de température entre le solide et le fluide. Lorsqu'une plaque chaude est immergée dans un fluide froid, les particules de fluide en contact avec la plaque se réchauffent et leur densité diminue, ce qui provoque leur mouvement vers le haut (figure II.8).



Figure(II.8) : convection naturelle d'une plaque chaude.

b) La convection forcée :

Un moyen extérieur, comme un ventilateur ou une pompe, est employé pour accélérer le mouvement du fluide au niveau de la surface du solide. Le mouvement rapide des particules du fluide sur la face du solide permet d'atteindre une valeur maximum du gradient de température, ce qui augmente le taux d'échange thermique. Dans la figure suivante, l'air est forcé au-dessus d'une plaque chaude (figure II.9). [7]

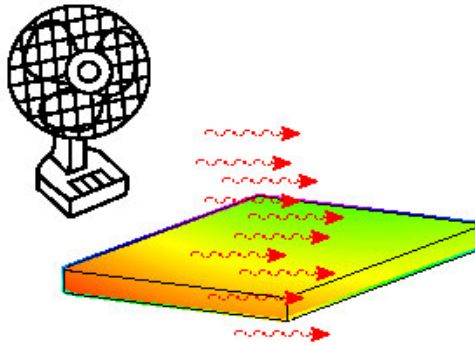


Figure (II.9) : convection forcée d'une plaque chaude

c) Régime d'écoulement :

Compte-tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite : [4]

➤ Régime laminaire :

L'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes. Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :

- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
- Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.

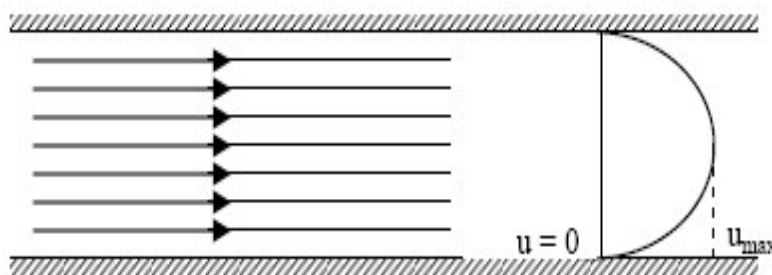


Figure (II.10):représentation l'écoulement d'un Régime laminaire.

➤ Régime turbulent :

L'écoulement n'est pas unidirectionnel :
L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.

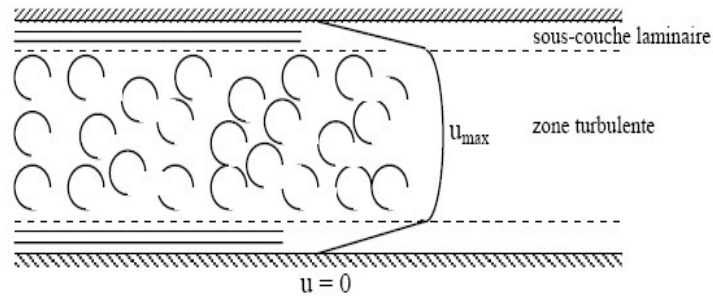


Figure (II.11):représentation l'écoulement d'un Régime turbulent.

II.5.2. Expression du flux de chaleur :

Quel que soit le type de convection (libre ou forcée) et quel que soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur ϕ est donné par la relation dite loi de NEWTON :

$$\phi = hS\Delta T \quad \text{(II.4)}$$

ϕ : Le flux de chaleur W.

h : Coefficient d'échange par convection $W/m^2 \cdot ^\circ C$

S : La surface m^2

ΔT : La différence de la température $^\circ C$ ou K

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur consiste à déterminer h qui dépend d'un nombre important de paramètres : caractéristiques du fluide, de l'écoulement, de la température, de la forme de la surface d'échange,... [24]

II.5.2.1. Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels : [24]

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Définis par :

A. Le nombre de Nusselt : [21]

$$Nu = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h.S.\Delta T}{k.S.\frac{\Delta T}{L}} \quad (\text{II.5})$$

$$Nu = \frac{h.L}{k} \quad (\text{II.6})$$

Nu : Nombre de Nusselt

L : Longueur caractéristique m

K : Conductivité thermique $W \cdot m^{-1}/^{\circ}C$

B. Nombre de Reynolds : [8]

$$Re_L = \frac{u.L}{\nu} = \frac{u.L.\rho}{\mu} \quad (\text{II.7})$$

Re : Nombre de Reynolds.

u : La viscosité cinématique Kg / ms

ρ : Masse volumique kg/m^3

μ : Viscosité dynamique $kg / m.s$

V : Vitesse de fluide m/s

Diamètre hydraulique :

Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système à utiliser dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qui est donné par :

$$D_h = \frac{4.S}{P} \quad (\text{II.8})$$

Pour les écoulements externes, la dimension caractéristique est la longueur du système dans la direction de l'écoulement.

C. Le nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est défini comme

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.9})$$

Pr : Nombre de Prandtl

α : Diffusivité thermique m^2/s

$$Pr = \frac{\mu.c_p}{k} \quad (\text{II.10})$$

II.5.2.2. Calcul du flux de chaleur en convection naturelle :

Dans le cas d'un transfert de chaleur par convection naturelle le long d'une plaque plane, le coefficient de convection dépend des caractéristiques du fluide : λ , ρ , μ , C_p , β , g , de la paroi caractérisée par la longueur L , et de l'écart de température ΔT aux bornes du film ce que l'on peut traduire par une relation du type :

$$\phi = f(k, \rho, \mu, c_p, \beta, g, L, \Delta T)$$

Dans le système M, L, T, θ , Q, cette relation entre 8 grandeurs se réduit à une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(G_r, P_r)$$

Définis par :

A. Le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{II.11})$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot D^3 \cdot \Delta T}{\mu^2} \quad (\text{II.12})$$

Le nombre de Grashof joue un rôle identique à **Re** en convection forcée.

Le rapport de $\frac{Gr}{Re^2}$ détermine quelle type de convection on a :

- $\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \implies$ convection forcée.
- $\frac{Gr}{Re^2} \gg 1 \implies$ convection naturelle.
- $\frac{Gr}{Re^2} \approx 1 \implies$ convection mixte.

B. Le nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh regroupe les nombres de Prandtl et Grashof est donné par

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu \alpha} \quad (\text{II.13})$$

II.5.3. Le coefficient de convection :

Le coefficient de convection est déterminé si le flux de chaleur et le profil de température (T_∞ et T_p) sont connus :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \tag{II.14}$$

En général, il est déterminé par un coefficient d'échange adimensionnel appelé le nombre de Nusselt (Nu) [22]

$$h = \frac{kNu}{D} \tag{II.15}$$

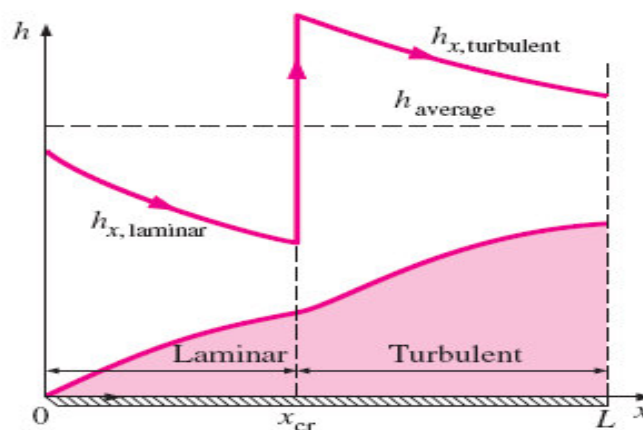
II.5.3.1 Calcul le nombre de Nusselt en convection forcée : [7]

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = CRa_L^n \tag{II.16}$$

A. Flux externe : $Rec=5.10^5$

$$Re_L = \frac{u.L}{\nu} = \frac{u.L.\rho}{\mu} \tag{II.17}$$

➤ Le nombre moyen de Nusselt :



Figure(II.12) : Représentation graphique de coefficient moyen de transfert thermique pour a plaque plane avec écoulement laminaire et turbulent.

➤ Écoulement laminaire :

$$\overline{Nu}_L = 0.664Re_x^{1/2}pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 50 \tag{II.18}$$

- Ecoulement turbulent :

$$Nu_L = 0.037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \quad (\text{II.19})$$

$5.10^5 \leq Re$

- Coefficient de frottement d'une plaque plane en régime laminaire:

$$C_f = \frac{1.328}{Re_L^{1/2}} \quad Re_L < 5.10^5 \quad (\text{II.20})$$

- Coefficient de frottement d'une plaque plane en régime turbulent:

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} \quad 5.10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \quad (\text{II.21})$$

II.5.3.2. Calcul le nombre de Nusselt en convection naturelle : [3]

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (\text{II.22})$$

- A. Pour une plaque verticale :

$$Ra_{x,c} \approx 10^9$$

Le nombre de Rayleigh :

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (\text{II.23})$$

Le nombre de Nusselt :

- Cas générale :

$$Nu = a(Gr \cdot Pr)^n = a \cdot Ra^n \quad (\text{II.24})$$

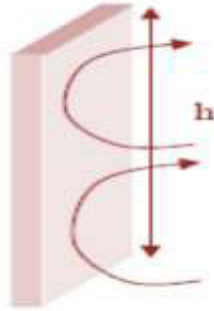


Figure (II.13): convection sur une plaque verticale.

➤ Ecoulement laminaire :

$$Nu = 0.68 + \frac{(0.670Ra^{1/4})}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad \text{(II.25)}$$

➤ Ecoulement turbulent :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \text{ si : } Ra_L \leq 10^{13} \quad \text{(II.26)}$$

B. Pour une plaque horizontale :

a) Pour un flux descendant :

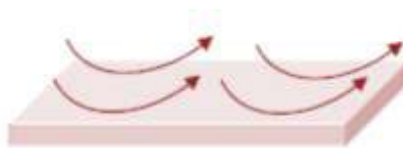


Figure (II.14): convection sur une plaque horizontale.

$$\overline{Nu}_L = 0.27Ra_L^{1/4} \text{ si : } 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad \text{(II.27)}$$

b) Pour un flux ascendant :

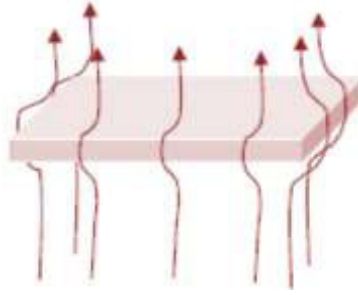


Figure (II.15): convection sur une plaque horizontale avec un flux ascendant.

$$\text{Nu}_L = 0.54\text{Ra}_L^{1/4} \quad \text{si } :10^4 \leq \text{Ra}_L \leq 10^7 \quad (\text{II.28})$$

$$\text{Nu}_L = 0.15\text{Ra}_L^{1/3} \quad \text{si } :10^7 \leq \text{Ra}_L \leq 10^{11} \quad (\text{II.29})$$

II.6.Conclusion:

La connaissance du phénomène de transfert thermique est très importante dans le domaine industriel en générale.

Les propriétés thermiques permet de modéliser les transferts thermiques dans des systèmes. Ainsi que l'étude du bilan d'échange thermique (Dimensionnement , Calculer l'énergie et Améliorer la qualité.

III.1. Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.[9]

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

III.2. Définition d'un échangeur thermique :

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement de centrale nucléaire.

Chaque fois qu'on a besoin de réchauffer ou de refroidir un fluide à l'aide d'un autre fluide on utilise les échangeurs thermiques.

Ces dispositifs permettent le transfert de chaleur entre les deux fluides à des températures différentes. Ils doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur pour une grande efficacité thermique.

Les matériaux composant l'échangeur thermique doivent être les plus conducteurs possible afin de favoriser l'échange thermique.

III.3. Les différentes fonctions de l'échangeur de chaleur :

Les procédés des industries pétrolières, pétrochimiques ou chimiques demandent souvent que les fluides soit réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phase. [10]

Les différentes fonctions suivantes sont responsables de ce changement :

III.3.1. Réfrigération :

Ils refroidissent un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire qui peut être un fluide de procédé ou de l'eau associé au fonctionnement de compresseur pour la réfrigération des gaz comprimés.

III.3.2. Réchauffage :

Leur rôle est de chauffer un fluide de procédé par de la vapeur d'eau ou un autre fluide chaud. Ces termes sont surtout employés dans le cas du réchauffage d'un produit stocké pour en assurer son pompage.

III. 3.3. Condensation :

Les condenseurs assurent la condensation totale ou partielle de vapeur par circulation d'eau ou de fluide de procédé suffisamment froid, les aérocondenseurs assurent simultanément la condensation de vapeur et le refroidissement des condensais, le plus souvent par circulation d'eau.

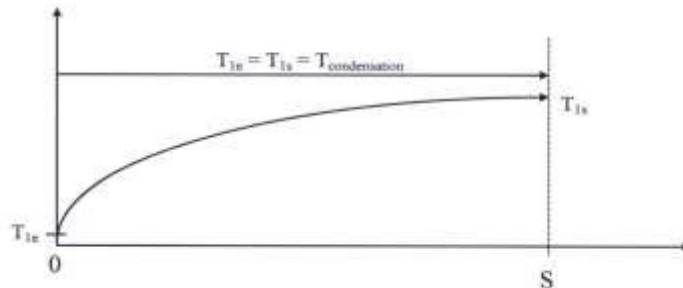


Figure (III.1) : l'allure de condensation.

III.3.4. Vaporisation :

Les évaporateurs assurent la vaporisation totale ou partielle d'un liquide du procédé, l'apport de chaleur étant assuré par de la vapeur d'eau ou un fluide chaud.

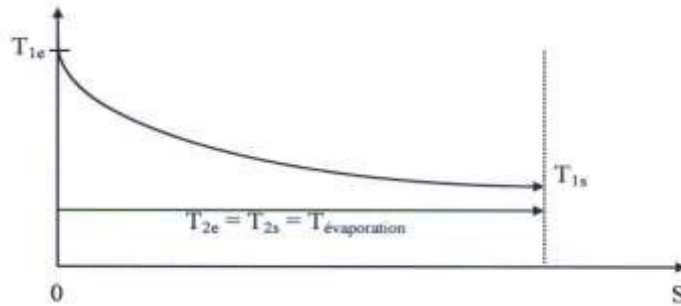


Figure (III.2) : l'allure de Vaporisation.

III.4. Notions fondamentales :

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement. En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux Fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide et la paroi.

III.5. Classement suivant les types d'échange :

Il existe en générale quatre critères pour classer les échangeurs thermiques. Ce classement se fait selon:

- Le type de contact.
- Le type d'échange de fluides.
- Le type de l'écoulement des fluides.
- Leurs technologies « la géométrie ».

III.5.1. Type de contact :

III.5.1.1. Échangeurs à contact direct :

Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Exemples :

- les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- les dés réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).[3]

III.5.1.2. Échangeurs à contact indirect :

En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

Les processus de transfert présentent une réciprocity : convection (1) conduction (paroi), convection (2).le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides. [3]

III.5.2. type d'échange de fluides :

Ce type de classement consiste le changement de phase des fluides « diphasiques ou monophasiques » qui est dû aux températures et les pressions élevées. On distingue deux types :

III.5.2.1. Echangeur sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase.

III.5.2.2. Echangeur avec changement de phase :

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

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

III.5 .3. Le type d'écoulement « circulation » : [11]

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories. On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents :

a) Ecoulement co-courants (Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens) :

Il s'agit d'échangeurs dits à co- courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure (II.1) donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple, la longueur de l'échangeur a été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices **e** signifiant entrée et **s** sortie, **1** désignant le fluide chaud et **2** le fluide froid.

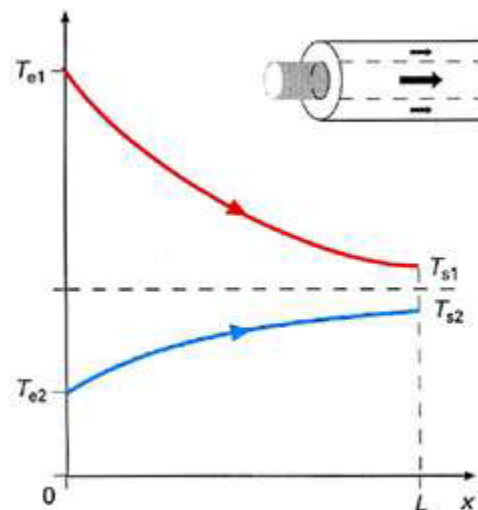
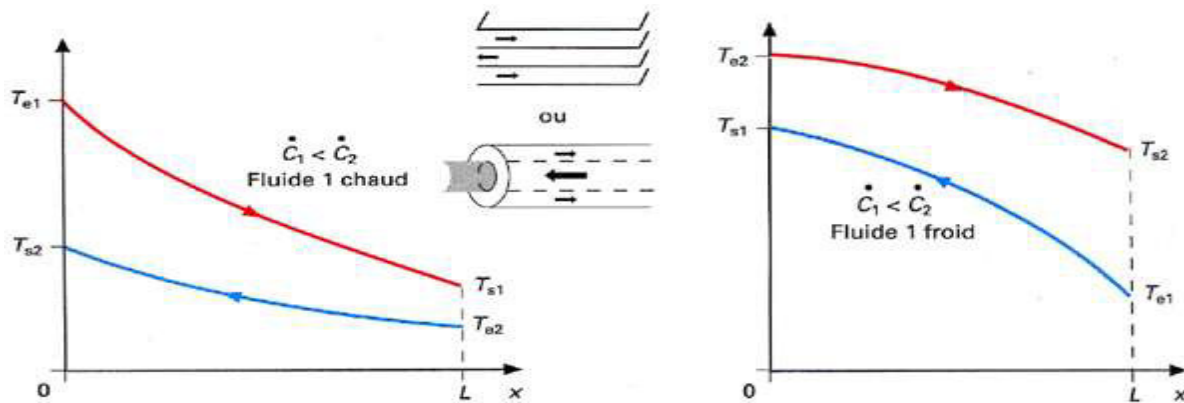


Figure (III.3) : Distribution des températures dans un échangeur tubulaire co-courant. [11]

b) Ecoulement contre courants (Ecoulement des fluides parallèles mais de sens contraires) :

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

L'avantage de l'échangeur à contre courant sur l'échangeur à co-courant est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.



Figure(III.4) : Distribution des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courants. [11]

c) Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure (II.5)), le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèle distincts et de faible section .l'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement,

mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés est donnée par la figure (II.5)

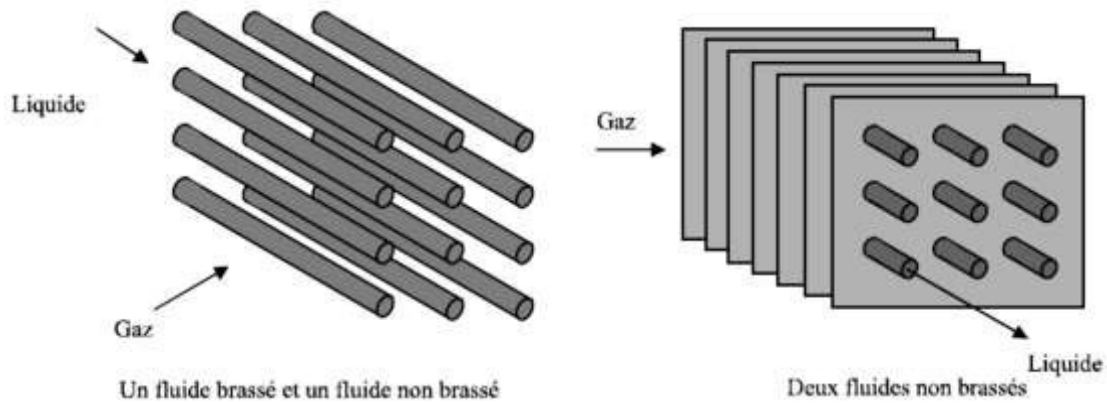


Figure (III.5) : Exemples d'échangeurs à courants croisés.

Les trois écoulements décrits, sont rarement utilisés dans toute leur simplicité.

En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires.

Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

- ◆ Les tubes qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- ◆ Les plaques, planes ou corrigées, choisies pour un fluide qui impose la même géométrie pour l'autre.

Souvent, le choix des combinaisons entre différents types d'échangeurs dans les installations industrielles résulte de contingences technologiques et économiques. [12]

d) Echangeur 1-2 :

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple : le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage tandis que le fluide circulant dans le tube effectue 2 (ou 2n) passages :

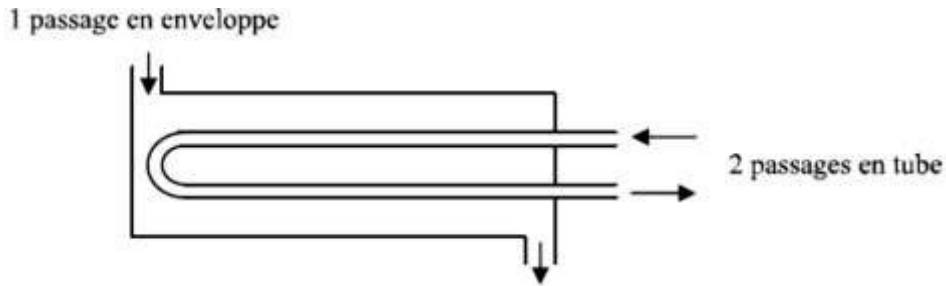


Figure (III.6) : Schéma d'un échangeur 1-2.

Une passe en tube s'effectue à co-courant avec l'écoulement en calandre tandis que l'autre s'effectue à contre-courant. L'écoulement co-courant est moins efficace que l'écoulement à contre-courant, l'échangeur 1-2 a donc une efficacité comprise entre celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant et celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.

e) Echangeur 2-4 :

Lorsque l'échangeur 1-2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à 0,75, on cherche à se rapprocher davantage de l'échangeur à contre-courant en effectuant 2 (ou plus) passages en calandre. L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en enveloppe effectue 2 passages. Le fluide dans le tube effectue 4 (ou 4n) passages.

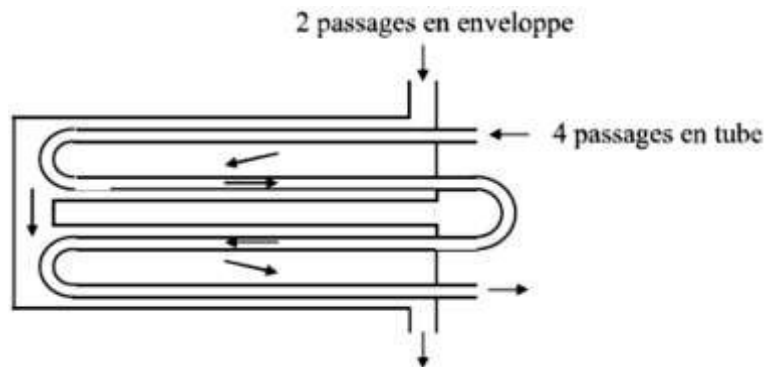


Figure (III.7) : Schéma d'un échangeur 2-4.

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Echangeur à courant croisé le mouvement des fluides est croisé

III.5.4. Le type de technologies :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- A PLAQUE.
- A AILLETE.
- A TUBE : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.

III.5.4.1. Echangeur à plaque :

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

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides

Les plaques sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par 2 barres support inférieure et supérieure.

Les bâtis maintiennent les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont elles même supportées par un pied support.

Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques.

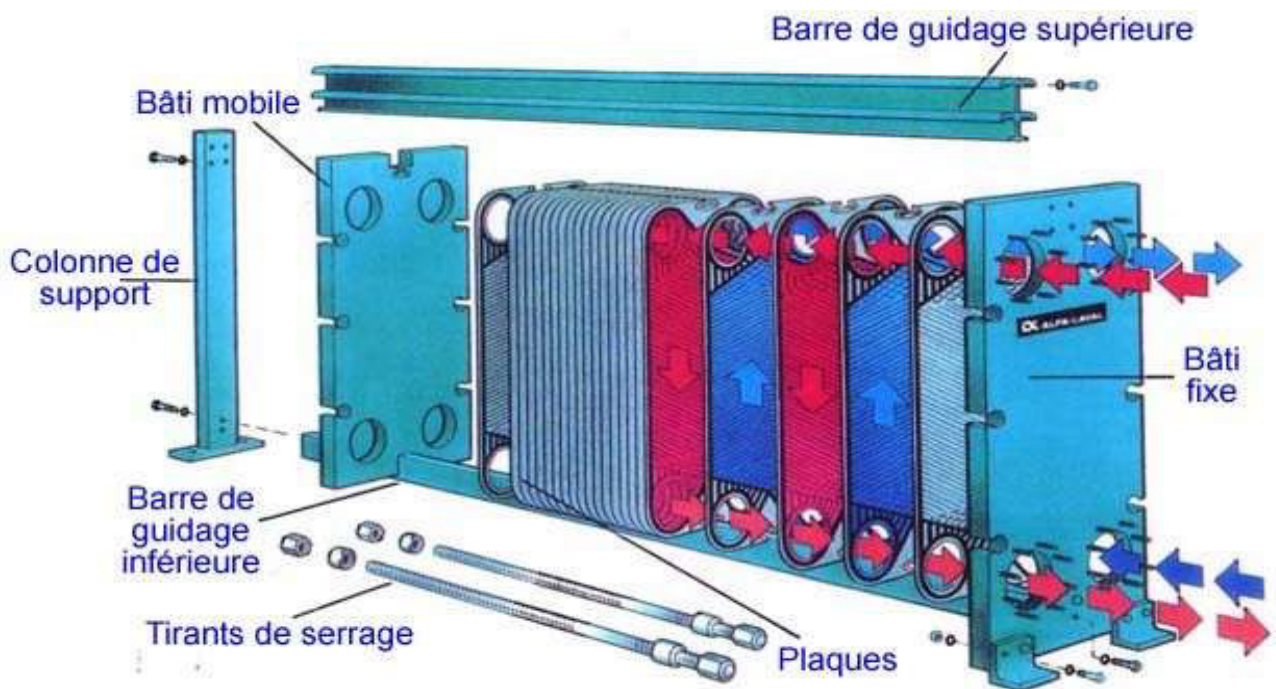


Figure (III 8) : Echangeur à plaque.

Le raccordement des fluides s'effectue généralement sur le bâti fixe de l'appareil.

L'emboutissage des plaques en chevrons ou en cannelures (industries alimentaires) favorise la turbulence des fluides et assure une bonne tenue à la pression.

Les fluides circulent alternativement entre les plaques. Grâce aux corrugations l'écoulement est souvent turbulent même à faible vitesse, générant ainsi des coefficients d'échange très élevés



Figure (III. 9) : Exemple d'un échangeur à plaques.

Ce type d'échangeur est caractérisé par :

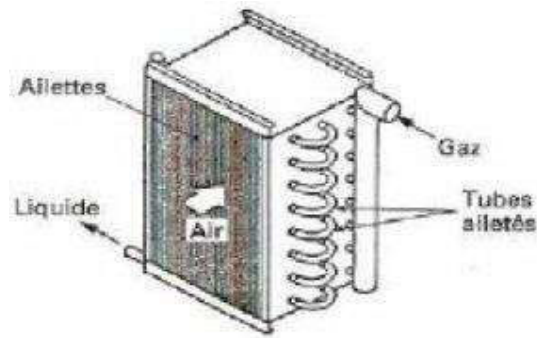
- Simple et fiable.
- Grande durée de vie et pratiquement pas de panne.
- Absence de pièces en mouvement « sécurité de fonctionnement ».
- Peu de maintenance nécessaire.
- Faible risque de contamination de l'air frais en cas de bonne conception.
- Exécution en divers matériaux et nombreuses combinaisons possibles.
- L'échangeur présente une perte de charge relativement importante, surtout à de grands débits.

III.5. 4.2. Echangeur à ailette :

Les échangeurs à ailettes sont utilisés dans le cas d'un échangeur liquide-gaz, par exemple les radiateurs des voitures.

Ce type est caractérisé par :

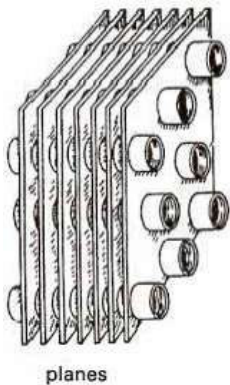
- Faciles à nettoyer à l'aide d'un jet d'eau haute-pression sans déformer les ailettes.
- Transfert de chaleur uniforme et fiable.
- Aucune corrosion entre le tube et les ailettes.
- Les ailettes sont résistantes aux vibrations.
- Parfaitement adaptés aux applications industrielles.
- Plus complexes à dimensionner.



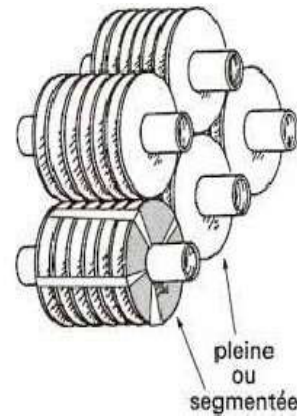
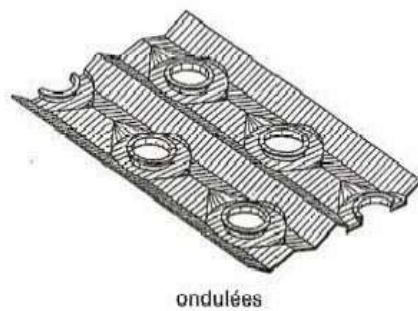
Figure(III.10) : Echangeur à ailette.

Les ailettes sont des plaques minces ou des lames métalliques de différentes formes, construites d'un métal très bon conducteur « cuivre, aluminium... », Par exemple dans les batteries de tubes à ailettes, elles sont fixées sur des conduits circulaires ou rectangulaires. Elles permettent d'augmenter l'échange thermique entre un corps solide et le milieu environnant en faisant augmenter la surface d'échange. Dans la conception des échangeurs de chaleurs industriels à faisceaux de tubes à ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : ailettes transversales et longitudinales. La forme des ailettes transversales, peut être carrée, rectangulaire, circulaire, elliptique, etc.

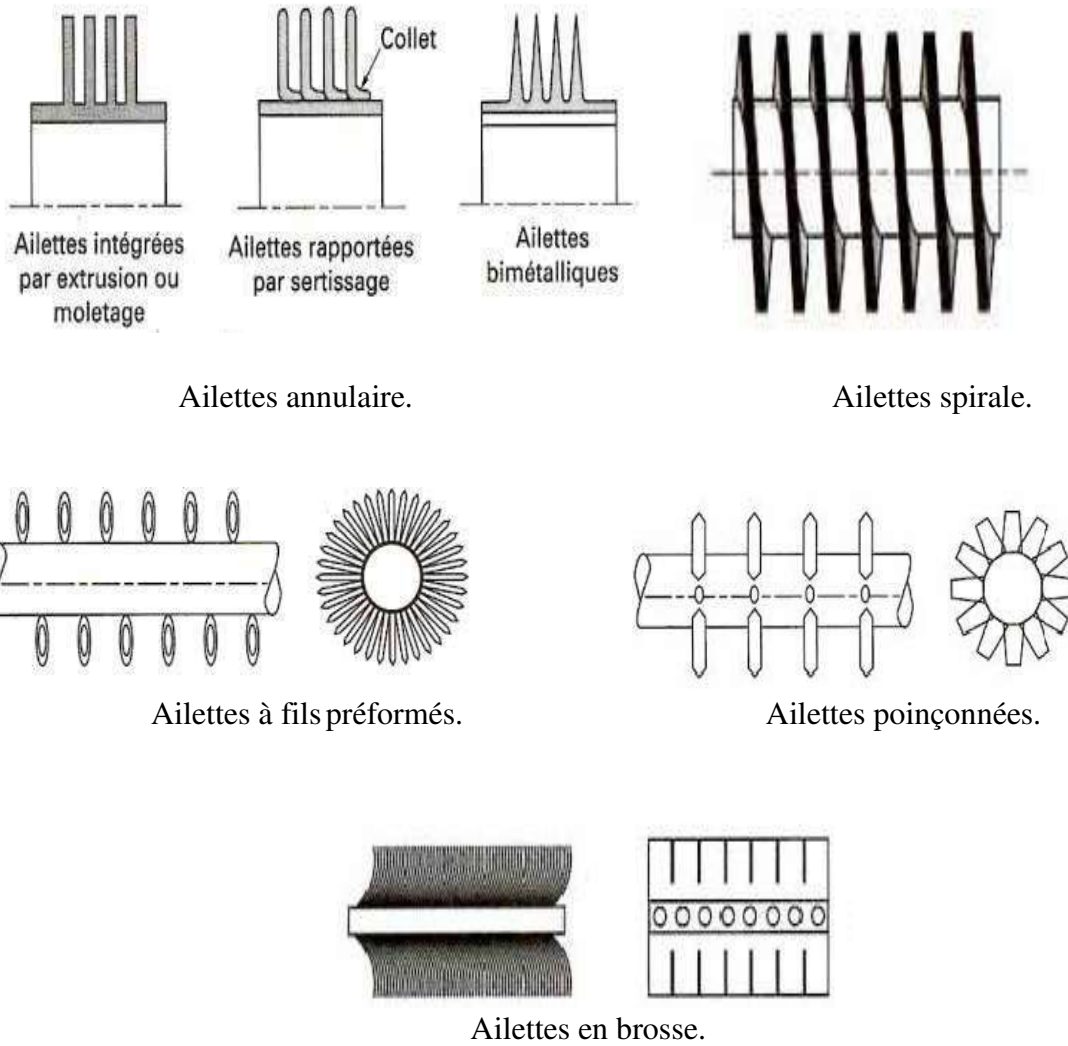
- Ailettes transversales :



Ailettes continue.



Ailettes indépendant.



- Ailettes longitudinales :

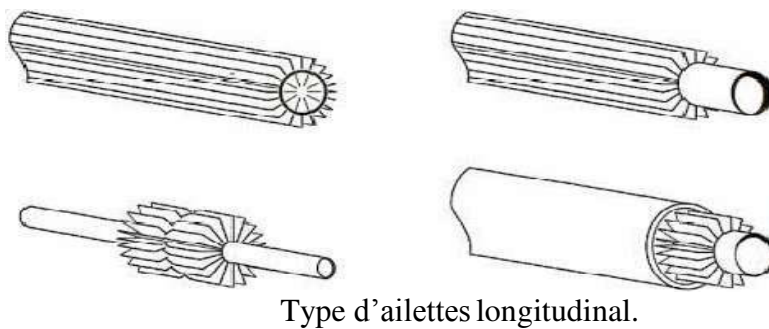


Figure (III.11) : Différents formes d'ailette.

III.5.4.3. Echangeur à tube :

C'est le type d'échangeurs le plus répandu. Ils représentent presque la moitié des échangeurs thermiques dans l'industrie. Il présente un certain nombre d'avantages:

- Facilités au niveau de la fabrication et de la maintenance.

- Utilisé à des pressions élevées et à de fortes températures.

On distingue trois catégories d'échangeurs à tube :

III.5.4.3.1. Echangeur monotube :

Pour lesquels le tube est placé dans un réservoir, et a généralement la forme d'un Serpentin.



Figure (III.12) : Echangeur monotube en serpentin.

III.5.4.3.2. Echangeur à tube coaxiaux :

La configuration la plus simple est celle dans laquelle les deux fluides s'écoulent soit dans le même sens soit en sens contraire dans des tubes coaxiaux (ou concentriques).

En pratique, les échangeurs à tubes coaxiaux ne permettent pas d'obtenir des surfaces d'échange de grande étendue.

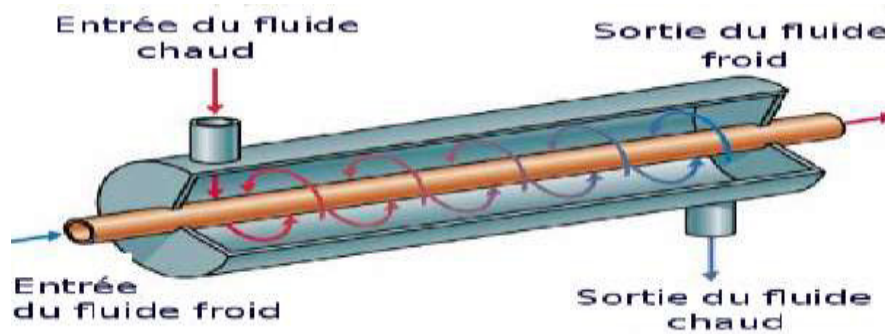


Figure (III.13) : Echangeur à tube coaxiaux.

III.5.4.3.3. Echangeur multitubulaire:

III.5.4.3.3.1. Échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

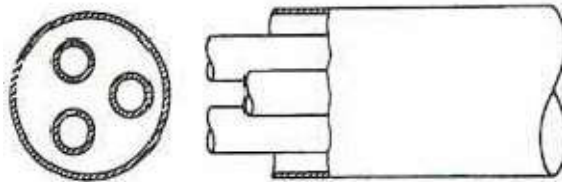


Figure (III.14) : Échangeur à tube séparé.

III.5.4.3.3.2. Échangeur à tubes rapprochés :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

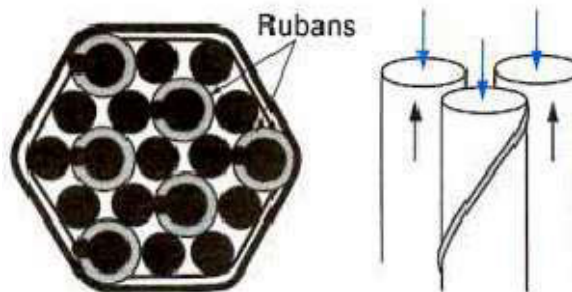


Figure (III.15): Échangeur à tubes rapprochés.

III.5.4.3.3.3. Echangeur à tube et calandre :

A- Echangeur à plaques tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

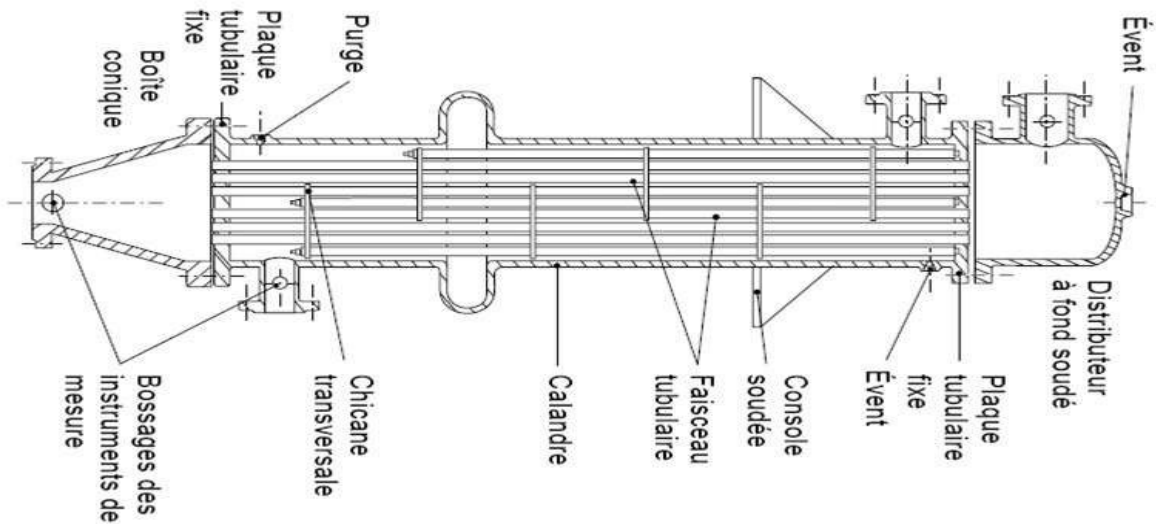


Figure (III.16) Échangeur à plaque tubulaire fixe.

B- Échangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

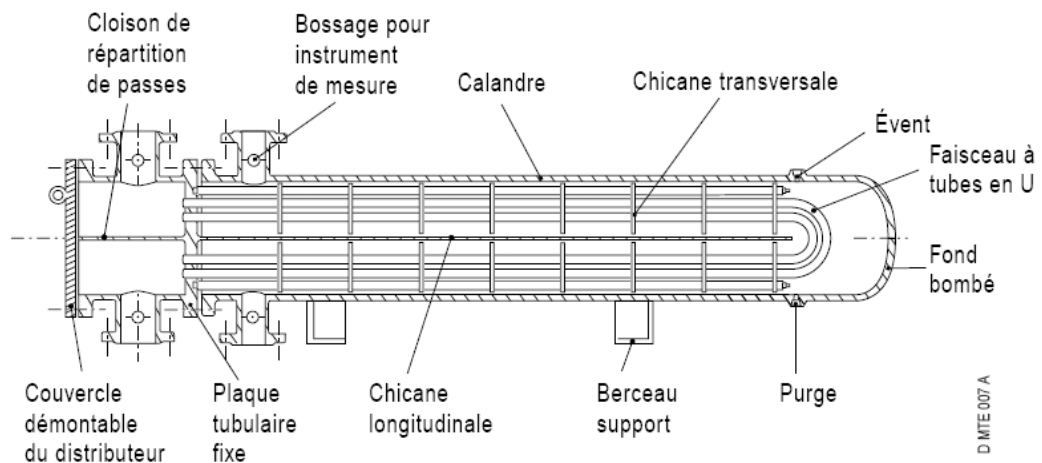


Figure (III.17): Échangeur à tube en U.

C- Les échangeurs type KETTLE (AKT) : TOTAL [23]

Cet appareil, est utilisé quand il s'agit de vaporiser partiellement ou totalement un liquide et, est conçu pour assurer la séparation des deux phases. Le liquide à vaporiser vient baigner le faisceau tubulaire à l'intérieur duquel circule le fluide chaud. Un déversoir maintient le niveau liquide juste au-dessus du faisceau, sauf dans le cas des générateurs de vapeur

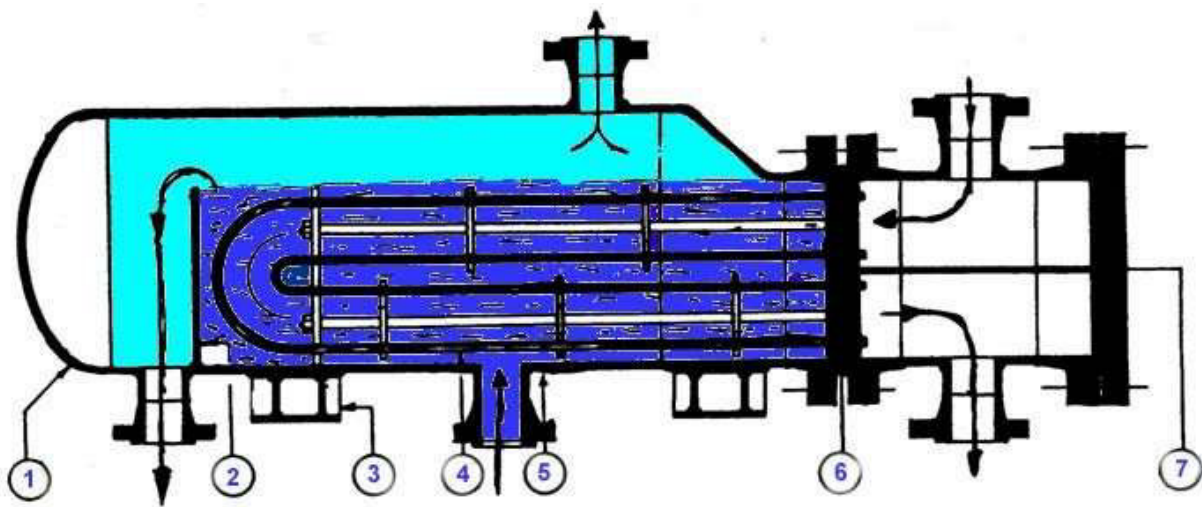
CHAPITRE III : GENERALITE SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau, ce qui aménage une zone de désengagement de la vapeur et permet d'éviter les entraînements de liquide. La vapeur produite sort par la ou les tubulures situées sur la partie supérieure de la calandre.

Le liquide non vaporisé passe au-dessus du barrage et il est soutiré de l'appareil généralement sous contrôle de niveau (les prises de niveau apparaissent sur le schéma).

Ici, le faisceau (à deux passes) est du type en U mais on utilise également des fonds flottants.

Ce type d'appareil tolère des taux de vaporisation élevés. Mais le temps de séjour du liquide y est relativement grand, ce qui favorise l'encrassement.[100]



1. fond calandre
2. déversoir
3. support de l'appareil
4. tube en U de faisceau

5. calandre
6. plaque fixe
7. plaque partage

Figure (III.18) : Échangeur type Kettle

D- Echangeur de chaleur à tête flottante : [23]

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

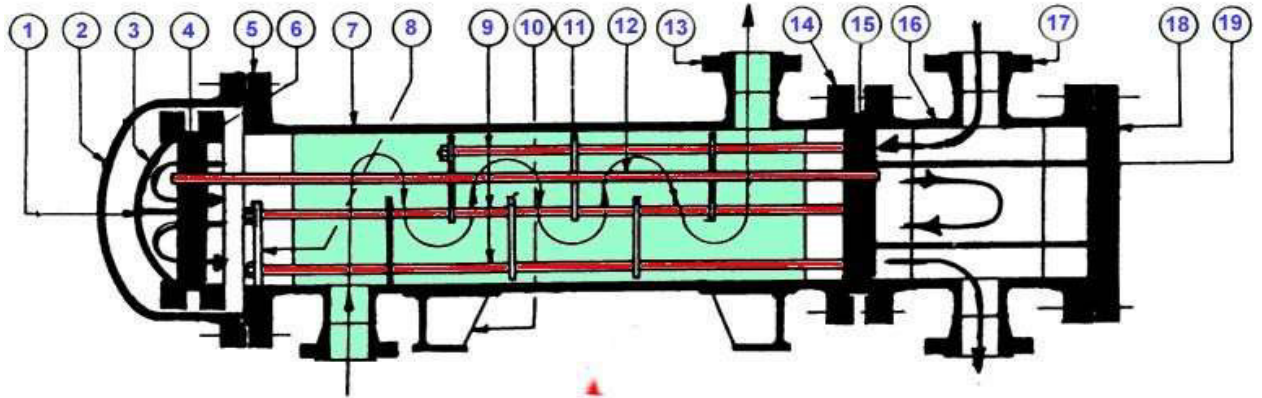


Figure (III.19) : Échangeur à tête flottante.

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. cloison de couvercle de tête flottante 2. couvercle calandre 3. couvercle tête flottante 4. plaque flottante 5. bride calandre 6. contre bride de tête flottante 7. calandre 8. plaque support 9. entretoises et tirants 10. support de l'appareil | <ol style="list-style-type: none"> 11. chicane 12. tube de faisceau 13. piquage sur calandre 14. bride calandre 15. plaque fixe 16. boîte distribution 17. piquage sur boîte distribution 18. couvercle de boîte distribution 19. plaque partage sur boîte |
|--|---|

Ce type est appelé échangeur multitubulaire ou à faisceau de tubes. Il dispose fréquemment un faisceau de tubes à l'intérieur d'une enveloppe dénommée "calandre", l'un des fluides circulant à l'intérieur des tubes et l'autre autour des tubes à l'intérieur de la calandre.

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires.

Ce faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrées et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau.

Ce fluide suit un trajet imposé entre les chicanes.

Celles-ci ont pour rôle entre autres de supporter les tubes du faisceau afin d'éviter leurs déformation.[23]

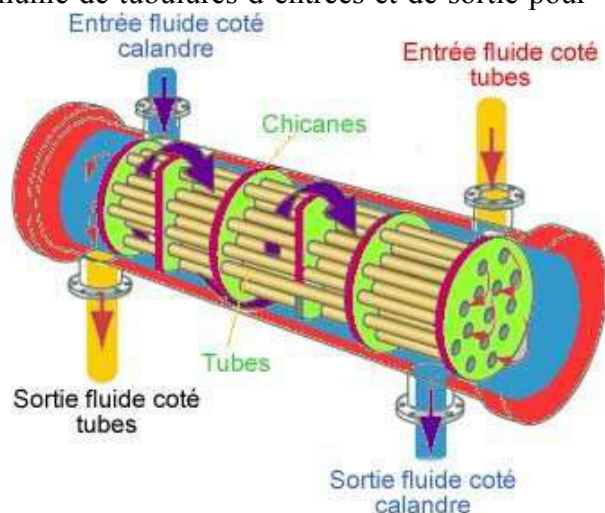


Figure (III.20) : Principe de l'échangeur Tubulaire (TOTAL)

III.6. Description de l'échangeur tubulaire :

Cet appareil est constitué d'un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicane. A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau tubulaire.

La calandre est munie de tubulure d'entrée et de sortie pour la seconde fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction de cet échangeur, ont été publiés par la

TEMA « Standart of Tubular Exchanger Manufacturer Association », qui spécifie les caractéristiques mécanique et thermique correspondant aux divers conditions de fonctionnement.

III. 6.1. La calandre :

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire. L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaque de renforcement ou non, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil.

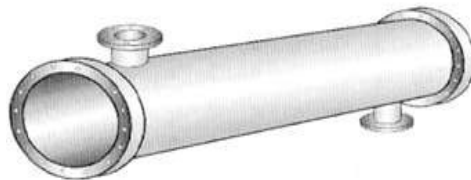


Figure (III.21) : Calandre d'un échangeur tubulaire.

III.6.2 . Plaque tubulaire :

Ceux sont des plaques percées supportant les tubes à leur extrémité, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm.

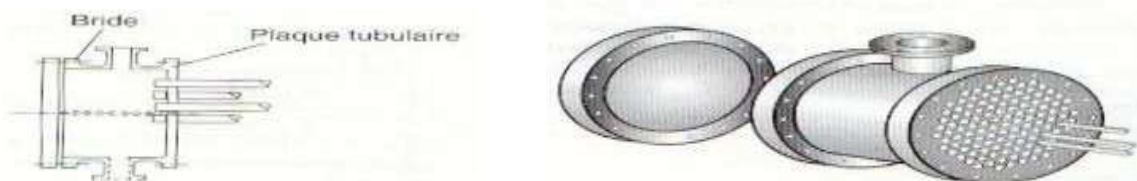


Figure (III.22) : Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.

III.6.3. Faisceau tubulaire :

Les tubes constituant le faisceau sont placés selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Ce pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donnée, mais en contre partie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur. Il faut avoir recourse au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.



Figure III.23 : Exemple de faisceau tubulaire

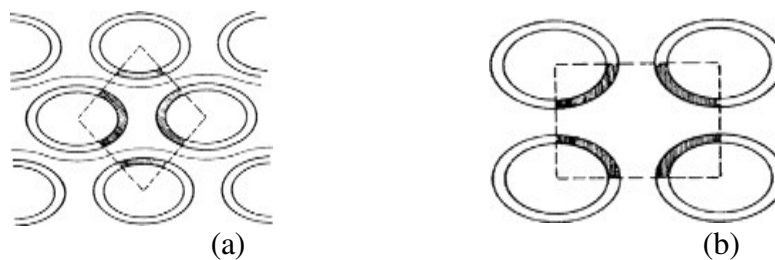


Figure III.24 : Position des tubes.

- a. Pas triangulaire.
- b. Pas carré.

III.6.4. Chicane :

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but de :

- Eviter qu'il ne suive un chemin préférentiel on plaçons des cloisonnements sur le trajet du fluide.
- Créer la turbulence en augmentant la vitesse du fluide, et améliorer ainsi le transfert de chaleur à l'extérieur du tube.

- Assurer la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration.

Les chicanes transversales sont généralement constituées d'un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre.

A sa partie basse la chicane renferme une lumière qui évite les stagnations du fluide.

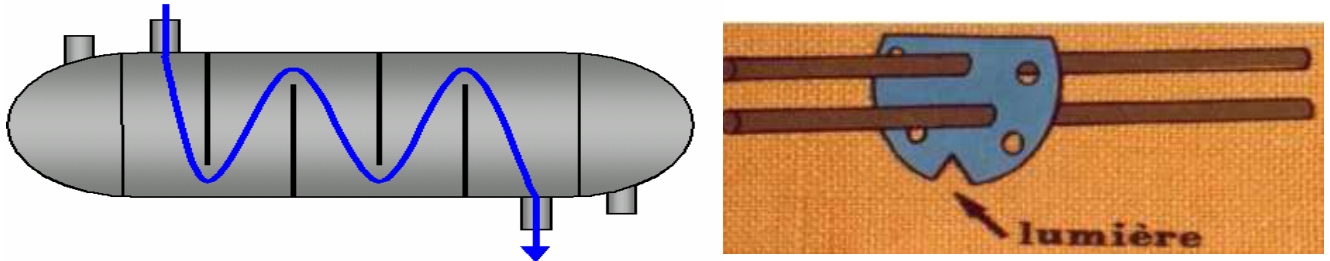


Figure (III.25) : Chicane d'un échangeur tubulaire.

III.6.5. Boite de distribution et boite de retour :

La circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boite de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie, et d'une boite de retour.

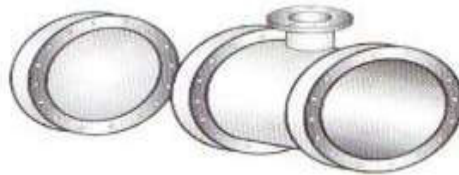
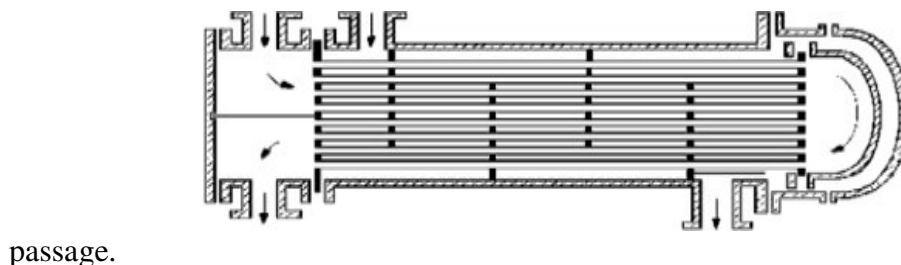


Figure (III.26) : Boite de distribution d'un échangeur tubulaire.

La boite de distribution porte un cloison qui sépare les chambres d'entrée et de sortie du fluide circulant à l'intérieur des tubes ce qui l'oblige à passer tout d'abord par une première moitié des tubes, ensuite ce fluide est récupéré par la boite de retour et retourne par la seconde moitié : on dit c'est un appareil à deux



passage.

Figure (III.27) : Echangeur tubulaire à deux passages.

Si la boite de distribution ne contient pas un cloison et le fluide passe dans les tubes d'échangeur de l'entrée vers la sortie on dit que c'est un appareil à un simple

passage.

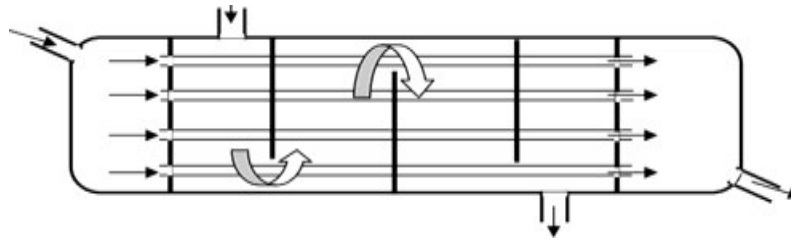


Figure (III.28) : Echangeur tubulaire à simple passage.

Le montage des constituants précédents apparaissent dans la figure en dessous :

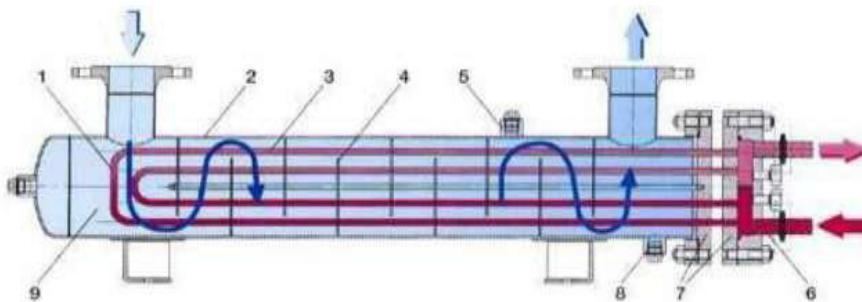


Figure (III.29) : Échangeur à faisceaux tubulaires.

1. Faisceau tubulaire
2. Enveloppe (calandre)
3. Intérieur tube
4. Chicane
5. Raccord évent
6. Intérieur boîte de distribution
7. Plaque tubulaire
8. Raccord vidange
9. Intérieur enveloppe

L'échangeur tubulaire est caractérisé par :

- La résistance aux fortes pressions.
- Un très bon coefficient de transfert.
- Economique
- L'acceptation des grands écarts de température.
- La difficulté du nettoyage.
- La sensibilité aux vibrations.



Figure (III.30) : Exemple d'un échangeur multitubulaires a tête flottante de Sonatrach (organisation Ourhoud) lieu de stage .



Figure (III.31) : Fiche technique de l'échangeur thermique ORGANISATION OURHOUD (SONATRACH)

III.7. Classification des échangeurs : [25]

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

On cite les plus importants :

III.7.1. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

III.7.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

III.7.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- ✓ transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- ✓ transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

III.7.4. Classement fonctionnel :

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

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ un seul fluide 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-condenseurs.

III.7.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi :

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

III.8. Phénomène d'encrassement :

L'encrassement qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances non désirées sur une interface, affecte un grand nombre d'opérations industrielles (Figure (II.32)).

Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique.



Figure (III. 32) : Echangeur de chaleur sale et propre

Il est très important de considérer ce phénomène d'encrassement pour être en mesure de choisir un échangeur thermique qui ait les dimensions appropriées, car l'encrassement peut réduire considérablement la capacité de transmission de chaleur et d'augmenter la chute de pression. Un nettoyage et un entretien périodiques sont requis. Comme l'encrassement et les difficultés de maintenance augmentent avec le temps, les nettoyages doivent être fréquents.

Il est souvent important de prévoir certains types de cloisons qui filtrent les impuretés de fluides caloporteurs avant son admission dans l'échangeur afin de réduire les risques d'encrassement.

Il a été démontré au cours des longues années passées dans la recherche de moyens de lutte contre l'encrassement, que ce dernier était lié aux conditions opératoires, aux propriétés physico-chimiques des fluides mis en jeu, à la géométrie du système ainsi qu'à la nature des surfaces. La connaissance de l'origine du phénomène est un facteur déterminant pour répondre aux variations de ces paramètres. [19]

III.8.1. Aspects économiques et environnemental de l'encrassement :

Des efforts considérables sont fournis pour analyser le phénomène d'encrassement. Durant le fonctionnement, l'échangeur de chaleur devient encrassé avec l'accumulation des dépôts d'une ou plusieurs espèces sur les surfaces de transfert de l'échangeur. En conséquence, la résistance thermique augmente, ceci fait baisser les performances de l'échangeur.

La couche d'encrassement bloque le passage du fluide et augmente la surface rugueuse, est ainsi réduit le taux de transfert de chaleur. L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique par un fluide donné, dépend du type de transfert de chaleur (ébullition, condensation), le type de fluide (liquide, gaz) ou la nature de la surface et le type du matériau utilisé.

Les inconvénients économiques de l'encrassement sont attribués à :

- De grosses pertes d'énergie provoquées par l'inefficacité thermique.
- Le coût élevé de maintenance pendant la période de nettoyage des échangeurs.
- De grosses pertes de production durant la période d'arrêt pour le nettoyage.

Les dépenses relatives à toutes les causes d'encrassement, se traduisent par :

- Une surdimensionnement des appareils, en bureau d'études.

- Une dépense d'énergie supplémentaire.
- Le remplacement du matériel corrodé.
- Des couts d'arrêt d'installation (nettoyage, démontage). [13]

III.8.2. Apparition et développement de l'encrassement :

La formation des dépôts se fait en trois étapes :

- Le transport diffusif du matériau et de ses précurseurs à travers la couche limite en proche paroi.
- L'adhérence et l'arrachement du matériau à la surface (propre ou encrassée).
- Le transport convectif de celui-ci loin de la surface.

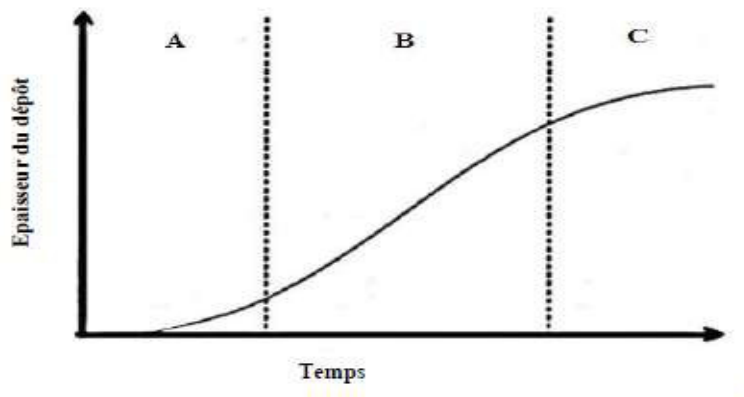


Figure (III.33) : Etapes d'un mécanisme d'encrassement. [14]

De manière idéalisée, la Figure (II.33) permet de visualiser ces trois étapes majeures d'un mécanisme d'encrassement.

La première partie (A) correspond à la phase d'initiation. Cette période dépend largement du type de dépôt et varie de quelques minutes à quelques semaines, par exemple dans les systèmes de climatisation. La deuxième partie (B) correspond à l'accroissement de ce dépôt résultant d'une compétition entre le mécanisme de dépôt et l'arrachement. Le taux d'encrassement diminue graduellement tandis que l'arrachement augmente, pour finalement aboutir à un équilibre en (C) et une hauteur d'encrassement constante.

III.8.3. Les différents types d'encrassement :

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt « régime d'écoulement », selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique

Il existe six grands types d'encrassement différents :

- Encrassement par corrosion.
- Encrassement biologique.
- Encrassement par réaction chimique.
- Encrassement par précipitation (entartrage).
- Encrassement particulaire.
- Encrassement par solidification.

Quel que soit le phénomène d'encrassement considéré, il est plus ou moins critique selon la nature des fluides employés et/ou la conception des échangeurs.

Dans les situations réelles d'encrassement, il est bien évident que ces différents mécanismes interagissent ou se superposent de manière plus ou moins complexe.

III.8.3.1. Corrosion :

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits qui se forment et s'accumulent sur la surface créent l'encrassement.

Il existe différents types de corrosion :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps ;
- La corrosion par piqûres où l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces.
- La corrosion fissurante à l'échelle microscopique intergranulaire ou transgranulaire.
- La corrosion sélective où seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective.

III.8.3.2. L'encrassement biologique :

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange, il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- Les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif de type hydrocarbures.
- Les algues dont le développement est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse.
- Les champignons dont le développement est dû aux changements des conditions ambiantes telles que l'humidité, la température ou le pH. [15]

III. 8.3.3. L'encrassement par réaction chimique :

L'encrassement par réaction chimique est dû à la présence d'une réaction chimique au voisinage d'une surface d'échange.

Les produits solides ainsi formés s'y déposent. Il s'agit le plus souvent d'une réaction de polymérisation qui implique la formation d'un dépôt de haut poids moléculaire.

Les vitesses de telles réactions chimiques dépendent fortement de la température, de la pression, de la concentration et de la présence d'éléments catalyseurs. Toutefois, la vitesse globale du mécanisme de dépôt dépend aussi de la dynamique des phénomènes de surface et de transfert. Il est rencontré dans les industries alimentaires, nucléaire et dans les procédés de raffinage du pétrole. [24]



Figure (III.34) : nettoyage hydraulique.

III.8.3.4. L'entartrage :

L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques.

Il est produit principalement par la dissipation des sels inorganiques dans le processus d'écoulement présente une super saturation durant réchauffement ou le refroidissement Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies:

- La limite de solubilité du sel contenu dans l'eau doit être dépassée.
- La vitesse de dépôt doit être suffisamment rapide.

Ce type d'encrassement est conditionné par une grande vitesse de déposition et un excès de concentration par rapport à la limite de solubilité.

III.8.3.5. L'encrassement particulaire :

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation, sur les surfaces d'échange, de particules transportées par l'écoulement de fluides industriels tels que :

- L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion ;
- L'eau des tours de refroidissement ;

Les écoulements gazeux chargés de particules tels les résidus solides de combustion, ou les poussières résultant de l'incinération de déchets ménagers.

III.8.3.6 Encrassement par solidification :

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques).

Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre).

III.8.4. Facteur principaux affectant l'encrassement :

L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique, pour un fluide donné, dépend des paramètres suivants :

III.8.4.1 Vitesse d'écoulement :

Une vitesse d'écoulement élevé du fluide minimise tous les types d'encrassement. Cependant une grande vitesse d'écoulement requiert une puissance de pompage énorme et peut contribuer à l'érosion du métal.

III.8.4.2. Température :

La température fluide-métal est un paramètre important. Dans le cas de produits polymérisables contenant des chaînes insaturées (**oléines**), une surchauffe peut provoquer une réticulation des gommés présentes. Ce phénomène s'intensifie en présence d'un catalyseur qui va favoriser beaucoup plus que les réactions de polymérisation. Il n'est alors, plus possible de dissoudre les gommés par auto nettoyage.

Le phénomène de réticulation des gommés se rencontre généralement dans les bouilleurs. La vitesse d'une réaction chimique est aussi fonction de vitesse de la température.[17]

III.8.4.3. Nature de surface et de matériaux de fabrication :

La rugosité de la paroi du tube et le taille des cavités sur la paroi contribuent à l'initiation de l'encrassement. Un bon choix des matériaux de construction évitera l'encrassement par corrosion.

III.8.4.4. Nature de la charge :

Une charge plus ou moins lourde et contenant des éléments chimiques polymérisables peut conduire à un encrassement par polymérisation. Industriellement, la teneur en oléfine dans les essences est limitée de **1 à 2%** afin de remédier aux problèmes de bouchage des équipements.

III.8.4.5. Présence de l'oxygène et du soufre :

Selon les études réalisées sur la polymérisation du styrène sur les jets fuels, la formation du dépôt par réaction chimique est favorisée par la présence de l'oxygène et du soufre dans la charge d'alimentation.

III.8.5. Mécanismes de l'encrassement :

Cinq phases ont été identifiées dans l'apparition et le développement de l'encrassement : (Figure (II.35)).

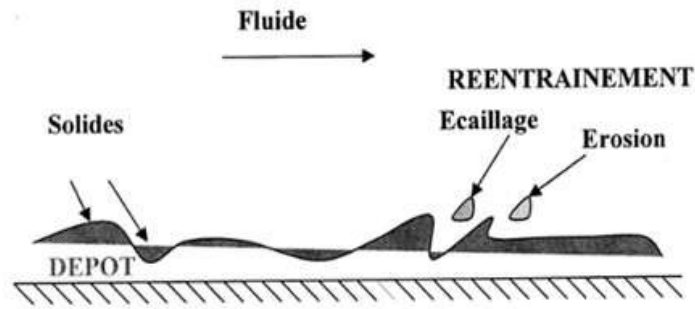


Figure (III.35) : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide. [14]

III.8.5.1. Initialisation :

Cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur la surface d'un échangeur propre.

III.8.5.2. Transfert des particules à la paroi :

Les particules sont transportées jusqu'au voisinage de la paroi grâce aux forces extérieures (thermiques, électriques, ... etc.).

III.8.5.3. Adhésion des particules :

Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire (forces de Van Der Waals), aux forces électriques ou capillaires.

III.8.5.4. Réentraînement des particules déposées :

Il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces d'adhésion d'une particule, le réentraînement se produit par érosion. Lorsqu'il concerne un agglomérat de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.

III.8.5.5. Vieillessement du dépôt :

Le vieillissement du dépôt caractérisé par un changement de texture et une usure dudit dépôt. Une fois le dépôt est posé sur la surface, le vieillissement commence.

Les propriétés mécaniques de ce dépôt seront modifiées durant cette phase, à cause du changement de cristal ou de la structure chimique, par exemple, l'empoisonnement lent du micro-organisme causé par la corrosion à la surface affaiblira et appauvrira la couche du bio-encrassement.

La réaction chimique attire la surface du dépôt pour modifier la composition chimique du dépôt, et de cette façon changer les propriétés mécaniques.

III.8.6. Effet de l'encrassement :

L'encrassement des échangeurs thermiques induit un certain nombre d'effets indésirables ayant un coût économique ou environnemental non négligeable, ainsi :

- L'encrassement diminuant le coefficient de transfert thermique, le coût pour obtenir un coefficient de transfert thermique voulu augmente.
- L'encrassement peut provoquer un écart de température supérieur à la normale et ainsi augmenter les consommations énergétiques. Ceci peut aussi engendrer des pannes des équipements (surchauffe des compresseurs).
- Les coûts d'entretien sont plus élevés afin de supprimer les dépôts d'encrassement avec des produits chimiques et des dispositifs antisalissure ou mécanique ou encore le remplacement des équipements corrodés.
- Les coûts de consommation d'eau, d'électricité et de carburant augmentent pour compenser les effets de l'encrassement.
- Des pertes de production liées aux arrêts d'exploitation planifiés ou non, causés par l'encrassement entraînent une augmentation des coûts d'exploitation.

L'encrassement apporte aussi un risque environnemental. En effet, dans la référence il est montré que, lorsqu'il y a de l'encrassement, pour compenser la perte d'efficacité des échangeurs, la production est activée entraînant ainsi une augmentation de l'émission de dioxyde de carbone. [18]

III.9. Application sur les échangeurs :

III. 9.1. Le coefficient du transfert thermique U :

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (III.1)$$

U : Coefficient d'échange global W/m². °C

R_{total} : Résistance thermique totale $m^2 \cdot ^\circ C/W$

Loi de fourier :

$$Q = \Delta T/R \quad (III.2)$$

✓ **Calculer la résistance pour convection**

$$\text{Fluides : } R = 1/hA \quad (\text{convection}) \quad (III.3)$$

✓ **Calculer la résistance pour conduction**

$$\text{Paroi : } R = \text{Ln}\left(\frac{D_e/D_i}{2\pi l k}\right) \quad (\text{conduction}) \quad (III.4)$$

La somme de la résistance thermique

$$R_{totale} = \sum R_i = 1/h_i A_i + \text{Ln}\left(\frac{D_e/D_i}{2\pi l k}\right) + 1/h_e A_e \quad (III.5)$$

Pour une paroi mince $\rightarrow R_{paroi} = 0$

Équation de la résistance thermique

$$R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (III.6)$$

III.9.2. Effet de l'encrassement : fouling

Accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances solides sur la paroi.

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\text{Ln}(D_e / D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{fe}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (III.7)$$

Rf : facteur d'encrassement [$m^2 \cdot c^0/w$]

III.9.3. Application sur les échangeurs de chaleur :

A partir des bilans énergétiques de deux fluides, on trouve :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C p_c (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C p_f (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (III.8)$$

On pose :

$$\dot{m}_c C_{p_c} = C_c \text{ et } \dot{m}_f C_{p_f} = C_f \quad (\text{III.9})$$

Sachant que C_C ET C_F représentent les débits calorifiques [wk^{-1}]

Les cas de fonctionnement d'un échangeur :

a- Réfrigération et réchauffage

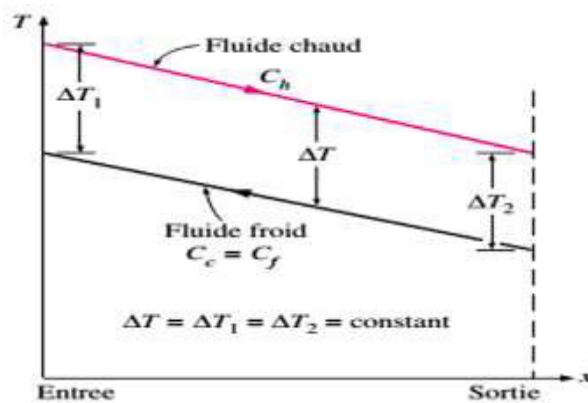
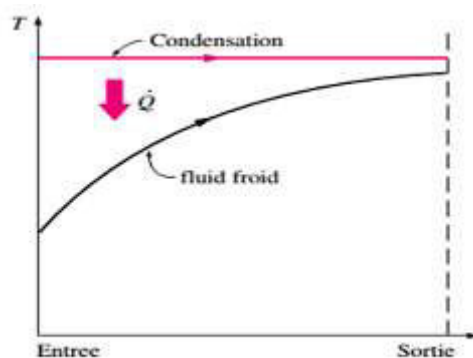


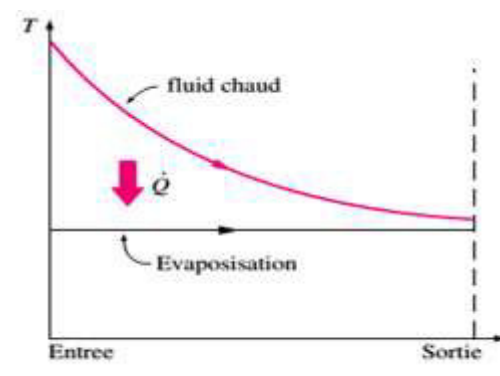
Figure (III.36) : deux fluides ayant même m et Cp

b- Condensation et vaporisation



(a) Condensation ($C_f \rightarrow \infty$)

Figure (III.37) : Condensation



(b) Evaporation ($C_c \rightarrow \infty$)

Figure(III.38) : vaporisation

III.9.4. Méthode DTLM :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (III.10)$$

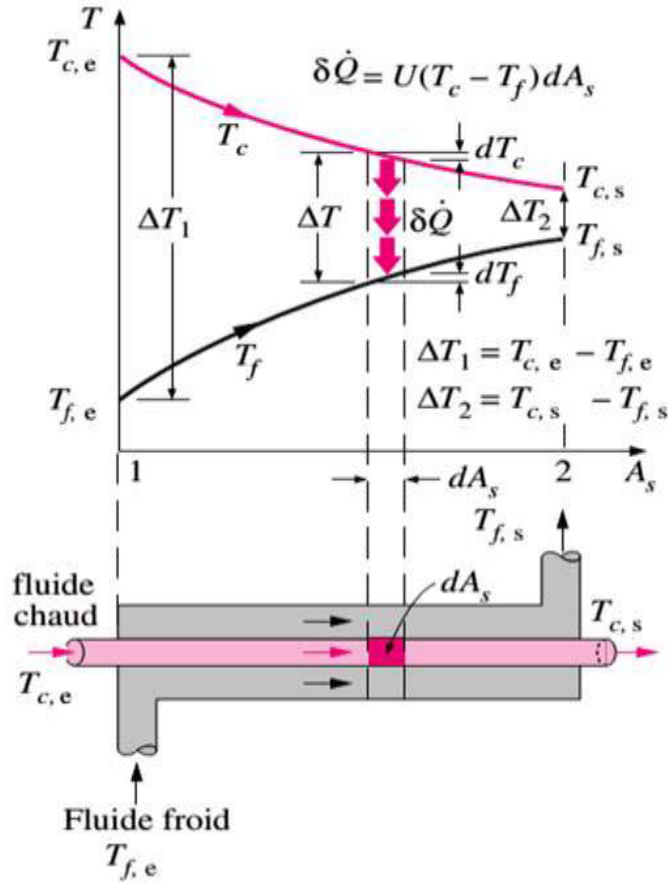
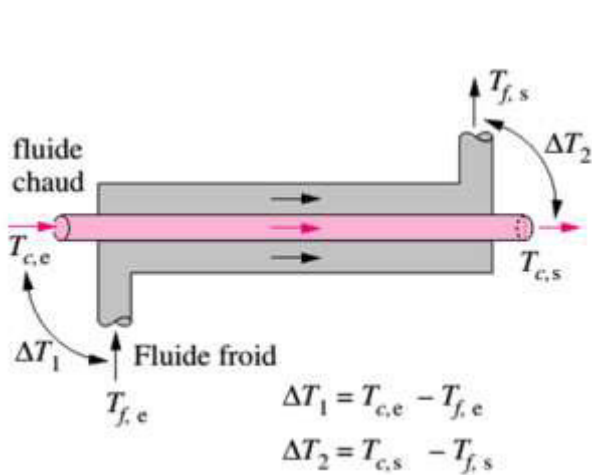
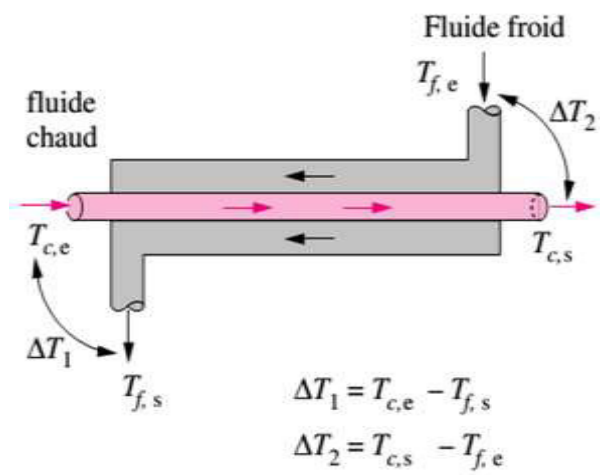


Figure (III.39) : Démonstration pour deux fluides co-courants



(III.40) : Echangeurs co-courants.



Figure

Figure(III.41) : Echangeurs contre courants.

CHAPITRE III : GENERALITE SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

ΔT_{LMTD} valable pour écoulements parallèle et contre courants

ΔT_{LMTD} contre > ΔT_{LMTD} parallèle

Écoulement des fluides croisés :

Pour appliquer les méthodes sur les autres échangeurs, on a besoin d'ajouter un facteur de correction.

$$\dot{Q} = U A_p F \Delta T_{LMTD} \quad (\text{III.11})$$

$F=1$ (parallèle et contre)

$0 < f < 1$

Le facteur de correction F déterminé graphiquement en utilisant les deux coefficients suivants :

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} ; R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} \quad (\text{III.12})$$

Avec : $0 \leq p \leq 1$ et $0 \leq R \leq \infty$

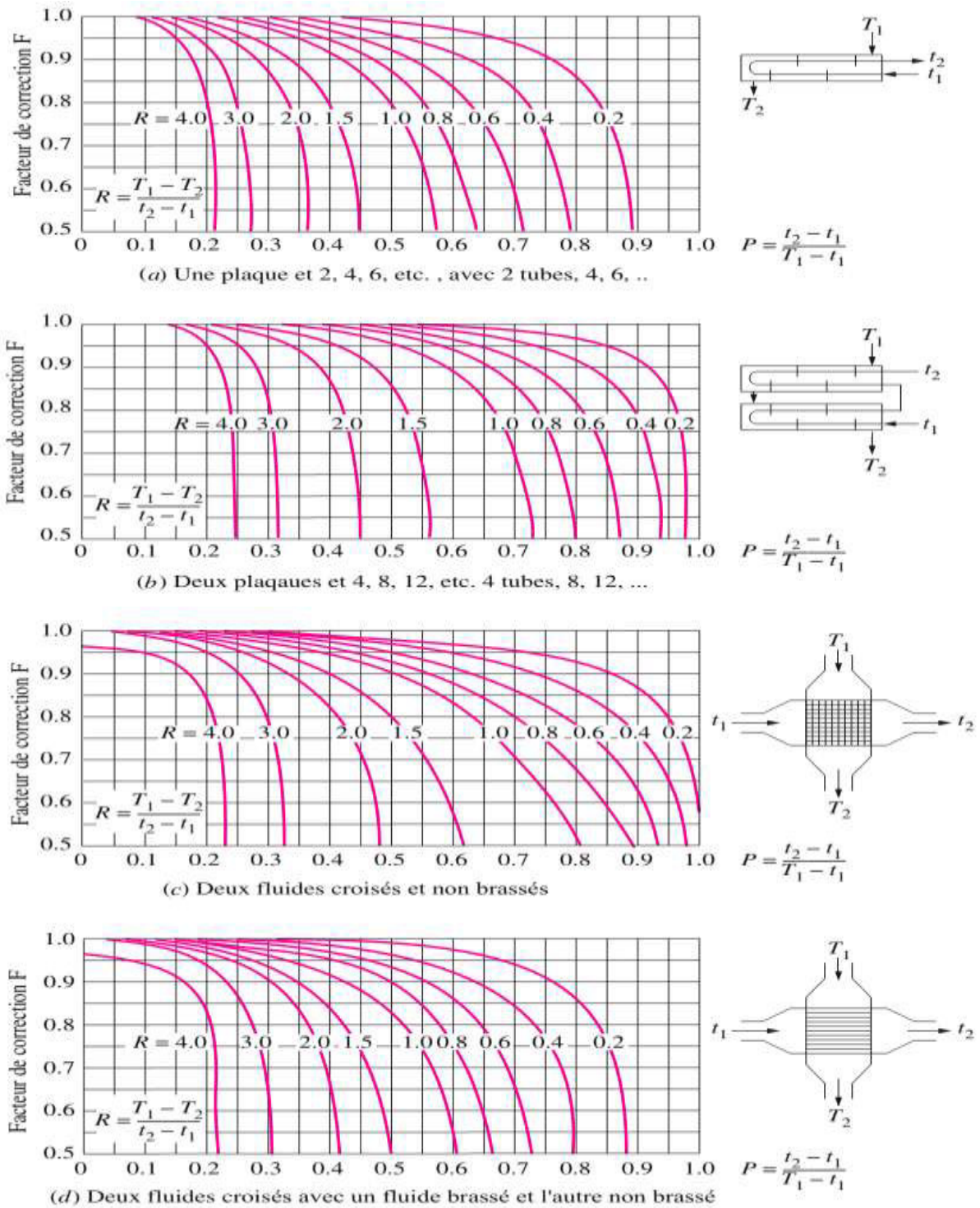


Figure (III.42) : abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur.[18]

III.9.5. Méthode ϵ -NTU Efficacité –NTU :

L'efficacité est donnée par :

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{flux de chaleur actuel}}{\text{flux de chaleur maximal possible}} \tag{III.13}$$

CHAPITRE III : GENERALITE SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

Le flux de chaleur déterminé à partir des bilans énergétiques:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (\text{III.14})$$

✓ **La variation de température maximale**

$$\Delta T_{\max} = (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{III.15})$$

✓ **Le rapport de capacités calorifiques**

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{III.16})$$

✓ **Flux chaleur maximal possible**

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{III.17})$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} \quad (\text{III.18})$$

✓ **Nombre d'unités transferts**

$$NTU = \frac{UA_p}{C_{\min}} \quad (\text{III.19})$$

A ce moment, on peut facilement déterminer l'efficacité à partir les corrélations suivantes selon le cas étudiés.

Tableau(III.1) : Efficacité

Echangeur s	Efficacité ε	NTU
Co- courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contre- courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$
1Plaques et 2, 4, 6, 8 tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$

2 fluides croises et non brasses	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$	
2 fluides croises, 1 brasse C_{max} mixed, C_{min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
2 fluides croises, 1 brasse C_{min} mixed, C_{max} unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$	$NTU = -\frac{\ln [c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
C=0(Con-Evap)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

III.10. Conclusion:

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (Chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné. Bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédé.

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

IV.1 Introduction:

La conception d'un échangeur de chaleur quel que soit sa technologie est déterminé par un certain nombre de propriétés thermodynamiques, la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques. [19]

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les principales lois pour calculer le différent paramètre d'un échangeur.

IV.2. Etude de la conception d'un échangeur :

Lors du dimensionnement d'un échangeur, l'objectif est de déterminer les différentes paramètres de fonctionnement (nombre de tubes, longueur des tubes, diamètre de la calandre...) qui lui permettront d'échanger une puissance donnée avec un minimum de surface d'échange et le moins de pertes de pression. [19]

Etude de dimensionnement d'échangeur thermique est basée sur :

- Discipline thermique.
- La mécanique des fluides.
- Technologie des matériaux.
- Architecture.

IV.2.1. Analyses d'étude de redimensionnement:

L'étude de redimensionnement est basé sur plusieurs analyses on site :

IV.2.1.1 Analyse thermique:

- Les deux coefficients d'échanges intérieur et extérieur.
- Coefficient d'échange global U.
- Les températures de sorties des fluides et la température de la paroi.
- Déterminer la surface d'échange thermique.
- Déterminer flux échangé
- Evaluer la distribution des températures des deux fluides (entrée et sortie).

IV.2.1.2 Analyse hydraulique:

- Evaluation des pertes de charges dans l'appareil.

IV.2.1.3 Etude mécanique:

- Calcul des efforts et contraintes en fonction de la température et pression.

IV.2.1.4 Optimisation économique pour une puissance à transférer :

- Surface d'échange **faible** donc la vitesse des fluides élevée « pompe ».
- Surface d'échange **grande** donc la vitesse des fluides faible.

Tous ces calculs seront effectués sur la base de certaines hypothèses qui nous facilite les calculs thermiques.

IV.2.2. Hypothèses d'étude d'un échangeur:

Les hypothèses d'étude aussi dite de calcul nous permettons de simplifier les équations thermiques utilisées pour le dimensionnement d'un échangeur thermique. [20]

- Régime permanent: $\frac{d}{dt} = 0$.
- Les caractéristiques des fluides (ρ, μ, λ, c_p) sont constantes.
- Les débits des deux fluides sont constants.
- Les températures sont variables dans l'échangeur.
- La pression peu variable.
- La section de passage est constante.
- Les fluides sont monophasiques « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique s'effectue à travers d'une paroi « par conduction ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction «le transfert par rayonnement négligeable »
- Le flux de chaleur perdu par le fluide est intégralement reçu par l'autre fluide « échangeur adiabatique ».

Le dimensionnement d'échangeur thermique est basé sur certaines analyses, il est nécessaire de les connaître avant l'étude d'échangeurs thermiques.

IV.3. Bilan thermique d'un échangeur thermique :

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges. [20],[21]

La puissance d'un échangeur thermique est le flux de chaleur perdu par le fluide chaud et le flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur, et s'écrit sous la forme suivante qui implique la notion de conservation de l'énergie:

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

$$P = \dot{m}_c * c_{pc} * (T_{c1} - T_{c2}) = \dot{m}_f * c_{pf} * (T_{f2} - T_{f1}) \quad (\text{IV.1})$$

Le **débit thermique unitaire** de chaque fluide est déterminé par l'équation suivante :

$$q_t = \dot{m} * c_p \quad (\text{IV.2})$$

Pour le fluide chaud l'équation de débit unitaire s'écrit :

$$q_{tc} = \dot{m}_c * c_{pc} \quad (\text{IV.3})$$

Et celle du fluide froid est :

$$q_{tf} = \dot{m}_f * c_{pf} \quad (\text{IV.4})$$

Donc l'équation du bilan thermique « puissance » devient :

$$P = q_{tc} * (T_{c1} - T_{c2}) = q_{tf} * (T_{f2} - T_{f1}) \quad (\text{IV.5})$$

Si : $q_{tc} < q_{tf}$ Donc $q_{tc} = q_{tmin}$

Et si : $q_{tf} < q_{tc}$ Donc $q_{tf} = q_{tmin}$

Nous avons remarqué que le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire accuse le changement de température le plus important. C'est donc de lui que dépend la quantité de chaleur maximale qui pourra être échangée, et l'on dit d'une manière imagée qu'il commande le transfert.

Cette quantité de chaleur maximale dite la **puissance maximale** est définie par :

$$P_{max} = q_{tmin} * T_{max}$$

Soit :

$$T_{max} = T_{c1} - T_{f1}$$

L'équation de puissance maximum devient :

$$P_{\max} = q_{t\min} * T_{\max} \quad (\text{IV.6})$$

IV.4. Evaluation du coefficient d'échange global: [21]

La connaissance du **coefficient d'échange global** est très importante dans les calculs des échangeurs de chaleur qui est défini par :

$$d\Phi = U * dS * (T_c - T_f) \quad (\text{IV.7})$$

Le coefficient d'échange global de transfert de chaleur met en jeu trois résistances [21]:

- a. La convection dans le **fluide chaud** est régie par un coefficient de convection h_c permettant de définir une **résistance thermique convective** appelée R_{th1} :

$$R_{th1} = \frac{1}{h_c}$$

- b. La convection dans le **fluide froid** est régie par un coefficient de convection h_f permettant de définir une **résistance thermique convective** appelée R_{th2} :

$$R_{th2} = \frac{1}{h_f}$$

- c. La **conduction** à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , permettant de définir une **résistance thermique de conduction** appelée R_{th3} :

$$R_{th3} = \frac{e}{\lambda}$$

L'équation de coefficient d'échange globale est défini par

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda}} \quad (\text{IV.8})$$

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

La performance réelle de l'échangeur sera déduite dans les calculs de coefficients d'échange global:

- d. R_{ec} dit la résistance **d'encrassement** coté fluide chaud.
- e. R_{ef} dit la résistance **d'encrassement** coté fluide froid.

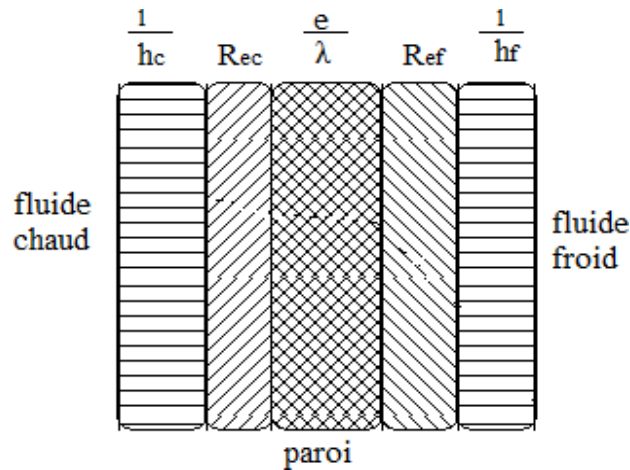


Figure IV.1 : Résistance d'encrassement thermique.

En ajoutant les résistances d'encrassement l'équation de coefficient d'échange thermique globale devient :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hc} + R_{ec} + \frac{1}{hf} + R_{ef} + \frac{e}{k}} \quad (\text{IV.9})$$

De sorte que le **flux thermique** transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression:

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{hc} + R_{ec} + \frac{1}{hf} + R_{ef} + \frac{e}{k}} \quad (\text{IV.10})$$

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs **des résistances d'encrassement** :

Tableau IV.1 : Les résistances d'encrassement.[21]

Eau de mer à T < 50°C	$R_e = 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de mer à T > 50°C	$R_e = 2*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de ville à T < 50°C	$R_e = 2*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de ville à T > 50°C	$R_e = 3.5*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de rivière	$R_e = 3.5 \text{ à } 7*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Liquides réfrigérants	$R_e = 1.8*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Fioul	$R_e = 4 \text{ à } 9*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Essence, kerosene	$R_e = 2*10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$

IV.4.1. Estimation de coefficient d'échange par convection : [22]

L'estimation des coefficients d'échangeur convectif est basée sur la connaissance des nombres adimensionnels.

IV.4.1.1. Les nombres adimensionnels:

Les **nombres adimensionnels** (ou grandeur adimensionnelle) sont des grandeurs physiques **sans dimension**. Elle est constituée du **produit** ou **rapport** de **grandeurs à dimensions**. L'analyse dimensionnelle permet de définir ces grandeurs sans dimension, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un (1).

IV.4.1.1.1. Nombre de REYNOLDS:

Le **nombre de Reynolds** nous permet de savoir la nature de l'écoulement si l'écoulement est **laminaire** ou **turbulent**. Il est défini comme suite :

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} = \frac{V * D}{\nu} \quad (\text{IV.11})$$

La **vitesse** pour calculer le nombre de **REYNOLDS** est défini par le rapport de **débit volumique** à la section de passage:

$$V = \frac{\dot{Q}}{S_p} \quad (\text{IV.12})$$

Tel que la **section de passage** est :

$$S_p = \frac{\pi * D^2}{4} * n \quad (\text{IV.13})$$

IV.4.1.1.2. Nombre de PRANDTL :

Le nombre de **PRANDTL** caractérise les **propriétés thermiques des fluides**. Il est défini par :

$$Pr = \frac{c_p * \mu}{k} \quad (\text{IV.14})$$

$$\mu = \frac{Pr * k}{c_p} \quad (\text{IV.15})$$

IV.4.1.1.3. Nombre de NUSELT :

Le nombre de **NUSELT** est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction :

$$Nu = \frac{h * D}{k} \quad (\text{IV.16})$$

A partir des corrélations thermiques et le nombre de **REYNOLDS** et **PRANDTL** de chaque fluide on déduit le nombre de **NUSELT** de chaque fluide puis on détermine le coefficient d'échange convectif de chaque fluide.

IV.5. Méthode de dimensionnement d'un échangeur : [20], [21]

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- a. Méthode de la différence moyenne logarithmique : **DTML**.
- b. Méthode du nombre d'unité de transfert : **NUT**, appelée méthode de l'efficacité.

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

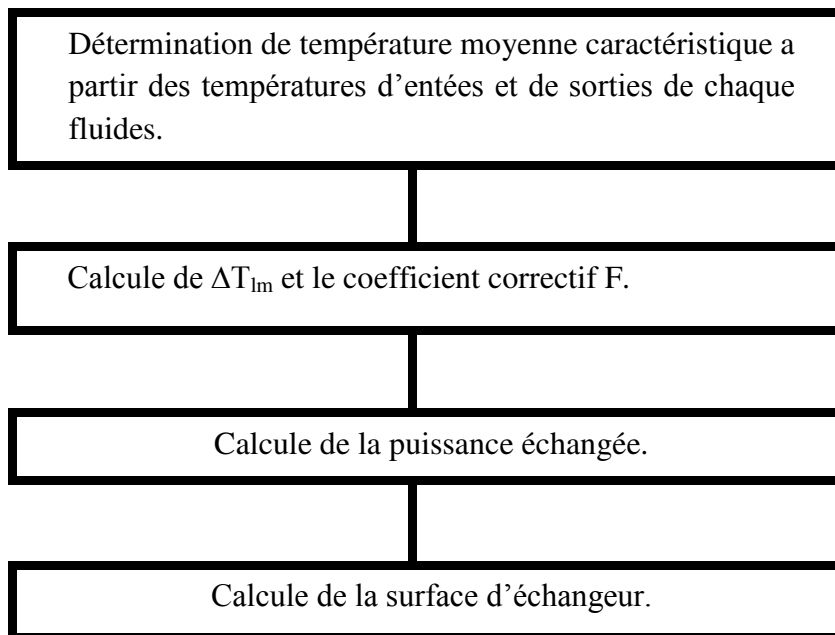
La première méthode est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

La deuxième méthode qui est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures de sortie.

IV.5.1.La méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne « DTLM » : [26]

Le déroulement de calcul de cette méthode peut être schématisé comme suite :

Tableau IV.2 : Principe de méthode DTLM.[26]



L'étude de la différence moyenne de température dans un échangeur thermique s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert. Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique ou du flux de chaleur transférer du fluide chaud au fluide froid à travers une surface est exprimée par :

$$P = U * S * \Delta T_{lm} \quad (IV.17)$$

Soit :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{IV.18})$$

Pour un échangeur **contre-courant** ΔT_{lm} est sous la forme :

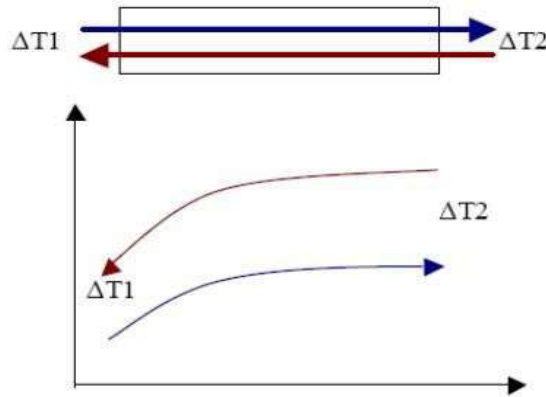


Figure IV.2 : Distribution de température dans un échangeur contre-courant.

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{IV.19})$$

Et pour un échangeur **Co-courant** ΔT_{lm} est sous la forme

(IV.20)

$$\Delta TLM = \frac{(T_{c1} - T_{f2}) - (T_{c2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}}\right)}$$

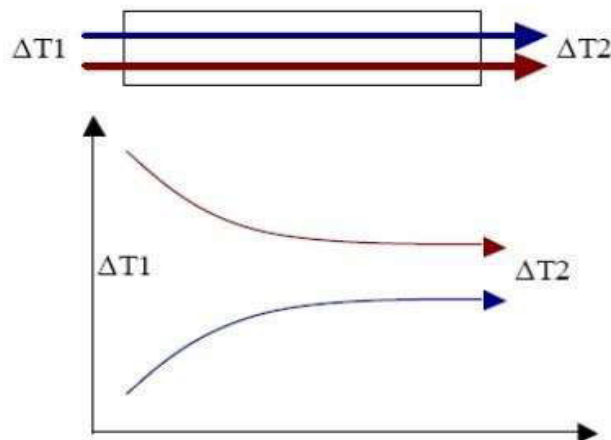


Figure IV.3 : Distribution de température dans un échangeur Co-courant.

(IV.21)

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c1} - T_{f1}) - (T_{c2} - T_{f2})}{\ln \frac{(T_{c1} - T_{f1})}{(T_{c2} - T_{f2})}}$$

Remarque :

Pour les échangeurs plus complexes que le type contre-courant ou co-courants pur, la puissance évaluée selon la méthode DTLM ne représente plus exactement la différence de température moyenne effectuée.

On continue cependant à calculer ΔT_{lm} comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant ou co-courant pur, en corrigeant le résultat obtenu, par l'introduction d'un facteur dit facteur correctif F tenant compte de la véritable configuration des écoulements.

Donc la puissance évacuée dans l'échangeur est sous la forme :

$$P = U * S * F * \Delta T_{lm} \quad \text{(IV.22)}$$

F est le Facteur de correction pour le cas d'un échangeur constitué d'une calandre et un multiple de 2 passes de tubes.

La littérature fournit les valeurs de "F" sous la forme d'abaques pour la plupart des configurations courantes d'écoulements.

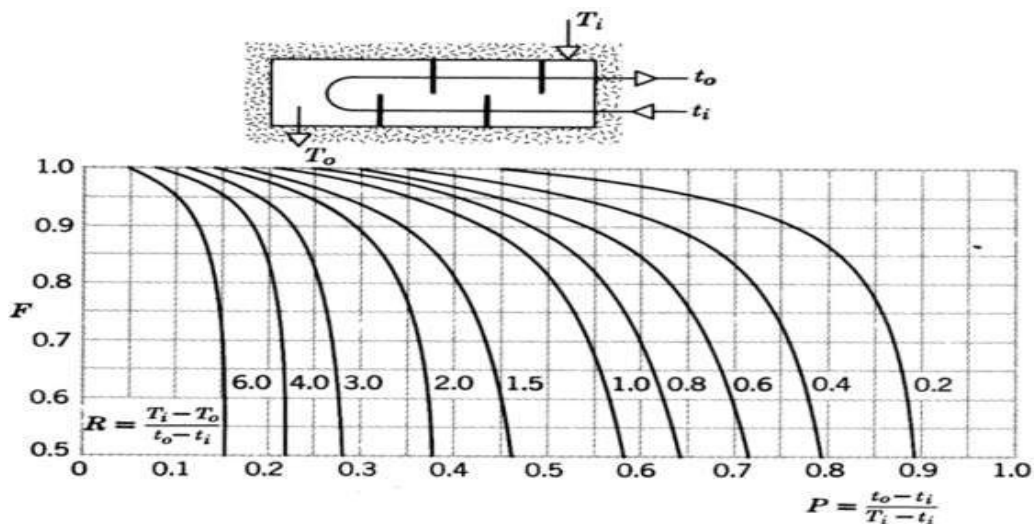


Figure IV.4 : Graphe de facteur de correction.

IV.5.1.1.L'efficacité [20]:

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport du flux de chaleur réellement échangé entre les deux fluides, au flux maximum qui pourrait être échangé dans l'échangeur.

$$E = \frac{P}{P_{\max}} \quad 0 < E < 1 \quad \text{(IV.23)}$$

D'où :

$$E = \frac{q_{tc}(T_{c1}-T_{c2})}{q_{\min}(T_{f2}-T_{f1})} = \frac{q_{tf}(T_{f1}-T_{f2})}{q_{\min}(T_{c2}-T_{c1})}$$

Dans le cas de $q_{tc} < q_{tf}$ ce qui implique que $q_{tc} = q_{\min}$ on dit que le fluide chaud commande le transfert :

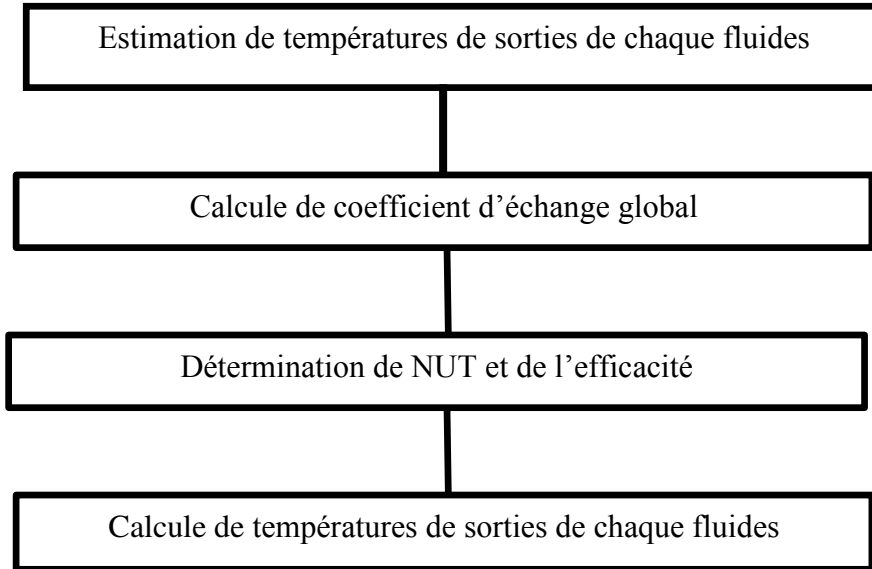
$$E = \frac{(T_{c1}-T_{c2})}{(T_{f2}-T_{f1})} \quad \text{(IV.24)}$$

Si $q_{tf} < q_{tc}$ ce qui implique que $q_{tf} = q_{\min}$ on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$E = \frac{(T_{f2}-T_{f1})}{(T_{c1}-T_{c2})} \quad \text{(IV.25)}$$

IV.5.2. La méthode de Nombre d'Unité de Transfert « NUT » : [20]

Tableau IV.3 : Principe de méthode NUT. [26]



La méthode **NUT** permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs en particulier aux échangeurs à faisceau et calandre.

Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

- Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface S nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée. La méthode à employer consiste à calculer R et E puis **NUT** d'où l'on tire S .
- Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sortie.

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire est habituellement désigné par **NUT**.

$$\text{NUT} = \frac{U \cdot S}{q_{\min}} \quad (\text{IV.26})$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre **NUT** et **R** le facteur de déséquilibre jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

Le facteur de déséquilibre est déterminé par :

$$R = \frac{q_{min}}{q_{max}} \quad (\text{IV.27})$$

Dans le cas de $q_{tc} < q_{tf}$ ce qui implique que $q_{tc} = q_{min}$ on dit que le fluide chaud commande le transfert :

$$R = \frac{(Tf2 - Tf1)}{(Tc1 - Tc2)} \quad (\text{IV.28})$$

Si $q_{tf} < q_{tc}$ ce qui implique que $q_{tf} = q_{min}$ on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$R = \frac{(Tc1 - Tc2)}{(Tf2 - Tf1)} \quad (\text{IV.29})$$

IV.2.1.Relation entre NUT L'efficacité:

Le facteur de déséquilibre **R** relie le nombre d'unité de transfert **NUT** et l'efficacité **E** pour les différents types d'échangeur thermique tel que **R** est :

$$0 < R < 1$$

Cette relation est déterminée dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV.4 : La relation entre NUT et E. [20]

Type d'échangeur	NUT	E
Co-courant	$-\frac{1}{1+R} * \ln[1 - (1 + R) * E]$	$\frac{1}{1 + R} * (1 - \exp[-NUT * (1 + R)])$
Contre courant	$\frac{1}{R - 1} * \ln\left[\frac{E - 1}{(R * E) - 1}\right]$	$\frac{1 - \exp[-NUT * (1 - R)]}{1 - R * \exp[-NUT * (1 - R)]}$
Courant croisé	$\frac{1}{R} * \ln \frac{1}{1 + [R * \ln(1 + E)]}$	$E - 1 - \exp\left[-\frac{1}{R} * (1 - \exp(-R * NUT))\right]$

Cas particuliers :

Tableau IV.5 : La relation entre NUT et E dans des cas particuliers.[20]

Type d'échangeur	NUT $\rightarrow \infty$	R=1
Co-courant	$E = \frac{1}{1+R}$	$E = \frac{1}{2} [- \exp(-2 * NUT)]$
Contre courant	$E \rightarrow 1$	$E = \frac{NUT}{1+NUT}$
Courant croisé	$E = 1 - \exp\left(-\frac{1}{R}\right)$	$E = 1 - \exp[-(1 - \exp(-NUT))]$

IV.6.Bilan hydraulique:

IV.6.1.pertes de charge:

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm^2 pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de pompes. Par contre, lorsque la circulation se

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

- **Côté tubes :**

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_T = \left(4 f \frac{L N_P}{D_i} + 4 N_P \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{IV.30})$$

- **Côté calandre :**

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_S = \frac{f G_s (Nb + 1) D_e}{2 \rho \phi_{eq} \phi_s \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0.14}} \quad (\text{IV.31})$$

Tel que : $G_s = \frac{m}{As}$ (IV.32)

G_s : la vitesse massique .

IV.7.Sélection du modèle de la conception :

La sélection du modèle de transfert de chaleur est déterminée par le processus de transfert de chaleur (sensible, condensation, ébullition), la géométrie de la surface (côté tube, côté calandre), le régime d'écoulement (laminaire, turbulent, stratifiant, annulaire) et l'orientation de la surface (vertical, horizontal). Les principales caractéristiques des modèles sont résumées ci-dessous:

IV.7.1.Côté calandre :

IV.7.1.1Écoulement laminaire :

La **méthode de Nusselt** est utilisée pour la condensation horizontale dans des conditions de stratification où le film liquide s'écoule par gravité avec une influence minimale due au cisaillement de vapeur. Il s'agit de la méthode par défaut CC-THERM.

La **méthode Eissenberg** est applicable à la condensation sur les bancs de tubes et prend en compte le comportement d'épaississement de la couche de condensat. Cela fournit la prévision de coefficient de transfert de chaleur la plus conservatrice par rapport aux méthodes de Nusselt et Kern pour la condensation sur un seul tube. La plage d'application est pour les

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

nombres de Reynolds compris entre 1800 et 2000.

***La méthode Kern :**

Kern a adapté l'équation de Nusselt pour permettre l'évaluation des conditions du fluide à la température du film. Cette méthode nécessite que le film soit en flux rationalisé avec une plage de nombres de Reynolds de 1800 à 2100.

IV.7.1.2.écoulement turbulent :

La méthode **Colburn** est basée sur une corrélation de données industrielles pour une large gamme de fluides dans des échangeurs de chaleur utilisant des conceptions de pas de tube standard.

La plage d'application est que les nombres de **Reynolds** se situent dans la plage 2000 à $E06$, ce qui donne des résultats avec un écart + 20% sûr. Il fournit une bonne méthode pour la vérification des coefficients de transfert de chaleur dérivés de l'ordinateur.

La méthode McNaught prend en compte les effets du transfert de chaleur contrôlé par cisaillement et la combinaison des effets de gravité et de cisaillement. Il s'agit de la méthode par défaut CC-THERM.

IV.7.2.Côté tubes :

IV.7.2.1. Ecoulement laminaire :

L'équation **Seider Tate** est applicable aux tuyaux horizontaux et verticaux impliquant des liquides organiques, des solutions aqueuses et des gaz avec un écart maximal de $\pm 12\%$. Ce n'est pas conservateur pour l'eau. Le domaine d'application est pour les nombres de Reynolds compris entre 100 et 2100

La méthode **VDI-Mean Nusselt** est applicable au comportement de transfert de chaleur impliquant des bancs de tubes. Les constantes de corrélation sont disponibles pour les applications avec des nombres de Reynolds compris entre 10 et $2E06$.

IV.7.2.2.Ecoulement turbulent :

L'équation **Sieder Tate** (CC-THERM par défaut) est recommandée lors du chauffage et du refroidissement de liquides impliquant de grandes différences de température et lors du chauffage de gaz dans des conduites horizontales ou verticales avec un écart maximal de $\pm 12\%$. Ce n'est pas conservateur pour l'eau.

Application aux liquides organiques, solutions aqueuses et gaz avec nombre de Reynolds $Re > 10000$, nombre de Prandtl $0,7 < Pr < 700$ et $L / D > 60$ (par exemple pour $L = 3$ pieds, $D = 0,5$ pouce et $L > = 4$ pieds, $D > = 0,75$), chauffage ou refroidissement.

La méthode de **Colburn** considère les applications avec un coefficient de transfert de chaleur

Chapitre IV : Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

variable (U) en supposant que la variation de U est linéaire avec la température et en dérivant une expression pour la vraie différence de température en conséquence.

L'équation **Dittus-Boelter** est recommandée pour une utilisation générale en notant l'écart type $\pm 12\%$. Applicable aux liquides et aux gaz avec un nombre Reynolds $Re > 10000$, un nombre Prandtl $0,7 < Pr < 160$ et $L / D > 10$, c'est-à-dire adapté aux applications avec des longueurs de tube plus courtes.

La méthode **ESDU** (Engineering Sciences Data Unit) est applicable aux liquides et aux gaz impliquant le nombre de Reynolds $40000 < Re < 10^6$ et le nombre de Prandtl $0,3 < Pr < 300$, cette méthode donne un calcul plus précis. Bien que cela ne soit pas mentionné dans le texte, il est suggéré d'utiliser $L / D > 60$. Pour les nombres de Prandtl < 100 , l'équation de Dittus-Boelter est adéquate.

La méthode **VDI-Mean Nusselt** détermine le coefficient de transfert de chaleur moyen pour toute la banque de tubes, par opposition à un seul tube en écoulement transversal, et il a été établi qu'elle était en corrélation avec la vitesse maximale entre les tubes plutôt que la vitesse en amont et présente un intérêt plus spécifique aux concepteurs d'échangeurs de chaleur.

IV.8.CONCLUSION:

Dans ce chapitre nous avons fait l'étude, le dimensionnement de l'échangeur par la méthode de :

DTLM

NUT

Ces deux méthodes permettent d'obtenir au même résultat. Cependant la seconde connaît une plus grande utilisation dans la pratique. En effet la connaissance des températures de sortie dans un avant-projet élimine rapidement la méthode de DTLM au profit de celle de NUT qui n'implique que les températures d'entrées.

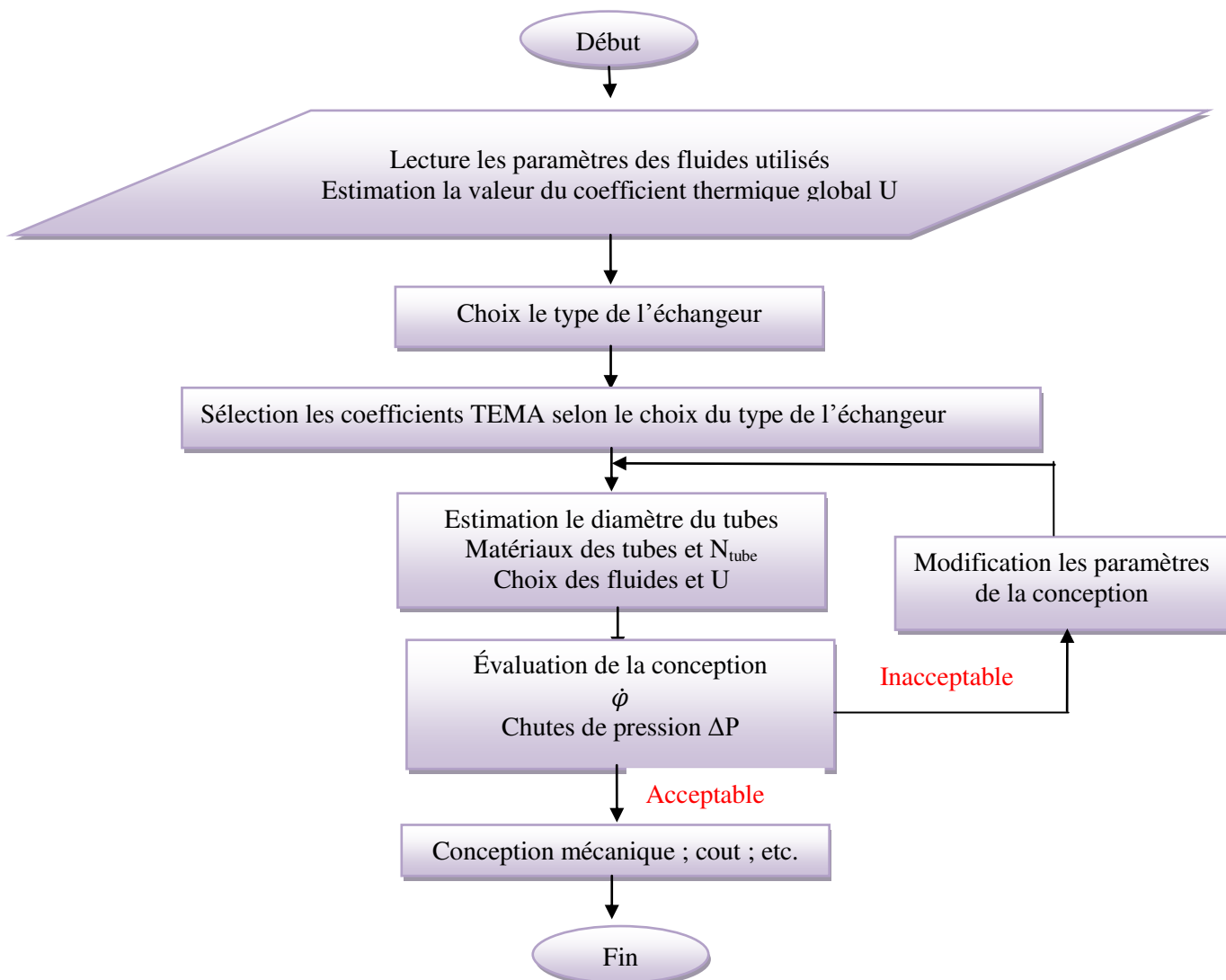
La connaissance des phénomènes de transfert de chaleur dans les échangeurs est acquise et tous les problèmes sont résolus.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

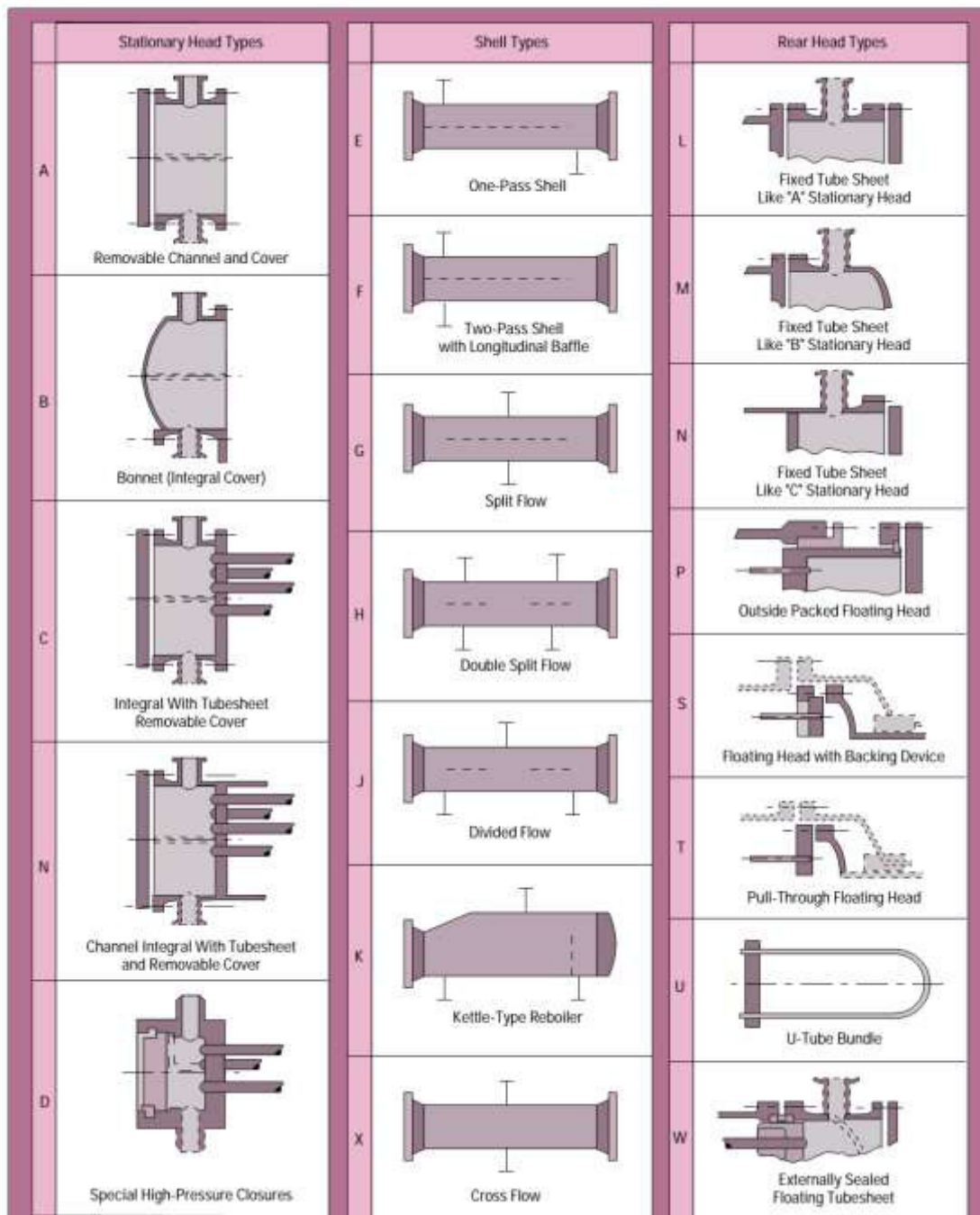
Conception d'un échangeur de chaleur :

Le but de la conception de l'échangeur de chaleur est de relier les températures d'entrée et de sortie, le coefficient de transfert de chaleur global et la géométrie de l'échangeur de chaleur au flux de chaleur entre les deux fluides. Les deux problèmes de conception d'échangeurs de chaleur les plus courants sont ceux de la classification et du dimensionnement. Nous nous limiterons à la conception de récupérateurs uniquement. C'est-à-dire la conception d'un échangeur de chaleur à deux fluides utilisé dans le but de récupérer la chaleur perdue. Le type de conception choisi est le **BFL (configuration simple)**, cette dernière est caractérisée par une tête flottante coulissante, le paquet peut être retiré et nettoyé et bon pour les fluides encrassés.

Cette conception facilitant le nettoyage de l'intérieur des tubes, malgré impossible d'accéder à la surface extérieure des tubes, mais les tubes individuels peuvent être remplacés.



CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur



■ Figure 1. TEMA designations for shell-and-tube heat exchangers.

Figure (V.1) : les types des échangeurs dans le norme TEMA.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Données :

Etape1 : Coté paroi (Huile)

La température d'entrée : $T_{C1}=215\text{ °C}$

La température de sortie : $T_{C2}=75\text{ °C}$

La température moyenne d'huile : $T_{Cm}=145\text{ °C}$

La chaleur spécifique : $C_{PC}=2470\text{ J/Kg K}$

Le débit massique : $\dot{m}_C=20500\text{ Kg/h}$

La conductivité thermique: $K_C=0.132\text{W/m °C}$

La viscosité : $\nu_C=0.0004\text{ Kg/ms}$

La masse volumique: $\rho_C=730\text{ Kg/m}^3$

Le nombre de Prandtl : $Pr_C=7.485$

Le coefficient d'encrassement : $Rf_C=0.0002\text{ m}^2\text{K/W}$

La chute de pression expérimentale pour les liquides est engendrée entre (50-70 Kpa) et entre (5-20 Kpa) pour les gaz.

Dans notre cas, une chute de pression de 0,7 bar le maximum admissible sur les deux flux, y compris les pertes de buses. En prennent une chute de pression de 0,6 bar pour l'entrée et la sortie de la calandre.

Alors : $\Delta P_C=60\text{ KPa}$

Etape2 : Coté tubes (kérosène)

La température d'entrée : $T_{f1}=30\text{ °C}$

La température de sortie : $T_{f2}=68\text{ °C}$

La température moyenne du kérosène : $T_{fm}=49\text{ °C}$

À la température moyenne du kérosène, la chaleur spécifique est de $C_{PF}=2050\text{ J/Kg K}$

Le débit massique : $\dot{m}_f=91000\text{ Kg/h}$

La conductivité thermique: $K_f=0.134\text{W/m °C}$

La masse volumique: $\rho_f=820\text{ Kg/m}^3$

Le nombre de Prandtl : $Pr_f=48.955$

Le coefficient d'encrassement : $Rf_f=0.0004\text{ m}^2\text{K/W}$

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

La chute de pression de 0,65 bar pour les tubes.

Tableau (V.1) : coefficient d'encrassement.

Table 12.2. Fouling factors (coefficients), typical values

Fluid	Coefficient (W/m ² °C)	Factor (resistance) (m ² °C/W)
River water	3000–12,000	0.0003–0.0001
Sea water	1000–3000	0.001–0.0003
Cooling water (towers)	3000–6000	0.0003–0.00017
Towns water (soft)	3000–5000	0.0003–0.0002
Towns water (hard)	1000–2000	0.001–0.0005
Steam condensate	1500–5000	0.00067–0.0002
Steam (oil free)	4000–10,000	0.0025–0.0001
Steam (oil traces)	2000–5000	0.0005–0.0002
Refrigerated brine	3000–5000	0.0003–0.0002
Air and industrial gases	5000–10,000	0.0002–0.0001
Flue gases	2000–5000	0.0005–0.0002
Organic vapours	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000–5000	0.0003–0.0002

Etape3 : Calcule les flux :

D'après les normes et règles de conception, le coefficient de transfert de chaleur global varie de 100 à 400 W / m²°C.

$$100 \leq U \leq 400$$

Tableau (V.2) : Le coefficient du transfert thermique global U

Shell and tube exchangers		
Hot fluid	Cold fluid	U (W/m ² °C)
<i>Heat exchangers</i>		
Water	Water	800–1500
Organic solvents	Organic solvents	100–300
Light oils	Light oils	100–400
Heavy oils	Heavy oils	50–300
Gases	Gases	10–50

Puis nous commençons avec 250 W / m²°C.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Le coefficient du transfert thermique global U proposé : $U=250 \text{ w/m}^2\text{C}$.

Le calcul des échangeurs tubulaire implique des itérations, car les coefficients de transfert de chaleur, les chutes de pression et la zone de transfert de chaleur dépendent tous de la configuration géométrique de la conception, qui doit être déterminée.

La configuration géométrique (à déterminer) comprend les éléments suivants:

- Diamètre de la calandre.
- Diamètre du tube.
- Longueur tube.
- Configuration (espacement) et espacement des tubes.
- Nombre de passes tube et calandre.

Nous commencerons d'abord par discuter des principes de base du transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur.

$$\dot{\phi} = \dot{m}_f C_{pf} \Delta T = \dot{m}_f C_{pf} (T_{f2} - T_{f1}) = \frac{91000}{36000} 2050(68 - 30)$$

$$\dot{\phi} = 1969.139 \text{ Kw}$$

$$\dot{\phi} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c1} - T_{c2})$$

Pour éviter les erreurs des pertes les concepteurs toujours ajoutent 10% à $\dot{\phi}$.

$$\dot{\phi}_{\text{nouvelle}} = \dot{\phi}_{\text{ancienne}} + 10\% \dot{\phi}_{\text{ancienne}} = 1969.139 + 196.9139$$

$$\dot{\phi}_{\text{nouvelle}} = 2166.053 \text{ Kw}$$

La température moyenne du tube (paroi).

$$T_p = (T_{Cm} + T_{Fm}) / 2 = (145 + 49) / 2 = 97 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Etape4 : Choisi le type d'écoulement et calculer DTLM :

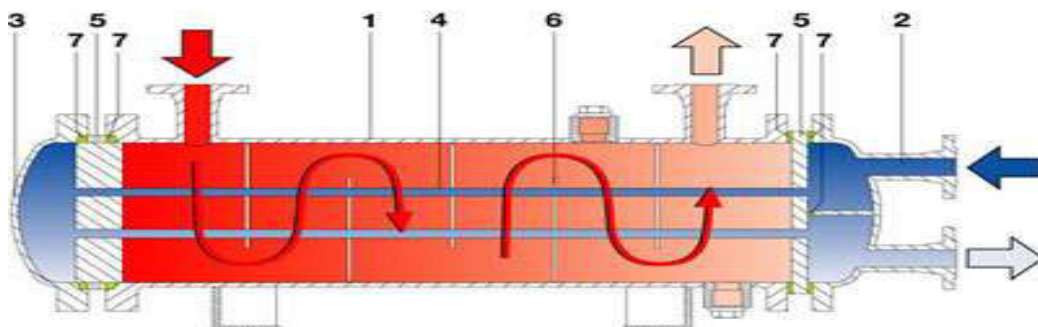


Figure (V.2) : Echangeur thermique multitubulaire contre-courant.

- | | |
|--------------------------|------------------------|
| 1-Calandre. | 5-Plaques tubulaires. |
| 2-Chambre de connexions. | 6-Chicanes. |
| 3-Fond . | 7-Joints d'étanchéité. |

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

4-Tubes intérieurs.

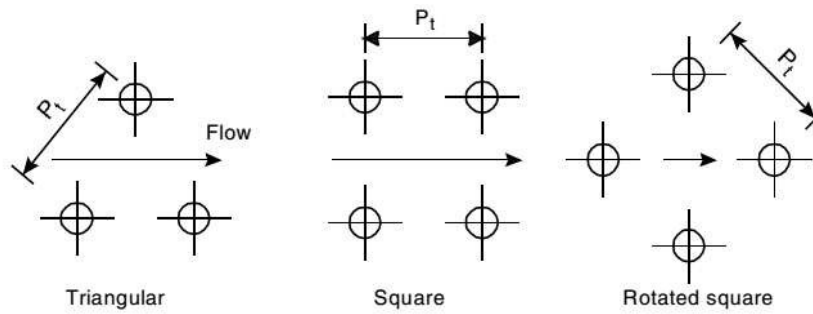


Figure (V.3) : Arrangement des tubes

Echangeur a tubes fixe

Nombre de Calandres: $N_C = 01$

Nombre de passages des tubes $N_P = 02$ (01 chicane horizontale)

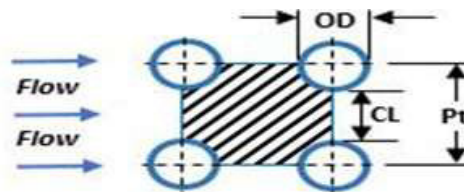


Figure (V.4) : Arrangement des tubes carré

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Tableau (V.3) : Les paramètres des tubes selon les diamètres. (TEMA)

Tube OD	BWG	Thickness	Tube ID	
in			in	
0.5	12	0.109	0.282	
	14	0.083	0.334	
	16	0.065	0.370	
	18	0.049	0.402	
	20	0.035	0.430	
	0.75	10	0.134	0.482
		11	0.120	0.510
		12	0.109	0.532
		13	0.095	0.560
		14	0.083	0.584
		15	0.072	0.606
		16	0.065	0.620
		17	0.058	0.634
	1	18	0.049	0.652
8		0.165	0.670	
9		0.148	0.704	
10		0.134	0.732	
11		0.120	0.760	
12		0.109	0.782	
13		0.095	0.810	
14		0.083	0.834	
15		0.072	0.856	
16		0.065	0.870	
1.25	17	0.058	0.884	
	18	0.049	0.902	
	8	0.165	0.920	
	9	0.148	0.954	
	10	0.134	0.982	
	11	0.120	1.010	
	12	0.109	1.032	
	13	0.095	1.060	
	14	0.083	1.084	
	15	0.072	1.106	
	16	0.065	1.120	
	17	0.058	1.134	
18	0.049	1.152		

Tableau (V.4) : Les distances entre les tubes selon TEMA.

Tube od (in)	Square Pitch (in)	Triangular Pitch (in)
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{8}$ Note 1	$\frac{25}{32}$ Note 1
$\frac{3}{4}$	1 Note 2	$\frac{15}{16}$ or 1 Note 12
1	$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{1}{4}$
$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{9}{16}$	$1 \frac{9}{16}$
$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{7}{8}$	$1 \frac{7}{8}$

$\Phi_{ext}=19.05 \text{ mm (3/4 in).....Code TEMA}$

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Le pas entre les tubes $Pt=25.4 \text{ mm}$ (1 in).....Code TEMA

$\phi_{\text{int}}=14.224 \text{ mm}$ Code TEMA

$CL= Pt- \Phi_{\text{ext}} = 6.35 \text{ mm}$

Longueur des tubes $L= 5 \text{ m}$

Birmingham Wire Gage (BWG) =13

Type d'écoulement : contre- courants

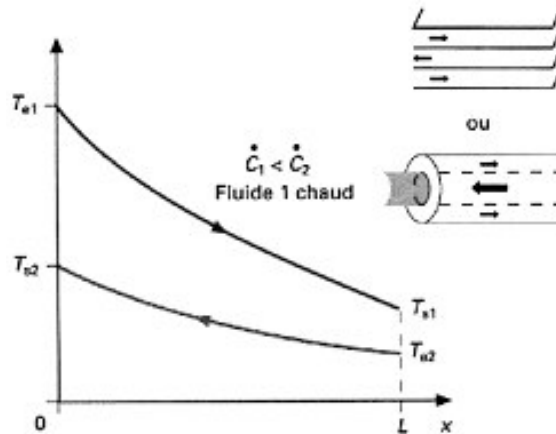


Figure (V.5) : courbe de l'allure de l'échangeur a contre-courant.

Connaissant les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, la différence de température moyenne logarithmique **DTLM** pour cet échangeur de chaleur à contre-courant devient :

$$\Delta T_1 = T_{C1} - T_{f2} = 215 - 68$$

$$\Delta T_2 = T_{C2} - T_{f1} = 75 - 30$$

$$\Delta T_1 = 147^\circ\text{C}.$$

$$\Delta T_2 = 45^\circ\text{C}.$$

La différence de température moyenne logarithmique est donnée comme suit :

$$\Delta T_{LM} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2) = 68.165^\circ\text{C}.$$

Pour calculer le facteur de correction on détermine les coefficients R et P :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} = \frac{215 - 75}{68 - 30} = 3.684.$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{68 - 30}{215 - 30} = 0.205.$$

D'après le graphe on trouve:

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

$$F=f(R, P) = 0.8539.$$

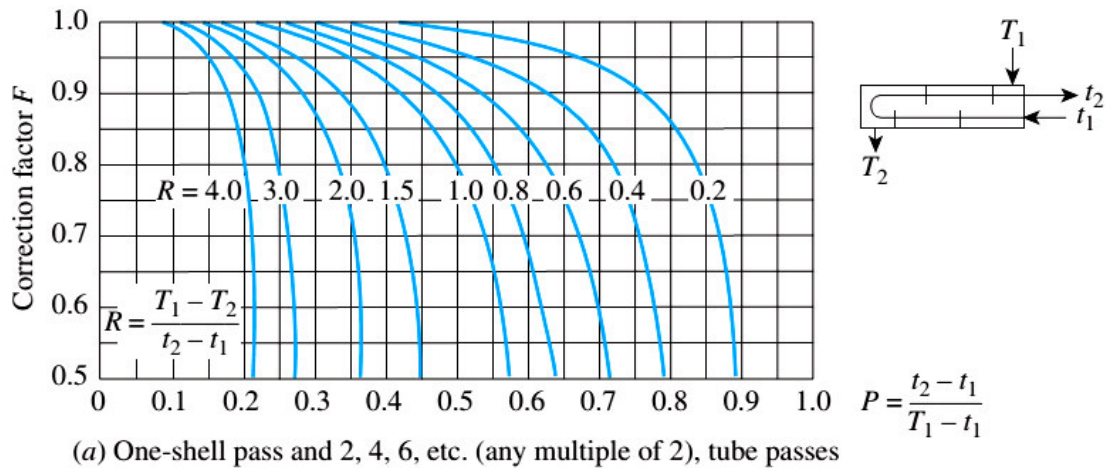


Figure (V.6) : Graphe de facteur de correction

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

$$\text{Alors : } \Delta T_{lm}=F \cdot \Delta TLM= 0.8539 \cdot 86.165 = 73.58$$

$$\Delta T_{lm}= 73.58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Etape 5 : Détermination la surface totale extérieure des tubes et autre paramètre :

Le flux de chaleur pour notre cas est :

$$\Phi= U \cdot A_p \cdot \Delta TLM$$

Alors la surface d'échange ou la surface totale extérieure des tubes :

$$A_p = \frac{\Phi}{U \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{1969138.8}{250 \cdot 73.58}$$

$$A_p = 119.695 \text{ m}^2.$$

On peut calculer la surface extérieure d'un tube par : $S_T = \pi DL = \pi \cdot 0.01905 \cdot 5$

$$S_T = 0.2992 \text{ m}^2.$$

A ce moment le nombre des tubes = $A_p / S_T = 400$ tubes.

Et le nombre des tubes par passage = $400/2 = 200$ tubes.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

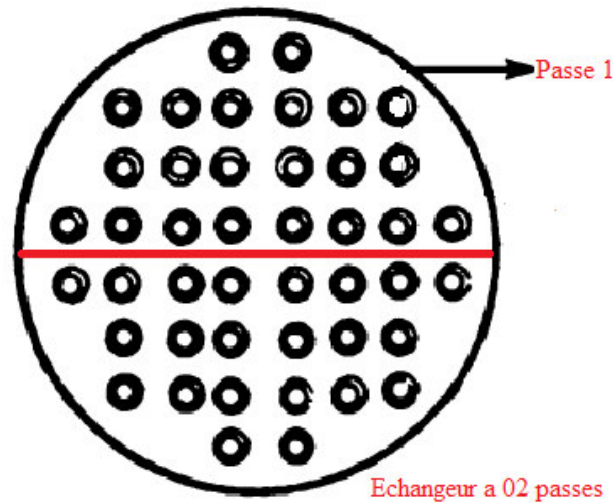


Figure (V.7): Plaque de faisceau pour un échangeur a deux passages

La section d'un tube est déterminée par : $\phi_T = \pi D_i^2/4 = \pi(0.014224)^2/4 = 1.589 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$.

Et la section d'un passage : $S_p = \phi_T \cdot 200 = 3.18 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$.

Le débit volumique est donné comme suit :

$$\dot{m}_v = \dot{m} / \rho = \left(\frac{91000}{3600} \right) \left(\frac{1}{820} \right)$$

$$\dot{m}_v = 0.03082 \text{ (m}^3/\text{s)}.$$

La vitesse du fluide dans les tubes est déterminée a partir de :

$$\dot{m}_v / s_p = 0.97 \text{ m/s}.$$

Étape 6: Rapport de la longueur au diamètre de la calandre

Le diamètre du faisceau est donné par la méthode de **KERN** :

$$D_b = D_o (N_T / K_1)^{1/n} \rightarrow \text{code TEMA (2 passes with Square pitch)} \rightarrow k_1 = 0.156 \text{ et } n = 2.291.$$

Tableau (V. 5) : Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans le norme TEMA.

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Alors : $D_b = 0.01905 (400 / 0.156)^{1/2.291} = 586 \text{ mm}.$

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

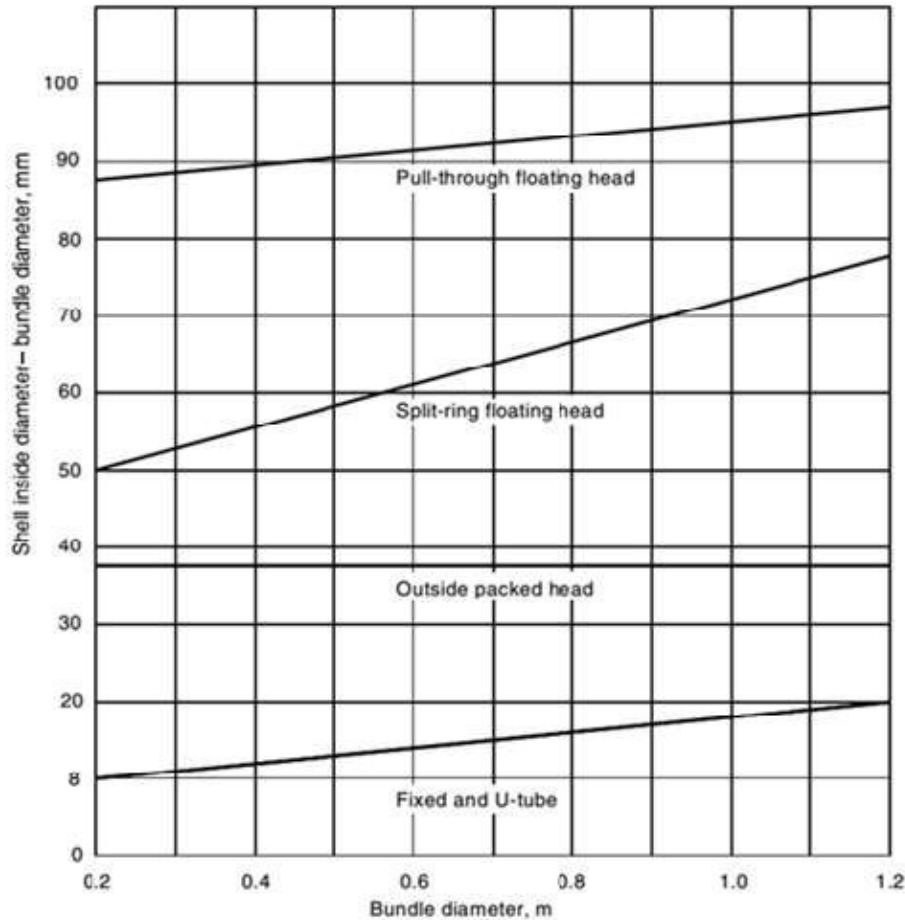


Figure (V.8) : Le jeu entre le diamètre intérieur de la calandre et le faisceau C_s .

Le diamètre interne de la Calandre est donné par :

$$D_{SI} = D_b + C_s$$

C_s : le jeu entre le diamètre intérieur de la calandre et le faisceau de tubes peut être déterminé à partir de la figure (V.8), ou par l'équation suivante :

$$C_s = 0.01 D_b + 8 = 13.86 \text{ mm}$$

$$\text{Alors : } D_{SI} = D_b + C_s = 586 + 13.86 \approx 600 \text{ mm}$$

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Tableau (V.6) : Nombre des trous du plaque tubulaire .

TUBE SHEET TUBE HOLE COUNT (Perry Table 11-3)					
Table B 3/4od tubes on 15/16 triangular pitch					
Shell ID		TEMA L or M			
mm	in	Number of Passes			
		1	2	4	6
203	8	64	48	34	24
254	10	85	72	52	50
305	12	122	114	94	96
337	13.25	151	142	124	112
387	15.25	204	192	166	168
438	17.25	264	254	228	220
489	19.25	332	326	290	280
540	21.25	417	396	364	348
591	23.25	495	478	430	420
635	25	579	554	512	488
686	27	676	648	602	584
737	29	785	762	704	688
787	31	909	878	814	792
838	33	1035	1002	944	920
889	35	1164	1132	1062	1036
940	37	1304	1270	1200	1168
991	39	1460	1422	1338	1320
1067	42	1703	1664	1578	1552
1143	45	1960	1918	1830	1800
1219	48	2242	2196	2106	2060
1372	54	2861	2804	2682	2660
1524	60	3527	3476	3360	3300
1676	66	4292	4228	4088	4044
1829	72	5116	5044	4902	4868
1981	78	6034	5964	5786	5740
2134	84	7005	6934	6766	6680
2286	90	8093	7998	7832	7708
2438	96	9203	9114	8896	8844
2743	108	11696	11618	11336	11268
3048	120	14459	14378	14080	13984

Maintenant, savoir vérifier le résultat en utilisant le rapport de la longueur au diamètre de la calandre pour voir qui ne dépasse pas la limite raisonnable dans les normes :

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

$$\frac{L}{DSI} = \frac{5000}{600} = 8.34 < 10$$

La viscosité du fluide dans la calandre est calculée par :

$$Pr = 48.955 = \frac{c_p * \mu}{K} \Rightarrow \mu = \frac{Pr * K}{c_p} = 0.0032$$

Et le nombre de Reynolds dans les tubes :

$$Re = \frac{\rho V Di}{\mu} = \frac{820 * 0.97 * 0.014224}{\mu} = 3.54 \cdot 10^3$$

, le régime d'écoulement dans cette partie est turbulent.

Etape 7 : Paramètre des chicanes :

Les chicanes assurent deux fonctions:

Soutenir les tubes pour une rigidité structurelle, empêchant les vibrations et l'affaissement des tubes et détourner le flux à travers le faisceau pour obtenir un coefficient de transfert de chaleur plus élevé.

Dans notre cas, on va choisir des chicanes segmentaires pour faire ces dimensionnements.

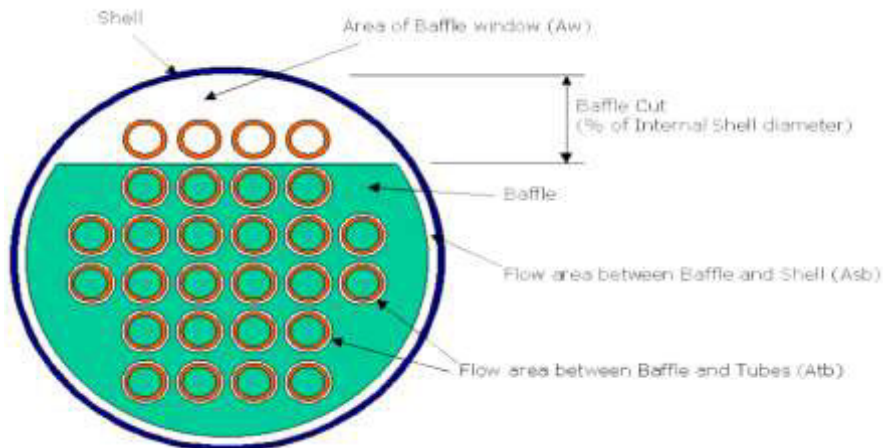


Figure (V.9) : Coupe de chicanes.

Coupure des Chicanes = 25 % de 600 = 150 mm.

1 passe → K= 0.215 ; n= 2.207

Tableau (V.7): Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans les normes TEMA.

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

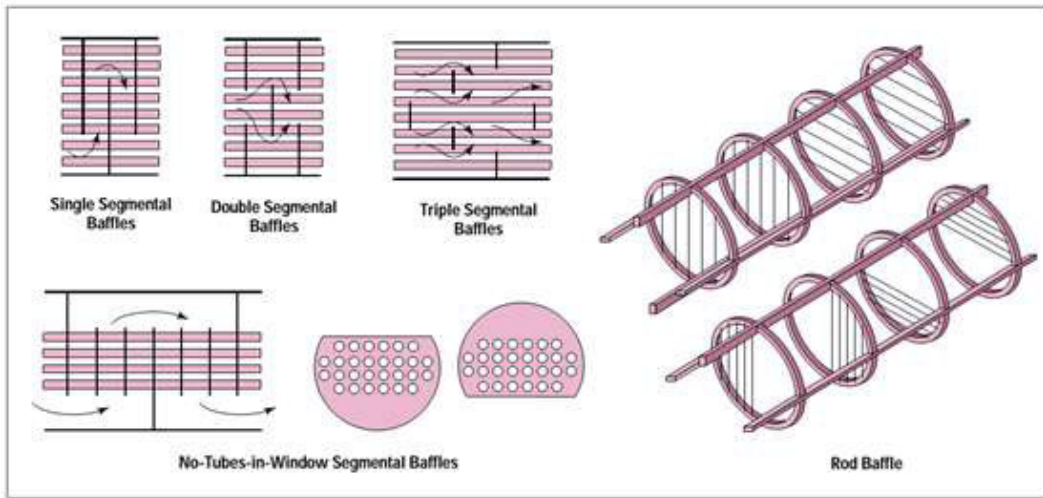


Figure (V.10) : Types de chicanes d'échangeur de chaleur orientation.

L'espacement entre les chicanes est donné par :

$$B_s = 0.2 D_{si} = 0.2 \cdot 600 = 120 \text{ mm}$$

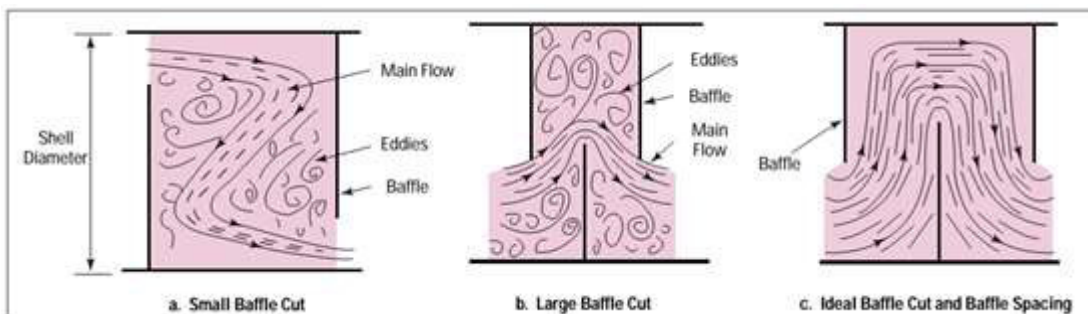


Figure (V.11) : Effet de l'emplacement des chicanes sur l'écoulement.

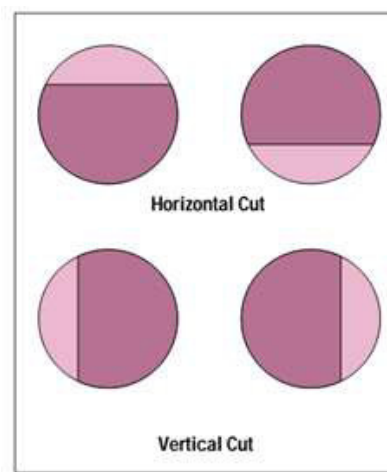


Figure (V.12) : orientation de coupe de la chicane.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

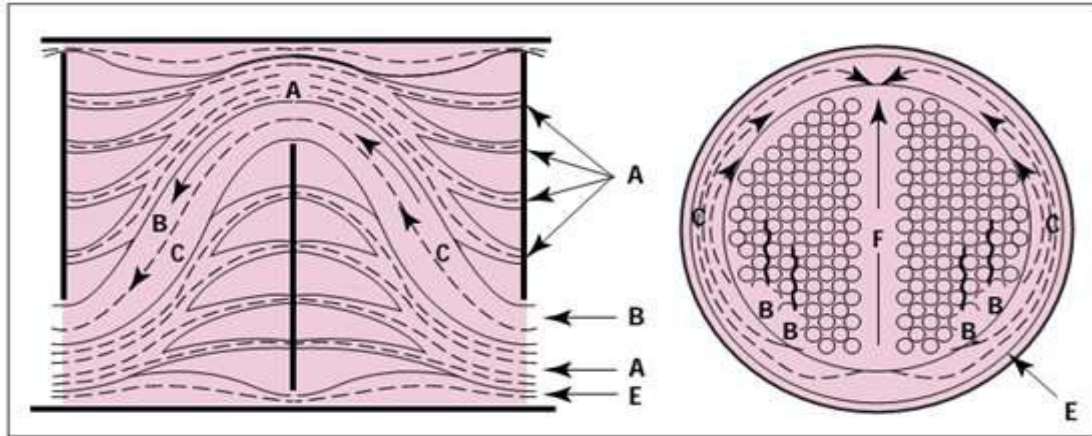


Figure (V.13) : Distribution du flux coté calandre.

Le nombre des chicanes est calculé par :

$$N_{\text{Chicanes}} = L/B_s = 5000/120 \approx 41 .$$

Tableau (V.8) : Espace entre les chicanes et la calandre.

Shell ID	clearance
6-12	1/4"
13-24	5/16"
25-33	3/8"
34-47	1/2"

Espace entre les chicanes et la calandre = 4.73 mm

Alors le diamètre des chicanes D= 595.27 mm

Etape 8 : Détermination Coefficient de transfert thermique par convection :

Pour déterminer le coefficient de transfert thermique par convection, on suivra la méthode de **Sieder and Tate** :

Le nombre de **Nusselt** est donné par :

$$Nu = J_H Re Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Le facteur du transfert thermique est donné par :

$$J_H = 0.5 (1 + B_s / D_{sI}) (0.08 Re^{0.684} + 0.7 Re^{0.1772}) .$$

$$J_H = 6.72 \cdot 10^{-3} (\text{Facteur de transfert thermique}).$$

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

La connectivité thermique est déterminée à partir du facteur de transfert thermique

$$J_H = \frac{hiDi}{K} \left(\frac{cp u}{K}\right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu\omega}\right)^{-0.14} \text{ (pour le cote du tube)}$$

$$J_H = \frac{he De}{K} \left(\frac{cp u}{K}\right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu\omega}\right)^{-0.14} \text{ (pour le cote de la paroi)}$$

$$\text{De } J_H \rightarrow h_i = 809.342 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Nu} = \frac{hi Di}{K} = 85.911$$

Pour déterminer les coefficients graphiquement, on calcule :

$$L/D_{eq} = 5000/24.07 = 207,73$$

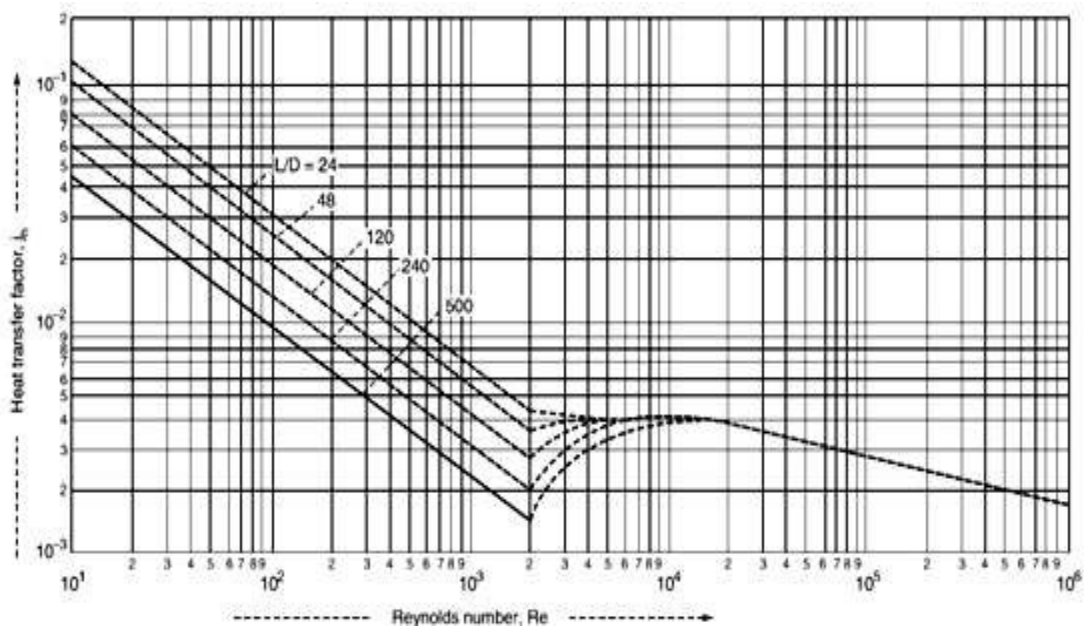


Figure (V.14) : Coefficient de transfert thermique par convection graphiquement.

Etape 9 : Les paramètres de la calandre :

Pour le calandre on a : $1 \rightarrow K = 0.215$; $n = 2.207$

La section de passage du fluide est :

$$S_p = (P_t - D_0) * D_s * L_b / P_t = (25 - 19.05) * 600 * 120 / 25.4 = 1.8 * 10^{-2} \text{ m}^2 .$$

$$\text{Diamètre équivalent : } D_{eq} = \frac{4Pt^2 - \pi D_0^2}{\pi D_0} = \frac{4 * 25.4^2 - \pi (19.04)^2}{\pi * 19.04} = 24.07 \text{ mm} .$$

$$\text{Le débit volumique est : } \dot{m}_v = \frac{20500}{3600 * 730} = 7.8 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} .$$

$$\text{La vitesse de l'écoulement est: } V_s = \frac{7.8 * 10^{-3}}{s} = 0.433 \text{ m/s} .$$

$$\text{La vitesse massique : } G_s = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_v} = \frac{20500}{7.8 * 10^{-3}} = 316.358 \text{ Kg}/(\text{m}^2\text{s}) .$$

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Etape10 :

Le nombre de **Reynolds** est donné par:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{730 * 0.443 * 0.02407}{0.0004} = 19020, \text{ alors le régime d'écoulement dans cette partie est } \mathbf{turbulent}.$$

La viscosité du fluide est calculée à partir de nombre de **Prandtl** comme suit :

$$Pr = \frac{Cp \mu}{K} \rightarrow \mu = \frac{Pr K}{Cp} = \frac{7.485 * 0.132}{2470} = 0.0004 .$$

Le nombre de Nusselt été calculé par la corrélation de **Mc Adams** pour un $2000 < Re < 10^6$

$$Nu = 0.36 * Re^{0.55} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu\omega} \right)^{0.14} = 157.789$$

$$he = \frac{Nu * k}{De} = 867.2002 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Etape 11 : Le coefficient thermique global :

Le coefficient thermique global est donné par la relation:

$$U = \frac{1}{\frac{De}{Di hi} + \frac{Rfi De}{Di} + \frac{1}{he} + \frac{De \ln\left(\frac{Do}{Di}\right)}{2 K} + Rfo}$$

$$\text{Sans encrassement } U = \frac{1}{\frac{De}{Di hi} + \frac{1}{he} + \frac{De \ln\left(\frac{Do}{Di}\right)}{2 K}}$$

La conductivité thermique pour l'acier inoxydable $K=45 \text{ W/ m } ^\circ\text{C}$

Avec encrassement : $U=277,357 \text{ W/m } ^\circ\text{C} > 250 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

$U_{calcul} > U_{donné} \Rightarrow$ une augmentation de 10.943 % thermiquement acceptable.

Dans le pratique, Il ya d'autres facteurs influes sur les résultats comme :

Facteur de saleté =0,00122

Facteur de propreté=0,663

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

A partir de ces résultats, on peut conclure les performances de ce échangeur :

Le rapport des chaleurs spécifiques : $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.272$

Le nombre des unités transférées : $NUT = \frac{Uap}{C_{min}} = 2.36$

L'efficacité de l'échangeur : $\varepsilon = 0,863$

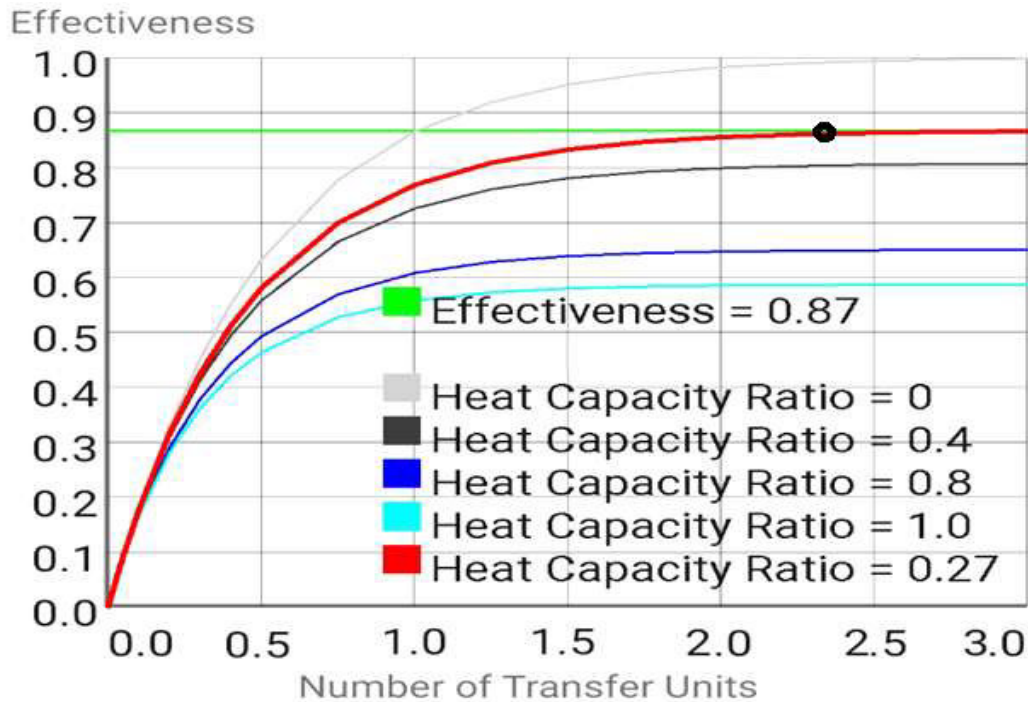


Figure (V.15) : Variation du nombre des unités transférées en fonction de l'efficacité pour quelques valeurs du rapport des chaleurs spécifiques.

Etape 12 : Vérification les chutes de pression :

*Pour les tubes :

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_T = \left(4 f \frac{L N_P}{D_i} + 4 N_P \right) \frac{\rho V^2}{2}$$

Sachant que :

Le coefficient de frouement pour un nombre de **Reynolds** déjà calculé auparavant :

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

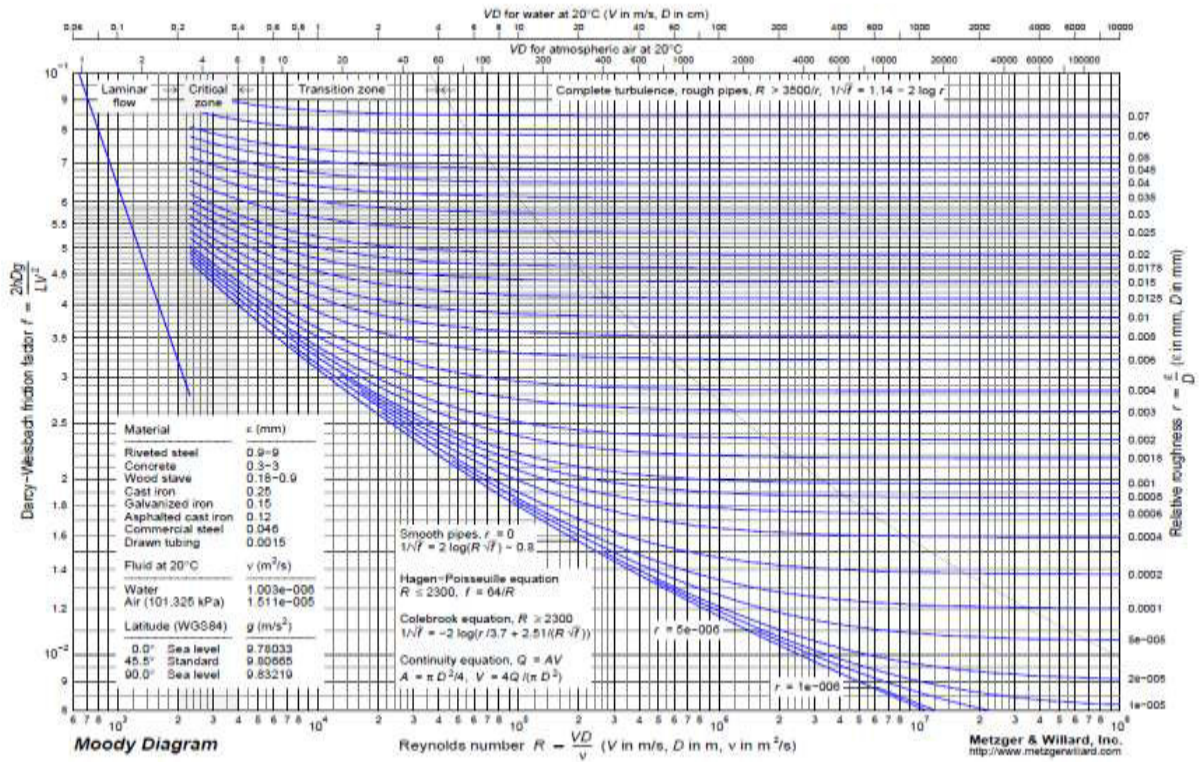


Figure (V.16) : Diagramme de moody .

$$F=0.0065$$

$$N_p : \text{nombre de passage}=02$$

$$\text{Alors : } \Delta P_T = 16031,761 \text{ Pa}$$

Concernant les Chambres de connexions de l'entrée et de sortie, pour un diamètre de 100 mm, les chutes de pression égales :

$$\Delta P_{CC} = 6316,174 \text{ pas}$$

Alors les chutes totales sur le coté des tubes :

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_T + 2 * \Delta P_{CC} = 28664,109 \text{ pa} < 65000 \text{ pa}$$

La valeur de ΔP_{TOT} trouvée est inférieure de la valeur maximale admissible donnée par les normes de conception.

Tableau (V. 9) : Chute de pression acceptable de conception de l'échangeur de chaleur.

Initial Process Design Pressure Drop Estimates		
Process Description	Pressure Drop (psi)	Pressure (kPa)
Liquid streams with no phase change	10	70
Vapor streams with no phase change	2	14
Condensing streams	2	14
Boiling streams	1	7

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

***Pour la calandre :**

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_s = \frac{f G_s (Nb + 1) D_e}{2 \rho \phi_{eq} \phi_s \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14}}$$

Sachant que :

Le coefficient de frouement pour un nombre de **Reynolds** déjà calculé auparavant :

$$F=0.046$$

G_s : La vitesse massique (étape 9) : $G_s = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_v} = 316.358 \text{ Kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

$NC_{\text{hinanes}} = 41$ (étape 7)

$\Phi_{eq} = (\text{étape 9}) = 24.07 \text{ mm}$.

Alors : $\Delta P_{\text{Calandre}} = 26212,085 \text{ Pa}$

Concernant les Chambres de connexions de l'entrée et de sortie, pour un diamètre de 100 mm, les chutes de pression égales :

$$\Delta P_e = 540,084 \text{ pas}$$

$\Delta P_s = 180,028 \text{ pas}$ (une petit différence selon l'orientation de la chambre vers le bas)

Alors les chutes totales sur le coté des tubes :

$$\Delta P_{\text{TOT}} = \Delta P_T + \Delta P_e + \Delta P_s = 26932,197 \text{ pa} < 60000 \text{ pa}$$

La valeur de ΔP_{TOT} trouvée est inférieure de la valeur maximale admissible donnée par les normes de conception.

Le flux de chaleur est thermiquement accepté. En revanche, la chute de pression est bien inférieure à sa valeur autorisée. Si on a des résultats inacceptables, les prochaines étapes possibles incluent:

Augmente / diminue le diamètre de la calandre

Augmenter / diminuer le nombre de tubes

Augmenter / diminuer le nombre de passes

Augmente / diminue le diamètre du tube

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Etape 13: phase de la construction :

Le choix du matériau se fait selon la température de dilatation, dans ce cas on a choisi l'acier inoxydable, ce dernier sa température peut arriver à 1524 °C

Tableau (V.10) : Température maximale de dilatation des matériaux.

TABLE RCB-4.52
MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS
Dimensions in Inches (mm)

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)
2-1/2 (63.5)	125 (3175)	110 (2794)
3 (76.2)	125 (3175)	110 (2794)

Les matériaux de construction: Acier inoxydable

Contrainte admissible : 85 N/mm²

Corrosion acceptable : 3 mm

Pression de travail : 10 N/ mm²

Température de travail : 215 °C pour la calandre et 68 pour les tubes

Facteur d'efficacité du joint de soudure= 0.85

Le diamètre du joint d'étanchéité=100 mm

Le rayon de la couronne (Fond)= 100 mm

Le rayon d'articulation=30 mm

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

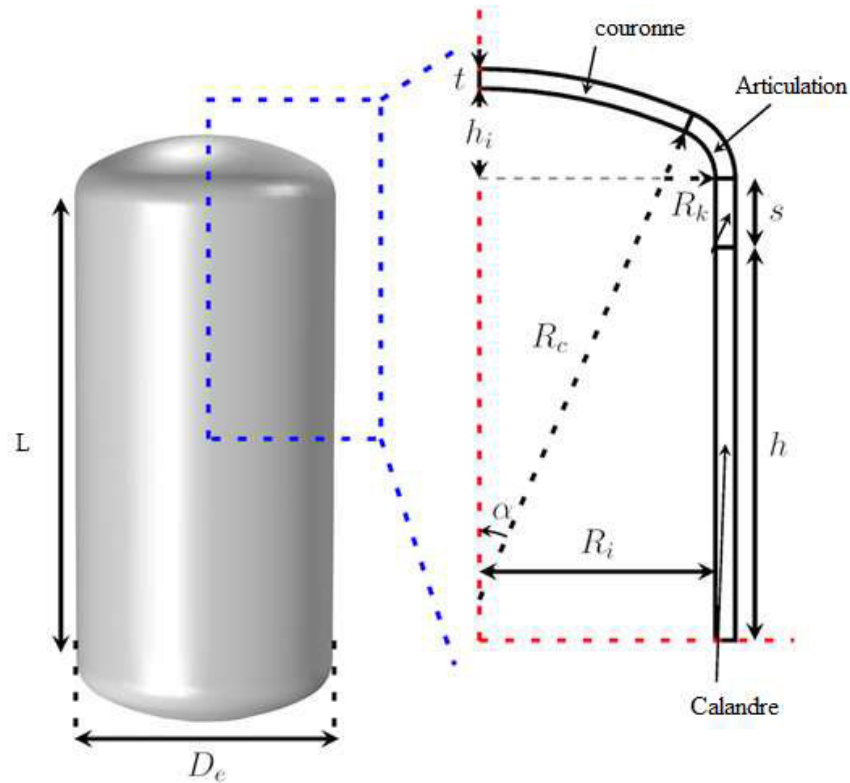


Figure (V.17) : caractéristique de la couronne

Étape 14: les épaisseurs des tôles :

Tableau (V.11) : L'épaisseur des Chicanes.

Nominal Shell ID	BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS									
	Dimension in Inches (mm)									
	Plate Thickness									
Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.										
		24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)				
6-14	(152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)
15-28	(381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)
29-38	(737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)
39-60	(991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)
61-100	(1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

L'épaisseur des Chicanes : 4,8 mm

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Tableau (V.12) : L'épaisseur de la tôle de la calandre.

TABLE R-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel				Alloy *
	Pipe		Plate		
6 (152)	SCH. 40	-	-	1/8	(3.2)
8-12 (203-305)	SCH. 30	-	-	1/8	(3.2)
13-29 (330-737)	SCH. STD	3/8	(9.5)	3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	7/16	(11.1)	1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	1/2	(12.7)	5/16	(7.9)
61-80 (1549-2032)	-	1/2	(12.7)	5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2	(12.7)	3/8	(9.5)

L'épaisseur de la tôle de la calandre : 9,5 mm

Le diamètre externe de la calandre : 609,5 mm

Tableau (V.13): Le diamètre des trous dans les Plaques tubulaires.

TUBE HOLE DIAMETERS AND TOLERANCES
(All Dimensions in mm)

Nominal Tube OD	Nominal Tube Hole Diameter and Under Tolerance				Over Tolerance; 96% of tube holes must meet value in column (c). Remainder may not exceed value in column (d)	
	Standard Fit (a)		Special Close Fit (b)			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	(c)	(d)
6.4	6.58	0.10	6.53	0.05	0.05	0.18
9.5	9.75	0.10	9.70	0.05	0.05	0.18
12.7	12.95	0.10	12.90	0.05	0.05	0.20
15.9	16.13	0.10	16.08	0.05	0.05	0.25
19.1	19.30	0.10	19.25	0.05	0.05	0.25
22.2	22.48	0.10	22.43	0.05	0.05	0.25
25.4	25.70	0.10	25.65	0.05	0.05	0.25
31.8	32.11	0.15	32.03	0.08	0.08	0.25
38.1	38.56	0.18	38.46	0.08	0.08	0.25
50.8	51.36	0.18	51.26	0.08	0.08	0.25
63.5	64.20	0.25	64.07	0.10	0.10	0.25
76.2	77.04	0.30	76.89	0.11	0.10	0.25

Le diamètre des trous dans les Plaques tubulaires : 19, 30 mm

L'épaisseur des chambres de connexions : 76,919 mm

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Tableau (V.14) : L'épaisseur des Plaques tubulaires.

TABLE OF TUBESHEET LIGAMENTS AND RECOMMENDED HEAVIEST TUBE GAGES
(All Dimensions in mm)

Tube Dia d_o	Tube Pitch p	p/d_o	$p \cdot d_o$	Heaviest Recommended Tube Gage BWG	Tube Hole Dia. Std. Fit	Nominal Ligament Width	Minimum Std. Ligaments (95% of ligaments must equal or exceed values tabulated below)								Minimum Permissible Ligament Width
							Tubesheet Thickness								
							25.4	38.1	50.8	63.5	76.2	101.6	127.0	152.4	
6.4	7.94	1.25	1.59	22	6.579	1.372	0.635	0.635	0.635	0.635	-	-	-	-	0.635
	9.53	1.50	3.18	20		2.946	2.108	1.956	1.778	1.626	-	-	-	-	1.524
9.5	11.51	1.21	1.98	20	9.754	1.753	1.041	0.914	0.813	0.711	0.610	-	-	-	0.762
	12.70	1.33	3.18	18		2.946	2.210	2.108	2.007	1.905	1.778	1.575	-	-	1.524
	13.49	1.42	3.97	18		3.734	3.023	2.896	2.794	2.692	2.591	2.362	2.159	1.900	1.905
12.7	15.88	1.25	3.18	18	12.954	2.921	2.261	2.159	2.063	2.007	1.900	1.753	1.600	-	1.524
	16.67	1.31	3.97	16		3.708	3.048	2.972	2.870	2.794	2.718	2.565	2.388	2.235	1.905
	17.46	1.38	4.76	16		4.521	3.836	3.759	3.683	3.607	3.505	3.353	3.200	3.023	2.286
15.9	19.05	1.20	3.18	16	16.129	2.921	2.032	1.956	1.905	1.829	1.778	1.651	1.499	1.372	1.524
	19.84	1.25	3.97	15		3.708	2.819	2.769	2.692	2.616	2.565	2.438	2.311	2.184	1.905
	20.64	1.30	4.76	14		4.521	3.607	3.556	3.480	3.429	3.353	3.226	3.099	2.972	2.286
	22.23	1.40	6.35	14		6.096	5.207	5.131	5.080	5.004	4.953	4.801	4.674	4.547	3.048
19.1	23.81	1.25	4.76	13	19.304	4.521	3.632	3.581	3.531	3.480	3.429	3.302	3.200	3.099	2.286
	25.40	1.33	6.35	12		6.096	5.232	5.182	5.105	5.055	5.004	4.902	4.801	4.674	3.048
	26.99	1.42	7.94	12		7.696	6.807	6.756	6.706	6.655	6.604	6.477	6.375	6.274	3.810
	28.58	1.50	9.53	12		9.271	8.407	8.357	8.280	8.230	8.179	8.077	7.976	7.849	4.699
22.2	27.78	1.25	5.56	12	22.479	5.309	4.445	4.394	4.343	4.318	4.267	4.166	4.064	3.988	2.667
	28.58	1.29	6.35	12		6.096	5.232	5.207	5.156	5.105	5.055	4.953	4.877	4.775	3.048
	30.16	1.36	7.94	10		7.696	6.833	6.782	6.731	6.680	6.655	6.553	6.452	6.375	3.810
	31.75	1.43	9.53	10		9.271	8.407	8.382	8.331	8.280	8.230	8.128	8.052	7.960	4.699
25.4	31.75	1.25	6.35	10	25.705	6.045	5.207	5.156	5.131	5.080	5.029	4.953	4.877	4.801	3.048
	33.34	1.31	7.94	9		7.645	6.782	6.756	6.706	6.680	6.629	6.553	6.477	6.375	3.810
	34.93	1.38	9.53	9		9.220	8.382	8.331	8.306	8.255	8.204	8.128	8.052	7.976	4.699
31.8	39.69	1.25	7.94	9	32.109	7.595	6.756	6.731	6.680	6.655	6.629	6.553	6.502	6.426	3.810
38.1	47.63	1.25	9.53	8	38.557	9.068	8.255	8.230	8.204	8.179	8.153	8.077	8.026	7.976	4.572
50.8	63.50	1.25	12.70	6	51.359	12.141	-	11.326	11.303	11.278	11.252	11.227	11.176	11.125	6.350
63.5	79.38	1.25	15.88	6	64.211	15.164	-	14.35	14.34	14.32	14.304	14.27	14.24	14.21	7.62
76.2	95.25	1.25	19.05	6	77.038	18.212	-	17.41	17.4	17.38	17.369	17.34	17.31	17.29	8.89

Notes: The above table of minimum standard ligaments is based on a ligament tolerance not exceeding the sum of twice the drill drift tolerance plus 0.51mm for tubes less than 15.9mm OD and 0.76mm for tubes 15.9mm OD and larger.
Drill drift tolerance = 0.041 (thickness of tubesheet in tube diameters), mm
* For tubesheet thicknesses greater than 152.4mm, it is permissible to determine minimum standard ligaments according to the note above.

L'épaisseur des Plaques tubulaires : 3,632 mm

Tableau (V.15) : Le nombre et le diamètre des barres de fixation.

TIE ROD STANDARDS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61 - 100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Nombre des barres horizontales de fixation : 6

Le diamètre des barres horizontales de fixation : 9.5 mm

Etape 15: Conception par ordinateur :

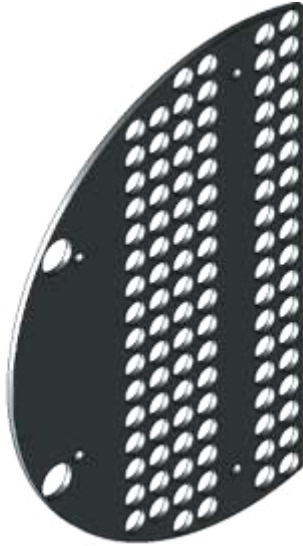


Figure (V.18) : Chicane.

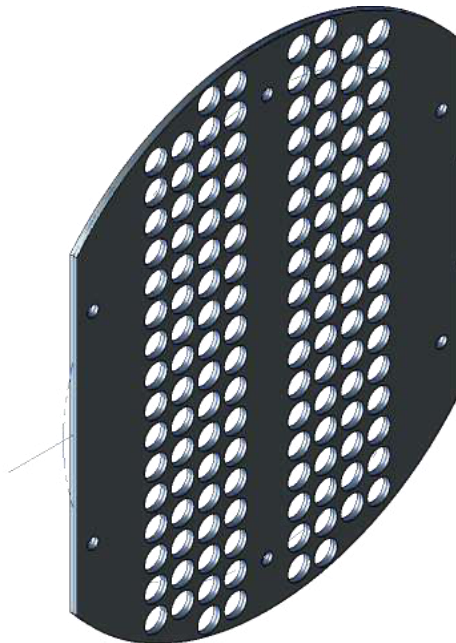


Figure (V.19) : plaque tubulaire.

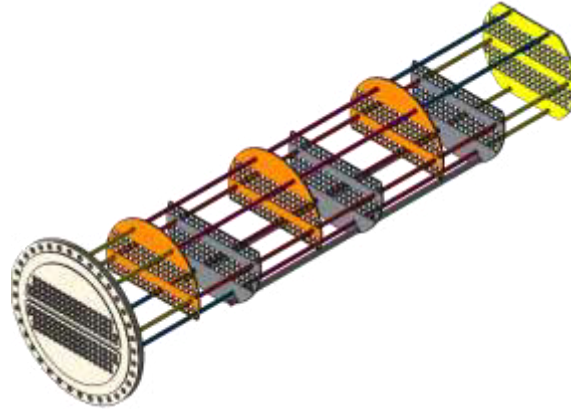


Figure (V.20) : Faisceau tubulaire sans tubes.

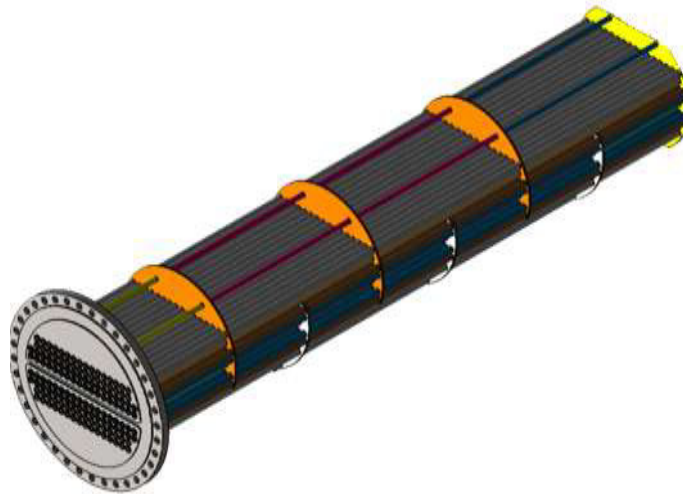


Figure (V.21) : Faisceau tubulaire.



Figure (V. 22) : Canal de retournement.

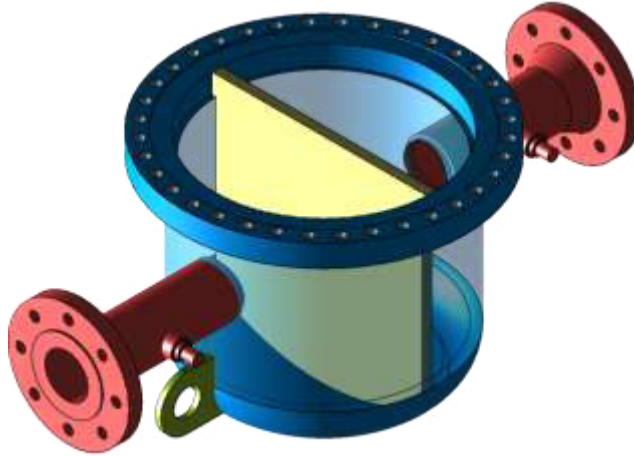


Figure (V.23) : Canal de distribution.

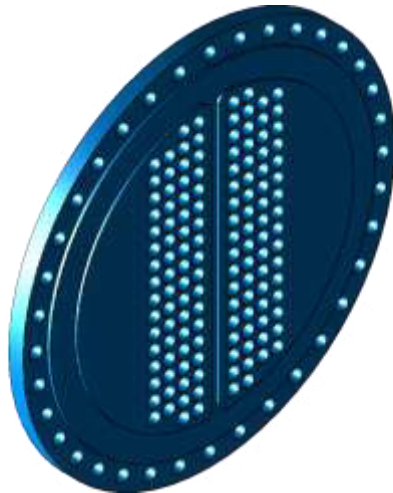


Figure (V. 24) : Plaque tubulaire.

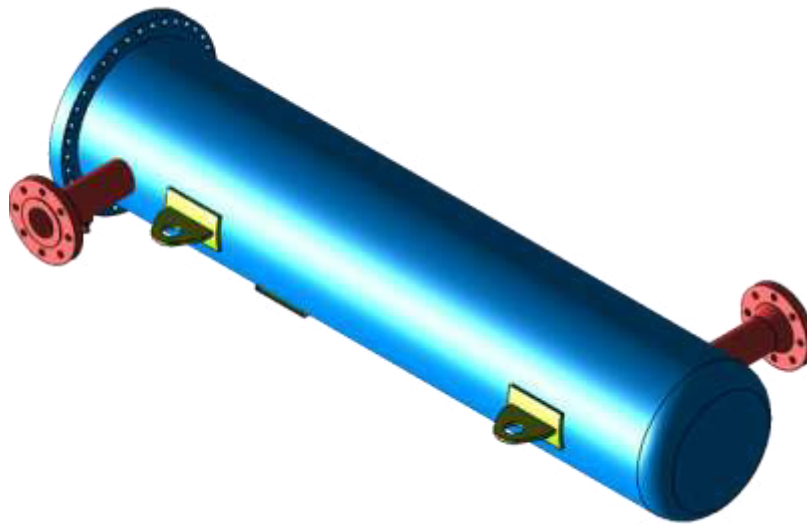


Figure (V.25) : la calandre.

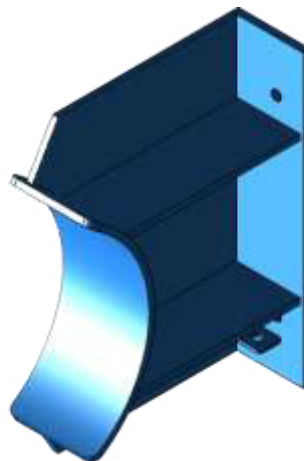


Figure (V.26) : Renfort et patte de fixation.

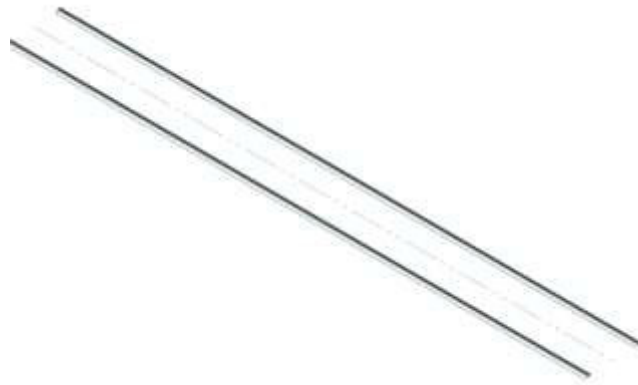


Figure (V. 27) : Les tubes.

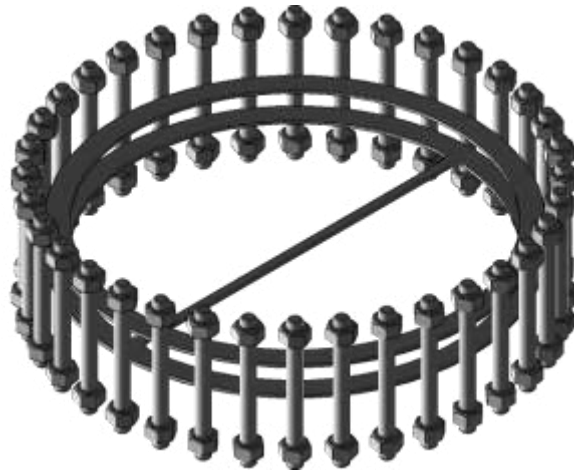


Figure (V.28) : Système de fixation boulons _ écrou.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur



Figure (V.29) : Echangeur de chaleur tubulaire multitube vue de face.

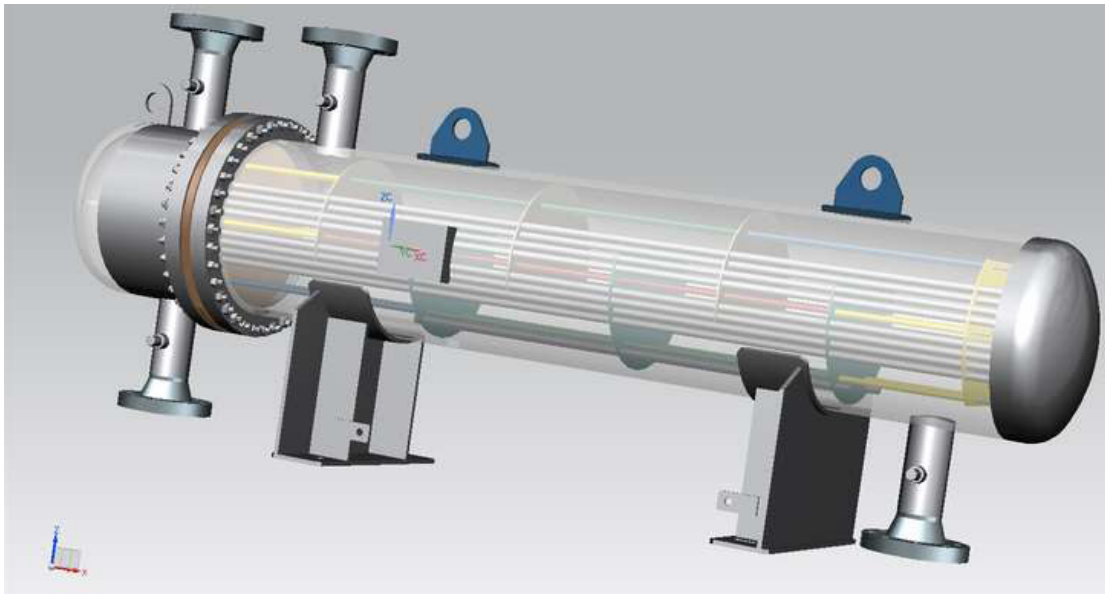


Figure (V.30) : Echangeur de chaleur tubulaire multitube vue de cote.

CHAPITRE V : Conception d'un échangeur de chaleur

Etape 16: Estimation des couts :

Le volume des tubes : $V_{\text{tubes}} = S_T * N_T * \text{Epaisseur des tube}$

$$= 0.2992 \text{ m}^2 * 400 * 2,413 * 10^{-3} = 0,2888 \text{ m}^3$$

La masse des tubes : $M = \rho * V = 7850 \text{ kg/m}^3 * 0,2888 \text{ m}^3 = 2266,984 \text{ Kg}$

Le volume de la calandre : $V_{\text{calandre}} = \pi * D * L * t = \pi * 0,6 * 5 * 9,52510^{-3} = 0,09 \text{ m}^3$

La masse de la calandre : $M = \rho * V = 7850 \text{ kg/m}^3 * 0,09 \text{ m}^3 = 704,702 \text{ Kg}$

La masse des tubes et la calandre : $M_T = 2971.68 \text{ Kg}$

La masse totale de l'échangeur peut arriver avec l'addition des accessoires et les autres équipements et composantes à 3400 Kg.

Alors le couts de la matière seulement égale La masse totale de l'échangeur* le prix unitaire de l'inox.

Prix inox = 980 da /kg

Alors le cout sera comme suivant :

$$\text{Couts} = M_{\text{tot}} * \text{prix inox /kg} = 3400 * 980 = 3332000 \text{ da}$$

Conclusion générale :

Dans ce travail, nous nous sommes concentrés sur les techniques analytiques fondamentales dans la conception d'un échangeur de chaleur tubulaire. ϵ -NUT et LMTD sont des méthodes analytiques très populaires dans la conception d'un échangeur de chaleur. Plusieurs variantes de ces méthodes ont également été développées. Il faut reconnaître que toutes ces méthodes donnent des résultats similaires et il appartient entièrement au concepteur de choisir une technique appropriée dans la conception de l'échangeur de chaleur.

De même, il est également important pour les ingénieurs techniques de comprendre l'équipement d'échangeur de chaleur afin qu'il soit utilisé et maintenu dans sa plage de performances. Dans toute industrie de transformation, en fonction de la demande, le débit doit être ajusté régulièrement. Cela forcera l'échangeur de chaleur à s'écarter de son état de conception d'origine. Les tableaux et courbes de performances peuvent aider les ingénieurs dans de telles situations.

Un échangeur de chaleur a été conçu avec les mêmes paramètres d'entrée en utilisant la méthode de **Kern**, corrélation de **Mc Adams** et la méthode de **Sieder** .

Cette étude nous aident :

A ce familiarise avec les principaux types d'équipements d'échange de chaleur disponibles, en mettant particulièrement l'accent sur les échangeurs de chaleur à calandre et à tube.

Savoir estimer les coefficients globaux de transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur à coque et à tube.

Savoir calculer les chutes de pression des deux côtés d'un échangeur de chaleur à coque et à tube.

Être en mesure de réaliser la conception mécanique de l'échangeur de chaleur tubulaire le plus approprié pour répondre aux pertes de charge et de pression souhaitées.

REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] : **Jean François Sacadura**, Transferts thermiques initiation et approfondissement.
- [2] : **S.BENSAADA. M.T.BOUZIANE**, Transfert thermique.
- [3] : De Giovanni B. Bedat, « Transfert de chaleur », Cépaduès, 2012.
- [4]: F. P. Incropera and D. P. DeWitt. “Introduction to Heat Transfer”, 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- [5] : [http://fr.wikipedia.org/article: «Microprocesseur »](http://fr.wikipedia.org/article:Microprocesseur).
- [6] : www.sonelec.com, « Electronique, les radiateurs ».
- [7] : [http://fr.wikipedia.org/article: « Méthodes de refroidissement pour radiateur »](http://fr.wikipedia.org/article:Méthodes_de_refroidissement_pour_radiateur).
- [8] : **yues jannot**, « transferts thermique, fichier pdf ».
- [9] : W. M. Kays and A. L. London. Compact Heat Exchangers. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1984
- [10] : Michael J. Moran, “Introduction to thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer”, John Willey & Sons Inc. 2003.
- [11] : R. A. Bowman, A. C. Mueller, and W. M. Nagle. “Mean Temperature Difference in Design.” Transactions of the ASME 62 (1940), p. 283.
- [12]: Donald Pitts, “Theory and problems of heat transfer”, second edition, Schaum’s, McGraw-Hill,1998.
- [13]: H. D. Baehr and K. Stephan, “Heat and Mass transfer”, 2nd revised edition, Springer Verlag editor, 2006.
- [14] M. N. Özisik. Heat Transfer—A Basic Approach. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [15] : Y. A. Cengel, “Heat and Mass Transfer”, McGraw Hill.
- [16] : J. Taborek, G. F. Hewitt, and N. Afgan. Heat Exchangers: Theory and Practice. New York: Hemisphere, 1983.

[17] : F. Kreith and M. S. Bohn. "Principles of Heat Transfer", 6th ed. Pacific Grove, CA: Brooks/Cole, 2001.

.

[18] : R. A. Stevens, J. Fernandes, and J. R. Woolf. "Mean Temperature Difference in One, Two, and Three Pass Crossflow Heat Exchangers." Transactions of the ASME 79 (1957), pp. 287–297.

[19] : **WEBER Christophe** et **MAGNIFICAT André**, Article : 055 Les échangeurs de chaleur

[20] : **BOUGRIOU CHERIF**, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur ; Edition n°5327.

[21] : **Jean-Marie SEYNHAEVE**, Les bases du transfert de chaleur

[22]: **YVES JANNOT**, Transfert thermique ; Ecole des minces NANCY; 2012.

[23] : **TOTAL** Support de Formation EXP-PR-EQ120-FR ; Exploration & Production Les Équipements des Échangeurs

[24] : www.alphanovated.com/techinfoe.html

[25] : Y. Adda, J.M. Dupouy, J. Philibert et Y. Quéré, "éléments de métallurgie physique, tome 4, Diffusion, transformations", Chap. 28 (2e édition, INSTN), 1990.

[26] : **André BONTEMPS**, **Alain GARRIGUE**, **Charles GOUBIER**, **Jacques HUETZ**, **Christophe MARVILLET**, **Pierre MERCIER** et **Roland VIDIL**; Échangeurs de chaleur Dimensionnement thermique

Nomenclature

LES SYMBOLES

φ : Le flux de chaleur W.
 \mathbf{q} : La densité de flux de chaleur émis par le corps W / m²
 \mathbf{K} : Conductivité thermique W·m⁻¹/°C
 \mathbf{S} : La surface m²
 \mathbf{h} : Coefficient d'échange par convection W/m².°C
 \mathbf{T} : Température °C
 $\boldsymbol{\varepsilon}$: Emissivité thermique du matériau
 \mathbf{R}_{th} : Résistance thermique m².°C/W
 \mathbf{e} : Épaisseur de la paroi d'échange m
 Φ : Diamètre m
 \mathbf{L} : Longueur caractéristique m
 \mathbf{U} : Coefficient d'échange global W/m². °C
 \mathbf{C}_p : Chaleur massique J/kg.°C
 $\boldsymbol{\rho}$: Masse volumique kg/m³
 $\boldsymbol{\mu}$: Viscosité dynamique kg /m.s
 \mathbf{P} : Puissance W
 \mathbf{D} : Diamètre m
 $\dot{\mathbf{m}}$: Débit massique kg/h
 \mathbf{q}_t : Débit thermique unitaire W/°C
 \mathbf{R}_f : Coefficient d'encrassement m².°C/W
 \mathbf{U} : La viscosité cinématique Kg / ms
 \mathbf{V} : Vitesse de fluide m/s
 $\dot{\mathbf{m}}_v$: Débit volumique m³/s
 \mathbf{S}_p : Section de passage
 \mathbf{N} : Nombre de tube
 \mathbf{P}_r : Nombre de Prandtl
 $\boldsymbol{\alpha}$: Diffusivité thermique m²/s
 \mathbf{Nu} : Nombre de Nusselt
 \mathbf{Re} : Nombre de Reynolds.
 $\Delta\mathbf{T}_{lm}$: Différence de température moyenne logarithmique °C
 \mathbf{F} : Facteur de correction
 \mathbf{E} : Efficacité
 \mathbf{NUT} : Nombre d'unité de transfert
 \mathbf{R} : Facteur de déséquilibre
 \mathbf{G}_s : Vitesse massique
Kg/(m²s)
 \mathbf{A}_p : surface totale extérieure des tubes m²
 $\Delta\mathbf{P}$: Chute de pression (pa ou bar)
 \mathbf{Pt} : Le pas entre les tubes m
 \mathbf{Cl} : l'espace entre les tubes m
 \mathbf{OD} : Diamètre extérieure des tubes m

Nomenclature

Indice :

1 : Le fluide 1

2 : Le fluide 2

c : Chaud

f : Froid

e : entrée

s : sortie

min : minimum

max : maximum

ext : extérieure

int : intérieure

eq : équivalent