



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

**Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique**

PROJET DE FIN D'ETUDES

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master par

**Fodil Pacha Imene
Et
Trad Hadjila**
Spécialité : Energétique

THEME

**Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur
multitubulaire.**

Soutenu le 09/07/2019 devant le jury composé

Président : Dr.MAHFOUD.B

Université de Bouira

Rapporteur : Dr. ABERKANE.S

Université de Bouira

Examineurs :

Mme. BOURAS.C

Université de Bouira

Mr. BOUREGBLI

Université de Bouira

Résumé

Ce travail se focalise sur le design des échangeurs de chaleur à tubes et calandre avec chicanes. Les chicanes utilisés dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre améliorent le transfert de chaleur et entraînent également une perte de pression. Un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec des chicanes à un seul segment a été dimensionné avec les mêmes paramètres d'entrée, en utilisant la méthode théorique de KERN et le logiciel de simulation ASPEN (HYSYS, EDR). Le coefficient d'échange global et les pertes de charge côté tubes et côté calandre ont été estimés. Les résultats obtenus ont indiqué une bonne concordance entre la méthode théorique et la simulation.

Les mots clés : échangeurs de chaleur, chicane, méthode de Kern, ASPEN (HYSYS, EDR)

المخلص

هذا العمل يركز على تصميم المبادلات الحرارية الغلافية الأنبوبية. الحواجز المستخدمة في المبادلات الحرارية الغلافية الأنبوبية تحسن نقل الحرارة وتعمل أيضًا على خفض الضغط. سنحدد أبعاد هذا المبادل الحراري بحواجز ذات قطعة واحدة بنفس المعطيات الأولية، باستخدام الطريقة النظرية لـ KERN؛ وبرنامج المحاكاة (ASPEN (HYSYS, EDR). تم تقدير معامل التبادل الحراري وفقدان الضغط جانب الأنبوب والجانب الغلافي الأنبوبي. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها اتفاق جيد بين الطريقة النظرية والمحاكاة.

الكلمات المفتاحية: المبادلات الحرارية، الحواجز، الطريقة النظرية لـ KERN برنامج المحاكاة (Hysy, EDR) (ASPEN).

Summary

This work focuses on the design of shell and tube heat exchangers. The baffles used in shell and tube heat exchangers improve heat transfer and also cause a pressure drop. This heat exchanger will be dimensioned with single-segment baffles with the same input parameters using Kern's theoretical method; and ASPEN simulation software (HYSYS, EDR).

The overall heat exchange coefficient and pressure losses at the tube and shell side were estimated. The results obtained indicated good agreement between the theoretical method and the simulation.

Key words: heat exchangers, baffles, Kern's theoretical method, ASPEN simulation software (Hysy, EDR).

The background of the page is decorated with orange flowers and a ribbon. A large orange ribbon bow is positioned in the upper left, with its long tail extending diagonally across the page. In the lower right, there are three orange daisy-like flowers with dark brown centers. The entire scene is set against a light beige background.

REMERCIEMENTS

Nous remercions avant tout, Allah de nous donner la force d'accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier tous les membres de nos familles pour leurs soutiens moraux et leurs encouragements durant toutes ces années.

Nous tenons à remercier notre encadreur Dr. Aberkane Sofian. A pour son soutien et collaboration à travers ses précieux conseils.

Nous tenons à remercier, les membres de jury qui ont bien voulu accepter d'examiner ce travail.

Nous tenons à remercier tous nos enseignants qui ont participé à notre formation.

Nous tenons à remercier enfin nos collègues pour leurs aides et leurs solidarités.

Dédicace

Je dédie ce travail :

A ma mère,

A mon père,

A mes frères et sœurs,

A mes amis et collègue,

A tous ceux qui me sont chers.

Hadjila



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents qu'ALLAH les protège

Mes chère frère Abderrahmane et Ilyes mes sœurs Ismahane et

Karima pour leur tendresse et pour leurs précieux

encouragement

Toute ma famille

A mon encadreur Mr Aberkane Sofiane pour ses conseil et sa

disponibilité et sa patience

A ma collègue Hadjila

A tous mes ami(e)s et tous mes enseignants et à tous ceux que

j'aime et m'aime

Imene

Sommaire

Remerciements

Dédicace

Résumé

Liste des figures

Liste des tableau

Nomenclature

Introduction générale.....1

CHAPITRE I : Généralité sur les échangeurs de chaleur.

I.1. Introduction.....	3
I.2. Définition générale.....	3
I.3.Principe général de fonctionnement.....	3
I.4. Classification des échangeurs	3
I.4.1.Type de contact	3
I.4.2. Classement suivant les types d'échange.....	4
I.4.3 Classement suivant le sens d'écoulement	4
I.4.4 Classement suivant le mode de transfert de chaleur	5
I.4.5Classement suivant la compacité de l'échangeur	6
I.4.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	6
I.4.7 Classement technologique.....	6
I.4.8 Echangeur à tube:	6
I.4.9 Types d'échangeur multitubulaire.....	11
I.4.10 Échangeurs de chaleur à plaques.....	14
I.4.11 Echangeurs de chaleur TEMA :	16
I.5.L'encrassement	18
I.5.1.Les effets d'encrassements.....	19
I.5.2.Méthode de nettoyage	19
I.6.Conclusion	20

CHAPITRE II : dimensionnement avec la méthode kern.

II.1 Introduction	21
II.2 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur à tube et à calandre	21
II.3 Calcul avec la méthode Kern.....	22

II.3.1	Calcul de la quantité de chaleur échangée	23
II.3.2	Calcul de la ΔT_{LM} (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne)	23
II.3.3	Calcul des températures calorifiques des fluides	24
IV.1.4	Choisir l'ordre de passage des fluides	24
II.3.5	Calcul du facteur de correction F	25
II.3.6	Estimation de coefficient global	26
II.3.7	Estimation de la surface	27
II.3.8	Détermination de nombre d'appareil	27
II.3.9	Détermination des caractéristiques de l'échangeur.....	27
II.3.10	Calcul des coefficients de convection.....	30
II.3.11	Calcul du coefficient global d'échange.....	34
II.3.12	Calcul des pertes de charges	34
II.4	Méthodologie de design des échangeurs de chaleur	37
II.5	Application de la méthode Kern	38
II.6	Conclusion	44

CHAPITRE III : Dimensionnement avec logiciel Aspen HYSYS.

III.1	Introduction	45
III.2	Définition de la simulation	45
III.3	Modes de fonctionnement des simulateurs	45
III.4	utilisation du simulateur	45
III.5	Le simulateur HYSYS.....	46
III.5.1	Description du simulateur HYSYS.....	46
III.5.2	Concepts de base du simulateur HYSYS	46
III.5.3	Environnement de simulation	47
III.5.4	Caractéristiques principales de HYSYS	47
III.5.5	Les modèles thermodynamiques sur HYSYS :	48
III.5.6	Le choix du modèle thermodynamique	49
III.5.7	Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS	49
III.6	Logiciel Aspen EDR	50
III.6.1	Présentation du logiciel Aspen EDR	50
III.6.2	Calcul d'un échangeur de chaleur par le simulateur Aspen Eder.....	50
III.7	Les étapes de Simulation.....	51
III.7.1	Le simulateur Aspen HYSYS	51
III.7.2	Le simulateur Aspen Eder:	55
III.8	conclusion.....	58

CHAPITRE IV : Résultats et discussion.

IV.1. Introduction	59
IV.2. Résultats de calcul par la méthode de kern	59
IV.3.Résultats de la simulation sous forme de Data sheet	60
IV.4. Résultats de la simulation sous forme de plan mécanique	61
IV.5. Disposition des tubes (Tube sheet layout)	62
IV.6.Etude comparative.....	62
IV.7.Conclusion	63
Conclusion général	64
Références bibliographique	
Annexe	

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : échangeur à co-courant.	4
Figure I.2 : échangeur à contre-courant.	5
Figure I. 3: échangeur à courant croisé.	5
FigureI.4 : Échangeur de chaleur monotube	7
Figure I. 5: Échangeur de chaleur coaxial.....	7
Figure I.6 : échangeur multitubulaire.....	8
Figure I.7 : exemple de la calandre	8
Figure I.8 : faisceau tubulaire.	9
Figure I.9 : disposition des tubes	9
Figure I.10: plaque tubulaire.....	10
Figure I.11 : exemple de chicane.	10
Figure I.12 : type des chicanes.....	11
Figure I.13 : exemple de boîte de distribution.	11
Figure I.14 : échangeur à tubes séparés.	12
Figure I.15 : échangeurs à tubes rapprochés	12
Figure I.16 : Les ailettes transversales.....	13
Figure I.17 : Les ailettes longitudinales.....	13
Figure I.18 : échangeur tube et calandre.....	14
Figure I.19 : échangeur a plaque.....	15
Figure I.20 : échangeur à plaque et joint.....	15
Figure I.21 : échangeur a plaque spirale.	16
Figure I.22 : Différentes désignations des extrémités et de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA	17
Figure I.23 : exemple sur l'encrassement.	18
 Figure II.1: Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à co-courant.....	23
Figure II.2: Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant.	24
Figure II. 3 : facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué: D'une passe côté calandre et un multiple de 2 passes côté tubes.....	25

Figure II. 4 : facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué:De 2passescôté calandres et un multiple de 2 passes côté tubes.	26
Figure II.5 : facteurs de correction à prendre en compte dans le cas:D'un échangeur à courants croisés, aucun fluide n'étant mixé.	26
Figure II.6 : facteurs de correction à prendre en compte dans le cas: D'un échangeur à courant croisé, seul un des fluides étant mixé.	26
Figure II.7 : Disposition des tubes : carré et quinconce	28
Figure II.8 : l'espacement standardisé entre faisceau tubulaire et calandre en fonction du type de boîte de jonction et de diamètre de faisceau tubulaire.	29
Figure II.9 : échangeur avec écartement entre chicanes (E_c) et découpage(F)	30
Figure II.10 : Facteur de transfert de chaleur j_h côté tube.....	32
Figure II.11 : Facteur de transfert de chaleur j_h côté calandre	33
Figure II.12 : Facteur de friction j_f côté tubes	35
Figure II.13 : Facteur de friction j_f côté calandre	36
Figure II.14 : Algorithme global de design des échangeurs de chaleur.....	37
Figure III.1 : La fenêtre de l'Aspen HYSYS V8.0.	51
Figure III.2 : Choix des composants utilisés dans l'échangeur.	52
Figure III.3 : Le choix de fluide package.	52
Figure III. 4: Les conditions d'entrée de l'eau froide.....	53
Figure III.5: Les conditions d'entrée de l'eau chaude.	53
Figure III.6 : Les conditions de sortie de l'eau froide.	53
Figure III.7 : Les conditions de sortie de l'eau chaude.	54
Figure III.8 : Le passage de fluide coté tube et côté calandre dans l'échangeur de chaleur. .	54
Figure III.9 : Présentation del'échangeur de chaleur.....	54
Figure III.10 : Choix du modèle de l'échangeur de chaleur.....	55
Figure III.11 : Console de l'EDR.Figure	55
Figure IV.1 : Fiche de spécification de l'échangeur (Data sheet).....	60
Figure IV.2 : Plan de l'échangeur (setting plan).....	61
Figure IV.3 : Fiche de la disposition des tubes.	62

LISTE DES TABLEAUX

TableauII.1: valeurs représentatives du coefficient global de transfert de chaleur.	22
TableauII. 2: Les valeurs de K et n suivant le pas tubulaire triangulaire et carré et le nombre de passes.	27
TableauII. 3 : Les propriétés thermo-physiques de l'eau chaude et froide.....	28
Tableau III.1 : Les différents modèles thermodynamiques utilisés pas HYSYS.	49
Tableau III.2: Les données d'entrées du simulateur Aspen EDR.	57
Tableau IV.1 : Résultats de calcul analytique par la méthode de KERN	59
Tableau IV.2 : Comparaison des résultats. Tableau 2	63

Nomenclatures

Symbols	-	Unité
T_{ce}	Température d'entrée d'eau chaude	°C
T_{cs}	Température de sortie d'eau chaude	°C
T_{fe}	Température entrée d'eau froide	°C
T_{fs}	Température de sortie d'eau froide	°C
d_o	Diametre exterior	mm
d_i	Diametre interior	mm
e_t	Epissure du tube	mm
L	Longueur du tube	mm
Q	la quantité de chaleur échangée	W
\dot{m}_f	Débit massique d'eau froid	Kg/s
cp_f	Chaleur spécifique d'eau froide	$J/Kg\ K$
\dot{m}_c	Débit massique de fluide chaud	Kg/s
cp_c	Chaleur spécifique d'eau chaude	$J/Kg\ K$
U	coefficient de transfert de chaleur global	$W/m^2\ ^\circ C$
A	Surface total d'échange	m^2
ΔTLM	Différence de température logarithmique moyenne	°C
T_{mc}	Température moyenne d'eau chaude	°C
T_{mf}	Température moyenne d'eau froide	°C
F_c	Facture de correction	-
F	Facture de correction	-
S	Surface	m^2
T_1	Température d'entrée côté calandre	°C
T_2	Température de sortie côté calandre	°C
t_1	Température d'entrée côté tube	°C
t_2	Température de sortie côté tube	°C
P	Le Pas tubulaire	mm
N_t	Number de tubes	-
N_p	Number de passé	-
K	Conductivities d'acier	$W/m\ ^\circ C$
R_{fi}	Facture d'encrassement intérieur	-
R_{f0}	Facture d'encrassement extérieur	-
D_f	Diameter de faisceau tubulaire	mm
D_c	Diameter de la calandre	mm
E_c	Ecartement entre chicanes	mm
F	Découpage	mm
Re_f	Nombre de Reynolds côté tube	-
ρ_f	Masse volumique d'eau froide	Kg/m^3

K_f	Conductivité thermique du fluide côté tube	W/m °C
Nu_i	Nombre de Nulsset côté tube	-
G_f	La vitesse massique côté tube	$Kg/s\ m^2$
j_h	facteur de transfert de chaleur	-
μ_{paroi}	Viscosité dynamique de paroi	Kg/s.m
μ	Viscosité dynamique de fluide	Kg/s.m
h_i	coefficient de convection intérieur .	$W/m^2°C$
h_0	coefficient de convection extérieur	$W/m^2°C$
D_h	Diametre hyraulique	mm
k_c	Conductivité thermique du fluide calandre	W/m °C
Re_c	Nombre de Reynolds côté calandre	-
Pr_c	Nombre de prandtl côté calandre	-
Nu_o	Nombre de Nulsset côté calandre	-
a_t	La section de passage	mm^2
S_M	Surface de tube	mm^2
P_M	Périmètre de tube	mm
G_c	La vitesse massique côté calandre	kg/m^2s
a_c	Section de passage côté calandre	mm^2
U_p	coefficient global de chaleur propre	$W/m^2°C$
R_{tot}	Résistance total	$m^2°C/W$
A_0	Surface extérieure	mm^2
A_i	Surface intérieure	mm^2
U_s	coefficient global de chaleur saleté	$W/m^2°C$
ε	La difference relative	-
ΔP_{cal}	Pert de pression côté calandre	bar
v_c	La vitesse cote calandre	m/s
ρ_c	Masse volumique de l'eau chaude	kg/m^3
j_f	Facture de friction	-
v_f	vitesse cote tube	m/s
ΔP_t	Pert de pression cote tube	bar

Abréviations

TEMA: Tubulair Exchanger Manufacturers Association.

EDR: Exchanger Design and Rating.

ASME: American Society of Mechanical and Engineers



Introduction

Des nombreux procédés impliquent l'échange d'énergie thermique et, en tant que tels nécessitent au moins un équipement capable de transférer la chaleur d'un milieu à un autre. Ces équipements sont communément appelés les échangeurs de chaleur.

Ce sont des dispositifs largement utilisés dans les applications industrielles et domestiques (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, chauffage, climatisation, etc.). Il existe plusieurs types et tailles d'échangeurs, mais le principe de base reste relativement simple : un échangeur de chaleur permet 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). L'emploi de ces échangeurs de chaleur varie d'une application à une autre.

Dans ce mémoire, nous allons intéresser à un type d'échangeur de chaleur, c'est l'échangeur de chaleur à tubes et calandre (multitubulaire) avec des chicanes à un seul segment.

Au fil du temps, l'échangeur de chaleur à tubes et calandre est prouvé qu'il est le type le plus répandu dans l'industrie. Ces échangeurs représentent environ 60 % de l'utilisation totale de tous les échangeurs de chaleur. Ils sont employés dans les centrales électriques, thermiques et nucléaires, dans les usines chimiques, les raffineries de pétrole, les systèmes de réfrigération, dans l'industrie des pâtes, papiers, l'industrie alimentaire, et dans l'industrie pharmaceutique.

Les chicanes jouent un rôle important dans l'ensemble des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Ils fournissent un support aux tubes, permettent d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube par accroissement de la vitesse, et assurent en outre la rigidité du faisceau. Si l'on prend comme exemple les chicanes à un seul segment les plus couramment utilisés, le transfert de chaleur est amélioré car les chicanes guident le fluide côté calandre vers un écoulement entre le faisceau de tubes, ce qui augmente l'intensité de la turbulence.

L'objectif de ce travail est de dimensionner un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec des chicanes en adoptant l'approche méthodique suivante :

- ✓ Dimensionnement avec la méthode classique de KERN
- ✓ Dimensionnement à l'aide du logiciel de simulation Aspen EDR
- ✓ Comparaison des résultats obtenus par la méthode de KERN et le logiciel de simulation Aspen EDR.

Cette étude est répartie sur quatre chapitres :

Chapitre I :est consacré à la classification des échangeurs de chaleur et l'étude des caractéristiques des échangeurs de chaleur à calandre et à tubes (Les éléments constitutifs, le principe de fonctionnement, les normes et règles de construction, problèmes liés au fonctionnement).

Chapitre II :concerne l'application de la méthode Kern : définition des données de l'échangeur à tubes et calandre, présentation de la méthode Kern et la partie calcul.

Chapitre III :concerne le dimensionnement de l'échangeur avec le logiciel Aspen EDR : présentation de logiciel et la description des étapes de la simulation.

Chapitre IV :résume les plus importants résultats concernant la comparaison entre la méthode Kern et la simulation numérique

Le travail se termine par une conclusion générale.



Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1. Introduction

Des nombreux procédés impliquent l'échange d'énergie thermique et, en tant que tels nécessitent au moins un équipement capable de transférer la chaleur d'un milieu à un autre. Ces équipements sont communément appelés les échangeurs de chaleur. [1]

Dans ce chapitre, nous allons aborder le principe de fonctionnement et les différents types échangeurs thermiques.

I.2. Définition générale

Un échangeur de chaleur est un appareil de transfert de chaleur qui est utilisé pour le transfert de l'énergie thermique interne entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur et idéalement ils ne se mélangent pas. [2]

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.).

I.3.Principe général de fonctionnement

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur.

On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi. [2]

I.4. Classification des échangeurs

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

I.4.1.Type de contact :

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

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

I.4.2. Classement suivant les types d'échange

- **Échangeur sans changement de phase**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur. Parmi ces échangeurs on cite les échangeurs : (liquide –liquide, gaz -liquide et gaz -gaz...).

- **Échange 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 installées en cascade. Ces sont les évaporateurs - condenseurs.
- 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. A titre d'exemple; ce cas est rencontré dans les condenseurs des machines frigorifiques. [3]

I.4.3 Classement suivant le sens d'écoulement

- **Échangeur à co-courants** : Les deux fluides chaud et froid entrent dans la même extrémité et vont dans le même sens[4]. Où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud [5].

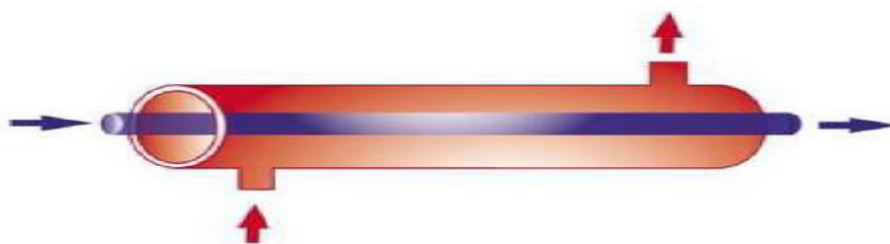


Figure I.1 : échangeur à co-courant.

- **Échangeur à contre-courants** : Les deux fluides sont disposés parallèlement mais les courants vont dans des sens contraires. [4]. Où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud, L'arrangement à contre-courant a l'efficacité thermique la plus élevée comparée à tous les autres arrangements [5].

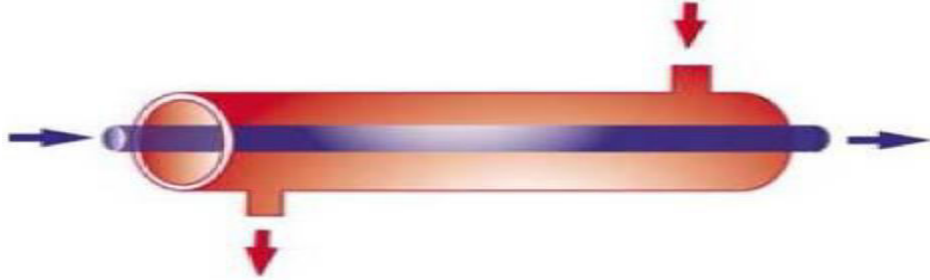


Figure I.2 : échangeur à contre-courant.

- **Échangeur courants croisés** : Les écoulements des deux fluides se croisent ici perpendiculairement. Cette configuration est un peu plus complexe que les précédentes puisque l'un des fluides s'écoule suivant l'axe x et l'autre suivant l'axe y [6].

Il y a deux types d'échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage :

- **Le fluide non brassé** : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section.
- **Le fluide brassé** : circule librement entre les veines, le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. [7].

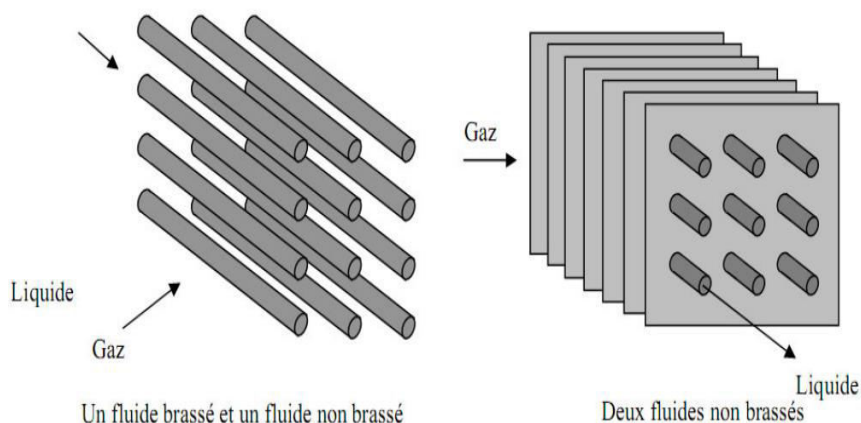


Figure I.3 : échangeur à courant croisé.

I.4.4 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. [2].

- **La conduction :** Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur.
- **La convection :** se fait par un déplacement de matière dans le milieu. C'est le transfert d'énergie entre la paroi solide de l'échangeur et un liquide ou un gaz
- **Rayonnement :** c'est l'émission d'énergie par les surfaces des corps sous forme de radiation. Elle correspond à un échange de chaleur par l'intermédiaires d'une onde de nature électromagnétique et qui ne nécessite aucune support matériel (cas de vide, certains gaz plus au moins transparent et de certains solide).

I.4.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'air de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700\text{m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800\text{m}^2/\text{m}^3$. [2].

I.4.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

- **Les échangeurs métalliques :** en acier, cuivre, aluminium,...
- **Les échangeurs non métalliques :** en plastique, céramique,... [8].

I.4.7 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

À **tubes** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;

À **plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire ;

Autres types : **contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.**

I.4.8 Echangeur à tube:

Les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [9].

Les échangeurs thermiques tubulaire sont utilisés dans diverses applications, incluant le refroidissement, le chauffage ou le réchauffage des fluides, des gaz, de l'air dans de nombreuses industries, telles que les traitements chimiques, le traitement des hydrocarbures le raffinage du pétrole, l'énergie nucléaire.

- a. **Échangeur monotube** Dans cet échangeur de chaleur le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au-dessous [9].

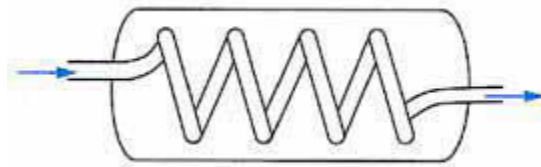


Figure I.4 : Échangeur de chaleur monotube

- b. **Échangeur coaxial bitube** L'échangeur à deux tubes coaxiaux est le plus simple des échangeurs. Le premier fluide s'écoule dans le tube intérieur tandis que l'autre s'écoule dans l'espace annulaire. Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants : risque de fuites aux raccords – flexion du tube intérieur si la longueur est importante – surface d'échange faible. Cet échangeur pour des débits faibles [10].

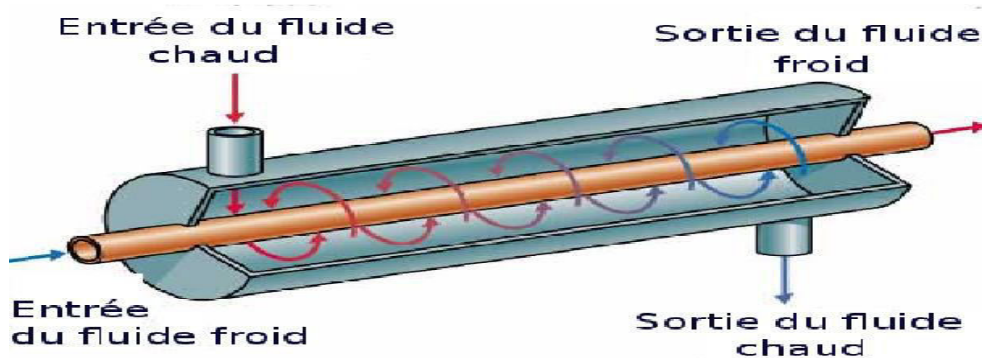


Figure I. 5: Échangeur de chaleur coaxial.

- c. **Échangeur multitubulaire:** l'échangeur est constitué d'un faisceau de tubes, se trouvant à l'intérieur d'une calandre (l'échangeur est aussi appelé tubes et calandre). L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre dans la calandre, autour des tubes. A l'intérieur de la calandre sont rajoutés des chicanes afin d'influencer l'écoulement du fluide dans la calandre. Cela permet d'améliorer le transfert de chaleur et de maintenir un espacement uniforme entre les tubes [11].

Les chambres de distribution et de retour sont fixées aux extrémités du faisceau. Ils assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes.

La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes.

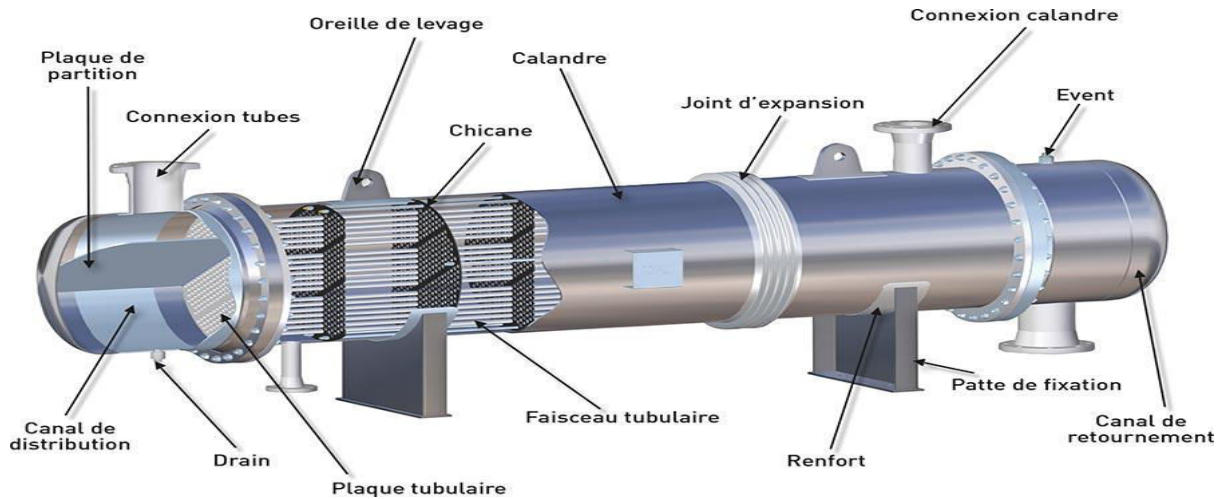


Figure I.6 : échangeur multitubulaire.

- **La calandre** est un récipient pour le fluide de côté calandre. C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire, acier et carbone sont les matériaux les plus couramment utilisés pour la construction de la calandre[12].

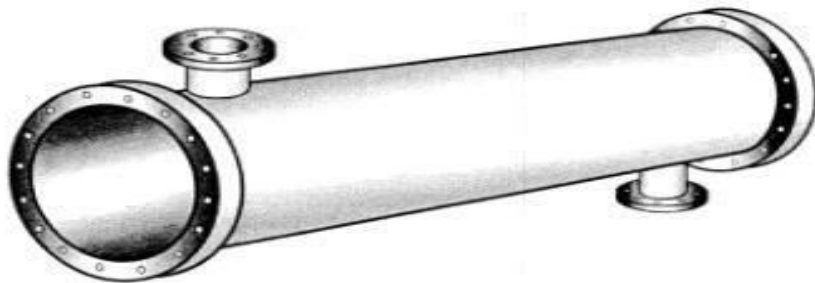


Figure I.7 : exemple de la calandre

- **Les tubes :** Les tubes sont souvent cylindriques, constituent un faisceau de tubes dans lequel circule l'un des fluides, ou le transfert de chaleur fait à travers les parois de ces tubes qui séparent les deux fluides dans la calandre, ces parois du tube est généralement constituée d'un métal, mais peut aussi être faite en plastique ou en céramique selon l'application. Les diamètres extérieurs des tubes compris entre 12,70 mm et 38,10 mm.
- **Le faisceau :** C'est l'ensemble des tubes, soudés ou dudgeonnés à leur extrémité sur une plaque



Figure I.8 : faisceau tubulaire.

➤ Disposition des tubes

La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire [12].

Les tubes sont généralement normalisés et ils sont de longueur standard 2.44 ; 3.05 ; 3.66 ; 4.48 ou 6.10m.

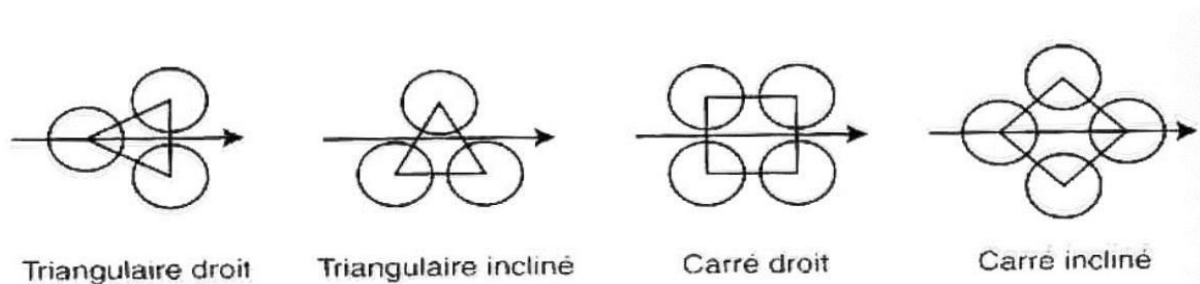


Figure I.9 : disposition des tubes

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre partie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par grattage. donc il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propre.

Les faisceaux des tubes portent également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin de fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'intérieure des tubes par accroissement des vitesses

- **Plaques tubulaires :** Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leur extrémité, peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par soudure[13].

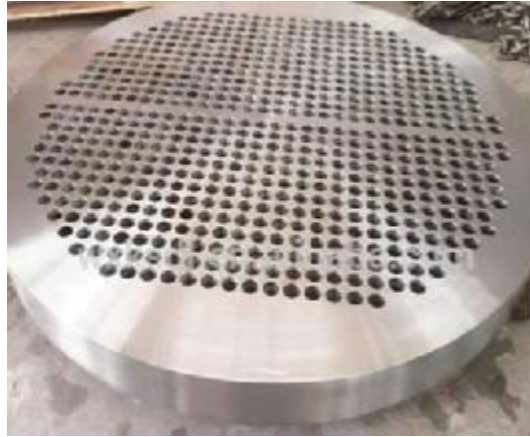


Figure I.10: plaque tubulaire.

- **Chicanes :** Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaire ont des chicanes pour deux raisons principales
- ❖ **Donner plus de stabilité aux tubes :** Sans chicanes le tube peut être plusieurs mètres de long et risquerait beaucoup aux vibrations induites par le haut débit.
- ❖ **Guider l'écoulement latéral de fluide le long de la calandre :**
 - Les chicanes créent un écoulement transversal à la place du contre-courant ou du co-courant pur.
 - Les chicanes augmentent également la turbulence côté calandre, ce qui conduit à améliorer la performance thermique de l'échangeur.
 - Les chicanes agissent comme des obstacles à l'écoulement.

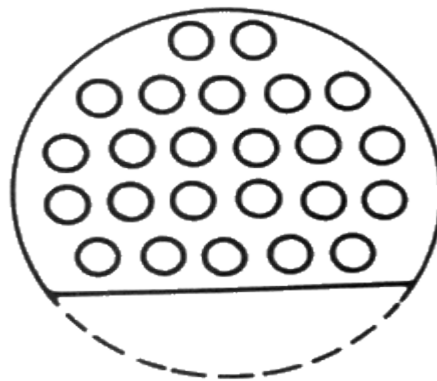


Figure I.11 : exemple de chicane.

- Les Chicanes transversales Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube.

- Chicanes longitudinales Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre. [14]

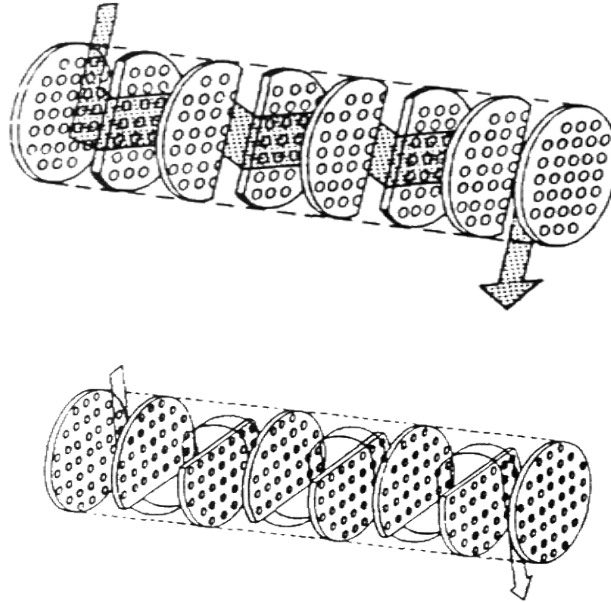


Figure I.12 : type des chicanes.

Les boîtes de distribution : C'est l'organe qui distribue le fluide aux extrémités des tubes.

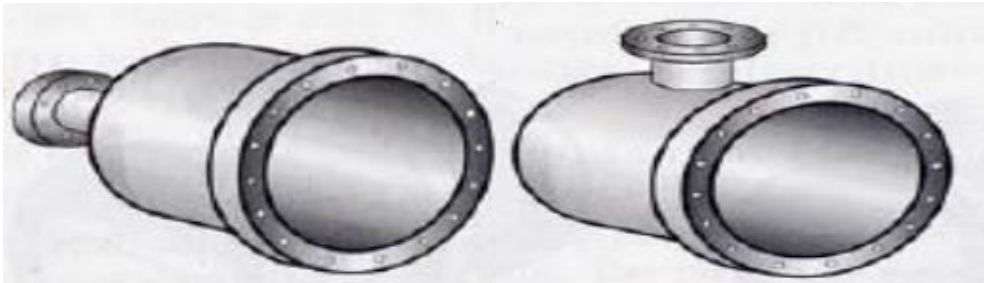


Figure I.13 : exemple de boîte de distribution.

Avantages : Résistance à la très forte pression, accepter des grands écarts de température, pour tous les puissances.

Inconvénients : Contraintes sur les tubes, difficultés de nettoyage, sensibles aux vibrations.

I.4.9 Types d'échangeur multitubulaire

Echangeur multitubulaire existant sous quatre formes :

- ✓ Echangeur à tubes séparés
- ✓ Echangeurs à tubes rapprochés
- ✓ Echangeur à tubes à ailettes
- ✓ Echangeurs à tubes et calandre

a. Echangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

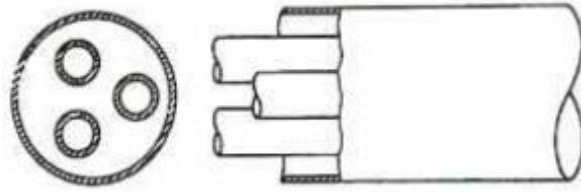


Figure I.14 : échangeur à tubes séparés.

b. Echangeurs à tubes rapprochés

Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de rubans enroulés en spécial autour de certains d'entre eux.

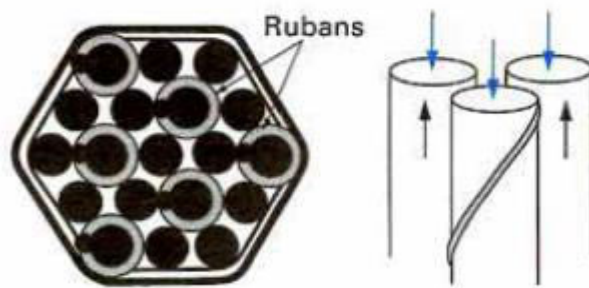


Figure I.15 : échangeurs à tubes rapprochés.

c. Echangeur à tubes à ailettes

Ce sont des dispositifs qui ont des surfaces de transfert thermique plus grand qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tubes s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

- **Les ailettes transversales:** les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaire planes ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaires ou hélicoïdales, pleines ou segmentées.

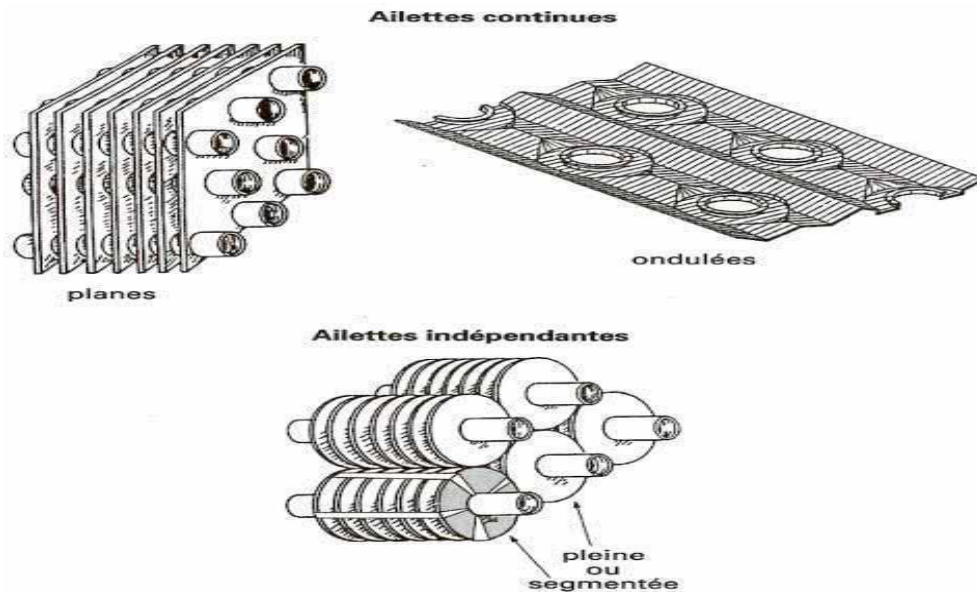


Figure I.16 : Les ailettes transversales.

- **Les ailettes longitudinales :** qui sont disposées selon l'axe des tubes

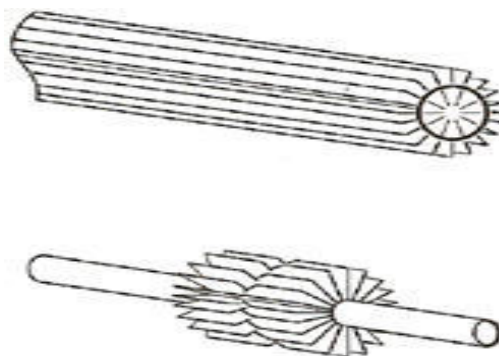


Figure I.17 : Les ailettes longitudinales.

Ceux-ci sont généralement employés quand des deux fluides est un gaz, puisque le coefficient de transfert thermique de côté de gaz est très bas. Les ailettes augmentent la surface de transfert thermique, et ainsi aide à augmenter la chaleur totale.

d. Echangeurs à tubes et calandre

C'est l'échangeur actuellement le plus répandu, où la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est à dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes.

Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tubes en U :

- **Echangeur de chaleur à boîte flottante :** 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.[15]

- **Échangeur à boîte fixe** : Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.
- **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. Le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

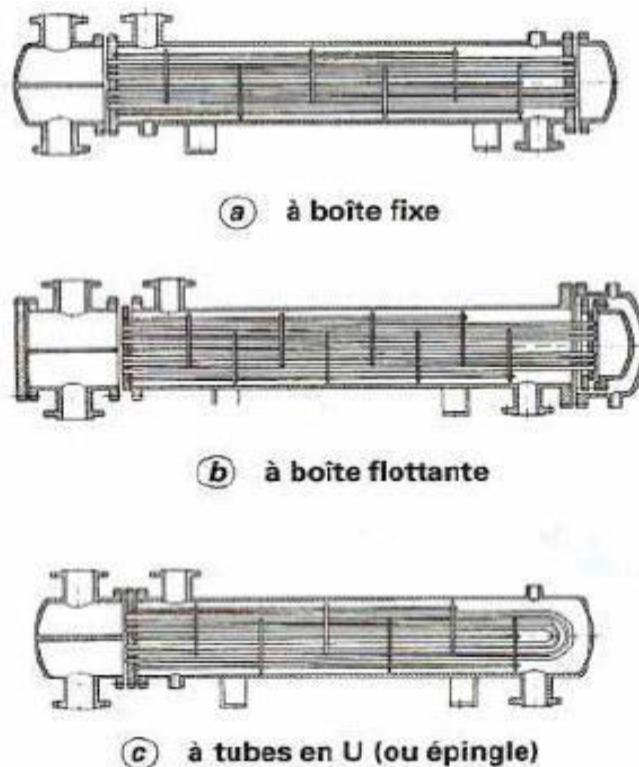


Figure I.18 : échangeur tube et calandre.

Avantage échangeur à tube : Équipement fiable et robuste, résistance aux pressions élevées, accepte de grands écarts de température, relativement bon marché.

Inconvénient échangeur à tube : Moins performant que d'autres types d'échangeurs, encombrement.

I.4.10 Échangeurs de chaleur à plaques

Ces échangeurs sont généralement construits avec des plaques minces, lisses et peuvent comporter certaines ondulations pour favoriser le transfert thermique et augmenter la surface de contact.

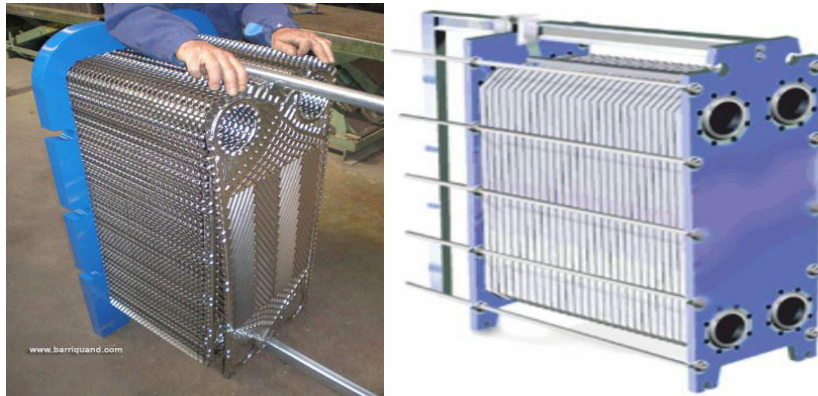


Figure I.19 : échangeur à plaque.

Avantages : Meilleur rendement, simple et fiable, grande durée de vie, nettoyage facile, prix compétitif

Inconvénient : Ne peuvent pas toujours être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, Perte de charge relativement importante.

Ces applications : Alimentations et boissons, industrie pharmaceutique et chimique, central thermique, industrie automobilistique.

Échangeur jointé : Constitué d'un certain nombre de plaques métalliques rectangulaires scellées aux bords par des joints. Le tout est maintenu dans un cadre. Il est facilement démontable pour le nettoyage, l'inspection et l'entretien.[16]

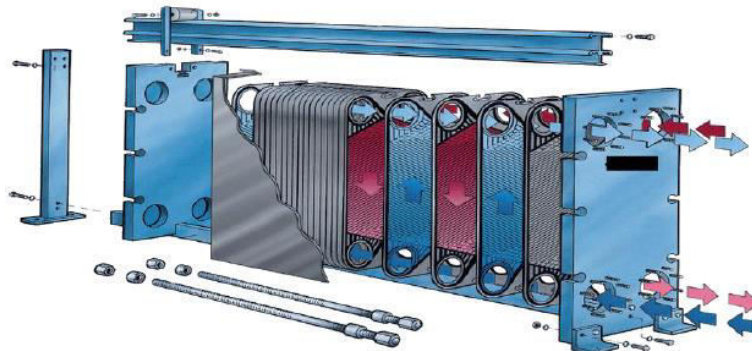


Figure I.20 : échangeur à plaque et joint.

Échangeur à spirale : Il est composé de deux plaques enroulées hélicoïdalement pour former une paire de canaux en spirale, les liquides circulent à contre-courant. Cet échangeur n'est pas aussi efficace que les échangeurs à plaques non déformées

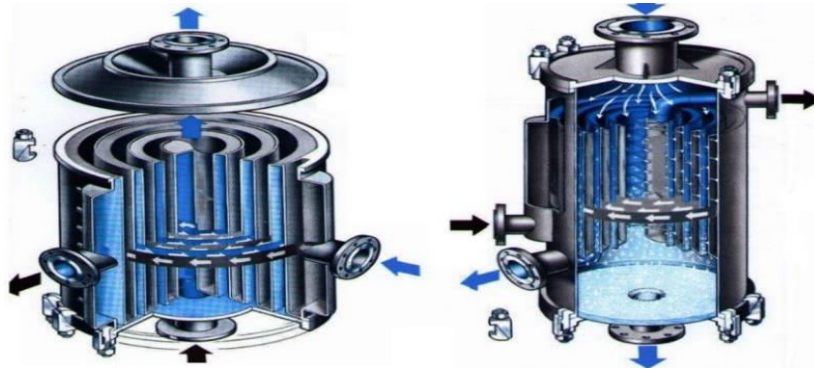


Figure I.21 : échangeur a plaque spirale.

Avantages : Encombrement très faible, large passage, auto nettoyage.

Inconvénient Non démontable, écart de température limite.

I.4.11 Échangeurs de chaleur TEMA :

TEMA est une association commerciale des principaux fabricants des échangeurs à Tubes et calandre qui ont été les pionniers de la recherche et du développement depuis plus de 60 ans. Les normes TEMA ont obtenu l'acceptation dans le monde entier comme une autorité sur la conception mécanique des échangeurs à tube et calandre.

Les normes TEMA fournissent une approche reconnue pour les utilisateurs finaux et permet la comparaison entre les modèles concurrents pour une application donnée. TEMA est un ensemble de normes élaborées par les principaux fabricants d'échangeurs de chaleur qui définissent le style de l'échangeur de chaleur et les tolérances d'usinage et d'assemblage pour être employé dans la fabrication d'une unité donnée.

Le TEMA propose de construire un nombre limité de type distributeurs, de calandre et de fond de calandres. La combinaison des trois éléments pouvant réaliser un type d'échangeur. Quelques exemples de types d'échangeurs TEMA sont représentés sur le tableau au-dessous. On remarque que le nombre de combinaisons est important malgré l'impossibilité de certaines. Il vient qu'un échangeur du type TEMA sera désigné par trois lettres représentant les trois éléments. Ainsi, un échangeur du type AKU est un échangeur qui possède un distributeur avec un fond démontable, une calandre du type bouilleur et un faisceau de tubes en U.

Les échangeurs de chaleur type TEMA sont construits selon trois classes de norme mécaniques R, C et B, reflétant une conception acceptable pour diverses applications de services précisent la conception, la fabrication et les matériaux utilisés.

- R: pour les exigences généralement sévères, l'industrie pétrolière et d'autres applications de traitement semblables.

- B: pour le service de traitement chimique.
- C: pour les exigences des applications de processus commerciaux et généraux.

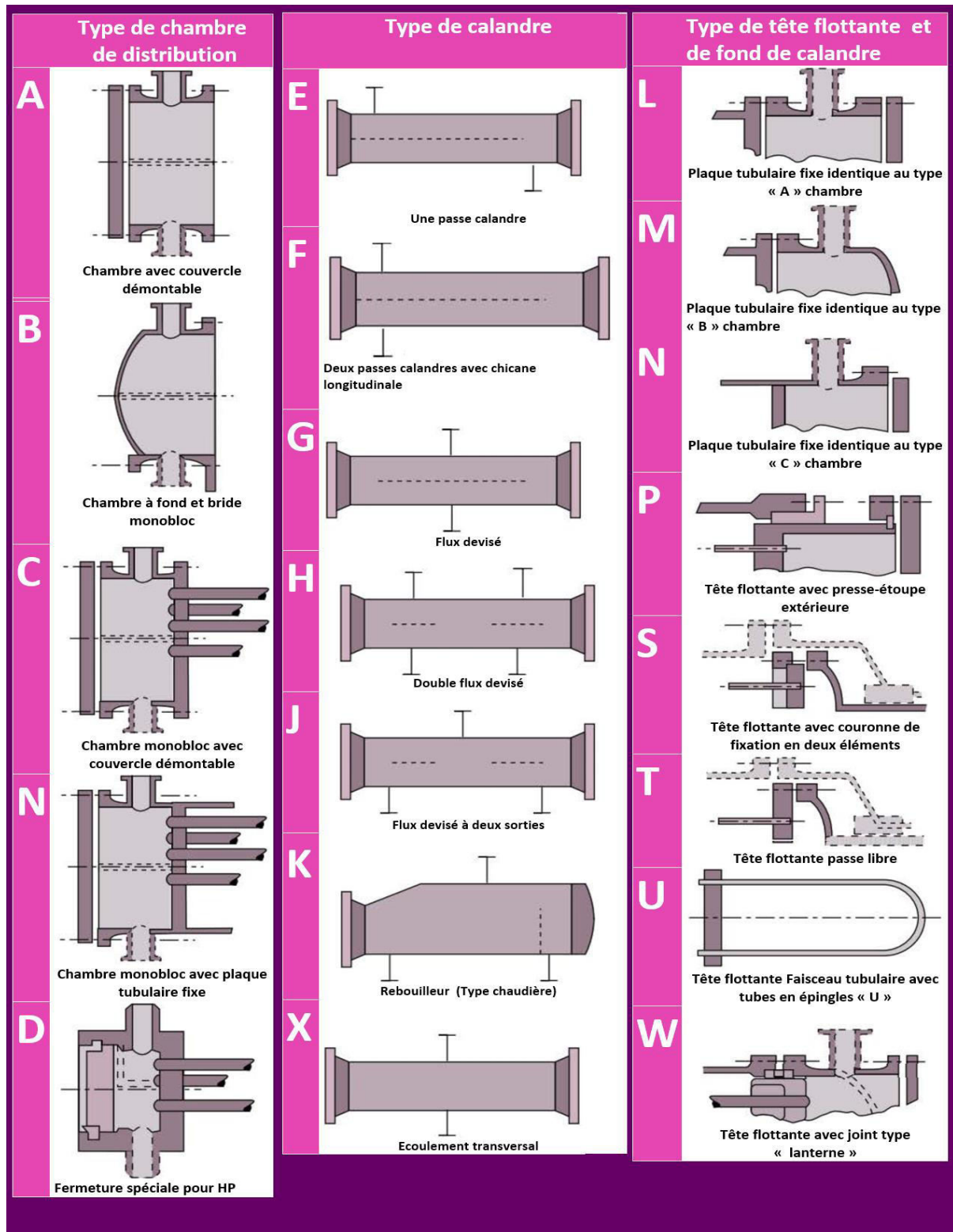


Figure I.22 : Différentes désignations des extrémités et de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA.

I.5.L'encrassement

Les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques sont favorables au développement de phénomènes d'encrassement dans les liquides et sur les parois thermiques. Ils se traduisent par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange. [17,18]

Il existe différents types d'encrassement comme, par exemple, l'encrassement particulaire dû aux particules telles des oxydes et hydroxydes de fer transportés par les fluides en milieu industriel, la corrosion, l'entartrage, l'encrassement biologique dû aux algues ou champignons



Figure I.23 : exemple sur l'encrassement.

Cette couche représente une résistance additionnelle au transfert thermique. Le produit de cette résistance thermique par la surface d'échange thermique est appelé facteur d'encrassement. Le facteur d'encrassement pour un nouvel échangeur thermique sera égal à 0 et augmentera avec le temps lorsque les dépôts solides s'accumuleront sur les parois de l'échangeur, et ce, jusqu'au nettoyage de l'échangeur. L'encrassement s'accroîtra d'autant plus si la température augmente et la vitesse des fluides diminue.

Il existe des tables donnant des valeurs représentatives du facteur d'encrassement recommandées par la TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) pouvant servir

au dimensionnement des échangeurs (cf. (TEMA 1988) par exemple). La plupart de ces valeurs ont un ordre de grandeur de $10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$, ce qui correspond à la résistance thermique d'une couche de calcaire de 0,2 mm d'épaisseur et d'un mètre carré de surface.

I.5.1. Les effets d'encrassements :

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.
- 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.

I.5.2. Méthode de nettoyage :

Nettoyage mécanique: Les techniques utilisant des moyens mécaniques pour l'élimination des dépôts sont fréquentes dans l'industrie.

- Nettoyage manuel : lorsqu'il y a un bon accès, comme pour un échangeur de chaleur à un faisceau tubulaire à un pas carré, et que le dépôt est doux, le lavage à mains peut être utilisé, bien que les coûts de main-d'œuvre soient élevés.
- Nettoyage à jet : cette méthode consiste à diriger des jets d'eau puissants sur des surfaces encrassées par des pistolets spéciaux ou des lances. L'efficacité de cette procédure de nettoyage dépend de l'accessibilité
- Passage des brosses à travers les tubes d'échangeur : L'unité se compose d'une cheville en plastique longue enveloppée de poils en nylon. Les brosses sont propulsées à travers le tube par un arbre flexible et les débris sont expulsés par l'air ou l'eau. L'avantage des méthodes de nettoyage mécanique comprend la simplicité et la facilité d'utilisation, et la capacité de nettoyer des tubes complètement bouchés. Cependant, cette méthode peut endommager l'équipement, en particulier les tubes.

Nettoyage chimique

La pratique habituelle consiste à recourir au nettoyage chimique des échangeurs de chaleur uniquement lorsque d'autres méthodes ne sont pas satisfaisantes. Les méthodes de nettoyage chimique majeures sont :

- Par circulation : cette méthode implique le remplissage de l'équipement avec une solution de nettoyage. Et le faire circuler par une pompe.
- Nettoyage de remplissage et d'absorption : dans cette méthode, l'équipement est rempli d'une solution de nettoyage chimique et évacué après une période.
- Nettoyage par injection de vapeur : Cette méthode implique une injection d'un mélange concentré de solutions de nettoyage et de vapeur.

Le nettoyage chimique offre les avantages suivants sur le nettoyage mécanique : nettoyage uniforme et parfois nettoyage complet, il n'est pas nécessaire de démonter l'échangeur, capable de nettoyer les zones inaccessibles. Mais les produits chimiques utilisés pour le nettoyage sont souvent dangereux et nécessitent des procédures d'élimination élaborées. Des gaz nocifs peuvent être émis par la solution de nettoyage.

I.6.Conclusion

Ce chapitre est consacré à l'étude de différents types d'échangeur (selon le type de contact, échange, disposition des écoulements, mode de transfert de chaleur... etc.).

Ainsi qu'une partie a été dédiée au classement technologique (à tube et à plaque), dont on a donné des détails approfondis sur les échangeurs multitubulaire : fonctionnement, avantages et applications.

De même on a défini les échangeurs de chaleur de type TEMA, et le problème d'encrassement lié au fonctionnement des échangeurs



Chapitre II

*Dimensionnement avec la
méthode kern*

II.1 Introduction

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans les conditions économiques optimales qui est un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle commence tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul de la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés. Il existe deux méthodes de calcul et de dimensionnement des échangeurs de chaleur :

- ✓ Les méthodes analytiques : comme la méthode DTLM, et la méthode des NUT.
- ✓ Les méthodes numériques : méthode des volumes finis et la méthode du diagramme enthalpie-température.

Pour le calcul des échangeurs tubulaires ou tube-calendre, l'analyse mathématique du transfert devient très complexe. En fait, on utilise deux grandes méthodes qui sont les suivantes :

- ✓ **La méthode Donohue** : qui définit deux débits massiques moyens, l'un longitudinal et l'autre transversal, et utilise le diamètre extérieur des tubes dans les expressions des nombres sans dimensions.
- ✓ **La méthode Kern** : cette méthode définit un seul débit moyen pour l'ensemble de l'appareil et on a recours au diamètre équivalent.

Dans cette étude, on a adopté la méthode Kern pour dimensionner l'échangeur de chaleur

II.2 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur à tube et à calandre

On va dimensionner un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec des chicanes à un seul segment. Industriellement la chicane la plus utilisée est celle comprenant un seul segment. Beaucoup de données sont disponibles et peuvent donc être théoriquement dimensionnées.

Un échangeur de chaleur eau-eau (1-2) passes sera dimensionné en tenant compte des données du tableau suivant.

Eau chaude		
Propriété	Unité	Valeur
Température d'entrée(T_{ce})	°C	90
Température de sortie(T_{cs})	°C	70
Facteur d'encrassement(R_{fi})	$m^2°C/W$	0,0002
Débit (\dot{m}_c)	Kg/s	0.3
ΔP_t admissible	bar	0,1
Eau froide		
Température d'entrée(T_{fe})	°C	30
Température de sortie (T_{fs})	°C	38
Facteur d'encrassement(R_{fo})	$m^2°C/W$	0,0002
Débit (\dot{m}_f)	Kg/s	0,7533
ΔP_{cal} admissible	bar	0,1
Caractéristiques des tubes		
Diamètre extérieur du tube(d_o)	m	0,02134
L'épaisseur du tube(e_t)	m	0,00165
Longueur du tube(L)	m	1,038
Conductivité thermique (k)	W/m °C	51,788
Matériaux du tube		Acier au carbone

Tableau II.1: Les données de l'échangeur de chaleur à calandre et à tube.

II.3 Calcul avec la méthode Kern

La méthode de KERN est très utilisée pour le dimensionnement des échangeurs thermiques du fait de sa simplicité et la rapidité de sa mise en œuvre. Elle donne des résultats satisfaisants dans la plupart des cas.

La méthode de KERN, se base sur un coefficient global d'échange de chaleur U constant, les propriétés thermodynamiques des fluides sont prises à des températures calorifiques moyennes que l'on déterminera.

Les étapes de calculs sont énumérées ci-dessous :

II.3.1 Calcul de la quantité de chaleur échangée

Le bilan thermique dans l'échangeur s'écrit :

$$Q = \dot{m}_f c p_f (T_{fs} - T_{fe}) = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad (II.1)$$

Où :

Q: La chaleur échangée, perdue par le fluide chaud (c) ou reçue par le fluide froid (f):

II.3.2 Calcul de la ΔTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne)

ΔTLM : c'est la Différence de Température Moyenne Logarithmique qui représente la moyenne logarithmique de la fonction ΔT entre l'entrée et la sortie de l'échangeur [°C].

Elle est exprimée par la formule suivante :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (II.2)$$

Avec :

- pour un fonctionnement co-courant :

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} \\ \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs} \end{cases}$$

T_{ce}, T_{fe} : Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid

T_{cs}, T_{fs} : Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid

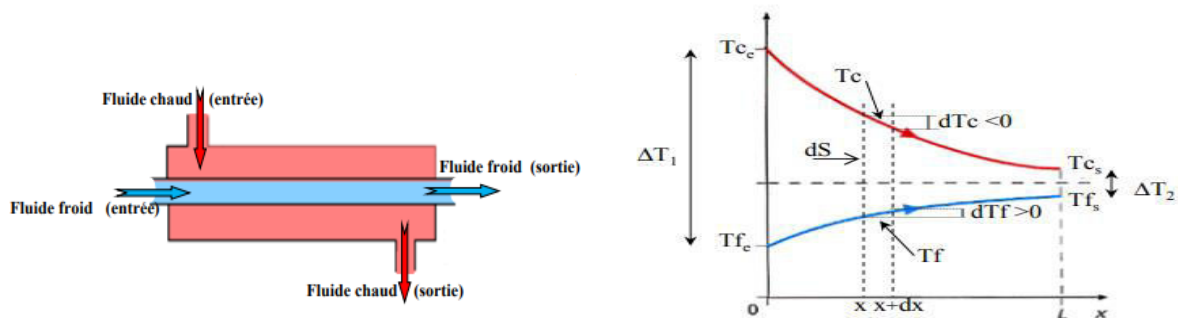


Figure II.1: Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à co-courant.

- pour un fonctionnement contre-courant :

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} \end{cases}$$

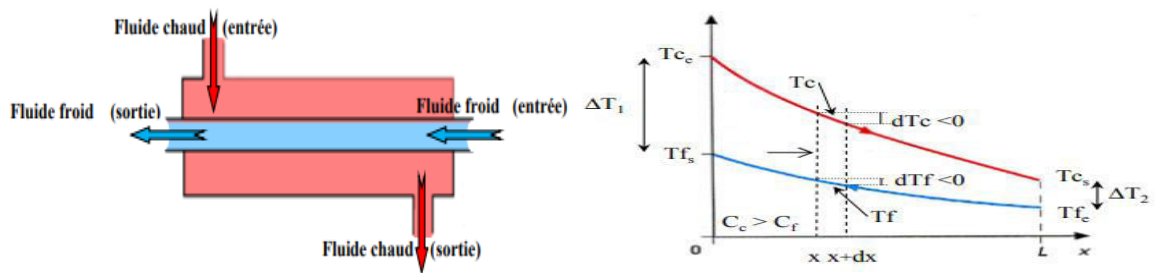


Figure II.2: Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant.

II.3.3 Calcul des températures calorifiques des fluides

Les propriétés thermo-physiques des fluides utilisées dans l'échangeur sont évaluées pour les températures moyennes des fluides, données par :

✓ Pour le fluide chaud

$$T_{mc} = T_{cs} + F_c(T_{ce} - T_{cs}) \quad (II.3)$$

✓ Pour le fluide froid

$$T_{mf} = T_{fe} + F_c(T_{fs} - T_{fe}) \quad (II.4)$$

Avec F_c un facteur de correction obtenu graphiquement en fonction du type d'échangeur ou encore par l'expression suivante:

$$F_c = \frac{\Delta T_{LM} - \Delta T_2}{\Delta T_1 - \Delta T_2} \quad (II.5)$$

En avant-projet on peut prendre la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie de chacun des deux fluides, ou encore prendre $F_c = 0.4$.

IV.1.4. Choisir l'ordre de passage des fluides

Côté tube:

- ✓ L'eau de refroidissement.
- ✓ Le fluide le plus corrosif (le remplacement des tubes coûte moins cher que celui de la calandre).

- ✓ Le fluide le plus sale (il est plus simple de nettoyer l'intérieur des tubes que le faisceau à l'extérieur).
- ✓ Le fluide le moins visqueux (il est plus simple d'améliorer le coefficient d'échange de ce côté-ci des tubes).
- ✓ Le fluide sous haute pression.
- ✓ Le liquide de moindre débit volumique.
- ✓ Le fluide soumis au moindre écart de température (Pour limiter les problèmes de dilatation thermique et cela dans le cas où l'écart de température entre l'entrée et la sortie dépasserait 100°C, il faut mettre le fluide chaud du côté de la calandre).

II.3.5 Calcul du facteur de correction F

Dans le cas de ces échangeurs, le transfert thermique est calculé en ajoutant un facteur de correction F au ΔTLM que nous avons représenté pour un échangeur simple à contre-courant dans l'expression (II.2).

L'expression du flux est alors corrigée et prend la forme :

$$Q = FUA\Delta TLM \quad (II.6)$$

Où :

A : est la surface totale d'échange,

U : est le coefficient de transfert de chaleur global

De façon général, ce facteur F est déterminé à partir des abaques en fonction de deux grandeurs caractéristiques P et R , où :

$$R = \frac{\dot{m}_f C p_f}{\dot{m}_c C p_c} = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad (II.7)$$

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \quad (II.8)$$

Quelques cas particuliers sont présentés dans les figures ci-après :

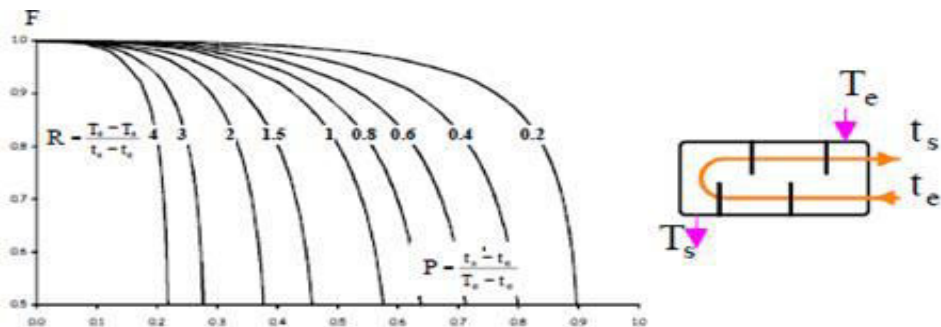


Figure II. 3 : facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué: D'une passe côté calandre et un multiple de 2 passes côté tubes.

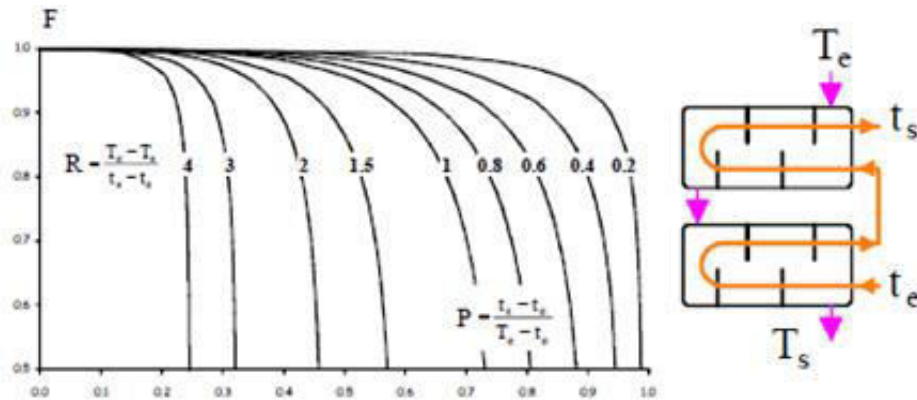


Figure II. 4 : facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué:De 2passescôté calandres et un multiple de 2 passes côté tubes.

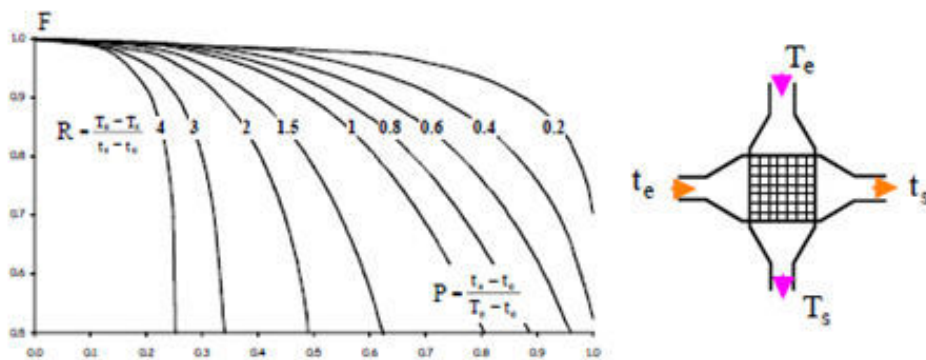


Figure II.5 : facteurs de correction à prendre en compte dans le cas:D'un échangeur à courants croisés, aucun fluide n'étant mixé.

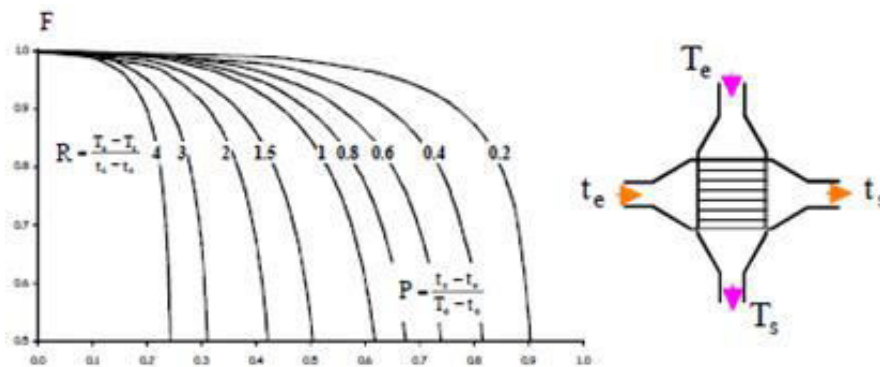


Figure II.6 : facteurs de correction à prendre en compte dans le cas: D'un échangeur à courant croisé, seul un des fluides étant mixé.

II.3.6 Estimation de coefficient global

A cette étape on choisit en première approche un coefficient global d'échange U . Ce choix est généralement guidé par l'expérience. Il existe dans la littérature pour divers couples de fluides

des valeurs obtenues pour U. On peut aussi faire au départ un calcul approché à partir d'une géométrie d'échangeur simple.

<i>Type de fluides</i>	<i>U(w/m²°C)</i>
Eau /eau	850-1700
Eau /huile	110-350
Gaz/gaz	10-40
Condensation à vapeur (l'eau dans les tubes)	1000-6000
Condensation à l'ammoniac (l'eau dans les tubes)	800-1400
Échangeur de chaleur à tubes à ailettes (l'eau dans les tubes/flux d'aire transversal)	25-50

Tableau II.2: valeurs représentatives du coefficient global de transfert de chaleur.[19]

II.3.7 Estimation de la surface

Première détermination de la surface A de l'échangeur, grâce au U choisi.

$$A = \frac{Q}{U F \Delta T_{LM}} \quad (II. 9)$$

II.3.8 Détermination de nombre d'appareil

Détermination de la géométrie de l'échangeur en première approximation. A noter que pour des surfaces importantes ($>300m^2$), il est recommandé d'utiliser deux ou plusieurs appareils.

II.3.9 Détermination des caractéristiques de l'échangeur

➤ Côté tubes:

- ✓ Matériau: est choisi en fonction de la nature corrosive du fluide et de la pression. L'épaisseur du tube est caractérisée par sa jauge (couramment BWG), elle est choisie comme étant la valeur supérieure la plus proche à celle que donnent les calculs.
- ✓ Diamètre du tube: selon la vitesse du fluide désiré (les écoulements sont toujours turbulents pour un bon coefficient d'échange convectif).
- ✓ Longueur: Satisfaire à la surface d'échange. En fait la longueur et le nombre de tubes sont évalués simultanément.

$$N_t = \frac{A}{\pi D L} \quad (II. 10)$$

Où : N_t est le nombre de tubes

✓ Disposition des tubes: En carré pour faciliter le nettoyage, en quinconce pour une meilleure compacité. Un espacement minimum doit être respecté, TEMA propose un pas pour une disposition triangulaire ou carrée de :

$$P = 1,25 * d_o \quad (II.11)$$

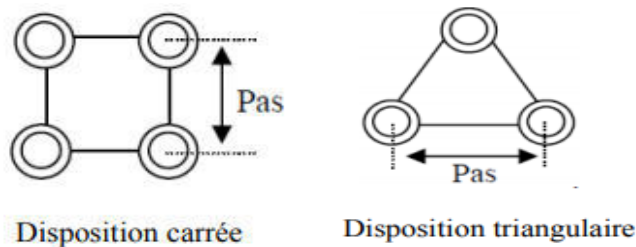


Figure II.7: Disposition des tubes : carré et quinconce.

➤ **Côté calandre:**

✓ Une estimation du faisceau tubulaire est donnée par la formule empirique suivante :

On calcule le diamètre de la calandre par la méthode suivante si l'on connaît le nombre de tubes N_t :

$$N_t = K \left(\frac{D_f}{d_o} \right)^n \quad (II.12)$$

$$D_f = d_o \left(\frac{N_t}{K} \right)^{1/n} \quad (II.13)$$

Avec :

D_f : Diamètre de faisceau tubulaire en (mm)

K, n : constante expérimentales dont les valeurs sont standardisées en fonction du nombre de passes, de la configuration et pas tubulaires

Pas tubulaire triangulaire : $P = 1.25 * d_0$

Nombre de passes	1	2	4	6	8
K	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Pas tubulaire carré : $P = 1.25 * d_0$

Nombre de passe	1	2	4	6	8
K	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Tableau II.3 : Les valeurs de K et n suivant le pas tubulaire triangulaire et carré et le nombre de passes.

✓ Le diamètre du faisceau tubulaire :

Le diamètre de la calandre doit être choisi de sorte à épouser parfaitement la taille du faisceau tubulaire ce qui permettra d'éviter les chemins préférentiels du fluide dans la calandre. L'espacement entre l'extrémité du faisceau tubulaire et la calandre est un paramètre important. En plus de son utilité dans l'écoulement externe (côté calandre), il permet en pratique, de faciliter le démontage et l'isolation de la calandre. L'espacement standardisé entre faisceau tubulaire et calandre est présenté dans la figure II.8, qui dépend du type de l'échangeur, du diamètre, du faisceau tubulaire et de la configuration des boîtes de jonction.

$$D_c = D_f + cst \quad (II.14)$$

Avec :

D_c : Diamètre de la calandre (mm)

cst : L'espacement entre faisceau tubulaire et calandre en fonction du type de boîte de jonction, du diamètre, du faisceau tubulaire et de la configuration des boîtes de jonction.

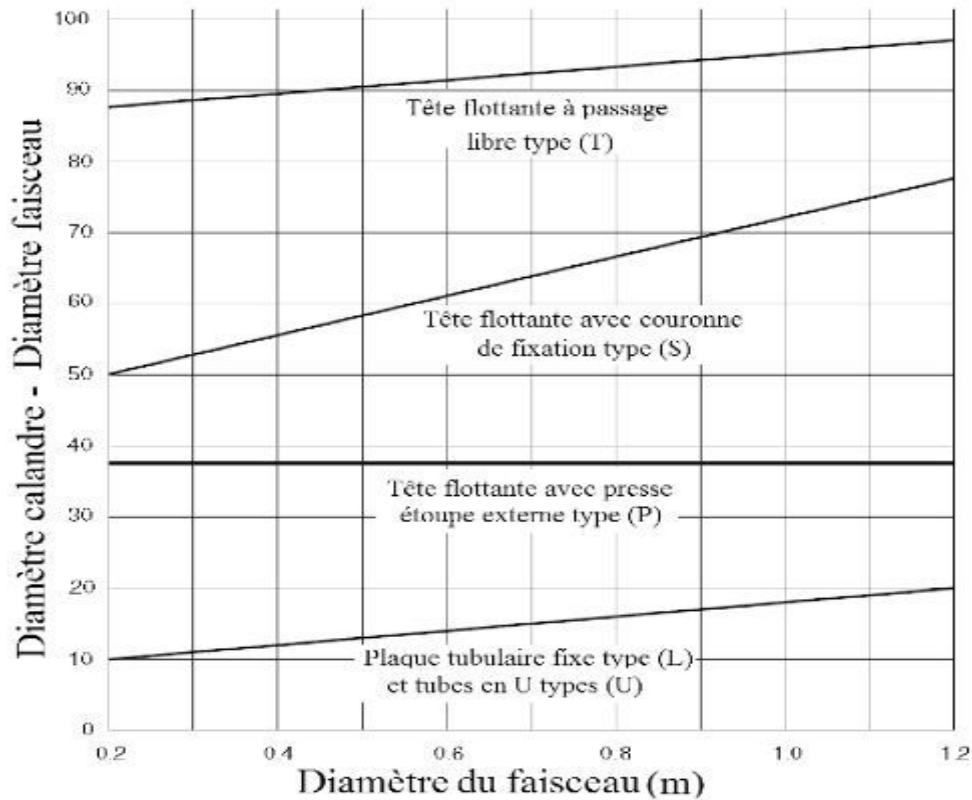


Figure II.8 : l'espacement standardisé entre faisceau tubulaire et calandre en fonction du type de boîte de jonction et de diamètre de faisceau tubulaire.

- ✓ Calcul du nombre de chicanes: Le terme buffle cut ou le découpage (F) des chicanes est utilisé pour spécifier la géométrie de la chicane, il désigne le degré d'ouverture des segments. On choisit le découpage (F) de la chicane (25%) étant un découpage recommandé, ce qui permet de calculer la section de passage laissée libre.

Choix de l'espacement entre chicanes : les valeurs standardisées de l'espacement entre chicanes varient de 0,2 jusqu'à 1 fois le diamètre de la calandre. L'optimum est généralement trouvé entre 0,2 et 0,5 fois diamètre de calandre.

En choisissant une valeur de 0,25 et connaissant le diamètre de calandre D_c , on peut donc calculer l'espacement entre chicanes noté E_c :

$$E_c = 0,25 * D_c \quad (II.15)$$

Le nombre de chicane est donné par cette formule :

$$N_{chicanes} = \frac{\text{longueur des tubes}}{\text{Espacement entre chicanes}} - 1 \quad (II.16)$$

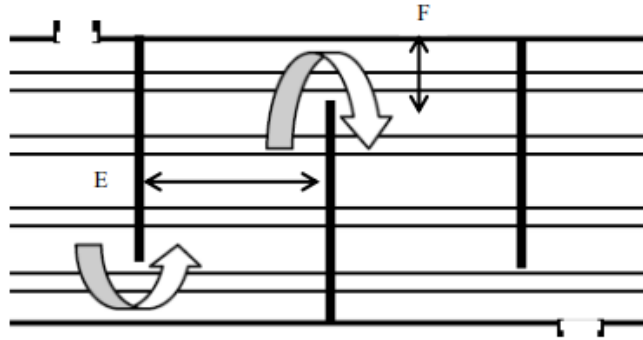


Figure II.9 : échangeur avec écartement entre chicanes (E_c) et découpage(F).

II.3.10 Calcul des coefficients de convection

➤ Côté tube:

- ✓ Pour le calcul du coefficient de convection dans les tubes plusieurs corrélations sont utilisables. Pour un écoulement turbulent à l'intérieur de tubes de section transversale uniforme le coefficient de convection est généralement corrélé par une équation de la forme :

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_f} = C * Re_f^a * Pr_f^b \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^c \quad (II.17)$$

Où :

Nu_i : Nombre de Nusselt

Pr_i : Nombre de Prandtl

Re_i : nombre de Reynolds

μ : viscosité dynamique (Pa s)

μ_{paroi} : viscosité dynamique à la paroi

h_i : coefficient de convection intérieur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

k_f : la conductivité thermique de fluide qui circule à l'intérieur des tubes ($W/m \cdot ^\circ C$).

$C = 0,021$ pour les gaz;

$= 0,023$ pour les liquides non visqueux;

$= 0,027$ pour les liquides visqueux.

L'indice du nombre de Reynolds est généralement pris égal à 0,8. Celui du de Prandtl peut aller de 0,3 pour le refroidissement à 0,4 pour le chauffage. L'indice du rapport de viscosité est égal à 0,14 pour l'écoulement dans les tubes. Une équation générale qui peut être utilisée pour le dimensionnement d'un échangeur est la suivante [20]:

$$Nu_i = 0,023 * Re_f^{0,8} * f^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} \quad (II.18)$$

Avec :

$$Re_f = \frac{d_i G_f}{\mu} \quad (II.19)$$

La section de passage :

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} * \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (II.20)$$

Où :

n_t : nombre de passe côté tube

La vitesse massique :

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{a_t} \quad (II.21)$$

- ✓ Le coefficient de convection peut être corrélé termes de facteur j_h de transfert de chaleur, qui est similaire au facteur de friction utilisé pour la perte de charge. L'utilisation du facteur j_h permet de représenter les données des écoulements laminaire et turbulent sur le même graphique (voir la figure II.10). Les valeurs j_h obtenues à partir de la figure II.10 peuvent être utilisées avec l'équation (II.22) pour estimer le coefficient de convection côté tubes de l'échangeur de chaleur.

$$Nu_i = j_h * Re_f * Pr_f^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} \quad (II.22)$$

Où :

j_h : facteur de transfert de chaleur évalué à partir de l'abaque de j_h - tubes illustré ci-après.

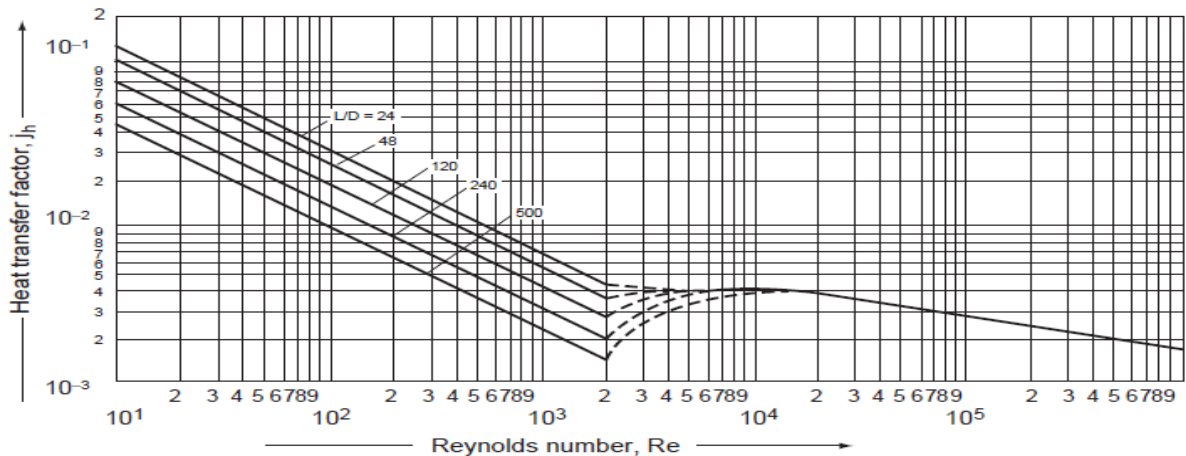


Figure II.10 : Facteur de transfert de chaleur j_h côté tube.

➤ Côté calandre :

✓ Pour calculer le coefficient de convection côté calandre il est possible d'utiliser la corrélation suivante:

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k_c} = 0.36 Re_c^{0.55} Pr_c^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (II.23)$$

Où :

h_o : coefficient de convection extérieur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

k_c : la conductivité thermique de fluide qui circule dans la calandre ($W/m \cdot ^\circ C$)

✓ On peut utiliser le facteur j_h côté calandre dans cette méthode, qui se montre plus précise pour le calcul du coefficient de convection pour les échangeurs de chaleur. Ce facteur est donné dans la figure II.11, pour différents découpages de chicanes et disposition de tubes. Ces données sont basés sur des données fournies par Kern [21] et Ludwig [22].

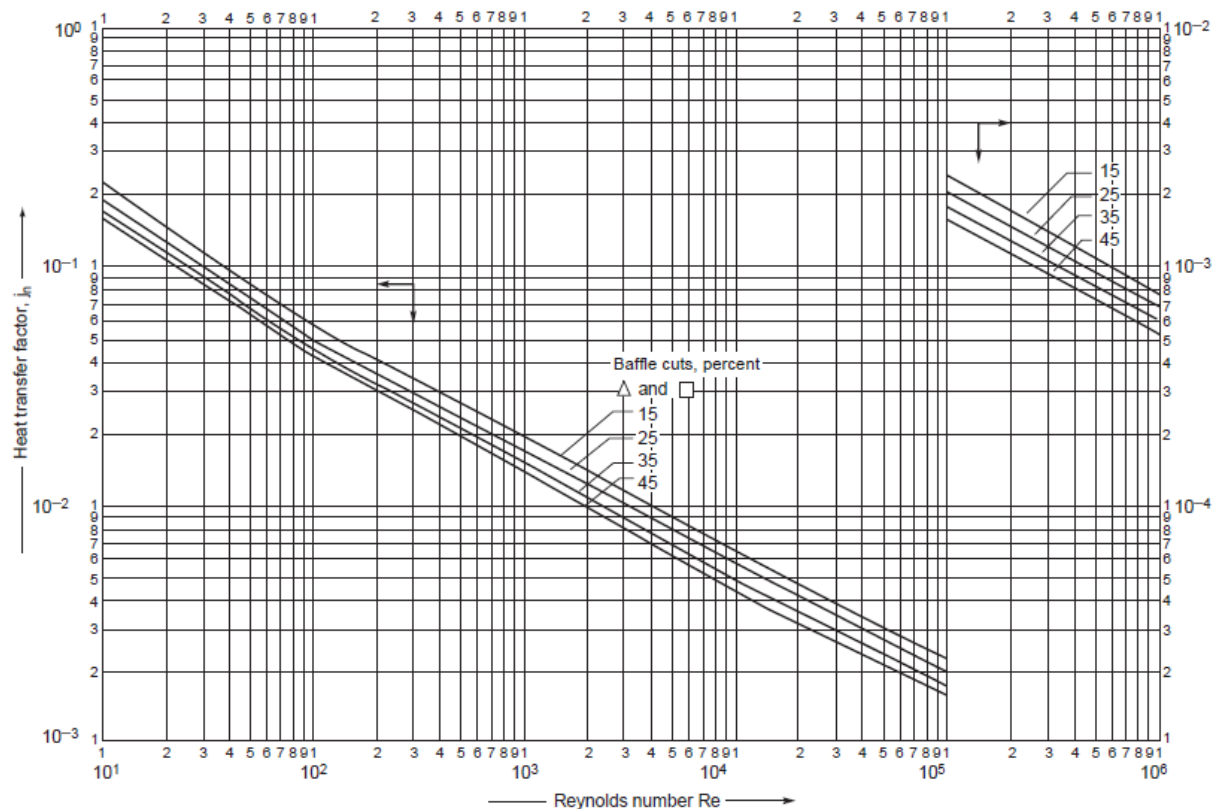


Figure II.11 :Facteur de transfert de chaleur j_h côté calandre.

Le coefficient de convection côté calandre de l'échangeur de chaleur est obtenu à partir de la relation (II.22)

Avec :

Le nombre de Reynolds:

$$Re_c = \frac{D_h G_c}{\mu} \quad (II.24)$$

La vitesse massique :

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{a_c} \quad (II.25)$$

La section de passage :

$$a_c = \frac{(P-d_o)}{P} D_c * E_c \quad (II.26)$$

✓ Calcul du diamètre hydraulique (D_h) de la calandre

Le diamètre hydraulique de la calandre est en fonction de la configuration des tubes:

- Le pas carré :

$$D_h = \frac{4S_M}{P_M} = \frac{4 \left(\frac{P^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} = \frac{1,27}{d_o} (P^2 - 0,785 d_o^2) \quad (II.27)$$

- Le pas triangulaire :

$$D_h = \frac{4S_M}{P_M} = \frac{4 \left(\frac{0,87 P^2 - \pi d_o^2}{2} \right)}{\frac{1}{2} \pi d_o^2} = \frac{1,10}{d_o} (P^2 - 0,917 d_o^2) \quad (II.28)$$

II.3.11 Calcul du coefficient global d'échange

✓ Calcul du coefficient global de chaleur U_p (propre) sans tenir compte des encrassements basé sur la surface externe avec la formule suivante :

$$U_p = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2K} + \frac{1}{h_o}} \quad (II.29)$$

✓ Calcul du coefficient global U en tenant compte des encrassements occasionnés par les deux fluides (voir répertoires des résistances d'encrassement) avec la formule :

$$U_s = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2K} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o R_{fi}}{d_i} + R_{fo}} \quad (II.30)$$

✓ Comparaison avec la valeur adoptée (ou calculée) en première approximation.

$$\varepsilon = \frac{|U^{n+1} - U^n|}{U^{n+1}} \quad (II.31)$$

Si la différence relative ε est disant inférieure à 30%, on peut estimer que le coefficient adopté est bon, la géométrie sera acceptée, sinon on utilisera le nouveau U et on referra une nouvelle itération. On peut vérifier, en faisant la différence entre U_p et U de la précédente itération que la résistance totale d'encrassement est bien supérieure ou égale à celle obtenue dans la réalité, sinon cela voudrait dire que le coefficient est surestimé.

II.3.12 Calcul des pertes de charges

➤ Côté tubes :

Concernant la perte de charge dans les tubes, nous disposons de la formule suivante :

$$\Delta P_t = N_p \left[8 \times j_f \times \left(\frac{L}{d_i} \right) \times \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho v^2}{2} \quad (II.32)$$

Où :

ΔP_t : la perte de charge dans les tubes en Pa (N/m^2),

N_p : nombre de passe côté tubes,

v : vitesse du fluide dans les tubes en m/s,

L : longueur des tubes en m,

d_i : diamètre intérieur des tubes en m,

j_f : Le facteur de friction côté tubes,

$m = 0,25$ pour un écoulement laminaire,

$= 0,14$ pour un écoulement turbulent,

Le facteur de friction j_f du côté tubes est évalué à partir de l'abaque suivant :

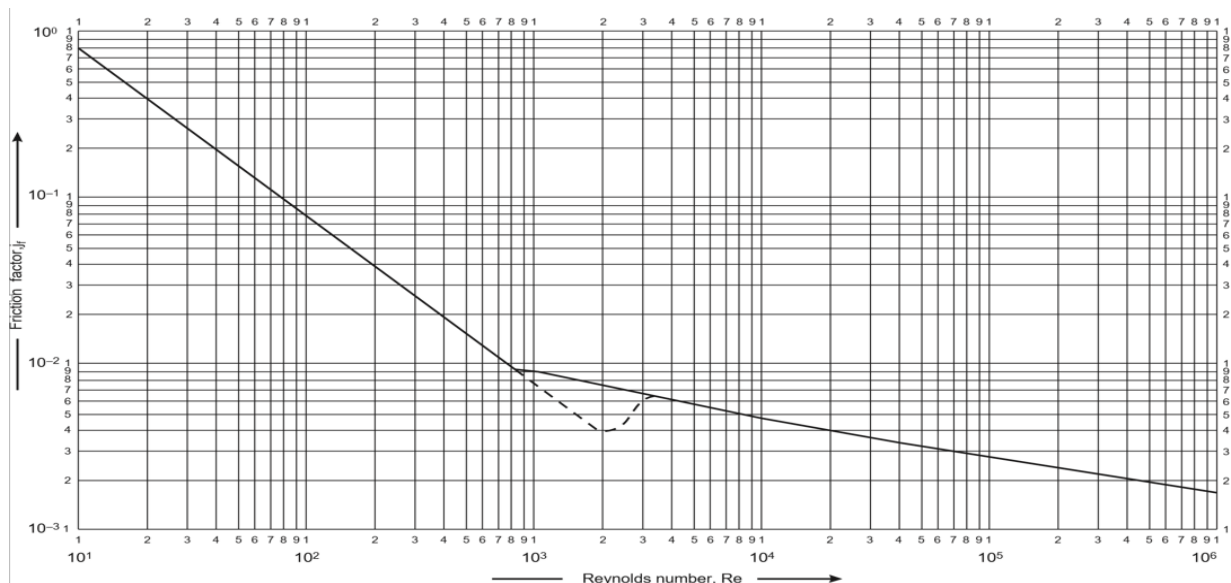


Figure II.12 : Facteur de friction j_f côté tubes.

➤ Côté calandre :

$$\Delta P_{\text{cal}} = 8 * j_f \left(\frac{L}{E_c} \right) \left(\frac{D_c}{D_h} \right) \left(\frac{\rho \vartheta^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{paroi}}} \right)^{-0.14} \quad (\text{II.33})$$

Où :

j_f : Le facteur de friction de la calandre

L : Longueur des tubes

E_c : Espacement entre chicanes

D_c et D_h : sont respectivement le diamètre de calandre et le diamètre hydraulique, ce dernier dépend de la configuration des tubes comme nous avons vu précédemment dans les équations (II.24) et (II.25).

Le facteur de friction j_f du côté calandre est évalué à partir de l'abaque suivant :

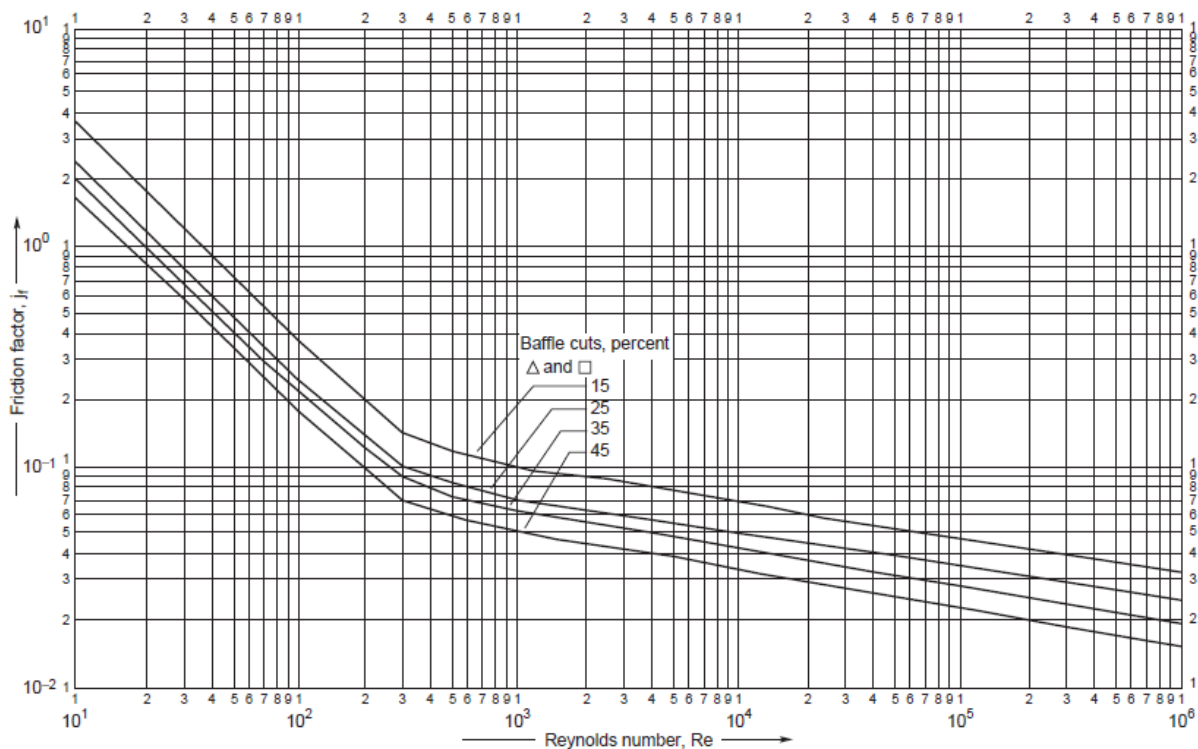


Figure II.13 :Facteur de friction j_f côté calandre.

II.4 Méthodologie de design des échangeurs de chaleur

Procédure globale de design

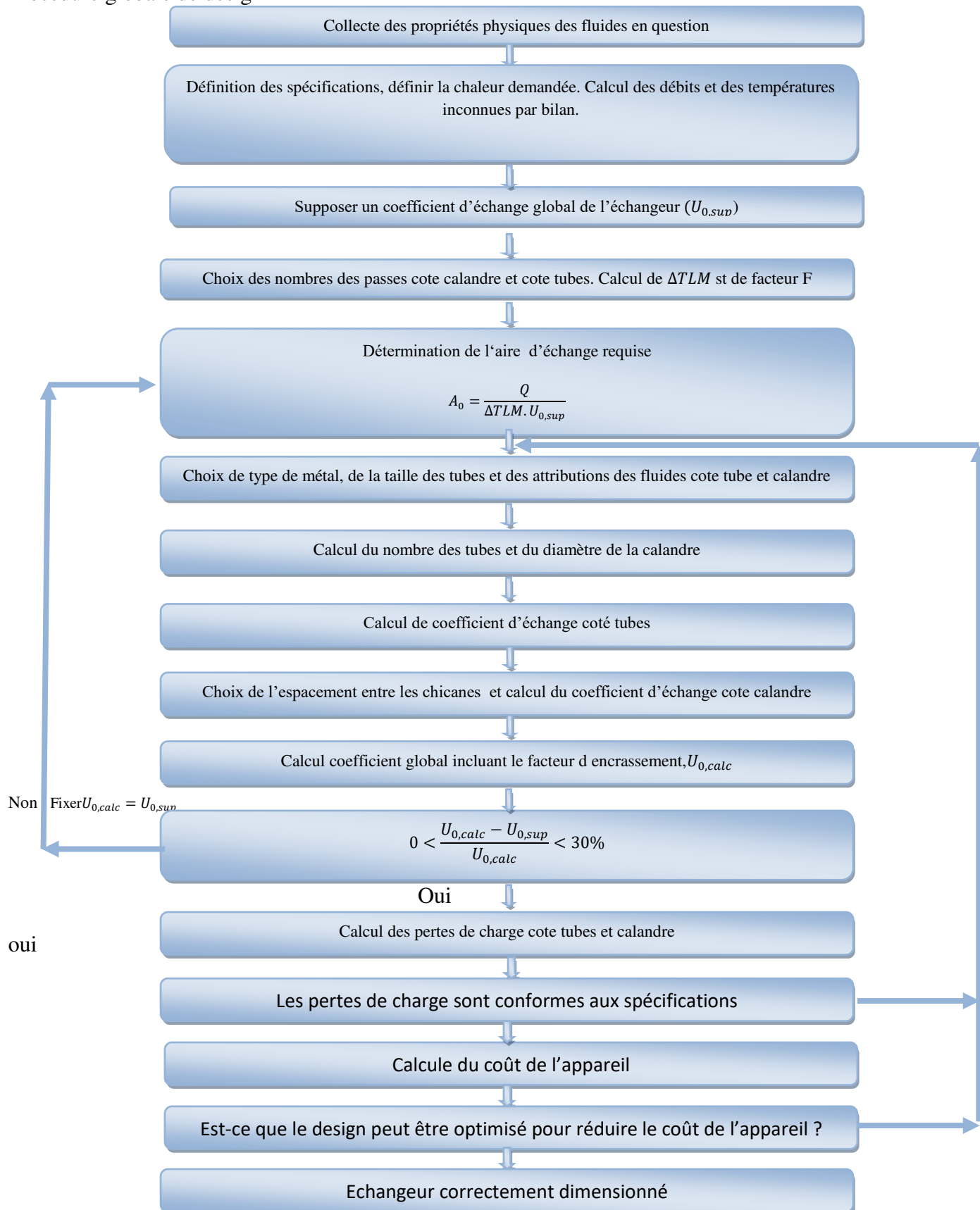


Figure II. 14 : Algorithme global de design des échangeurs de chaleur.

II. 5 Application de la méthode Kern

On applique les étapes de la méthode Kern défini précédemment :

1. la quantité de chaleur échangée :

$$Q = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs}) = 0.3 * 4.1963 * (90 - 70) = 2517,8W$$

2. Calcul de la ΔTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} = \frac{(90 - 38) - (70 - 30)}{\ln \frac{(90-38)}{(70-30)}} = 45,74^\circ C$$

3. Les températures calorifiques des fluides:

- facteur de correction :

$$F_c = \frac{\Delta TLM - \Delta T_s}{\Delta T_e - \Delta T_s} = \frac{45.74 - (70 - 38)}{(90 - 30) - (70 - 38)} = 0,49$$

- ✓ Les températures moyennes des fluides :

- Pour le fluide chaud

$$T_{mc} = T_{cs} + F_c (T_{ce} - T_{cs}) = 70 + 0,49 * (90 - 70) = 79,8^\circ C$$

- Pour le fluide froid

$$T_{mf} = T_{fe} + F_c (T_{fs} - T_{fe}) = 30 + 0,49 * (38 - 30) = 33,92^\circ C$$

Les propriétés thermo-physiques de l'eau chaude et froide utilisées dans l'échangeur sont présentées dans le tableau suivant :

Eau chaude		
Propriété	Unité	Valeur
Masse volumique	Kg/m ³	971.8
Chaleur spécifique	kJ/Kg K	4.1963
Viscosité	mPas	0.354
Conductivité	W/m k	0.67
Eau froide		
Masse volumique	Kg/m ³	984
Chaleur spécifique	KJ/Kg K	4.178
Viscosité	mPas	0.725
Conductivité	W/mk	0.623

Tableau II.3 : Les propriétés thermo-physiques de l'eau chaude et froide.

4. Le choix l'ordre de passage des fluides :

D'après les critères de sélection on prend :

- Côté tube: l'eau froid. !ùù
- Côté calandre : l'eau chaude.

5. Le facteur de correction F :

Nombre de passe coté calandre est 1

Le nombre de passe coté tube 2

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{(38 - 30)}{(90 - 30)} = 0,13$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(90 - 70)}{(38 - 30)} = 2,3$$

$$F = 0.99$$

6. Estimation du coefficient global d'échange U :

Pour un échangeur eau/eau U est :

$$850 < U < 1700 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

On va prendre une valeur de $851 \text{ W/m}^2\text{°C}$

7. Première détermination de la surface A de l'échangeur, grâce au U choisi :

$$Q = FUA\Delta T_{LM} \Rightarrow A = \frac{Q}{FU\Delta T_{LM}} = \frac{25177.8}{0,99 * 851 * 45,73} = 0,65 \text{ m}^2$$

8. Nombre d'appareils :

$A < 300 \text{ m}^2$ Donc le nombre d'appareil est 1.

9. Détermination des caractéristiques de l'échangeur :

- Côté tube :
- ✓ Matériaux utilisé: acier au carbone
- ✓ Tubes de : $d_o=21,34 \text{ mm}$, épaisseur $=1,65 \text{ mm}$
- ✓ Conductivité thermique : $k= 51,788 \text{ W/m °C}$
- ✓ Longueur unitaire de tube : $L=1,038 \text{ m}$

- ✓ Disposition des tubes : triangulaire (Comme le fluide côté calandre est relativement propre (eau), ce qui nous permet d'utiliser un pas triangulaire).
- ✓ Le pas :

$$P = 1,25 * d_0 = 1,25 * 21,34 = 26,675mm$$

- ✓ Le nombre de tube :

$$A = N_t \pi D L$$

$$N_t = \frac{A}{\pi D L} = \frac{0,65}{3,14 * 21,34 * 10^{-3} * 1,038} = 9,34$$

Donc on à 10 tube.

- ✓ Le diamètre du faisceau tubulaire

A partir du tableau II.3, on a $K=0,249$ et $n= 2,207$, valeurs correspondantes à une configuration triangulaire, et un nombre de passe tubes de 2.

$$D_f = D_{ex} \left(\frac{N_t}{K} \right)^{1/n} = 21,34 \left(\frac{10}{0,249} \right)^{1/2,207} = 113,73mm$$

- Côté calandre:

- ✓ le diamètre de la calandre :

Le type de tête flottante et de fond de calandre choisi est celui avec tubes en epingles U. On peut avoir la valeur standardisée de l'espacement entre faisceau tubulaire et calandre.

A partir de la figure II.9, l'espace entre faisceau tubulaire et calandre est : 9,5mm

On obtient donc le diamètre de calandre :

$$D_c = 113.73 + 9.5 = 123.23mm$$

Le diamètre de la calandre standard le plus proche de celui calculé est de 152 mm (voir annexe 1).

Donc le diamètre de la calandre $D_c= 152$ mm

- ✓ nombre de chicanes :

L'espacement entre chicanes noté E_c :

$$Ec = 0,25 * D_c = 0,25 * 152 = 38 \text{ mm}$$

Le nombre de chicane sera donc :

$$N_{chicanes} = \frac{\text{longueur des tubes}}{\text{Espacement entre chicanes}} - 1 = \frac{1,038}{0,038} - 1 = 26,32$$

Donc le nombre de chicane est de 27

10. Les coefficients de convection :

➤ Côté tube :

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} * \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{10}{2} * \frac{\pi (0,01804)^2}{4} = 0,00128 \text{ m}^2$$

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{a_t} = \frac{0,7533}{0,00128} = 589,43 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

$$Re_f = \frac{d_i G_f}{\mu_f} = \frac{0,01804 * 589,43}{0,725 * 10^{-3}} = 14666,74$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f C_{p,f}}{K_f} = \frac{0,725 * 10^{-3} * 4.178 * 10^3}{0,623} = 4,86$$

$$\frac{L}{d_i} = \frac{1038}{18,04} = 57,54$$

Pour estimer le coefficient de convection côté tubes on utilise la formule (II.22).

L'eau ne présente pas de variation de viscosité entre le centre et la paroi des tubes, le rapport $\frac{\mu}{\mu_{paroi}}$ est donc négligeable.

La valeur de j_h est lu à partir de la figure (II.10), on obtient $j_h = 4 * 10^{-3}$

Donc :

$$Nu_i = j_h * Re_f * Pr_f^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} = 4 * 10^{-3} * 14666,74 * 4,86^{\frac{1}{3}} = 99,37$$

On aura :

$$h_i = \frac{Nu_i k_f}{d_i} = \frac{99,37 * 0,623}{0,01804} = 3431,81 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

➤ Côté calandre :

Pour estimer le coefficient de convection côté calandre on utilise la même formule (II.22).

$$a_c = \frac{(P - d_0)D_c E_c}{P} = \frac{(26,675 - 21,34) * 152 * 38}{26,675} = 1155,2 \text{ mm}^2$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{a_c} = \frac{0,3}{1155,2 * 10^{-6}} = 259,69 \text{ Kg/s m}^2$$

$$D_h = \frac{1,10}{d_o} (P^2 - 0,917 d_o^2) = \frac{1,10}{21,34} (26,675^2 - 0,917 * 21,34^2) = 15,15 \text{ mm}$$

$$Re_c = \frac{D_h G_c}{\mu_c} = \frac{15,15 * 10^{-3} * 259,69}{0,354 * 10^{-3}} = 11115,89$$

$$Pr_c = \frac{\mu_c C_{p,c}}{k_c} = \frac{0,354 * 10^{-3} * 4,1963 * 10^3}{0,67} = 2,217$$

Le rapport $\frac{\mu}{\mu_p}$ est négligeable.

A partir de la figure (II.11), on obtient $j_h = 5,8 * 10^{-3}$

$$Nu_o = j_h * Re_c * Pr_c^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} = 5,8 * 10^{-3} * 11115,89 * 2,217^{\frac{1}{3}} = 84,07$$

$$h_o = \frac{Nu_o k_c}{D_h} = \frac{84,07 * 0,67}{15,15 * 10^{-3}} = 3717,83 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

11.

✓ Le coefficient global de chaleur U_p (propre) :

$$U_p = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2K} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{21,34 * 10^{-3}}{3431,81 * 18,04 * 10^{-3}} + \frac{21,34 * 10^{-3} * \ln \frac{21,34 * 10^{-3}}{18,04 * 10^{-3}}}{2 * 51,788} + \frac{1}{3717,83}}$$

$$U_p = 1542,54 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

✓ Le coefficient global U en tenant compte des encrassements

$$U_s = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2K} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o R_{fi}}{d_i} + R_{f0}}$$

$$= \frac{1}{\frac{21,34 * 10^{-3}}{3431,81 * 18,04 * 10^{-3}} + \frac{21,34 * 10^{-3} * \ln \frac{21,34 * 10^{-3}}{18,04 * 10^{-3}}}{2 * 51,788} + \frac{1}{3717,83} + \frac{0,0002 * 21,34 * 10^{-3}}{18,04 * 10^{-3}} + 0,0002}$$

$$U_s = 921,77 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

- ✓ Comparaison avec la valeur adoptée (ou calculée) en première approximation :

$$\varepsilon = \frac{|U^{n+1} - U^n|}{U^{n+1}} = \frac{921,77 - 851}{921,77} = 7,68\% < 30\%$$

12. Calcul des pertes de charges :

➤ Côté tube:

A partir de la figure (II.12), on obtient $j_f = 4,4 \cdot 10^{-3}$

$$v_f = \frac{G_f}{\rho_f} = \frac{589,43}{984} = 0,599 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= N_p \left[8 \times j_f \times \left(\frac{L}{d_i} \right) \times \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-0,14} + 2,5 \right] \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 2 \left[8 \times 4,4 \times 10^{-3} \times \left(\frac{1,038}{18,04 \times 10^{-3}} \right) + 2,5 \right] \frac{984 \times 0,599^2}{2} \\ \Delta P_t &= 1597,73 \text{ Pa} = 0,01598 \text{ bar} \end{aligned}$$

➤ Côté calandre :

A partir de la figure (II.12), on obtient $j_f = 4,910^{-2}$

$$v_c = \frac{G_c}{\rho_c} = \frac{259,69}{971,8} = 0,267 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{cal} &= 8 * j_f \left(\frac{L}{E_c} \right) \left(\frac{D_c}{D_h} \right) \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-0,14} \\ &= 8 \times 4,910^{-2} \times \left(\frac{1,038}{38 \times 10^{-3}} \right) \times \left(\frac{152}{15,15} \right) \times \left(\frac{971,8 \times 0,267^2}{2} \right) \\ \Delta P_{cal} &= 3721,35 \text{ Pa} = 0,037 \text{ bar} \end{aligned}$$

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre on a effectué le dimensionnement d'un échangeur de chaleur multitubulaire avec chicanes (2 passe côté tube; 1 passe côté calandre).

On a évalué la géométrie de l'échangeur nécessaire pour réaliser le service thermique en déterminant le nombre de tubes, le nombre de chicanes, le diamètre de la calandre et en tenant compte de l'effet de l'encrassement et la perte de pression admissible côté tubes et côté calandre.

Le dimensionnement de cet échangeur a été fait avec méthode de KERN.



Chapitre III

Dimensionnement avec logiciel

Aspen HYSYS

III.1 Introduction

Le développement de l'informatique dans le domaine de la simulation, nous permet de se passer du calcul manuel long, par l'utilisation des logiciels de simulation.

Les simulateurs existants tels que Aspen Plus, ChemCAD, Hysim, Hysys, Pro-II sont les plus vendus et deviennent de plus en plus indispensables pour concevoir de nouvelles unités et pour optimiser les procédés qui fonctionnent parfois loin de leur optimum. Cela dit, le simulateur Aspen est l'un des plus performants logiciels de simulation.

III.2 Définition de la simulation

La simulation est une forme particulière de l'expérience. Dans une expérience ordinaire (au laboratoire), l'expérimentateur exerce une action directe sur l'objet à étudier, par contre; dans la simulation, ce contact n'existe pas en ce sens que l'expérimentateur n'agit pas directement sur l'objet mais sur son modèle mathématique.

La simulation est l'utilisation d'un modèle mathématique adéquat pour étudier le comportement d'un système physique. Un modèle mathématique est un ensemble d'équations qui décrivent le comportement d'un système à étudier (opération unitaire). Ces équations sont souvent des relations de conservation de masse, d'énergie et des équations de conservation de quantité de mouvement.

III.3 Modes de fonctionnement des simulateurs

Il y a deux modes de fonctionnement dans un simulateur : statique (ou stationnaire) et dynamique.

Les simulateurs statiques résolvent des équations statiques qui traduisent le fonctionnement en régime permanent (à l'équilibre), tandis que les simulateurs dynamiques permettent d'évaluer l'évolution des variables dans le temps à partir de la résolution de systèmes d'équations différentielles. Les simulateurs industriels sur la thermodynamique les plus connus mondialement sont :

- ✓ Statiques : ASPEN PLUS (Aspen Technologies), Design II de (WinSim), HYSYS(Hyprotech), PRO/II (Simulation Sciences), PROSIM
- ✓ Dynamiques : HYSYS (Hyprotech), ASPEN DYNAMICS (Aspen Technologies), Design II de(WinSim), DYMSYM (Simulation Sciences Inc.)

III.4 Utilisation du simulateur

Le simulateur peut être utilisé lors de la conception d'un procédé industriel afin de :

- ✓ Établir des bilans de matière et d'énergie d'un procédé industriel.
- ✓ Dimensionner les équipements de ce procédé.

Ou bien dans le suivi des procédés qui sont déjà installés afin de :

- ✓ Etudier un problème pour réajuster les paramètres de fonctionnement dans le cas de déchargement de compositions de l'alimentation ou des conditions de fonctionnement de certains équipements.
- ✓ Déterminer les performances des équipements.

III.5 Le simulateur HYSYS

III.5.1 Description du simulateur HYSYS

Aspen HYSYS est un logiciel de simulation statique et dynamique des procédés (colonne de distillation, échangeur de chaleur, réacteur, colonne d'absorption...). Ce logiciel est très utilisé dans l'industrie pour le dimensionnement, la simulation et l'évaluation économique des procédés.

HYSYS n'est pas le logiciel de simulation le plus flexible, ni le plus utilisé dans l'industrie, mais il a l'avantage d'être convivial et facile à utiliser une fois que les éléments de base sont compris. HYSYS a été développé pour l'industrie du pétrole, bien qu'il soit utilisé pour d'autres types de procédés chimiques. Les simulations sont accomplies en utilisant les outils des menus. En plus, il dispose d'une interface graphique pour la construction des diagrammes du procédé (PDF – Process Flow Diagrams).

III.5.2 Concepts de base du simulateur HYSYS

Dans ce qui suit, on définit les principaux concepts de base et vocabulaires associés, qui sont utilisés pendant les étapes de construction d'un modèle dans le simulateur HYSYS :

- ✓ « Flowsheet » : c'est un ensemble d'objets « Flowsheet Elements » (courants de matière, d'énergie, d'opérations unitaires, de variables opératoires) qui constituent tout ou une partie du procédé simulé et qui utilisent la même base de données thermodynamique « FluidPackage ». Ce simulateur possède une Architecture Multi-Flowsheet : il n'y a pas de limite par rapport au nombre de Flowsheets. On peut préalablement construire des Flowsheets pour les utiliser dans une autre simulation, ou organiser la description de procédés complexes en le scindant en sous-Flowsheets qui sont des modèles plus concis (ceci permet de hiérarchiser un processus très complexe). Il possède un certain nombre d'entités particulières : un « *Process Flow Diagram* » (PFD), un « *Workbook* ».
- ✓ « Fluid Package » : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé et leurs affecte les propriétés chimiques et physiques contenues dans la

base de données des corps purs. Il permet aussi de définir les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges et de définir les cinétiques des réactions chimiques mises en jeu dans le procédé.

- ✓ « Process Flow Diagram » : ce diagramme permet de visualiser les courants et les opérations unitaires, représentées par des symboles dans le « Flowsheet », ainsi que la connectivité entre les courants, les opérations unitaires et les tableaux des propriétés des courants.
- ✓ « Workbook » : il permet d'avoir accès à l'information sur les courants et les opérations unitaires sous forme de tableau de données.
- ✓ « Desktop » : c'est l'espace principal de HYSYS pour visualiser les fenêtres lors de la conception.
- ✓ « Propertyview » : il contient l'information décrivant un objet (opération ou courant)
- ✓ « Simulation Case » (fichier de simulation) : c'est l'ensemble des « Fluid Packages », « Flowsheets » et « Flowsheet Elements » qui constituent le modèle.

III.5.3 Environnement de simulation

Il existe 5 environnements de développement pour manipuler et mettre en forme l'information dans le simulateur :

- ✓ Environnement « Basis Manager » : cet environnement permet de créer et modifier le « Fluid Package ».
- ✓ Environnement « Oil Characterization » : il est utilisé pour caractériser les fluides de type pétrolier
- ✓ Environnement « Main Flowsheet » : il permet de définir la topologie du Flowsheet principal de la simulation. Il est utilisé pour placer et définir les différents courants, opérations unitaires et « Sub-Flowsheets » qui constituent le procédé simulé.
- ✓ Environnement « Sub-Flowsheet » : il permet de définir la topologie d'un sous ensemble particulier du schéma principal (un courant ou une opération particulière et des autres (Sub- Flow sheets).
- ✓ Environnement « Column » : c'est un objet particulier permettant de définir la topologie de l'opération unitaire colonne à distiller. Il possède ses propres « Flowsheet », « Fluid Package ».

III.5.4 Caractéristiques principales de HYSYS

Cette partie décrit brièvement les caractéristiques importantes qui font de HYSYS une plateforme de simulation et de développement très puissante :

- ✓ **Environnement d'ingénierie intégré** : toutes les applications nécessaires sont utilisées dans un environnement de simulation commun.
- ✓ **Intégration de possibilité d'une modélisation** : dans un état stable ou stationnaire et en régime dynamique. La modélisation dans un état stable et l'optimisation étant utilisées lors de la conception des procédés. La simulation en régime dynamique étant réservée aux études de contrôlabilité de procédés et au développement de stratégies de contrôle.
- ✓ **Programmation de HYSYS** : HYSYS contient un Macro interne qui supporte la même syntaxe que Microsoft Visual Basic. On peut automatiser différentes tâches dans HYSYS sans avoir besoin d'un autre programme.

Voici quelques caractéristiques de HYSYS sur la manière dont sont réalisés les calculs :

- ✓ **Gestion des événements (Event Driven)** : HYSYS combine le calcul interactif (les calculs sont exécutés automatiquement chaque fois que l'on fournit une nouvelle information) avec un accès instantané à l'information (à tout moment on peut avoir accès à l'information depuis n'importe quel environnement de simulation).
- ✓ **Gestion intelligente de l'information (Built-in Intelligence)** : les calculs des propriétés thermodynamiques s'effectuent instantanément et automatiquement dès qu'une nouvelle information est disponible.
- ✓ **Opérations Modulaires** : chaque courant ou unité d'opération peut réaliser tous les calculs nécessaires, en utilisant l'information soit indiquée dans l'opération ou communiquée depuis un courant. L'information est transmise dans les deux directions à travers les Flowsheets.
- ✓ **Algorithme de résolution non séquentielle** : on peut construire des Flowsheets dans n'importe quel ordre.

III.5.5 Les modèles thermodynamiques sur HYSYS :

Le logiciel offre une panoplie de modèles thermodynamiques pour le calcul des propriétés thermodynamiques tels que les constantes d'équilibres liquide vapeur, les enthalpies et les entropies ...etc. et les propriétés physico- chimiques tels que la masse volumique, la masse moléculaire.....etc.

Ces modèles utilisent des outils très divers tel que :

- ✓ Les équations d'états de Peng-Robinson (PR), Choe-seader (CS), Soave-Ridlich-Kwong (SRK).

- ✓ Les corrélations empiriques et semi empiriques de Choe-Seader (CS) et Braun-Grayon (BG).
- ✓ Les lois des états correspondants.

III.5.6 Le choix du modèle thermodynamique

Type of system	Recommended property method
TEG Dehydration	PR
Sour water	PR, Sour PR
Cryogenic Gas Processing	PR, PRSV
Air Separation	PR, PRSV
Atm, Crude Towers	PR, PROption, GS
Vacuum towers	PR, PROption, GS(<10mmHg), Braun K10, Esso K
Ethylene Towers	Lee Kesler plocker
High H ₂ systems	PR, ZJ or GS
Reservoir systems	Steqm package, CS or GS
Hydrate Inhibition	PR
Chemical systems	Activity Models, PRSV
HF Alkylation	PRSV, NRTL
TEG Dehydration with Aromatics	PR
Hydrocarbon systems Where H ₂ O solubility in HC is important	Kabadi Danner
Systems with select gases light HC	MBWR
Power	SRK, Peng robinson

Tableau III.1 : Les différents modèles thermodynamiques utilisés par HYSYS

III.5.7 Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS

Pour réaliser une simulation en HYSYS, les pas suivants sont nécessaires :

- ✓ Démarrage de HYSYS ;
- ✓ Création d'un fichier ;
- ✓ Choix des composés ;
- ✓ Sélection d'un modèle thermodynamique ;
- ✓ Construction du PFD ;

- ✓ Spécification des courants et des unités ;
- ✓ Exécution du programme de simulation ;
- ✓ Interprétation des résultats.

III.6 Logiciel Aspen EDR

III.6.1 Présentation du logiciel Aspen EDR

La famille de produits Aspen Exchanger Design and Rating (EDR) offre la gamme la plus complète de logiciels de conception et de classification des échangeurs de chaleur dans le Monde. Il s'appuie sur plus de 40 ans d'héritage de HTFS et B-JAC. Les outils EDR s'intègrent à la simulation de processus Aspen Plus et Aspen HYSYS pour permettre aux ingénieurs process et aux spécialistes des équipements thermiques et mécaniques de collaborer efficacement.

Aspen EDR Exchanger peut être utilisé pour concevoir tous les principaux types industriels d'échangeur dans toutes les combinaisons de procédés, y compris le chauffage ou le refroidissement monophasé et l'ébullition ou la condensation.

En règle générale, les utilisateurs économisent entre 10 et 30% sur les coûts d'équipement en concevant efficacement leurs échangeurs à l'aide d'Aspen Exchanger Design & Rating. Compte tenu d'une exigence de processus et de données de propriétés physiques, le programme effectue une recherche approfondie de conception pour trouver l'arrangement de coût optimal capable de satisfaire les contraintes de processus.

Le programme fournit la géométrie détaillée de l'échangeur et les détails de performance, ainsi qu'une feuille de spécifications, un plan de réglage et des schémas de disposition des tubes.

Les dessins achevés peuvent être transférés à Aspen Shell & Tube Mechanical pour une conception mécanique complète aux exigences de l'ASME ou d'autres codes internationaux.

III.6.2 Calcul d'un échangeur de chaleur par le simulateur Aspen Eder

Le calcul consiste à fixer les données suivantes:

- ✓ Les propriétés des fluides
- ✓ Débits des fluides
- ✓ Températures et Pressions.
- ✓ Pressions admissibles
- ✓ Les diamètres et la longueur des tubes.

- ✓ Type de l'échangeur

Pour obtenir :

- ✓ Les températures dans la sorties de l'échangeur dans les tubes
- ✓ Les Pressions
- ✓ Le nombre des tubes.
- ✓ Type et nombre des passes.

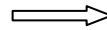
III.7 Les étapes de Simulation

III.7.1 Le simulateur Aspen HYSYS

Pour notre simulation, nous avons suivi les étapes suivantes :

- Démarrage de HYSYS

Pour démarrer, appuyer deux fois sur l'icône



Ou bien aller vers démarrer\ Aspen HYSYS

On obtient la fenêtre suivante :

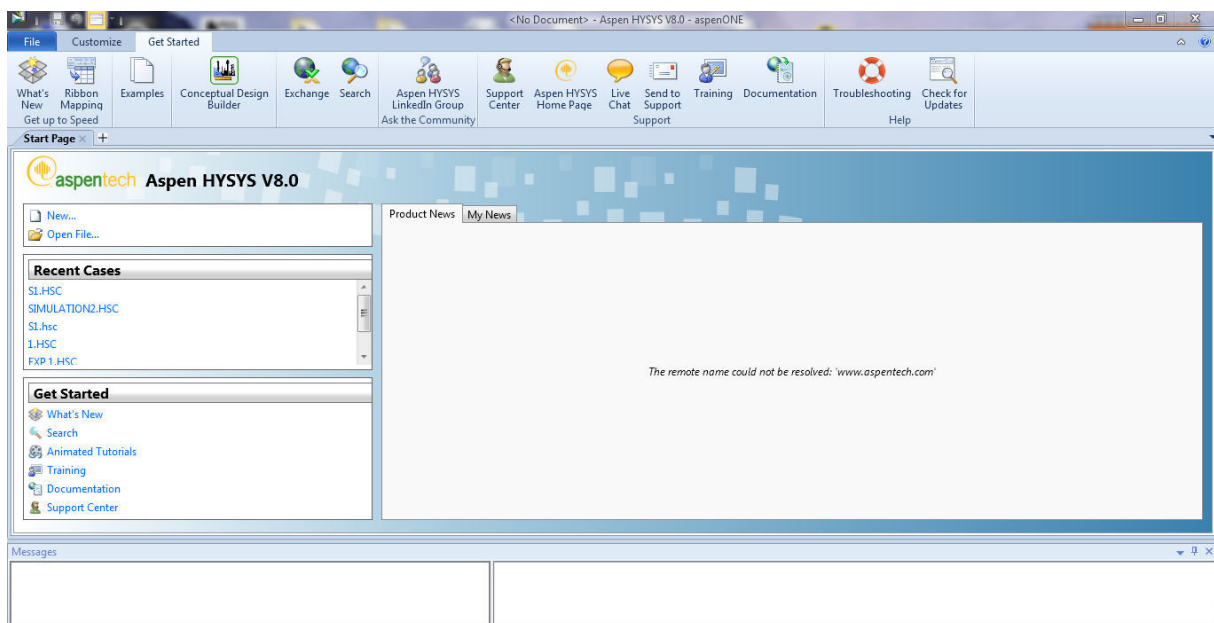


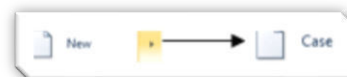
Figure III.1 :La fenêtre de l' Aspen HYSYS V8.0.

- Création d'un fichier :

- ✓ Cliquer sur le bouton ;



- ✓ File/ New/ Case ;



- ✓ Ou bien : Appuyer sur Ctrl + N ;

- Choix la liste des composants

Au début il faut designer à HYSYS la composition chimique des fluides qu'on veut utiliser dans l'échangeur.

Dans notre cas On définit l'eau (H_2O).

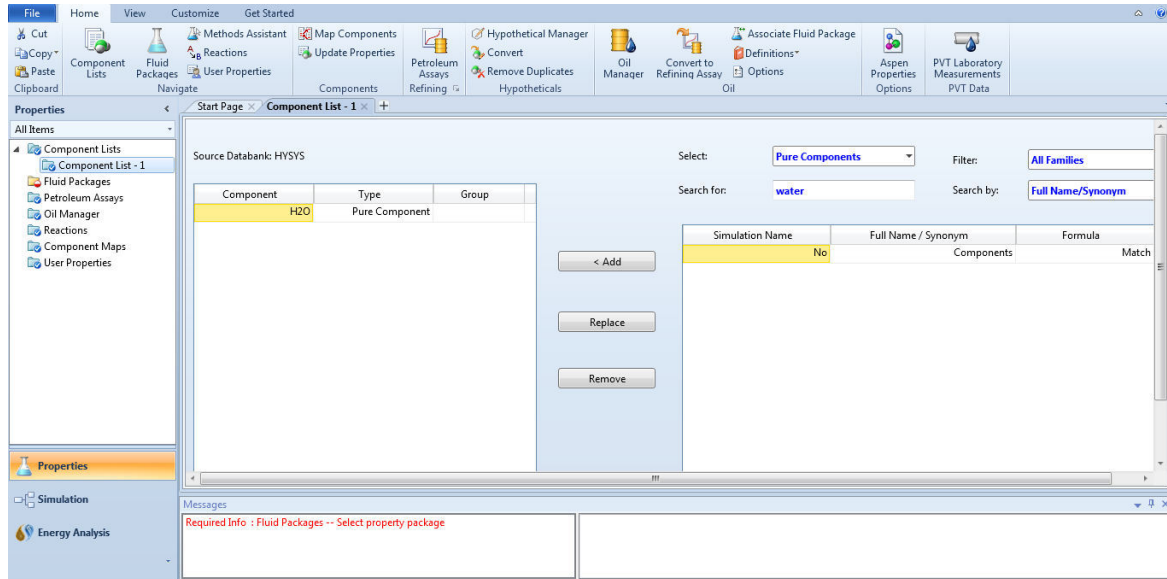


Figure III.2 :Choix des composants utilisés dans l'échangeur.

➤ Choix du modèle thermodynamique

Pour notre cas on a choisi le modèle SRK, qui est utilisé dans les systèmes énergétiques d'échange de chaleur.

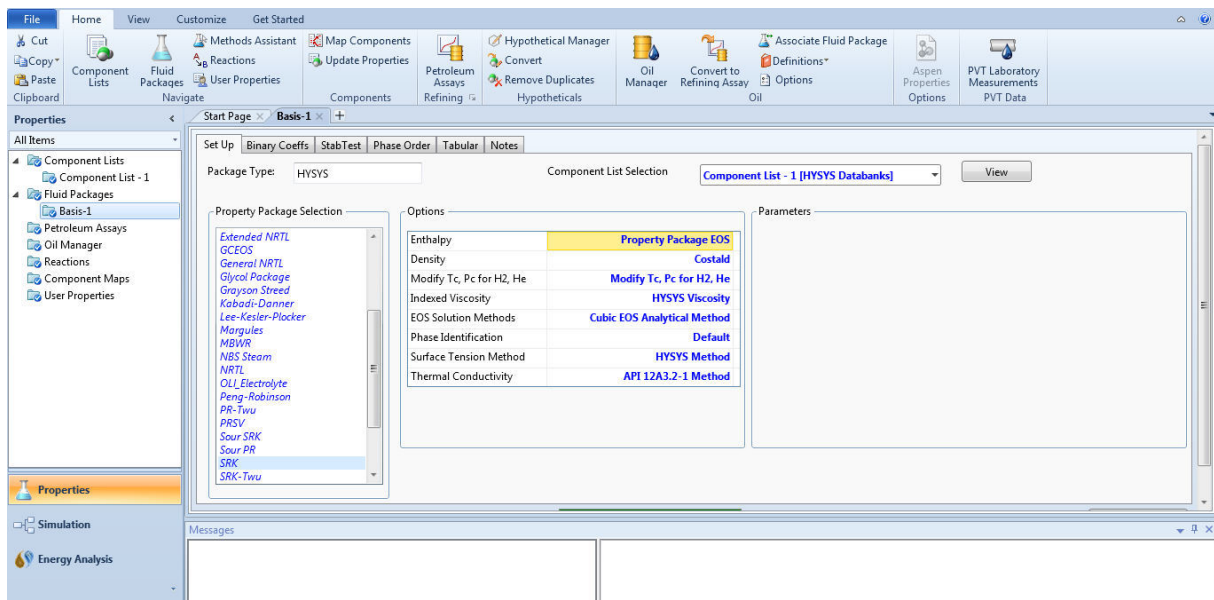


Figure III.3 : Le choix de fluide package.

➤ Construction du PFD

- ✓ Entrée eau froide :

Material Stream: cold water in			
Worksheet	Attachments	Dynamics	
Worksheet		Stream Name	cold water in
Conditions		Vapour / Phase Fraction	0.0000
Properties		Temperature [C]	30.00
Composition		Pressure [bar]	1.000
Oil & Gas Feed		Molar Flow [kgmole/h]	150.5
Petroleum Assay		Mass Flow [kg/s]	0.7533
K Value		Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2.717
User Variables		Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.860e+005
Notes		Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54.63
Cost Parameters		Heat Flow [kW]	-1.196e+004
Normalized Yields		Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	2.672
		Fluid Package	<i>Basis-1</i>
		Utility Type	

Figure III. 4: Les conditions d'entrée de l'eau froide.

✓ Entrée eau chaude

Material Stream: hot water in			
Worksheet	Attachments	Dynamics	
Worksheet		Stream Name	hot water in
Conditions		Vapour / Phase Fraction	0.0000
Properties		Temperature [C]	90.00
Composition		Pressure [bar]	1.000
Oil & Gas Feed		Molar Flow [kgmole/h]	59.95
Petroleum Assay		Mass Flow [kg/s]	0.3000
K Value		Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	1.082
User Variables		Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.811e+005
Notes		Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	69.09
Cost Parameters		Heat Flow [kW]	-4682
Normalized Yields		Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	1.064
		Fluid Package	<i>Basis-1</i>
		Utility Type	

Figure III.5: Les conditions d'entrée de l'eau chaude.

✓ Sortie eau froide

Material Stream: cold water out			
Worksheet	Attachments	Dynamics	
Worksheet		Stream Name	cold water out
Conditions		Vapour / Phase Fraction	0.0000
Properties		Temperature [C]	37.92
Composition		Pressure [bar]	0.9774
Oil & Gas Feed		Molar Flow [kgmole/h]	150.5
Petroleum Assay		Mass Flow [kg/s]	0.7533
K Value		Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2.717
User Variables		Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.853e+005
Notes		Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	56.69
Cost Parameters		Heat Flow [kW]	-1.193e+004
Normalized Yields		Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	2.672
		Fluid Package	<i>Basis-1</i>
		Utility Type	

Figure III.6 :Les conditions de sortie de l'eau froide.

✓ Sortie eau chaude

Material Stream: hot water out			
Worksheet Attachments Dynamics			
Worksheet	Stream Name	hot water out	Aqueous Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	0.0000	1.0000
Properties	Temperature [C]	70.23	70.23
Composition	Pressure [bar]	0.9818	0.9818
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	59.95	59.95
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/s]	0.3000	0.3000
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	1.082	1.082
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.827e+005	-2.827e+005
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	64.59	64.59
Cost Parameters	Heat Flow [kW]	-4708	-4708
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	1.064	1.064
	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

Figure III.7: Les conditions de sortie de l'eau chaude.

✓ Echangeur de chaleur

On définit l'ordre de passage des fluides :

L'eau froide : côté tubes et l'eau chaude : côté calandre

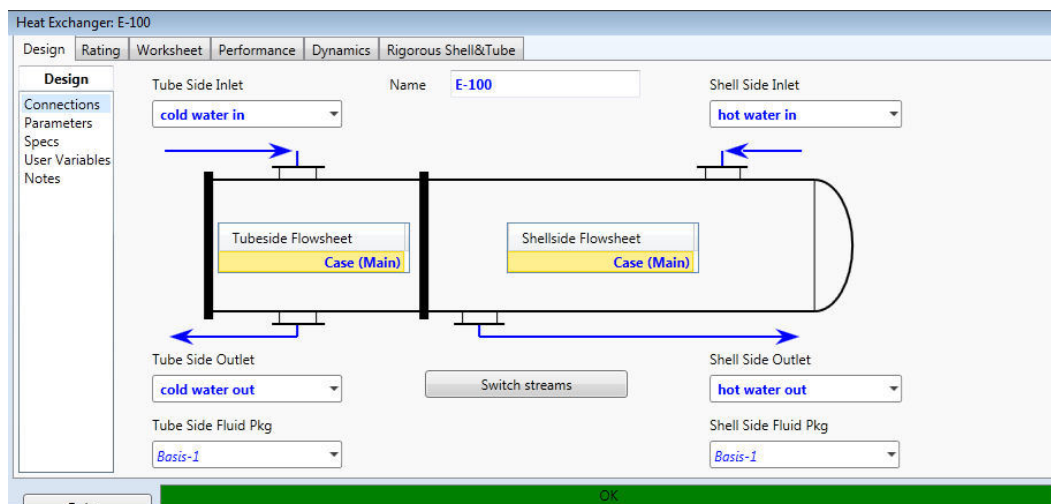


Figure III.8 : Le passage de fluide coté tube et côté calandre dans l'échangeur de chaleur.

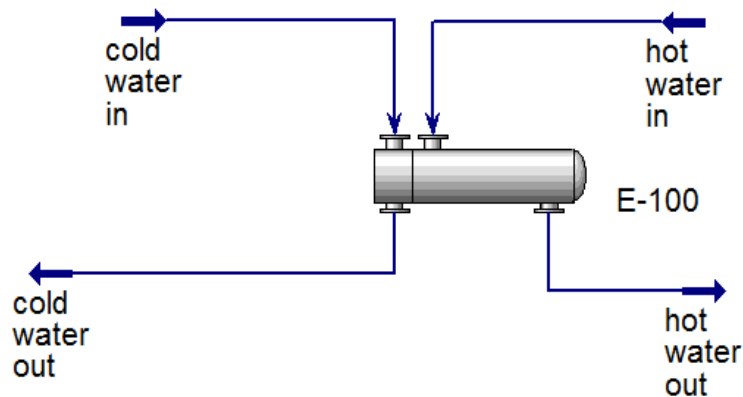


Figure III.9 : Présentation de l'échangeur de chaleur.

Dans paramètre on choisit le modèle “Rigorous shell& tube” dans « Heat Exchanger Model », puis on clique sur “Model Details” pour lancer EDR

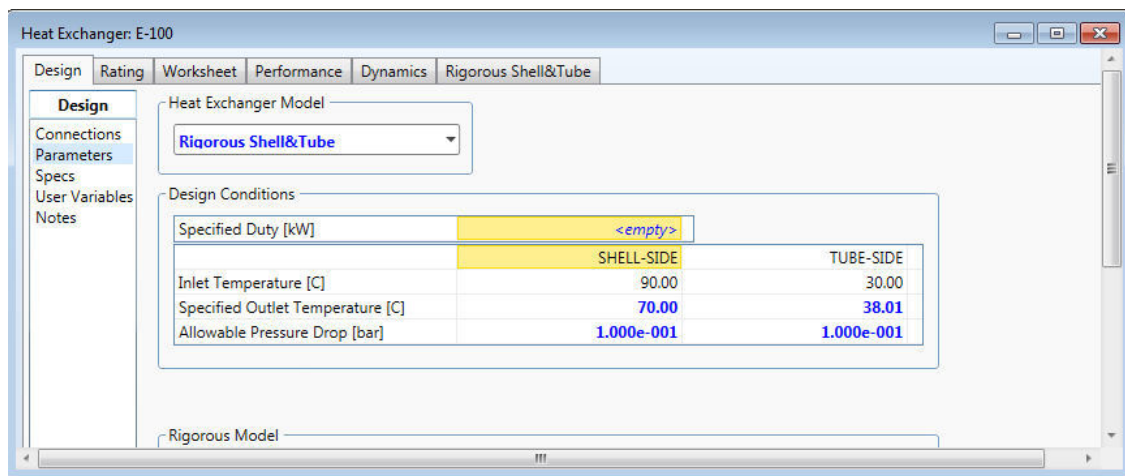


Figure III.10 : Choix du modèle de l'échangeur de chaleur.

III.7.2Le simulateur Aspen Eder:

La console de l'EDR

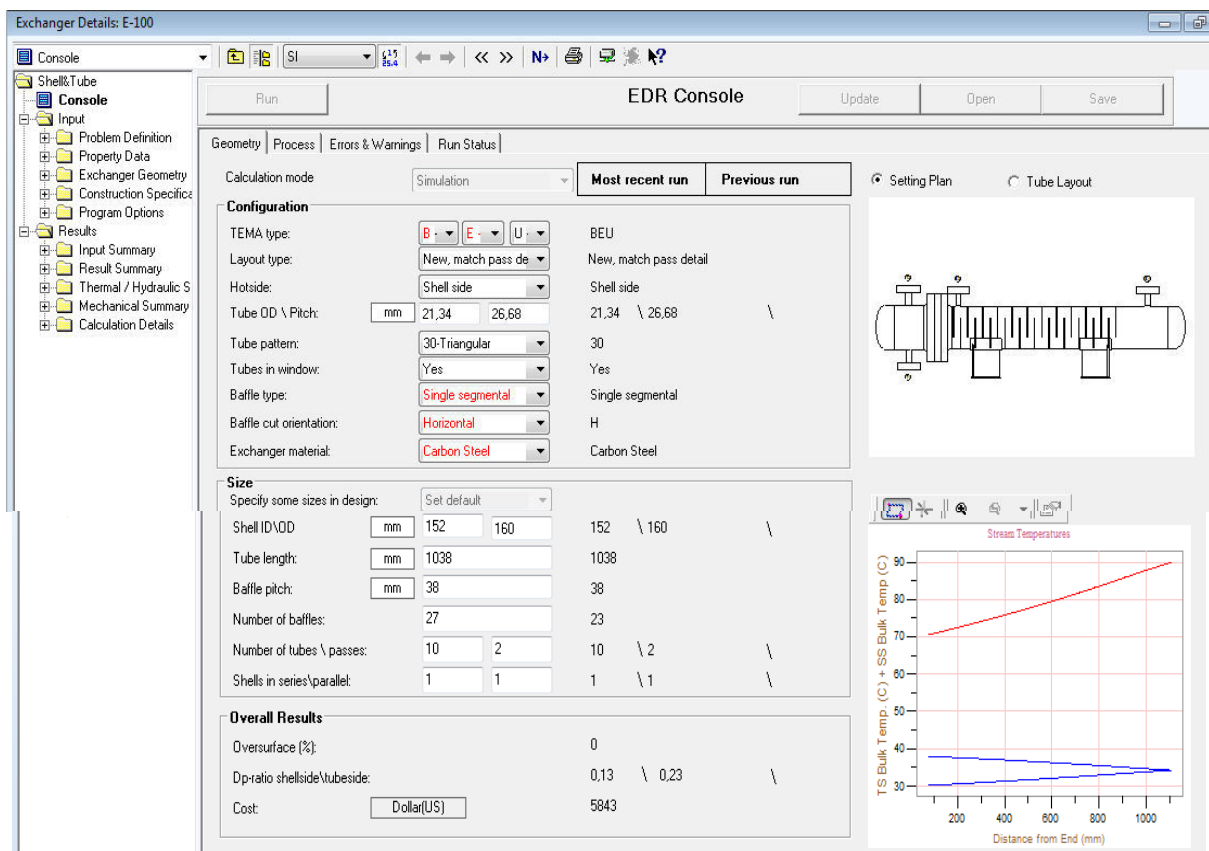


Figure III.11 : Console de l'EDR.

Pour le dimensionnement d'échangeur à tubes et calandre avec le logiciel Aspen EDR, on a besoin des données de départ qui sont établies dans le tableau suivant :

I. Problemdefinition		
A. Application options		
1. General		
Calculation mode	Simulation	
Location of hot fluid	Shell-Side	
Select Geometrybased on	SI standards	
Calculationmethod	Advencedmethod	
2. Hot side		
Application	Liquid, no phase change	
Simulation calculation	Output temperature	
3. Cold side		
Application	Liquid, no phase change	
Simulation caculation	Output temperature	
B. Process Data		
Fluidname	Shell-Side Hot water	Tube-Side Cold water
Mass flow rate (Kg /s)	0.3	0.7533
Inlet Temperature (°C)	90	30
Operating pressure abs (bar)	1	1
Fouling Resistance ($m^2 K/W$)	0.0002	0.0002
II. Proprety Data		
Propreties of fluids were imported form ASPEN database		
III. Exchanger Geometry		
A. Shell/Heads		
Front Heat type	B-bonnet bolted or integral tube-Sheet	
Shell type	E-one pass shell	
Rear Head type	U-tube bundle	
Exchanger Position	Horizontal	

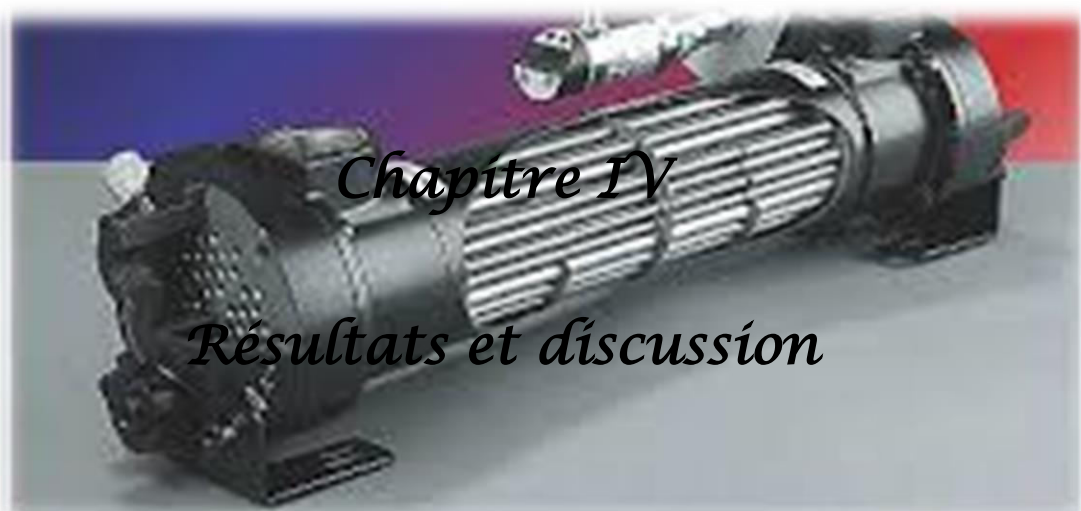
Shell Inner diameter (mm)	152
B. Tube	
Number of tube	10
Number of tube plugged	0
Tube length (mm)	1038
Tube type	Plain
Tube outside Diameter(mm)	21.34
Tube wall thickness (mm)	1.65
Tube Pitch (mm)	26.67
Tube pattern	30
C. Baffles	
Baffle type	Single Segmental
Baffle Cut (%)	25
Baffle Orientation	Horizontal
Baffle Thickness (mm)	3.18
Baffle Spacing(mm)	38
Number of baffle	27
D. Nozzles	
Outside diameter of shell side inlet nozzle(mm)	26.64
Inside diameter of shell side inlet nozzle(mm)	26.64
Outside diameter of tube side inlet nozzle(mm)	26.64
Inside diameter of tube side inlet nozzle(mm)	26.64
IV. Construction Specifications	
A. Materials of Construction	
Shell	Carbon Steel
Tube-sheet	Carbon Steel
Baffle	Carbon Steel
Heads	Carbon Steel
Nozzle	Carbon Steel
Tube	Carbon steel

Tableau III.2: Les données d'entrées du simulateur Aspen EDR.**III.8 conclusion**

La conception de l'échangeur de chaleur sera simulée par le programme.

Les résultats de la conception peuvent être visualisés par la suite dans la section des résultats et discussions.

Notons que plusieurs essais sont nécessaires avec analyses des résultats pour trouver le bon Dimensionnement l'échangeur.



IV.1. Introduction

Dans ce chapitre on va présenter les résultats obtenus pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec chicanes à un seul segment selon la méthode de KERN et logiciel Aspen EDR.

IV.2. Résultats de calcul par la méthode de kern

Les résultats de calcul obtenus par la méthode Kern pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur multitubulaire sont illustrés dans le tableau suivant :

	Valeur		Unité
la quantité de chaleur échangée Q	25177.8		W
ΔTLM	45.74		$^{\circ}C$
La température moyenne de fluide froid T_{mf}	33.92		$^{\circ}C$
La température moyenne de fluide chaud T_{mc}	79.8		$^{\circ}C$
facteur de correction F	0.99		
coefficient global d'échange estimé U	851		$W/m^2^{\circ}C$
la surface de l'échangeur A	0.65		m^2
Pas tubulaire	26.675		mm
Nombre de tube N_t	10		/
Diamètre du faisceau tubulaire D_f	113.73		mm
Diamètre de la calandre D_c	152		mm
Ecartement entre chicanes E_c	38		mm
Nombre de chicane N_c	27		/
coefficient global d'échange calculé U_s	921,8		$W/m^2^{\circ}C$
L'adhérence relative ε	7,68		%
	Coté tube	Coté calandre	
Nombre de Reynolds R_e	14666,74	11115,89	/
Nombre de Prandtl P_r	486	2217	/
Nombre de Nusselt N_u	99,37	84,07	/
Coefficient de convection h	3431,81	3717,83	$W/m^2^{\circ}C$
La vitesse ϑ	0,599	0,267	m/s
Perte de pression ΔP	0,01598	0,037	bar

Tableau IV.1 : Résultats de calcul analytique par la méthode de KERN.

IV.3. Résultats de la simulation sous forme de Data sheet

Après plusieurs essais les résultats de la simulation se présentent sous forme de Data sheet comme suit :


TEMA Sheet									
Heat Exchanger Specification Sheet									
1									
2									
3									
4									
5									
6	Size	-	152 - 1038	mm	Type	BEU	Hor	Connected in	1 parallel 1 series
7	Surf./unit(eff.)	0.7	m²		Shells/unit	1		Surf./shell (eff.)	0.7 m²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
9	Fluid allocation				Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name				hot water in-> hot water ou		cold water in-> cold water out		
11	Fluid quantity, Total	kg/s			0.3		0.7533		
12	Vapor (In/Out)	kg/s			0		0		
13	Liquid	kg/s			0.3		0.7533		
14	Noncondensable	kg/s			0		0		
15									
16	Temperature (In/Out)	°C			90		30		
17	Dew / Bubble point	°C			70.45		37.64		
18	Density Vapor/Liquid	kg/m³			/ 956.22		/ 1003.57		
19	Viscosity	mPa.s			/ 0.3113		/ 0.7972		
20	Molecular wt. Vap								
21	Molecular wt. NC								
22	Specific heat	kJ/(kg K)			/ 4.478		/ 4.435		
23	Thermal conductivity	W/(m K)			/ 0.6759		/ 0.6182		
24	Latent heat	kJ/kg							
25	Pressure (abs)	bar			1		0.97736		
26	Velocity	m/s			0.28		0.59		
27	Pressure drop, allow./calc.	bar			0.1		0.01449		
28	Fouling resistance (min)	m² K/W			0.0002		0.0002		
29	Heat exchanged	26.2	kW				MTD corrected		45.5 °C
30	Transfer rate, Service	805.3	Dirty		805.2	Clean		1241.8	W/(m² K)
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL								
32				Shell Side		Tube Side			
33	Design/vac/test pressure:g	bar	3/	/	3/	/			
34	Design temperature	°C	125		75				
35	Number passes per shell		1		2				
36	Corrosion allowance	mm	1.59		1.59				
37	Connections	In	mm	1	20.93/	-	1	26.64/	-
38	Size/rating	Out	mm	1	20.93/	-	1	26.64/	-
39	ID	Intermediate			/	-	/	-	
40	Tube No.	5 Us	OD	21.34	Tks Avg	1.65	mm	Length	1038
41	Tube type	Plain	H/m		Material	Carbon Steel	Tube pattern		30
42	Shell	Carbon Steel	ID	152	OD	160	mm	Shell cover	Carbon Steel
43	Channel or bonnet	Carbon Steel			Channel cover		-		
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel			Tubesheet-floating		-		
45	Floating head cover	-			Impingement protection		None		
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Single segmental	Cut(%d)	28.94	H	Spacing: c/c	38
47	Baffle-long	-	Seal type				Inlet	62.74	mm
48	Supports-tube	U-bend		0	Type				
49	Bypass seal			Tube-tubesheet joint		Exp.			
50	Expansion joint	-	Type		None				
51	RhoV2-Inlet nozzle	795	Bundle entrance		3	Bundle exit		16	kg/(m s²)
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe	Tube Side		Flat Metal Jacket Fibe				
53	Floating head	-							
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1					TEMA class	C - general service	
55	Weight/Shell	123.2	Filled with water		140.7	Bundle	21.3	kg	

Figure IV.1 : Fiche de spécification de l'échangeur (Data sheet).

IV.4. Résultats de la simulation sous forme de plan mécanique

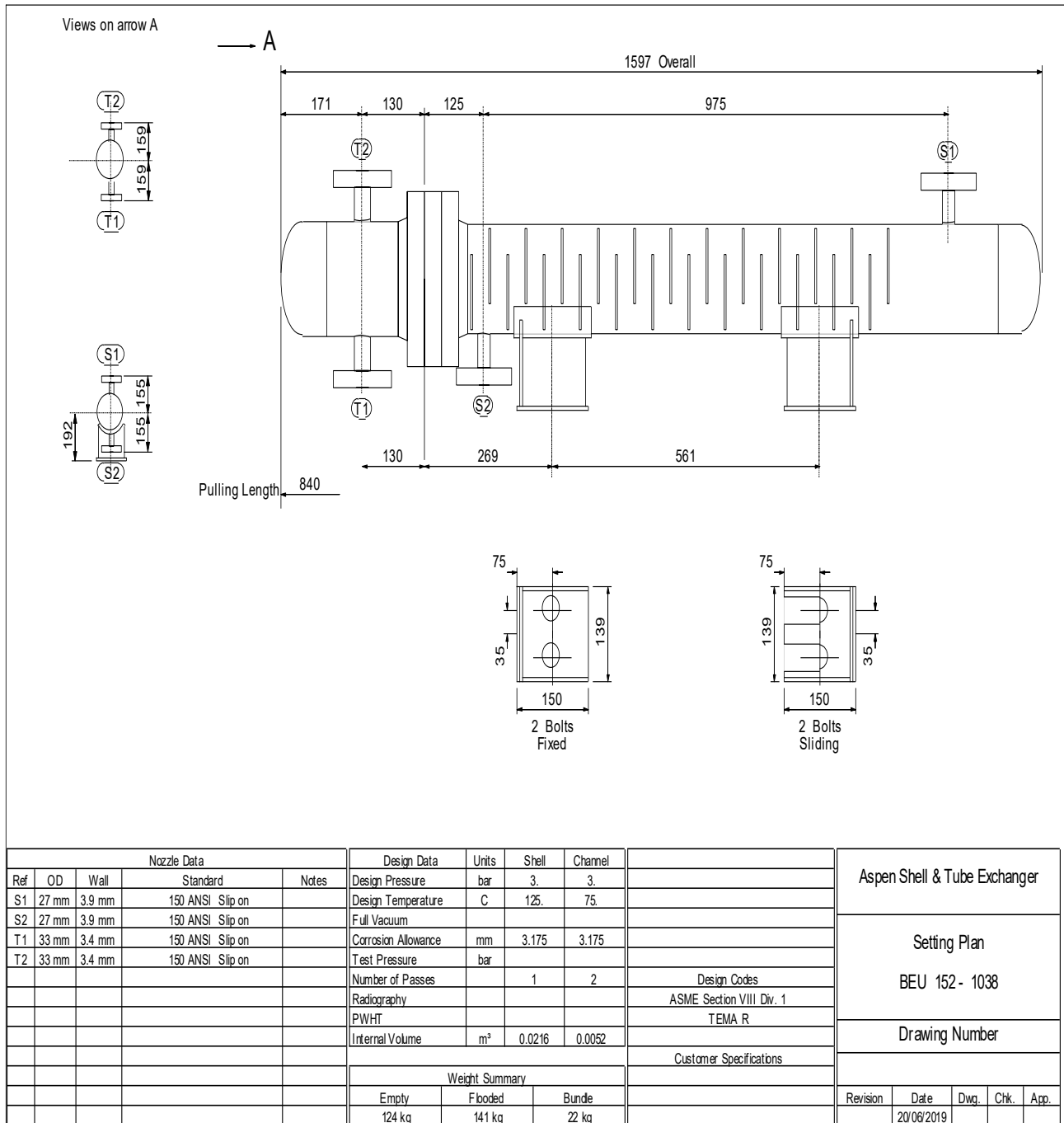


Figure IV.2 : Plan de l'échangeur (setting plan).

IV.5. Disposition des tubes (Tube sheetlayout)

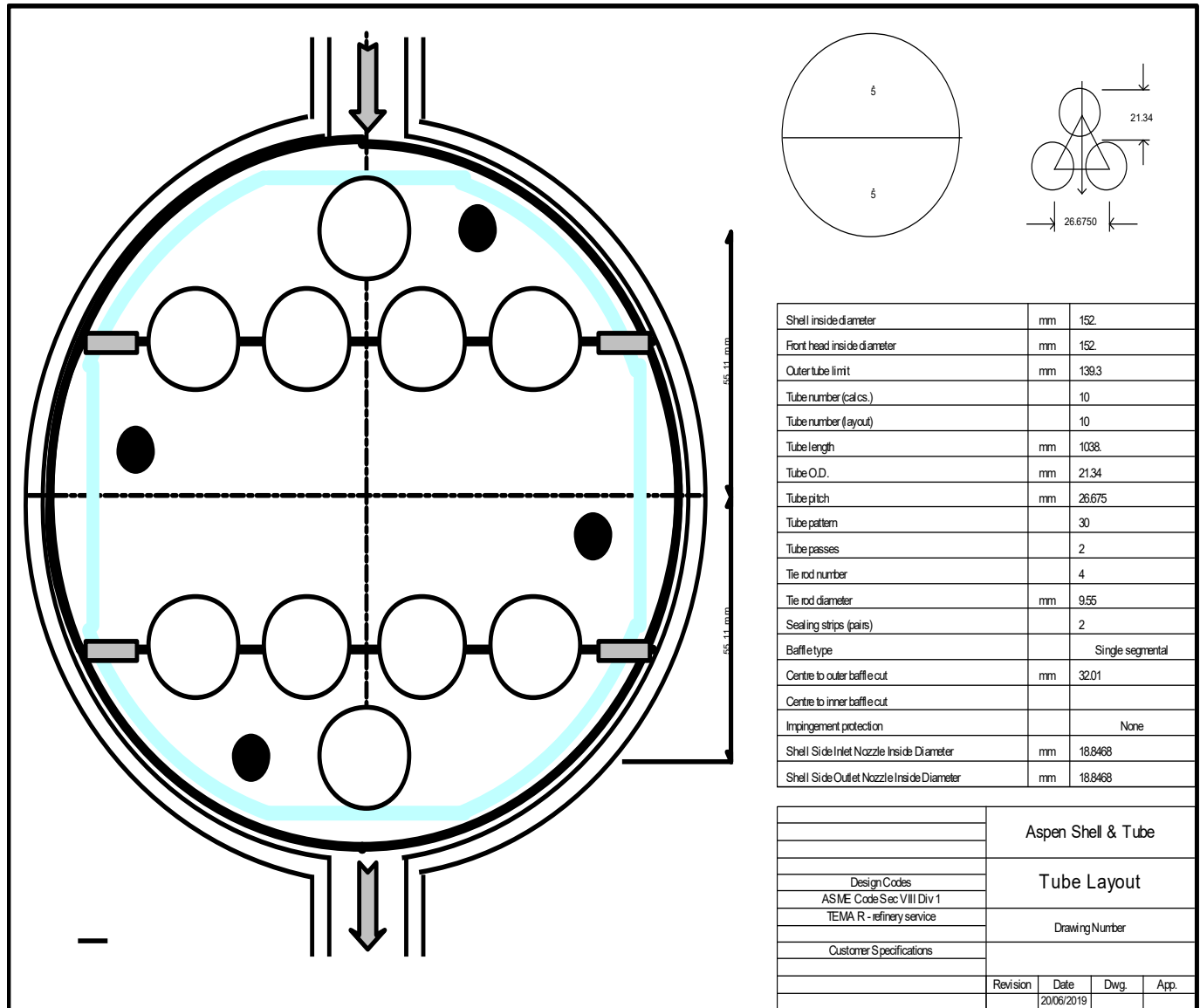


Figure IV.3 :Fiche de la disposition des tubes.

IV.6.Etude comparative

Le tableau IV.2 montre une comparaison entre les deux méthodes utilisées pour le dimensionnement, des valeurs de la température moyenne logarithmique, la surface d'échange, la quantité de chaleur échangée, le coefficient d'échange global et les températures de sortie côté tubes et côté calandre de la différence de température du côté coque.

	Calculé avec la méthode de KERN.	Calculé à partir de ASPEN EDR.	Erreur entre les deux méthodes de calcul
$\Delta TLM(^{\circ}C)$	45.74	45.07	1,4%
Surface d'échange A (m ²)	0.65	0.7	8,3%
la quantité de chaleur échangée(KW).	25.17	26.5	5,3%
Coefficient globale U_s (W/m ² °C)	921.8	805,2	12,6%
Température de sortie de l'eau froide $T_{fs}(^{\circ}C)$	38	37,84	0,42%
Température de sortie de l'eau chaude $T_{cs}(^{\circ}C)$	70	70,45	0,64%

Tableau IV.2 : Comparaison des résultats.

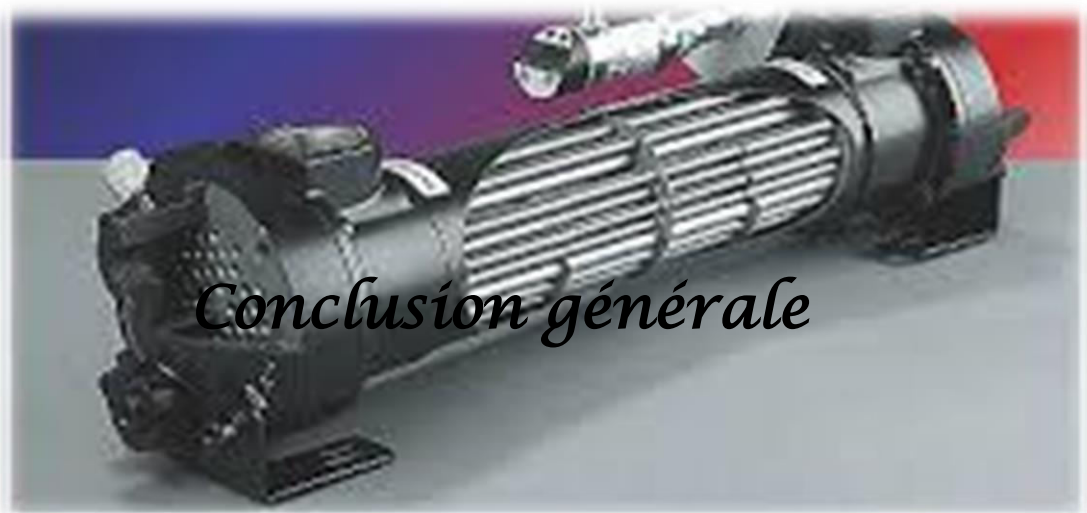
Le tableau IV.2 indique que le coefficient de transfert de chaleur global obtenue à l'aide de simulateur ASPEN EDR est inférieur de 12,6 % par rapport à la méthode théorique de KERN. Cette variation dans les résultats du logiciel ASPEN EDR peut être due à une meilleure estimation des propriétés de l'eau et des caractéristiques géométriques de l'échangeur, et une meilleure convergence de la solution, alors que les valeurs théoriques sont basées sur des corrélations empiriques uniquement.

On constate que les températures de sortie côté calandre et côté tubes sont presque similaires ne dépasse pas les 0,65%entre la méthode KERN et la simulation.

De même, pour la température logarithmique moyenne qui est proche entre les deux méthodes.

IV.7.Conclusion

En regardant les résultats récapitulés ci-dessus, nous pouvons dire qu'il y a une bonne concordance entre les valeurs calculées par les méthodes de KERN et Logiciel ASPEN EDR.



Conclusion

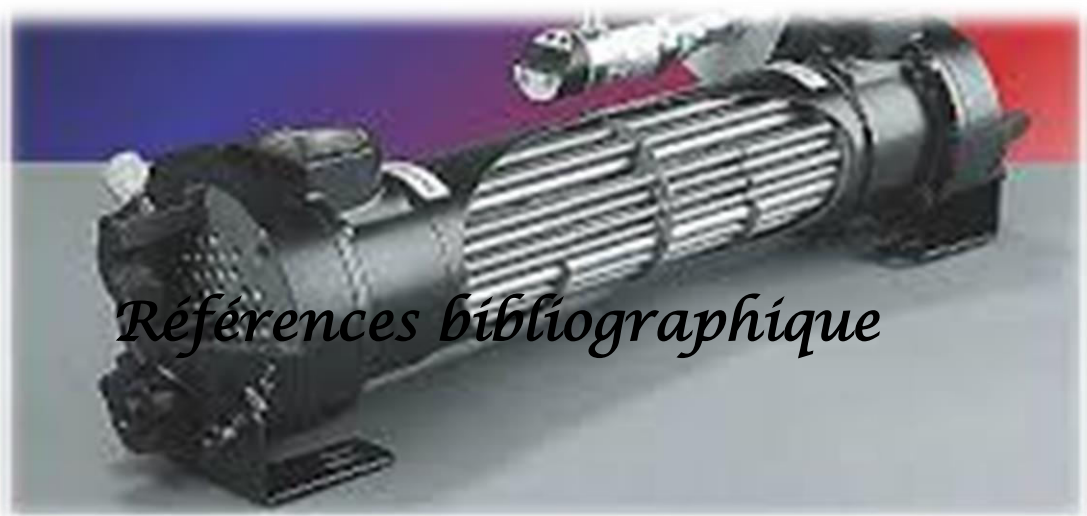
Les échangeurs de chaleur sont d'une importance primordiale dans le domaine industriel et résidentiel. L'étude présentée dans ce mémoire s'intègre dans le calcul d'échangeur thermique sans changement de phases.

Dans ce cadre, nous avons mené une étude complète sur un échangeur de chaleur de type tubes-calandre. Pour cela, nous avons dimensionné un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec chicanes en appliquant deux méthodes.

D'abord nous avons utilisé la méthode de Kern pour effectuer les calculs nécessaires afin de dimensionner l'échangeur. Puis nous avons réalisé une simulation numérique à l'aide du logiciel ASPEN (HYSYS, EDR) avec les mêmes paramètres d'entrées, ce logiciel nous a permis de concevoir la géométrie de l'échangeur pour réaliser le service thermique exigé.

Les résultats obtenus par les deux méthodes pour la même géométrie d'échangeur de chaleur sont satisfaisants. Les résultats trouvés par le dimensionnement de l'échangeur en appliquant la méthode de KERN ont été confirmés par le logiciel ASPEN EDR, ou l'erreur de calcul est inférieure à 13% pour le coefficient d'échange global et inférieure à 1% pour les températures de sortie côté tubes et côté calandre.

Les résultats montrent aussi que les pertes de pression calculées sont inférieures aux pertes de pression admissibles.



Références bibliographique

- [1] :T. Slimane ; la remise en services de l'échangeur E1505 comme palliatif à l'arrêt de la colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d'induction d'induction ; 2014-2015 ; 52 p.
- [2]: André BONTEMPS, Alain GARRIGUE ; "Échangeurs de chaleur : Description des échangeurs" ; Techniques de l'Ingénieur ; Pages : 3, 4, 5, 10, 15, 19 et 21 ; (1995).
- [3]:A.mezmiz ;Mini projet 1^{er}é post graduation " différent type d'échangeur" de l'université Mentouri Constantine ; 2006.
- [4] : SeifEddine Chouaba ; Contribution à l'estimation des modèles linéaires à paramètres variants à temps continu. Application à la modélisation des échangeurs de chaleur, thèse doctorat .
- [5]:Afgan, V., Schlunder, E. U., Heat Exchangers ; Design and Theory, Source book, Editions Mac Graw – Hill; 1974.
- [6]:F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine. Fundamentals of heat and mass transfer. Sixth edition; 2007.
- [7] : Laetitia PEREZ ; Développement, étude de performances et intégration de sondes thermique pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeur tubulaires q courant croises ,these doctorat.
- [8] : BAADACHE KHIREDINE ; Etude des Performances des Echangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre, thèse doctorat.
- [9] :Bougriou C; Etude du transfert de chaleur par condensation d'air humide sur des tubes à ailettes ; PhD thesis, INSA de Lyon ISAL87; 1991.
- [10] : BENAYAD NADA; étude et optimisation des échangeurs de chaleur ; mémoire magister.
- [11] : Sabrina, DELROT ; Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno ; thèse doctorat.
- [12] P.WUITHIER ; « Pétrole : Raffinage et génie chimique », TomeII.Edtechnip, Paris 1972.
- [13] A.BONTEMPS, A .GREIGUE, CH.GOUBIER, J.HUETZ, CH.MARVILLET et R.VIDIL ; « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B2 341]

- [14]:S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; univ tlemcen; 2014.
- [15] A. Mekhnache, R. Cedrati ; Les échangeurs de chaleur ; séminaire ; centre des techniques appliquées de SKIKDA ; 2006 ; 86 p.
- [16]: Shah, Ramesh K, et Dusan P Sekulic; *Fundamentals of heat exchanger design*; 976 p; 2003.
- [17]: Bell, K. J., & Mueller, A. C. Wolverine Engineering Heat transfer Data Book II.Wolverine Tube Inc; 2001.
- [18]: Cengel, Y. A. *Heat transfer practical approach*. (2e éd.). McGraw-Hill. (2002).
- [19]:Gavin Towler, Ray Sinnott; Chemical engineering diseng;2008.
- [20]:Johen Wiley; Fundamentals of Heat and Mass Transfer; 2011, 2007, 2002.
- [21]: DONALDE .Q.KERN; Process heat transfer; 1995.
- [22]:E.Ludwig; Applied process design;2001.
- [23]: Ahmed Deyab Fares ; Process Simulation using HYSYS V8;2016.
<http://www.adeyab.com>
- [24]: <https://blog.projectmaterials.com/pipes/pipe-dimensions-asme-36-10-19>.



Annexe

Annexe

Annexe 1 : Diamètres de la calandre normalisés [24]

Il appartient à chaque fabricant d'établir un système de diamètres de calandre normalisés dans les normes mécaniques TEMA afin de réaliser les économies propres à ses installations de fabrication et de conception individuelles.










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)

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 (203-205)	SCH. 30	-	-	1/8	(3.2)
13-23 (330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	-	1/8	(3.2)
24-29 (610-737)	-	5/16 (7.9)	-	3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	3/8 (9.5)	-	1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	7/16 (11.1)	-	1/4	(6.4)
61-80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)	-	5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)	-	3/8	(9.5)

*Schedule 5S is permissible for 6 inch (152 mm) and 8 inch (203 mm) shell diameters.

Nominal Pipe Size	OD		Schedule 5S ¹			Schedule 10S ¹			Schedule 40S			Schedule 80S		
														
	in	mm	in	mm	kg/m	in	mm	kg/m	in	mm	kg/m	in	mm	kg/m
1/8	0.405	10.3	-	-	-	0.049	1.24	0.28	0.068	1.73	0.37	0.085	2.41	0.47
1/4	0.540	13.7	-	-	-	0.085	1.65	0.49	0.088	2.24	0.63	0.119	3.02	0.8
3/8	0.675	17.1	-	-	-	0.085	1.65	0.63	0.091	2.31	0.84	0.126	3.2	1.1
1/2	0.840	21.3	0.065	1.65	0.8	0.083	2.11	1	0.109	2.77	1.27	0.147	3.73	1.62
3/4	1.050	26.7	0.065	1.65	1.03	0.083	2.11	1.28	0.113	2.87	1.69	0.154	3.91	2.2
1	1.315	33.4	0.065	1.65	1.3	0.109	2.77	2.09	0.133	3.38	2.5	0.179	4.55	3.24
1 1/4	1.660	42.2	0.065	1.65	1.65	0.109	2.77	2.7	0.14	3.56	3.39	0.191	4.85	4.47
1 1/2	1.900	48.3	0.065	1.65	1.91	0.109	2.77	3.11	0.145	3.68	4.05	0.2	5.08	5.41
2	2.375	60.3	0.065	1.65	2.4	0.109	2.77	3.93	0.154	3.91	5.44	0.218	5.54	7.48
2 1/2	2.875	73.0	0.083	2.11	3.69	0.12	3.05	5.26	0.203	5.16	8.63	0.276	7.01	11.41
3	3.500	88.9	0.083	2.11	4.51	0.12	3.05	6.45	0.216	5.49	11.29	0.3	7.62	15.27
3 1/2	4.000	101.6	0.083	2.11	5.18	0.12	3.05	7.4	0.226	5.74	13.57	0.318	8.08	18.63
4	4.500	114.3	0.083	2.11	5.84	0.12	3.05	8.36	0.237	6.02	16.07	0.337	8.56	22.32
5	5.563	141.3	0.109	2.77	9.47	0.134	3.4	11.57	0.258	6.55	21.77	0.375	9.53	30.97
6	6.625	168.3	0.109	2.77	11.32	0.134	3.4	13.84	0.28	7.11	28.26	0.432	10.97	42.56
8	8.625	219.1	0.109	2.77	14.79	0.148	3.76	19.96	0.322	8.18	42.55	0.5	12.7	64.64
10	10.750	273.1	0.134	3.4	22.63	0.165	4.19	27.78	0.365	9.27	60.31	0.5002	12.702	96.012
12	12.750	323.9	0.156	3.96	31.25	0.18	4.57	36	0.3752	9.532	73.862	0.5002	12.702	132.082
14	14.000	355.6	0.156	3.96	34.36	0.1882	4.782	41.302	-	-	-	-	-	-
16	16.000	406.4	0.165	4.19	41.56	0.1882	4.782	47.292	-	-	-	-	-	-
18	18.000	457.0	0.165	4.19	46.81	0.1882	4.782	53.262	-	-	-	-	-	-
20	20.000	508.0	0.188	4.78	59.25	0.2182	5.542	68.612	-	-	-	-	-	-
22	22.000	559.0	0.188	4.78	65.24	0.2182	5.542	75.532	-	-	-	-	-	-
24	24.000	610.0	0.218	5.54	82.47	0.25	6.35	94.45	-	-	-	-	-	-
30	30.000	762.0	0.25	6.35	118.31	0.312	7.92	147.36	-	-	-	-	-	-

Dimensions et poids par mètre selon la norme standard ANSI / ASME B36.19M - tubes en acier inoxydable.