

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابنة

Faculté : Science de l'ingénierie
Département : Génie mécanique
Domaine : Sciences et techniques
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Energétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master
Thème:

**REFROIDISSEUR DE L'HUILE DU COMPRESSEUR CENTAC
DE LA DIVISION FLUIDE ZONE-OUEST, EL-HADJAR**

Présenté par : MADASSI KAOUTHER

Encadreur : B.MERZOUG PR Université Badji Mokhtar ANNABA

Jury de Soutenance :

A.HAOUAM	MC-A	UBM-ANNABA	Président
B.MERZOUG	PR	UBM-ANNABA	Encadrant
M/R.SARI	PR	UBM-ANNABA	Examineur

Année Universitaire : 2020/2021

Résumé

Dans les sociétés industrielles, les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel dans les stratégies de gestion de l'énergie et de réduction des émissions de gaz à effet de serre, qui jouent à leur tour un rôle clé dans l'énergie. Le présent travail a pour but l'étude de l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre.

Le choix d'un échangeur de chaleur nécessite non seulement une maîtrise de la mécanique fluides et des phénomènes de transfert de chaleur, mais aussi des logiciels pour programmation et calcul scientifique. Pour réaliser notre projet, c'est-à-dire la sélection d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre. Il a d'abord fallu maîtriser le langage Fortran 90 pour réaliser programme requis pour les calculs dimensionnels.

الخلاصة

في المجتمعات الصناعية، تلعب المبادلات الحرارية دورًا أساسيًا في إدارة الطاقة واستراتيجيات الحد من انبعاثات غازات الاحتباس الحراري، والتي بدورها تلعب دورًا رئيسيًا في الطاقة. الغرض من هذا العمل هو دراسة تقييم أداء المبادل الحراري للقذيفة والأنبوب.

لا يتطلب اختيار المبادل الحراري إتقان ميكانيكا الموائع وظواهر نقل الحرارة فحسب، بل يتطلب أيضًا برنامجًا للبرمجة والحساب العلمي. لتنفيذ مشروعنا، وهذا يعني اختيار مبادل حراري أساسي وقذيفة. كان من الضروري أولاً إتقان لغة FORTRAN 90 لإنتاج البرنامج المطلوب لحسابات الأبعاد.

Remerciement

Un grand merci à Dieu qui seul nous guide dans la bonne direction au cours de notre vie et qui m'aide à faire cet humble travail.

Je tiens tout d'abord à exprimer mes sincères remerciements à M. Chaoui Kamel, à Mr. Haouam Abdallah, ainsi qu'à Mr. Sari Mohammed Rafik, qui m'ont apporté coup de main, conseils, patience et disponibilité.

Je tiens à remercier M. Marzouk Bachir, Université Badji Mokhtar - Annaba - pour son encadrement, pour ces conseils avisés et pour son accompagnement tout au long de ce travail.

Je remercie Monsieur, Maître en droit de l'Université de Badji Mokhtar - Annaba - de m'avoir honoré en tant que président du Conseil des arbitres de la défense.

Je remercie Monsieur, Maître en droit, Université de Badji Mokhtar - Annaba - d'avoir accepté le verdict sur ce travail.

Un grand merci pour les responsables de la division fluide qui m'ont facilité les tâches dans l'élaboration de ce mémoire.

Je remercie également tous les professeurs et administrateurs qui ont contribué à ma formation universitaire.

Dédicace

A ma chère maman ... Vous avez toujours été mon école de patience, de confiance et surtout d'espoir et d'amour. Vous êtes et vous resterez pour moi ma référence, la lumière qui illumine mon chemin.

A mon cher papa ... Puisse Dieu vous avoir en sa sainte miséricorde et que ce travail soit une prière pour votre âme.

A mes frères et ma sœur ... ma moitié ... ma fierté ... j'implore le tout-puissant pour qu'il t'accorde une bonne santé et une vie longue et heureuse.

A toute ma famille; A tous mes amies ; A tous mes collègues de la promo 2021 ; Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin ; je vous remercie pour tous le soutien que vous m'accorder.

Liste des figures	
Chapitre I	
Figure I.1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire	3
Co-courant [20].	4
Figure I.2 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire à contre courants [20].	4
Figure I.3 : Exemples d'échangeurs à courants croisés [2].	6
Figure I.4 : Échangeur monotube en serpentín [4].	6
Figure I.5 : Échangeur coaxial [8].	6
Figure I.6 : Échangeur à tube séparé [4].	7
Figure I.7 : Échangeur à tube rapproché [4].	7
Figure I.8 : Échangeur à tube ailette [4].	8
Figure I.9 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre [5].	8
Figure I. 10 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [4].	9
Figure I.11 : Échangeur à plaque et joint [4].	9
Figure I.12 : Échangeur platulaire et schéma canaux [4]	10
Figure I.13 : Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [4].	10
Figure I.14 : Échangeur Packinox [4].	10
Figure I.15 : Échangeur lamellaire [4].	11
Figure I.16 : Échangeur à spirale [4].	11
Figure I.17 : Échangeur brasé [4].	12
Figure I.18 : classification des échangeurs selon le type de contact	12
Figure I.19 : classification des échangeurs selon la configuration de l'écoulement	13
Figure I.20 : classification fonctionnelle des échangeurs	13
Figure I.22 : classification des échangeurs selon la nature de matériau	14
Figure I.23 : classification technologique des échangeurs de chaleur	14
Figure I.24 : classification des échangeurs selon le nombre des fluides.	14
Figure I.25 : La corrosion dans un échangeur industriel [7]	16
Figure I.26 : Entartrage d'un échangeur qui utilise l'eau de mer [7]	17
Figure I.27 : encrassement biologique à cause de l'attaque des algues (SKH) [7]	18

Figure I.28: Un échangeur à problème d'encrassements combinés [7]	19
Chapitre II	

Figure II.1 : Echangeur à tubes et à calandre [13].	20
Figure II.2 : Classification des échangeurs suivant TEMA [10].	22
Figure II.3 : Exemple de calandre [12].	23
Figure II.4 : Plaque tubulaire [16].	25
Figure II.5 : Différentes dispositions des tubes [15].	25
Figure II.6 : Chicanes segmentées [15].	26
Figure II.7 : Chicane à disque et couronne [15].	26
Figure II.8 : Ouverture de chicane [9].	27
Figure II.9 : Tirants et entretoises [12].	27
Figure II.10 : Exemple d'une chambre de distribution [12].	28
Figure II.11 : Echangeur à tête fixe [10].	28
Figure II.12 : Echangeur à tête flottante [10].	29
Figure II.13 : Echangeur à tubes en U [10].	30
Figure II.14: Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles (cocourants) [17].	30
Figure II.15 : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courants [17].	31
Figure II.16 : échangeurs à co-courants [17].	31
Figure II.17 : Élément de surface d'échange dS [17].	32
Figure II.18 : échangeurs à contre-courants [17].	33
Figure II.19 : Facteur de correction pour une passe coté calandre et 2n passes côté tubes [19].	35
Figure II.20 : Facteur de correction pour deux passes coté calandre et 4n passes côté tubes [19].	36
Figure II.21: Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, les deux fluides ne sont pas mélangés [19].	36
Figure II.22: Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, un des fluides est mélangé [19].	36
Figure II.23 : profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface dS [17].	37

Figure II.24 : échangeur coaxial à deux tubes concentriques [17].	40
Figure II.25 : écoulement dans un tube [17].	41
Figure II.26 : écoulement autour d'un tube [17].	42
Figure II.27 : faisceau aligné et quinconce [17].	44

Figure II.28 : Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles ou (co-courants) [17].	45
Figure II.29 : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courants [17].	45
Figure II.30 : Échangeurs tubulaires 1-2 [17].	51
Figure II.31 : Échangeurs tubulaires 2-4 [17].	52
Figure II.32 : Échangeurs à courants croisés [17].	53

Chapitre III

Figure III.1 : Le compresseur centrifuge centac [21].	55
Figure III.2 : Engrenage principal [21].	56
Figure III.3 : rotor [21].	56
Figure III.4 : Diffuseurs [21].	57
Figure III.5 : Refroidisseurs intermédiaires [21].	58
Figure III.6 : tubulure de refroidisseurs [21].	58
Figure III.7 : Séparateurs d'humidité [21].	59
Figure III.8 : Refroidisseur d'huile (réfrigérant d'huile) [21].	61
Figure III.9 : comment nettoyer un refroidisseur d'huile [21].	63

Chapitre IV

Figure IV.1 : Organigramme de calculs pour fortran 90.	69
Figure IV.2 : Programme de calcul de la puissance thermique et le débit d'huile	70
Figure IV.3 : Résultats de programme de calcul de la puissance thermique et le débit d'huile	71
Figure IV.4 : Programme de calcul des capacités thermiques des deux fluides.	71
Figure IV.5 : Résultats de programme de calcul des capacités thermiques des deux fluides.	72
Figure IV.6 : Programme de calcul de nombre d'unité de transfert NUT et l'efficacité	72
Figure IV.7 : Résultats du programme de calcul du nombre d'unité de transfert NUT et l'efficacité	73

Figure IV.8 : Programme de calcul des performances dans les tubes et calandre	74
Figure IV.9: Résultats du programme de calcul des performances dans les tubes et calandre	74
Figure IV.10 : Programme de calcul les pertes de charge coté tube et calandre	75
Figure IV.11 : Résultats du programme de calcul les pertes de charge coté tube et calandre	76

□ Liste des tableaux

Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques des deux fluides de l'échangeur	69
Tableau IV.2 : Propriétés mécaniques de l'échangeur	70
Tableau IV.3 : les résultats obtenu par logiciel FORTRAN	77

- **Nomenclature**

a	Coefficient empirique	Sans dimensions
B	Espacement des chicanes	m
C_c	Débit calorifique du fluide chaud	w/°c
C_f	Débit calorifique du fluide froid	w/°c
R	Rapport des débits calorifiques	Sans dimensions
C_{max}	Débit calorifique maximum	w/°c
C_{min}	Débit calorifique minimum	w/°c
C_p	Chaleur spécifique	J/kg.°c
c_{pc}	La chaleur spécifique du fluide chaud	J/kg.°c
c_{pf}	La chaleur spécifique du fluide froid	J/kg.°c
d	Diamètre	m
d_e	Diamètre extérieur des tubes	m
d_i	Diamètre intérieur des tubes	m
D_e	Diamètre équivalent de la calandre	m
D_c	Diamètre de la calandre	m
F	Facteur de correction	Sans dimensions
f	Facteur de friction	Sans dimensions
J_{ht}	Facteur de transfert thermique interne	Sans dimensions
J_{hc}	Facteur de transfert thermique externe	Sans dimensions
G_c	Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre	Kg/m ² .s
G_t	Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes	Kg/m ² .s
h_i	Coefficient d'échange convectif côté tubes	w/m ² .°c
h_{io}	Coefficient d'échange convectif moyen	w/m ² .°c
h_o	Coefficient d'échange convectif côté calandre	w/m ² .°c
L	Longueur	m

\dot{m}	Débit massique	Kg/s
\dot{m}_c	Débit massique du fluide circulant dans la calandre	Kg/s
\dot{m}_f	Débit massique du fluide circulant dans les tubes	Kg/s
N_B	Nombre de chicanes	Sans dimensions
N_{pt}	Nombre de passes coté tubes	Sans dimensions
N_{tp}	Nombre de tubes par passe	Sans dimensions
N_t	Nombre de tubes	Sans dimensions
N_u	Nombre de Nusselt	Sans dimensions
NUT	Nombre d'unités de transfert	Sans dimensions
ΔP	Pertes de charges	N/m ²
ΔP_t	Pertes de charges dans les tubes	N/m ²
ΔP_c	Pertes de charges dans la calandre	N/m ²
Pr	Nombre de Prandtl	Sans dimensions
P_m	Périmètre mouillé	m
P	Pas tubulaire	m
S	Surface	m ²
K	Coefficient d'échange global	w/m ² .°c
R_{ec}	résistance d'encrassement du côté chaud	(m ² .°C)/W
R_{ef}	résistance d'encrassement du côté froid	(m ² .°C)/W
Re_t	Nombre de Reynolds coté tubes	Sans dimensions
Re_c	Nombre de Reynolds coté calandre	Sans dimensions
S_m	surface d'échange moyenne	m ²
S_c	Section de passage coté calandre	m ²

S_f	surface d'échange côté froid	m^2
S_t	Section de passage coté tubes	m^2
ΔT	Différence des températures des fluides	$^{\circ}C$
ΔT_1	Différence des températures des fluides à l'entrée	$^{\circ}C$
ΔT_2	Différence des températures des fluides à la sortie	$^{\circ}C$
ΔT_{LM}	Moyenne logarithmique de l'écart des températures	$^{\circ}C$
ΔT_{max}	Différence des températures maximale	$^{\circ}C$
T	Température	$^{\circ}C$
T_c	Température moyenne du fluide circulant dans la calandre	$^{\circ}C$
T_t	Température moyenne du fluide circulant dans les tubes	$^{\circ}C$
T_p	Température de la paroi	$^{\circ}C$

- **Lettres grecques**

ρ	Masse volumique	Kg/m^3
μ	Viscosité dynamique	$Kg/m.s$
ε	Efficacité de l'échangeur	Sans dimensions
λ	Conductivité thermique du milieu	$w/m.s$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
ϕ_t	Rapport des Viscosités dynamiques coté tube	Sans dimensions
ϕ_c	Rapport des Viscosités dynamiques coté calandre	Sans dimensions
Φ	Puissance (flux) thermique	W
Φ_{max}	Flux thermique maximum	W

- **Indices**

e	Entrée de l'échangeur
s	Sortie de l'échangeur
f	Fluide froid
c	Fluide chaud
p	Paroi
t	Coté tubes
c	Coté calandre

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1 Introduction	1
I.2 Définition d'un échangeur de chaleur	1
I.3 Modes de transfert de chaleur	1
I.3.1 Transfert de chaleur par conduction	1
I.3.2 Transfert de chaleur par convection	2
I.3.3 Rayonnement	2
I.4 Modes d'écoulement des deux fluides	2
A/ Ecoulements co-courants (Ecoulements des deux fluides parallèles et de même sens)	2
B/ Ecoulements contre courants (Ecoulements des fluides parallèles mais de sens contraires)	3
C/ Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage	4
I.5 Principe général de fonctionnement.....	5
I.6 Type des échangeurs de chaleur.....	5
I.6.1 Les échangeurs tubulaires	5
I.6.1.1 Échangeur monotube.....	5
I.6.1.2 Échangeur coaxial.....	5
I.6.1.3 Échangeur multitubulaire	6
a. Échangeur à tubes séparés.....	6
b. Échangeur à tubes rapprochés	6
c. Échangeur à tubes ailettes	6
d.Échangeur à faisceau de tubes et calandre	7
I.6.2 Échangeur à plaque	7
I.6.2.1 Échangeurs à surface primaire	7
I.6.2.2 Échangeurs à plaques et joints	8
I.6.2.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées.....	8
I.6.2.3.1 Échangeur platulaire	8
I.6.2.3.2 Échangeur Compabloc.....	9
I.6.2.3.3 Échangeur Packinox.	9
I.6.2.3.4 Échangeur lamellaire	10

I.6.2.3.5	Échangeur à spirale	10
I.6.2.3.6	Échangeur brasé	10
I.7	Critères de classement des échangeurs	11
I.7.1	Type de contact	11
I.7.2	Classement suivant la disposition des écoulements	11
I.7.3	Classement fonctionnel	12
I.7.4	Classement suivant la compacité de l'échangeur	12
I.7.5	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	13
I.7.6	Classement technologique	13
I.7.7	Classement selon le nombre des fluides	14
I.8	L'encrassement	14
I.8.1	Définition	14
I.8.2	Classification d'encrassement	15
I.8.2.a	Encrassement particulière	15
I.8.2.b	Corrosion	15
I.8.2.c	Entartrage	16
I.8.2.d	Encrassement biologique	17
I.8.2.e	Encrassement par réaction chimique	18
I.8.2.f	Encrassement par solidification	18
I.8.2.g	Modes combinés	18

Chapitre II: Etude Descriptive d'un échangeur à tubes et calandre

II.	Définitions	20
II.1	Description d'un échangeur à tubes et calandre	20
II.1.1	Description générale	20
II.1.2	Norme TEMA	21
II.2	Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre.....	23
II.2.1	La calandre	23
II.2.2	Le faisceau tubulaire	23
II.2.2.1	Les plaques tubulaires	23
II.2.2.2	Les tubes.....	24
	• Dimensions et disposition des tubes.....	24

• Le pas tubulaire	24
II.2.2.3 Les chicanes.....	25
• Types de chicanes.....	25
• Espacement des chicanes	25
• Ouvertures des chicanes	27
II.2.2.4 Les tirants et les entretoises.....	27
II.2.3 La chambre de distribution.....	28
II.3 Classification des échangeurs à tubes et calandre	28
II.3.1 Echangeurs à plaques tubulaires fixes	28
II.3.2 Echangeurs à tête flottante.....	29
II.3.3 Echangeurs à faisceau en U.....	30
II.4 Distribution de température dans un échangeur.....	31
II.5 Méthode de la différence moyenne logarithmique des températures	31
II.5.1 Les échangeurs à co-courants.....	31
II.5 .2 Les échangeurs à contre-courants.....	34
II.5 .3 Facteur de correction.....	35
II.6 Évaluation du coefficient d'échange global	37
II.6.1 Ordre de grandeur des résistances d'encrassement R_e	39
II.6.2 Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f	39
II.6.2.1 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée	41
a. Écoulement dans un tube.....	41
✚ Régime turbulent	41
✚ Régime d'entrée des tubes	42
✚ Régime laminaire	42
b. Écoulement autour d'un tube	42
✚ Cas d'un gaz.....	43
✚ Cas d'un Liquide.....	43
c. Ecoulement autour d'un faisceau de tubes	44
II.7 Efficacité d'un échangeur	44
II.7.1 Définition.....	44
II.7.2 Calcul de l'efficacité	47
a) Échangeur à courants parallèles (co-courants) $C_f > C_c$	47
b) Échangeur à contre-courants $C_f > C_c$	48

II.7.3 Nombre d'unités de transfert (NUT)	49
II.7.3.1 Définitions	49
➤ Relation entre NUT et efficacité	49
➤ Relation entre NUT et efficacité – Généralités	51
II.8 Échangeurs tubulaires	52
II.8.1 Échangeurs tubulaires 1-2.....	52
II.8.2 Échangeurs tubulaires 2-4	53
II.8.3 Échangeurs à courants croisés	54
Chapitre III : Rôle de l'échangeur de chaleur dans la lubrification	
du Compresseur CENTAC (division fluide-zone ouest à El-Hadjar)	
III. Le compresseur centrifuge centac	55
III.1 Description de système.....	55
III.2 Engrenage principal.....	56
III.3 Groupe rotor	56
III.4 Diffuseurs	57
III.5 Refroidisseurs intermédiaires et refroidisseur complémentaire	57
III.6 Séparateurs d'humidité.....	58
III.7 Circuit de refroidissement de l'eau.....	59
III.8 Systeme de lubrification	59
III.9 Refroidisseur(s) d'huile	60
III.9.1 Installation sur Place	60
III.9.2 Fonctionnement	61
III.9.3 Maintenance	62
III.9.4 Nettoyage	62
Chapitre IV : performances de l'échangeur à tubes et calandre,	
Méthode de Kern	
IV.1 Evaluation des performances de l'échangeur à tubes et calandre.....	64
IV.1.1 Evaluation des performances dans les tubes	64
IV.1.1.1 Coefficient d'échange convectif.....	64
IV.1.2 Evaluation des performances dans la calandre	66
IV.1.2.1 Méthode de Kern	66

IV.2 Principe de calculs	68
IV.3 Description du programme de calcul.....	69
IV.4 Partie calculs.....	70
IV.4.1 Calcul thermique des performances de l'échangeur	70
IV.4.1.1 Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur.....	70
IV.4.2 Calcul de la puissance thermique et le débit d'huile	71
IV.4.3 Calcul des capacités thermiques	72
IV.4.4 Calcul du nombre d'unités de transfert NUT et l'efficacité.....	72
IV.5 Calcul des performances d'un échangeur à tubes et calandre.....	73
➤ Les pertes de charge coté tubes et calandre	75
Résultats et discussion	
Conclusion générale	
Bibliographie	
Annexe	



Introduction générale

Introduction générale

L'énergie est le fondement de toute politique et économie industrielle. Dans le contexte économique actuel, la hausse des prix des ressources, notamment du pétrole, ainsi que le réchauffement climatique provoqué par les émissions de combustion (gaz à effet de serre), nécessitent des entreprises industrielles toujours plus performantes, tant en termes de gestion de l'énergie, que de protection de l'environnement, donc, l'optimisation des procédés de fabrication, pour des rendements de procédés plus élevés et une meilleure gestion des énergies disponibles, qu'elles soient fossiles ou renouvelables, produites ou collectées, a toujours fait l'objet de recherches scientifiques.

Compte tenu de leurs nombreux avantages (récupération de chaleur, refroidissement des machines, etc.), les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel dans les stratégies de gestion de l'énergie et de réduction des émissions de gaz à effet de serre, qui jouent à leur tour un rôle clé dans l'énergie. La stratégie commerciale est devenue un élément indispensable dans toute industrie. Tous les procédés industriels utilisent au moins un échangeur de chaleur, que ce soit dans le procédé lui-même ou dans le système de récupération de chaleur de ces procédés.

Le présent travail a pour but l'étude de l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Pour cela, une maîtrise des éléments de transferts thermiques, ainsi que des connaissances en mécanique des fluides s'avèrent nécessaires.

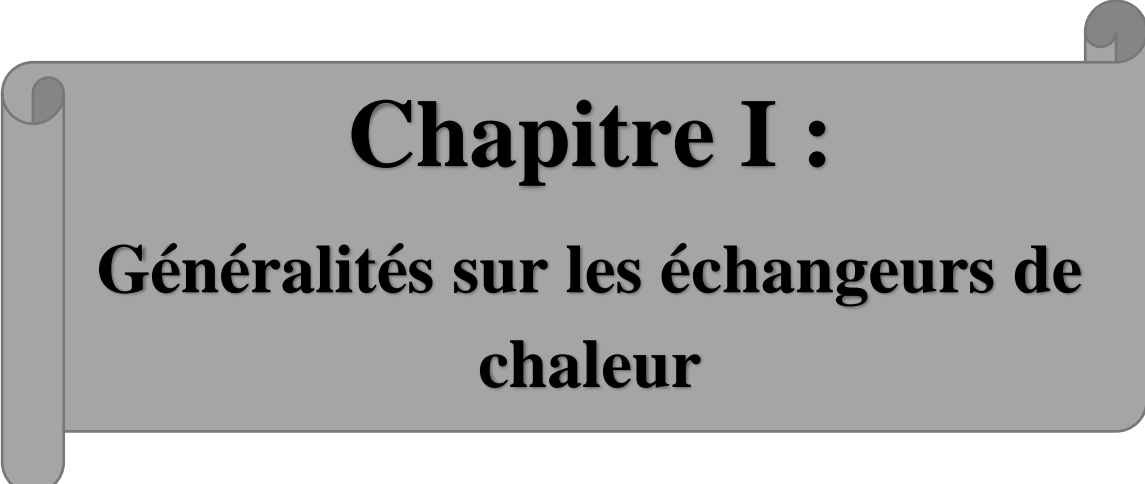
C'est durant la période du stage qui a été réalisée dans l'unité de division fluide El-Hadjar en mars 2021 que ce sujet a été abordé dans le but d'étudier l'échangeur de chaleur à tubes et calandre situé au niveau du compresseur d'air pour le refroidissement de l'huile.

Dans le premier chapitre sont introduites les généralités sur l'échangeur de chaleur, les types de transfert de chaleur, la nature d'écoulement, et comment éviter l'encrassement de ces échangeurs.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude descriptive d'un échangeur à tubes et calandre ainsi que la nature de l'écoulement, en ayant recours aux méthodes de la moyenne logarithmique de l'écart des températures DTLM, et au nombre d'unités de transfert NUT.

Le troisième chapitre est consacré au Rôle de l'échangeur de chaleur dans la lubrification du compresseur CENTAC (division fluide –zone Ouest à El-Hadjar), de ce fait, une description détaillée de ce type d'échangeur est donnée.

Dans le quatrième chapitre, un programme de calcul a été élaboré en Fortran, dans le but d'évaluer les performances de l'échangeur thermique à tubes et calandre par la méthode de Kern.



Chapitre I :
**Généralités sur les échangeurs de
chaleur**

I.1 Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un dispositif essentiel de toute politique de conservation de l'énergie. Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les processus industriels passe au moins une fois dans un échangeur de chaleur, à la fois en les procédés eux-mêmes ainsi que dans les systèmes de récupération d'énergie thermique de ces processus. Ils sont principalement utilisés dans les secteurs industriels (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc ...), transport (automobile, aéronautique, marine), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Choisir un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : plage de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides. Il est évident qu'avoir un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain en efficacité et en énergie.

I.2 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour le transfert d'énergie (sous forme thermique) entre deux fluides ou plus, à des températures différentes. Les deux fluides sont, généralement, séparés par une paroi solide à travers de laquelle les échanges thermiques se font par conduction. Le transfert de chaleur fluide-paroi se fait par convection. Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants dans les applications industrielles telles que : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, refroidissement des stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération, ... etc [18].

I.3 Modes de transfert de chaleur

Le transfert d'énergie thermique est une transmission de cette énergie d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. On reconnaît classiquement trois modes de transmission de chaleur : la Conduction, la Convection et le Rayonnement [1].

I.3.1 Transfert de chaleur par conduction

Dans la transmission par conduction la chaleur se diffuse de proche en proche d'une particule à l'autre grâce aux vibrations des atomes ou des molécules et du mouvement des électrons ; ce mode de transfert nécessite donc une présence de matière, mais sans déplacement macroscopique de celle-ci. Le transfert de chaleur par conduction est régi par la loi de Fourier, établie expérimentalement pour le cas d'un transfert unidirectionnel d'un corps solide indéformable [1].

$$dq = -\lambda S \frac{dT}{dx} dt \quad (I.1)$$

Où λ est la conductivité thermique du matériau.

Le flux de chaleur s'écrit alors :

$$\phi = \frac{dq}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.2})$$

La densité de flux de chaleur s'exprime par :

$$\varphi = \frac{1}{S} \frac{dq}{dt} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.3})$$

I.3.2 Transfert de chaleur par convection

En ce qui concerne la convection, le transfert de chaleur se fait par le mouvement de fluide, sous l'effet d'une variation de température ou d'une force extérieure : dans le premier cas il s'agit d'une convection naturelle et dans le second d'une convection forcée [1]. Ce mode de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\phi = h S (T_p - T_\infty) \quad (\text{I.4})$$

h : coefficient d'échange convectif.

S : surface d'échange en contact avec le fluide.

T_p : température de la paroi.

T_∞ : Température loin de la paroi.

I.3.3 Rayonnement

Le rayonnement est le seul mode de transfert de chaleur qui ne nécessite pas de support matériel, il peut avoir lieu entre deux corps placés dans le vide. Des ondes électromagnétiques véhiculent la chaleur, cette puissance est évaluée par la loi de Stephan Boltzmann :

$$M = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{I.5})$$

Où ε est l'émissivité de la surface.

σ est la constante de Stephan Boltzmann et vaut $5,67 \cdot 10^{-8} (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4})$. Après avoir défini les modes de transfert de chaleur, nous allons passer à un cas pratique (les échangeurs de chaleur), où ces différents modes de transfert de chaleur peuvent coexister à la fois. Cependant les échangeurs radiatifs n'interviennent que très rarement dans les échangeurs de chaleur [1].

I.4 Modes d'écoulement des deux fluides

On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents

A/ Ecoulements co-courants (Ecoulements des deux fluides parallèles et de même sens) :

Il s'agit d'échangeurs dits à Co- courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent

pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

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

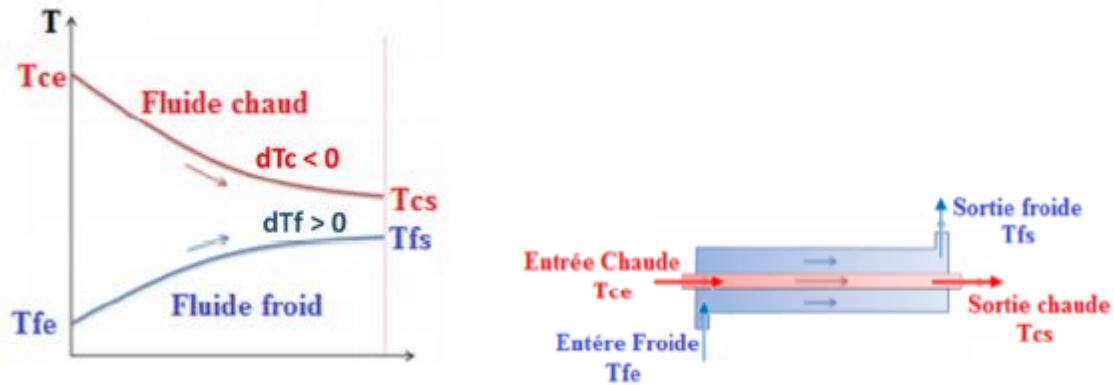


Figure I.1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire Co-courant [20].

B/ Ecoulements contre courants (Ecoulements des fluides parallèles mais de sens contraires) :

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique. L'avantage de l'échangeur à contre-courant sur l'échangeur à co-courant est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles [2].

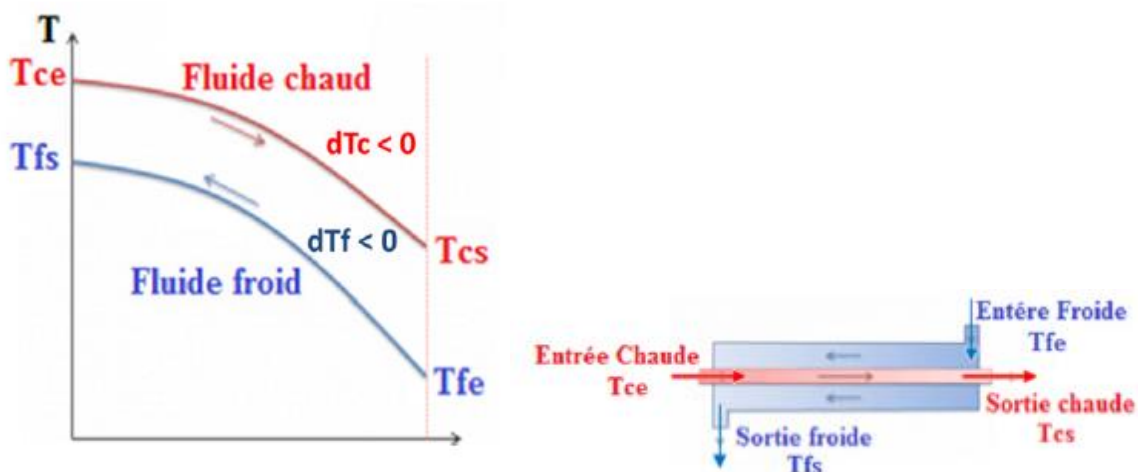


Figure I.2 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire à contre courants [20].

C/ Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure I.3), le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèle distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés est donnée par la (figure I.3)

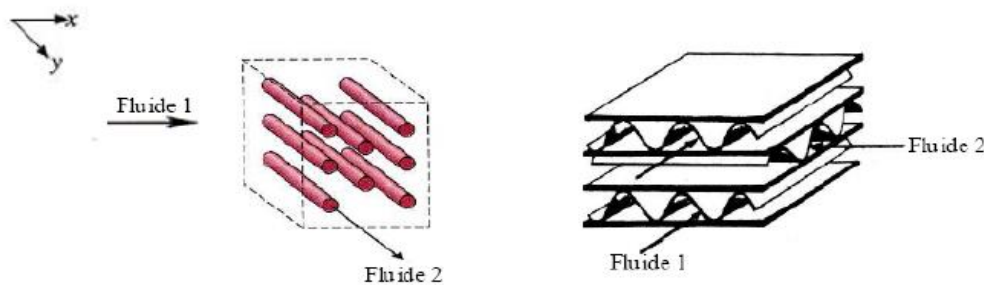


Figure I.3 : Exemples d'échangeurs à courants croisés [2].

Les trois écoulements décrits, sont rarement utilisés dans toute leur simplicité. En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires. Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

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

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

Le principal problème en génie thermique est de définir suffisamment de surfaces d'échange entre les deux fluides pour transférer la chaleur nécessaire dans une configuration donnée [2].

I.5 Principe général de fonctionnement

Le principe le plus général est de faire circuler deux fluides à travers une canalisation afin qu'ils soient en contact thermique.

Les deux fluides sont en contact thermique à travers la paroi, qui est le plus souvent métallique, facilitant ainsi les échanges thermiques. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi, d'où le nom d'appareil.

Le principe général est simple, mais du fait de la construction géométrique, il donne lieu à un grand nombre de modes de réalisation différents.

La quantité de chaleur transférée dépend de la zone d'échange entre les deux liquides, mais également de nombreux autres paramètres, ce qui rend difficile le test précis de ces appareils. Les flux de chaleur transférés dépendront également des températures d'entrée et des propriétés thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique) en plus des coefficients d'échange thermique. [3]

I.6 Type des échangeurs de chaleur

I.6.1 Les échangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [4].

I.6.1.1 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure ci-dessous.

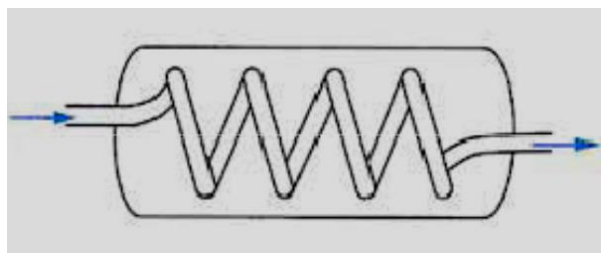


Figure I.4: Échangeur monotube en serpentin [4].

I.6.1.2 Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure ci-dessous [4].

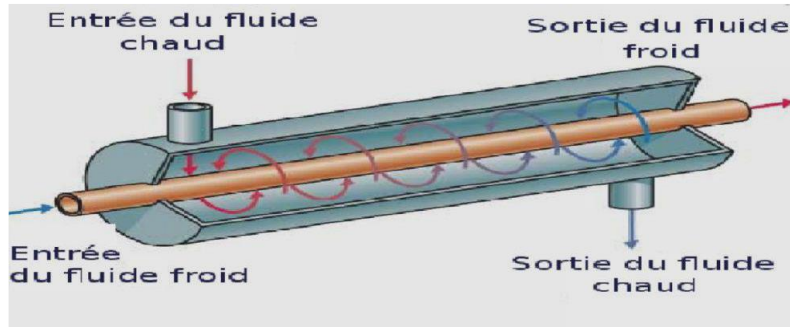


Figure I.5: Échangeur coaxial [8].

I.6.1.3 Échangeur multitubulaire

Existant sous trois formes :

a. Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises.

L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [4].

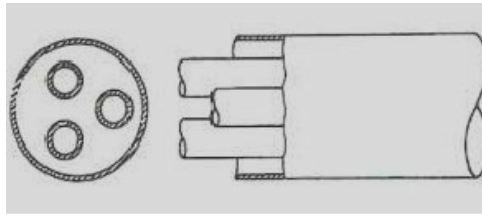


Figure I.6: Échangeur à tube séparé [4].

b. Échangeur à tubes rapprochés

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

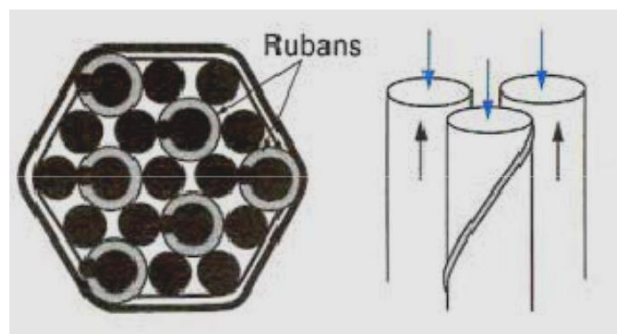


Figure I.7: Échangeur à tube rapproché [4].

c. Échangeur à tubes ailettes

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes.

Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ces lames se refroidissent au contact de l'air. Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. On utilise également ce type d'installation pour refroidir les moteurs de voiture ou encore les moteurs en tout genre. Dans ce dernier cas, la chaleur due aux frottements et à l'induction magnétique (cas d'un moteur électrique) est directement transférée à la protection extérieure du moteur qui possède des ailettes fixées à sa surface.

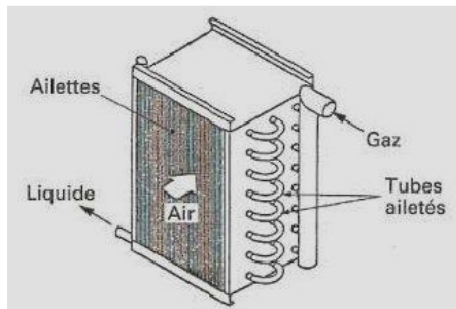


Figure I.8: Échangeur à tube ailette [4].

d.Échangeur a faisceau et calandre

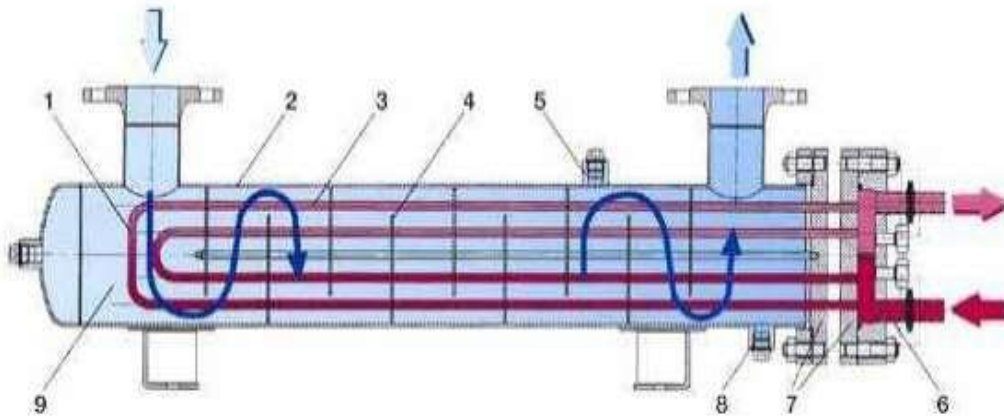


Figure I.9: Schéma typique d'un échangeur tubes calandre [5].

1	Faisceau tubulaire	4	chicane	7	Plaque tubulaire
2	Enveloppe Calandre	5	Raccord évent	8	Raccorde vidange
3	Intérieur tube	6	Intérieur boîte à eau	9	Intérieur enveloppe

I.6.2 Échangeur à plaque

I.6.2.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [4].

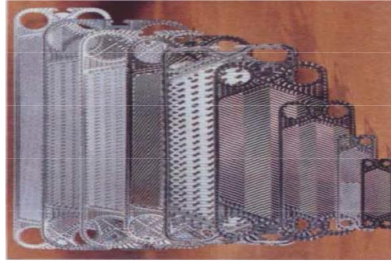


Figure I. 10: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [4].

I.6.2.2 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [4].



Figure I.11: Échangeur à plaque et joint [4].

I.6.2.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leurs différents types [4].

I.6.2.3.1 Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés [4].

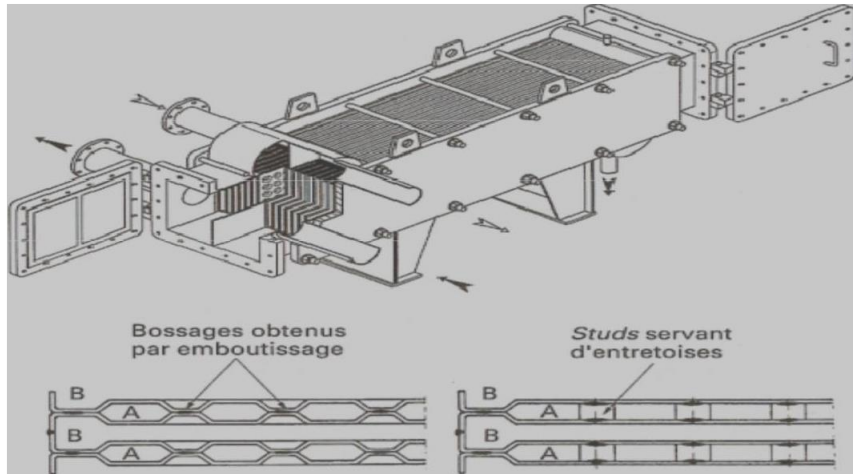


Figure I.12: Échangeur platulaire et schéma canaux [4]

I.6.2.3.2 Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corrigées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés [4].

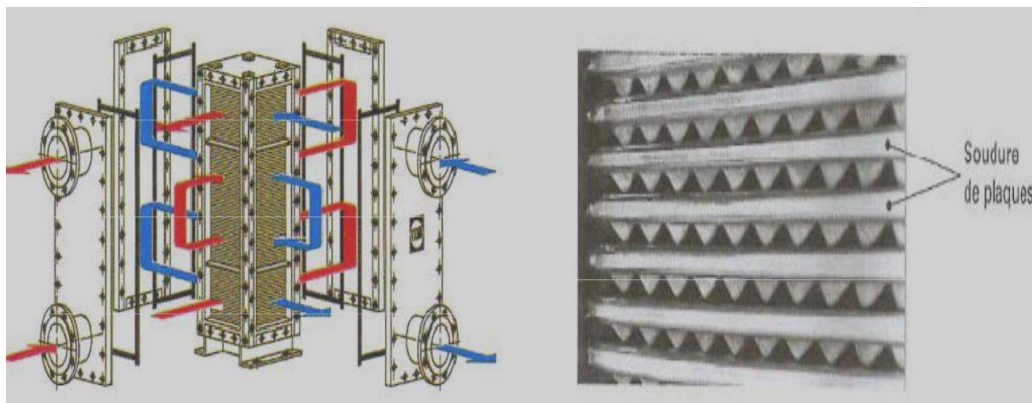


Figure I.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [4].

I.6.2.3.3 Échangeur Packinox.

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar [4].

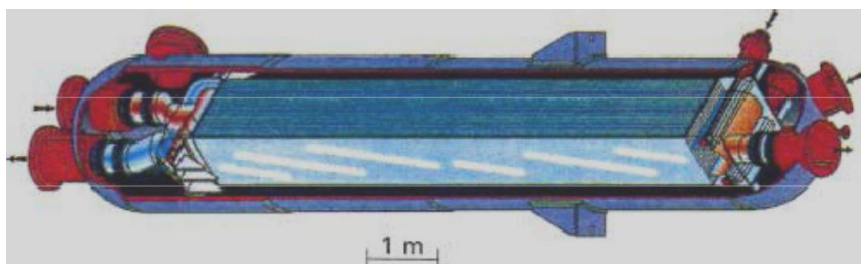


Figure I.14: Échangeur Packinox [4].

I.6.2.3.4 Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique [4].

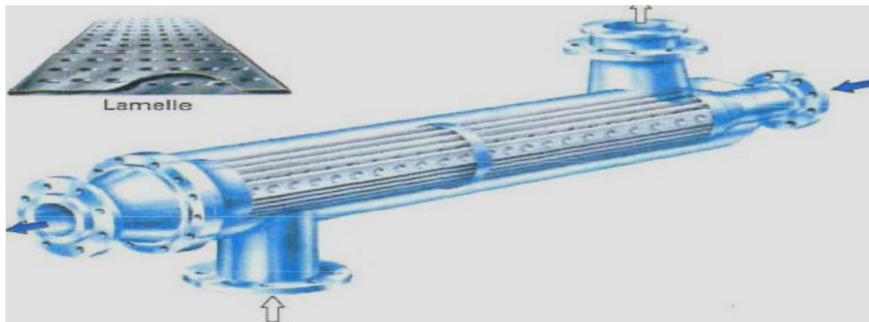


Figure I.15: Échangeur lamellaire [4].

I.6.2.3.5 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [4].

La figure suivante représente l'échangeur à spirale

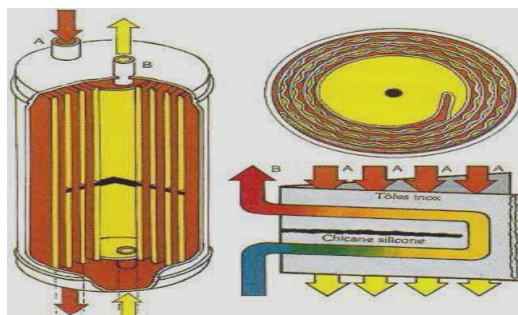


Figure I.16: Échangeur à spirale [4].

I.6.2.3.6 Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées [4].

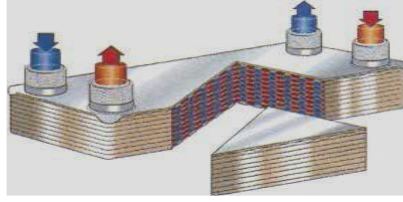


Figure I.17 : Échangeur brasé [4].

I.7 Critères de classement des échangeurs

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

I.7.1 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 (Figure I.18) [6].

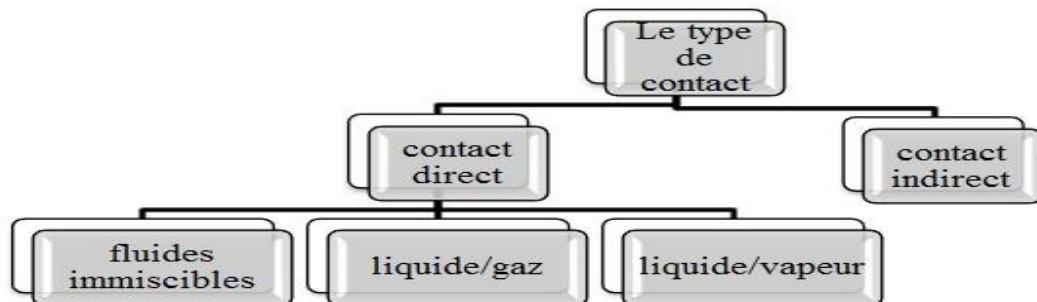


Figure I.18 : classification des échangeurs selon le type de contact

I.7.2 Classement suivant la disposition des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories (Figure I.19) :

- ✓ Même sens « co-courants ».
- ✓ Sens contraires « contre-courants ».
- ✓ Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaires l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés » [6].

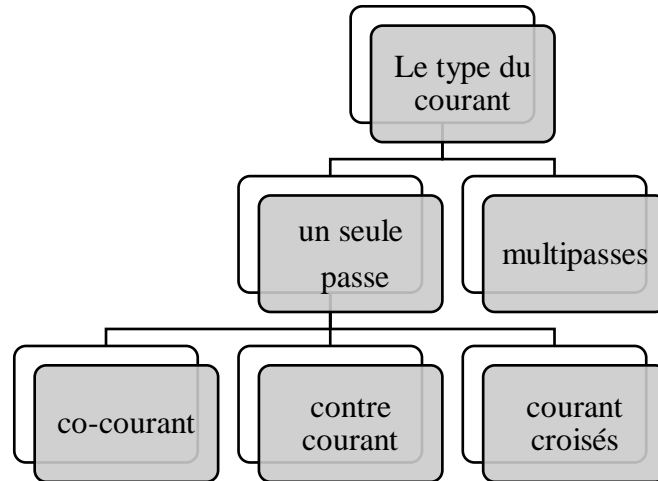


Figure I.19 : classification des échangeurs selon la configuration de l'écoulement

I.7.3 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique (Figure I.20). On rencontre alors les différents cas suivants :

- ✓ Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ✓ Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs [6].

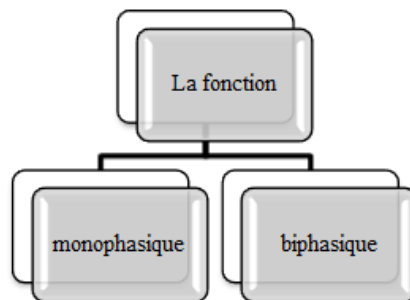


Figure I.20 : classification fonctionnelle des échangeurs

I.7.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur est considéré comme compact si sa compacité est supérieure à 700 m^2/m^3 ; cette valeur est susceptible de varier de 500 à 800 m^2/m^3 (Figure I.21) [6]

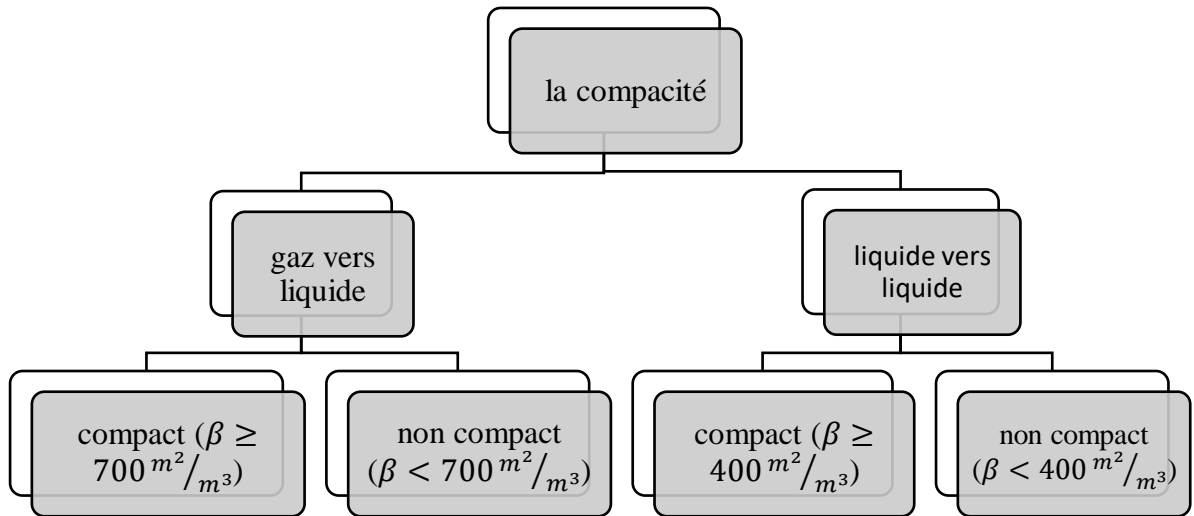


Figure I.21 : classification des échangeurs selon la compacité

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

On retiendra deux types de paroi (Figure I.22) :

- ✓ Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- ✓ Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [6]

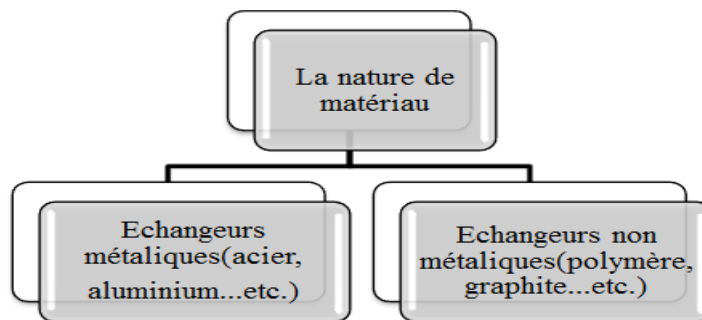


Figure I.22 : classification des échangeurs selon la nature de matériau

I.7.6 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants (Figure I.23) :

- ✓ À tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ✓ À plaques : à plaques brasées, soudées ou à plaques et joints.
- ✓ Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé [6].

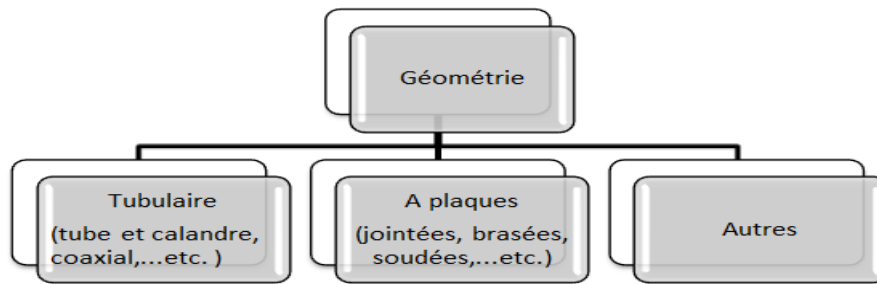


Figure I.23 : classification technologique des échangeurs de chaleur

I.7.7 Classement selon le nombre des fluides :

Voir (Figure I.24).

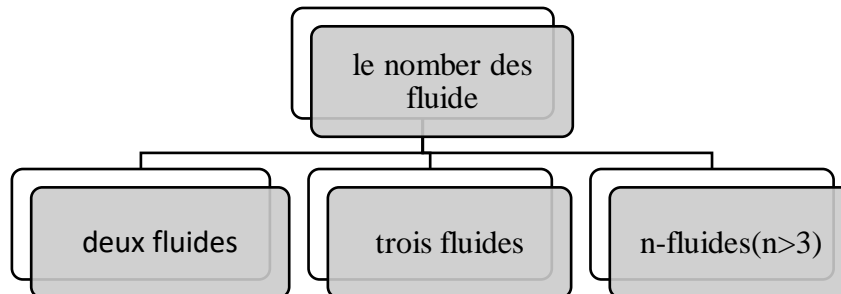


Figure I.24 : classification des échangeurs selon le nombre des fluides.

I.8 L'encrassement :

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeurs de chaleur concernent les phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibration et de résistance mécanique. L'encrassement est un énorme problème pour les performances des échangeurs de chaleur.

I.8.1 Définition :

L'encrassement peut être défini comme le dépôt de matériaux ou de substances indésirables sur une paroi, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de cette paroi rend beaucoup plus complexes les mécanismes d'encrassement par rapport au cas isotherme rencontré, par exemple, lors de l'utilisation de membranes ou de filtres.

Cet encrassement, souvent inévitable dans les installations industrielles, produit deux types d'effets, on observe généralement :

- ❖ Une augmentation des pertes de charge par frottement sur les parois puis une réduction de la section de passage du fluide dans l'appareil, pouvant aller jusqu'au bouchage partiel ou total de l'échangeur. Dans ce cas, on utilise le terme «colmatage».
- ❖ Une dégradation des échanges de chaleur car l'encrassement crée une résistance thermique additionnelle entre les fluides chaud et froid.

L'encrassement se répercute sur la rentabilité des installations par des coûts principalement liés aux pertes de production, à la surconsommation d'énergie et aux frais de nettoyage et de maintenance, et dans une moindre mesure aux surdimensionnements et aux ajouts d'équipements de nettoyage [7].

I.8.2 Classification d'encrassement :

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents d'encrassement peuvent alors être définis :

- ❖ Encrassement particulaire.
- ❖ Corrosion.
- ❖ Entartrage.
- ❖ Encrassement biologique.
- ❖ Encrassement par réaction chimique.
- ❖ Encrassement par solidification [7].

I.8.2.a Encrassement particulaire :

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

- ❖ L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer).
- ❖ Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- ❖ Les fumées industrielles ou de moteurs thermiques comprenant des résidus solides de combustion [7].

I.8.2.b Corrosion :

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

mécanisme de corrosion in situ. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulaire (Figure I.25).



Figure I.25 : La corrosion dans un échangeur industriel [7]

I.8.2.c Entartrage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle.

Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude ; la cristallisation se produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent ; dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable.

L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare.

L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage (figure I.26) [7].



Figure I.26: Entartrage d'un échangeur qui utilise l'eau de mer [7]

I.8.2.d Encrassement biologique :

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages.

Les actions de prévention consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Il faut signaler le cas des saumures géothermales à forte teneur en silice. Traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction.

Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plupart des micro-organismes et a une action rapide.

Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance.

La tendance à l'encrassement biologique (Figure I.27) est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à leur développement [7].

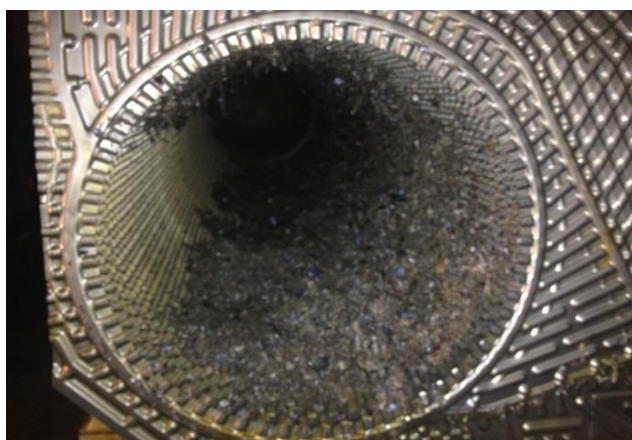


Figure I.27 : encrassement biologique à cause de l'attaque des algues (SKH) [7]

I.8.2.e Encrassement par réaction chimique :

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt.

Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques [7].

I.8.2.f Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur sous-refroidie au contact d'une surface d'échange (formation d'une couche de glace ou de givre à l'intérieur des conduites) ou du dépôt d'un constituant à haute température de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffinés). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide ou sublimation (formation du givre) [7].

I.8.2.g Modes combinés

La plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins des deux types précédemment décrits.

Dans les échangeurs refroidis à l'eau par exemple, les dépôts peuvent provenir de l'entartrage, de l'encrassement particulaire, de la corrosion in situ et de l'encrassement biologique. Au stade initial de la formation du dépôt, un type peut prédominer et accélérer ainsi la contribution des autres (Figure I.28).

Si quelques progrès ont été réalisés dans la compréhension du mode d'action des types élémentaires, leurs interactions restent encore bien souvent difficiles à préciser. L'effet de l'augmentation des pertes de charge par frottement à la paroi peut également renforcer la baisse de performance de l'échangeur, si le système de pompage du fluide ne parvient pas à maintenir le débit nominal dans le côté encrassé de l'échangeur, le coefficient d'échange va alors baisser.

On peut également observer une mauvaise distribution du fluide dans les canaux d'échange quand l'échangeur comporte des canaux en parallèle (échangeur tubes et calandre ou a plaques), ce qui provoque également une baisse des performances [7].

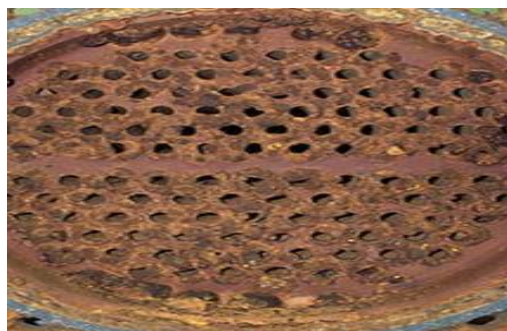
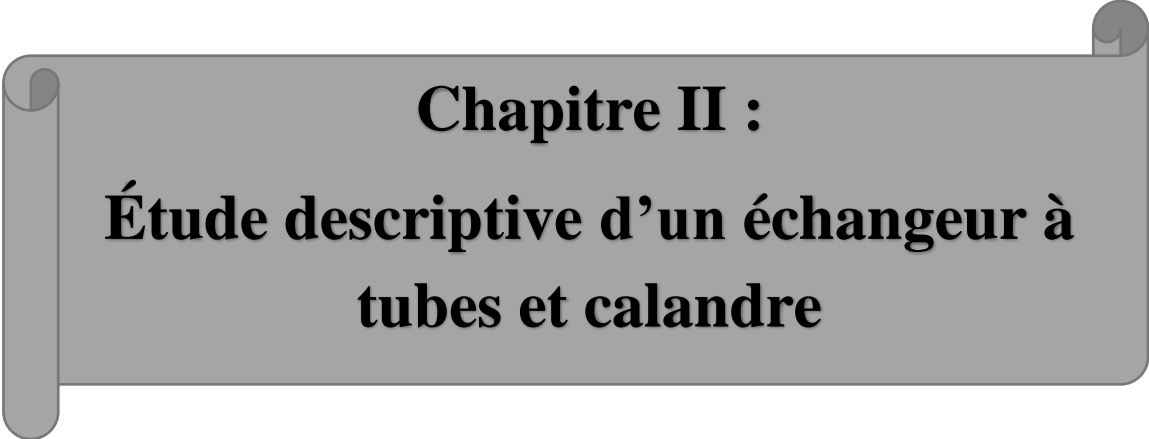


Figure I.28: Un échangeur à problème d'encrassements combinés [7]



Chapitre II :
**Étude descriptive d'un échangeur à
tubes et calandre**

II. Définitions :

Les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus utilisés dans les industries de procédé et particulièrement dans la chimie et le raffinage. La plupart des échangeurs tubulaires de ce type sont conçus en respectant les normes "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association" (TEMA). TEMA est une association professionnelle de constructeurs d'échangeurs de ce type, qui se sont réunis pour définir des normes de conception et de construction [10].

II.1 Description d'un échangeur à tubes et calandre

II.1.1 Description générale

L'échangeur de chaleur à calandre et tubes comporte un faisceau de tubes Installé sur deux plaques tubulaires connectées à la boîte de distribution pour assurer que fluide dans le faisceau circule plusieurs fois. Le faisceau est contenu dans une calandre est équipée de tuyaux pour l'entrée et la sortie du fluide circulant à l'extérieur des tubes. La grille est généralement en acier au carbone pour résister à La forte pression exercée par le fluide. Comme le montre la (figure II.1), le déflecteur est placé dans la grille et utilisé pour guider l'écoulement du fluide à l'intérieur de la calandre pour maximiser l'écoulement latéral dans le pipeline. Ceux-ci soutiennent également la poutre et évitent la déformation des tubes. La forme du déflecteur et la distance les séparant est étudiée au cas par cas [11].

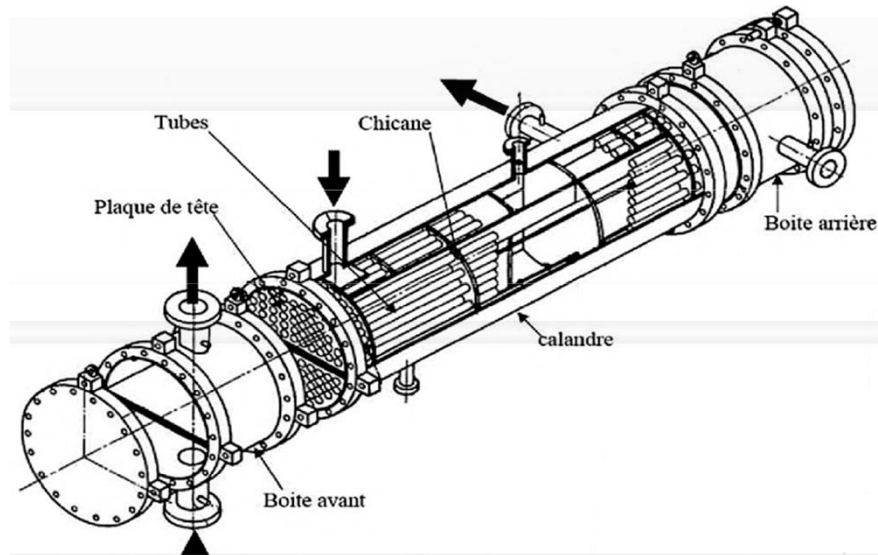


Figure II.1 : Echangeur à tubes et à calandre [13].

- **Convention**

Le fluide circulant dans les tubes est noté fluide côté tubes ou fluide intérieur, tandis que le fluide circulant dans la calandre est noté fluide côté calandre ou fluide extérieur.

II.1.2 Norme TEMA

Les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre se sont imposés sur le marché en vu de leur large domaine d'application. De ce fait, ces systèmes font l'objet d'une normalisation dans le cadre de la conception, la norme la plus couramment utilisée est le standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Un échangeur TEMA est désigné par trois lettres représentant respectivement l'extrémité avant de l'échangeur, c'est-à-dire la chambre de distribution, la calandre, et l'extrémité arrière ou le fond de calandre. La norme américaine TEMA classe les échangeurs thermiques à tubes et calandre en fonction de leurs applications industrielles en trois catégories : une classe A rarement utilisée dans l'industrie, une classe B adoptée dans la plupart des cas, et une classe R réservée aux conditions de fonctionnement extrêmes du point de vue mécanique et environnemental. La standardisation suivant TEMA offre des dimensions optimales des tubes et des calandres. Ces dimensions sont données en tenant compte des facteurs influençant le transfert thermique (corrosion, adhérence...) [10]. La (figure II.2) montre les différentes désignations des deux extrémités et de la calandre des échangeurs à chaleur TEMA.

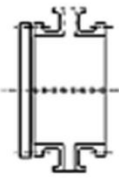
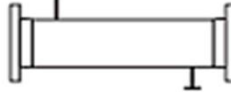

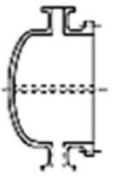
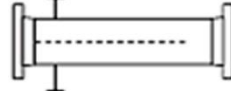
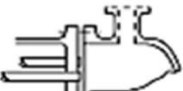
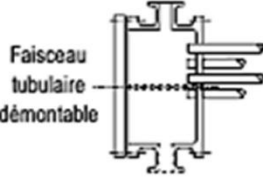


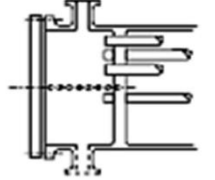

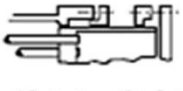
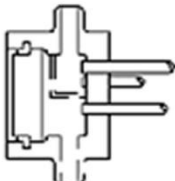
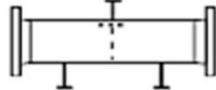
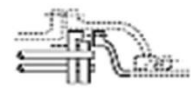

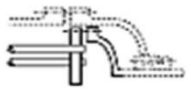
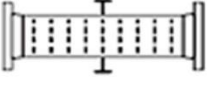
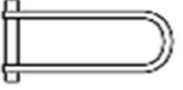
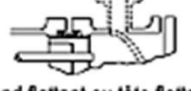
Type de chambre de distribution		Type de calandre		Type de fond de calandre	
A	 Chambre avec couvercle démontable	E	 Calandre à une passe	L	 Plaque tubulaire fixe type "A"
B	 Chambre "Bonnet"	F	 Calandre à deux passes avec cloison longitudinale	M	 Plaque tubulaire fixe type "B"
C	 Faisceau tubulaire démontable Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable	G	 Écoulement séparé	N	 Plaque tubulaire fixe type "N"
N	 Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable	H	 Double écoulement séparé	P	 Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe
D	 Chambre à fermeture spéciale pour haute pression	J	 Écoulement divisé	S	 Fond flottant ou tête flottante avec contre bride démontable
		K	 Rebouilleur "Kettle"	T	 Fond flottant ou tête flottante à passage direct
		X	 Courants croisés	U	 Faisceau à tubes en U
				W	 Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe à détecteur de fuite

Figure II.2 : Classification des échangeurs suivant TEMA [10].

II.2 Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre

II.2.1 La calandre

La coque de l'échangeur de chaleur est formée pour inclure des faisceaux de tubes et utilisé comme canal pour la circulation du fluide à l'extérieur des tubes. Dans la plupart des cas, elle est constituée de tôles laminées et soudées. Conception large de la calandre, large gamme de tailles et d'épaisseurs, elle est équipée de tuyaux d'entrée et de sortie pour les fluides, et une bride est soudée à chacune de ses deux extrémités, qui portera le couvercle et la boîte distribution. Son coût est beaucoup plus élevé que le coût de l'échangeur de chaleur à tubes.

Les grilles économiques peuvent généralement être conçues avec de petites grilles, diamètre maximal et longueur maximale autorisés par des facteurs pratiques, tels que l'installation de l'équipement et son entretien [11].

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

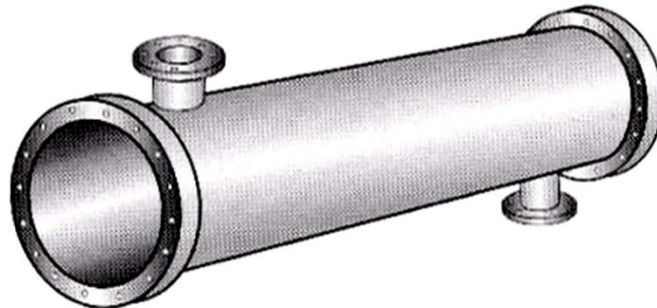


Figure II.3 : Exemple de calandre [12].

II.2.2 Le faisceau tubulaire

C'est une unité centrale de l'échangeur de chaleur à calandre et tubes, elle comprend des tuyaux et des plaques tubes, cloisons, boîtes de distribution, entretoises et tirants [11].

II.2.2.1 Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques pré-percées qui supportent les tuyaux à leurs extrémités, et sont dimensionnées selon les normes imposées pour les échangeurs standard TEMA. Plaques tubulaires, elles forment la barrière principale séparant le fluide circulant dans les tubes du fluide circulant dans la chemise, elles sont reliées à la chemise et aux tuyaux par soudage ou utilisation scellées. La conception correcte de la feuille de criblage garantit la sécurité et la fiabilité de l'échangeur de chaleur [11].



Figure II.4 : Plaque tubulaire [16].

II.2.2.2 Les tubes

Étant donné que la surface des tuyaux est la surface du transfert de chaleur souhaité, la taille du choix des variables de géométrie des tuyaux est important du point de vue des performances.

En conséquence, les tuyaux sont généralement longs et de petit diamètre pour optimiser le rapport surface / volume. Les tuyaux sont conçus pour résister aux conditions de fonctionnement, à savoir les températures et les pressions de fonctionnement, contraintes thermiques dues aux différences de température entre les fluides en circulation dans les tuyaux et les chemises et la corrosion des chemises et des tuyaux.

- **Dimensions et disposition des tubes**

Les tubes du faisceau sont classés en séries et désignés par leurs diamètres extérieurs. Dans chaque série, les tubes ont le même diamètre extérieur et se différencient par leurs épaisseurs. Celles-ci sont normalisées suivant Birmingham Wire Gage (BWG) et choisies en fonction des conditions de fonctionnement, en tenant compte de la surépaisseur de corrosion. Les diamètres externes des tubes utilisés dans les échangeurs standards TEMA sont généralement donnés en pouces $_{in}$, avec 1 in 25.4 mm, et varient de 16 à 50 mm. Des tubes avec de faibles diamètres $_{16 \text{ à } 25 \text{ mm}}$ sont recommandés car ils offrent un meilleur échange thermique et une bonne compacité de l'échangeur. Il est cependant déconseillé d'employer des tubes à faible diamètres dans le cas où des fluides encrassant sont utilisés, en raison des fortes pertes de charges et des difficultés de nettoyage de l'appareil [11].

- **Le pas tubulaire**

Le pas tubulaire (pitch) représente la distance entre les axes des tubes adjacents, il est au minimum égal à 1.25 fois le diamètre extérieur. On rencontre quatre modèles de disposition des tubes : le modèle triangulaire 30° , triangulaire incliné 60° , carré 90° , et carré incliné 45° [11].

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

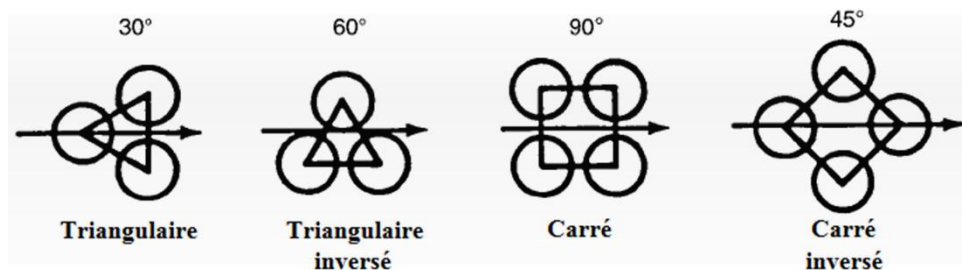


Figure II.5 : Différentes dispositions des tubes [15].

II.2.2.3 Les chicanes

La mise en place des chicanes dans le faisceau tubulaire impose au fluide extérieur circulant dans la calandre un écoulement perpendiculaire aux tubes, ceci crée des turbulences et augmente la vitesse d'écoulement du fluide. Ce qui permet d'obtenir un coefficient d'échange thermique plus important. En outre, les chicanes servent de support afin de maintenir les tubes du faisceau et de prévenir les probables dégâts causés par les phénomènes de vibrations [14].

- **Types de chicanes**

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

- **Espacement des chicanes**

L'espacement des chicanes est la distance entre les centres des chicanes adjacentes. Conformément aux normes TEMA, la distance séparant deux chicanes consécutives est comprise entre 2 in, ce qui équivaut à environ 50 mm, et le diamètre intérieur de la calandre.

L'espacement des chicanes constitue l'un des paramètres les plus importants dans le dimensionnement des échangeurs thermiques à tubes et calandre. En effet, un faible espacement entraîne une mauvaise distribution des flux. En outre, un espacement excessif entraînera une faible pénétration du faisceau par le fluide circulant dans la calandre et une difficulté à nettoyer mécaniquement l'extérieur des tubes [11].

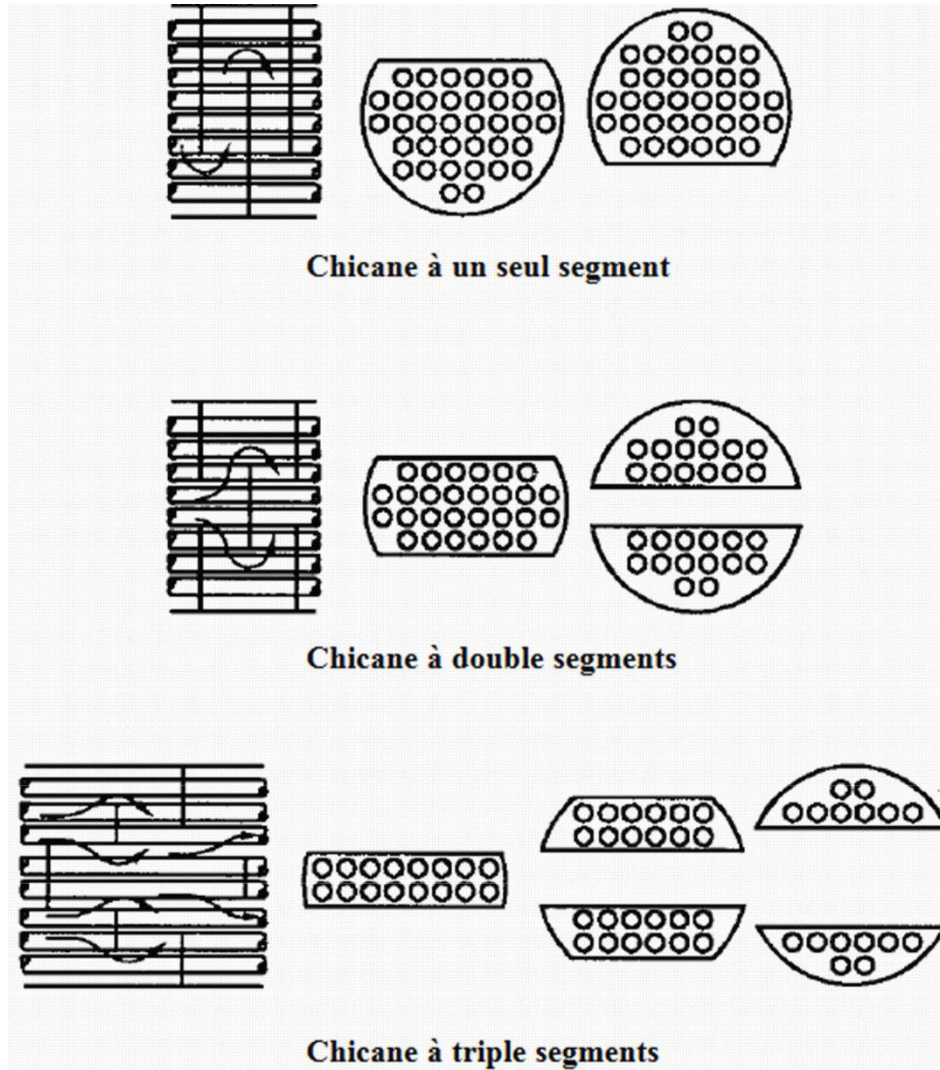


Figure II.6 : Chicanes segmentées [15].

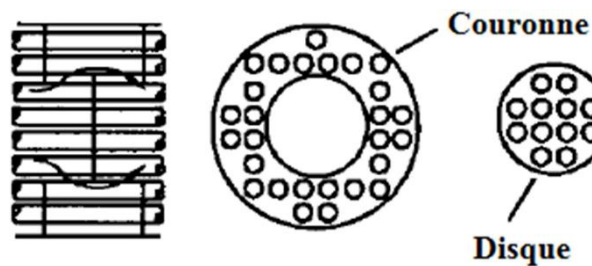


Figure II.7 : Chicane à disque et couronne [15].

- **Ouvertures des chicanes**

Comme le montre la figure II.8, l'ouverture des chicanes correspond à la hauteur du segment vertical coupé dans chaque chicane. Ceci permet au fluide extérieur de flotter à travers la chicane. L'ouverture des chicanes est exprimée en pourcentage du diamètre intérieur de la calandre, et peut varier entre 15% et 45% du diamètre intérieur de la calandre [9].

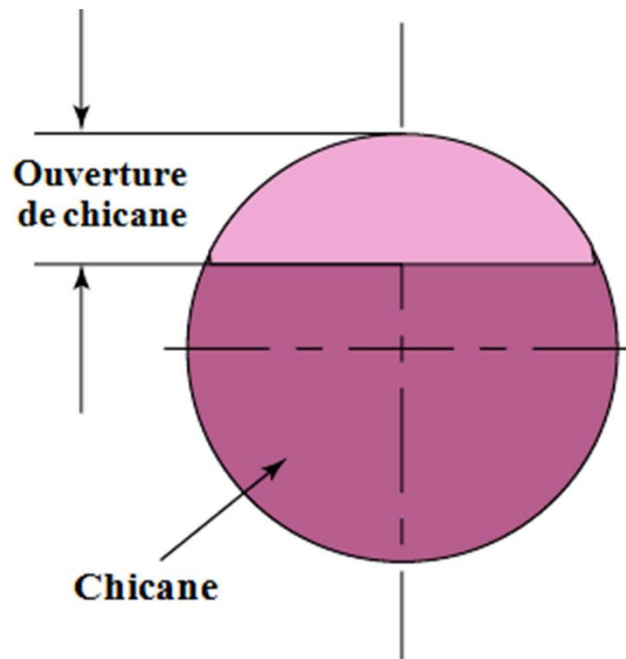


Figure II.8 : Ouverture de chicane [9].

II.2.2.4 Les tirants et les entretoises

Ce sont généralement un ensemble de tronçons de tubes. Ils servent à maintenir les chicanes en place, et participent également à améliorer la stabilité des tubes. Le nombre de tirants est imposé par les normes TEMA suivant les dimensions de la calandre [12].

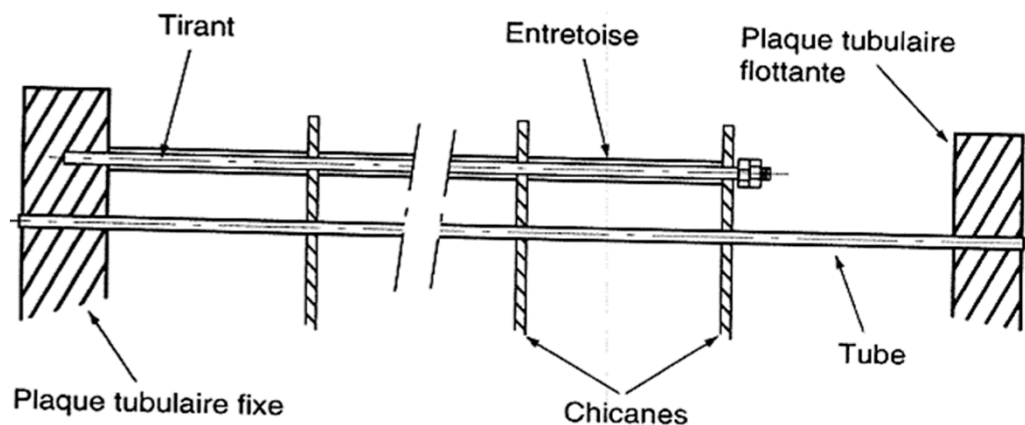


Figure II.9 : Tirants et entretoises [12].

II.2.3 La chambre de distribution

La chambre de distribution a pour rôle de distribuer le fluide dans le faisceau tubulaire en une ou plusieurs passes, elles sont classées suivant les normes TEMA en plusieurs types [11].

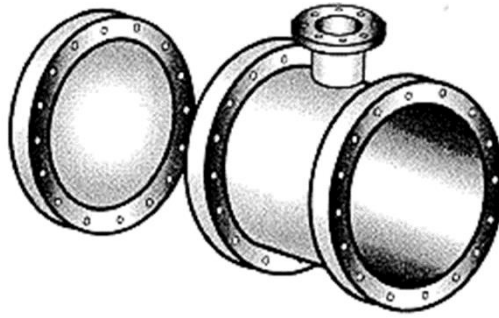


Figure II.10 : Exemple d'une chambre de distribution [12].

II.3 Classification des échangeurs à tubes et calandre

II.3.1 Echangeurs à plaques tubulaires fixes

L'échangeur à plaque tubulaire fixe comporte des tubes droits fixés à leurs extrémités sur deux plaques tubulaires soudées à la calandre. La réalisation peut comporter un couvercle de boîte démontable (AEL), une boîte à fond et bride monobloc (BEM).

Le principal avantage de ce système est le faible coût de conception en raison de sa construction simple, à condition qu'aucun joint de dilatation ne soit installé. Un autre avantage réside dans le fait qu'un nettoyage par voie mécanique est possible après avoir retiré le couvercle de la boîte de distribution. Cependant, le faisceau est fixé à la calandre et ne peut pas être retiré. Pour cette raison, l'extérieur des tubes ne peut pas être nettoyé mécaniquement. En outre, un joint de dilatation est nécessaire en présence de fortes différences de températures entre les côtés calandre et tubes [11].

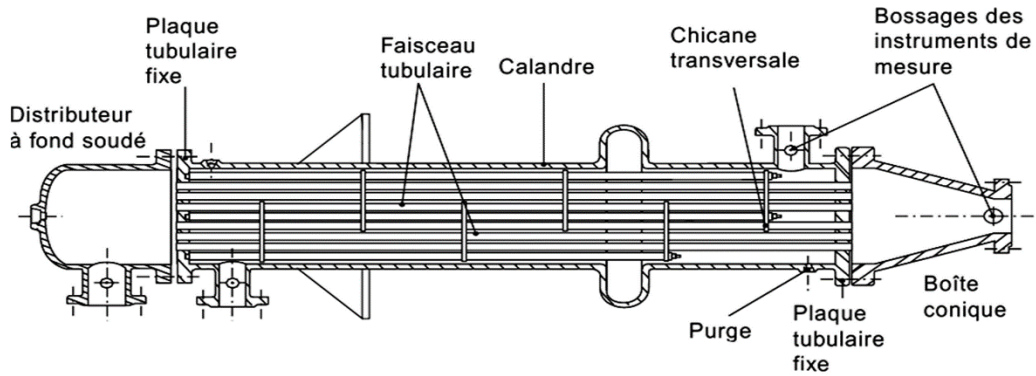


Figure II.11 : Echangeur à tête fixe [10].

II.3.2 Echangeurs à tête flottante

L'échangeur à tête flottante est d'une configuration polyvalente, mais coûteuse. Dans cette conception, une plaque tubulaire est fixée à la calandre, tandis que l'autre plaque est libre de flotter. Cela permet une libre expansion du faisceau de tubes, ainsi qu'un nettoyage intérieur et extérieur des tubes. Ainsi, les échangeurs à tête flottante peuvent être utilisés dans des opérations où les fluides côté calandre et côté tubes sont sales. C'est pour cette raison que cette technologie standard est employée dans les raffineries pétrolières.

L'avantage de la configuration à tête flottante est que le faisceau de tubes peut être retiré de la calandre sans retirer ni la calandre ni le couvercle de la tête flottante, réduisant ainsi le temps de maintenance. Cette conception est particulièrement adaptée aux réchauffeurs de bouilleurs ayant un milieu de chauffage sale où les échangeurs à faisceau en U ne peuvent pas être utilisés. En raison des grandes dimensions de la calandre, cette construction a le coût le plus élevé de tous les types d'échangeurs thermiques [11].

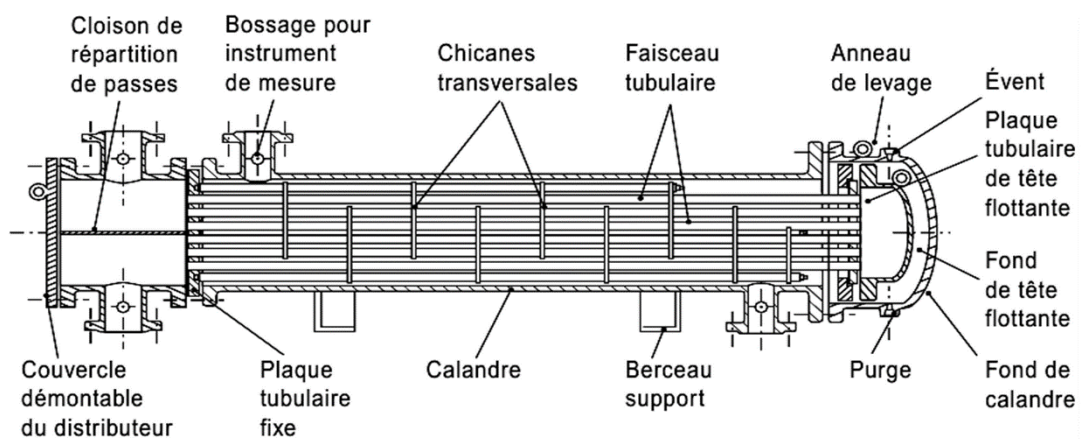


Figure II.12 : Echangeur à tête flottante [10].

II.3.3 Echangeurs à faisceau en U

Comme son nom l'indique, les tubes d'un échangeur de chaleur à faisceau en U sont courbés sous la forme d'un U. Evidemment, une seule plaque tubulaire est installée dans ce type de configuration. Cependant, la courbure des tubes et le diamètre de la calandre, qui est légèrement plus importante que dans le cas à plaque tubulaire fixe, représentent un coût supplémentaire. Du fait que cette configuration possède une extrémité libre, le faisceau peut se dilater ou se contracter en réponse aux contraintes imposées par les conditions de fonctionnement. En outre, l'extérieur des tubes peut être nettoyé car le faisceau de tubes peut être démonté. Cependant, l'intérieur des tubes ne peut pas être nettoyé efficacement en raison de la courbure. De ce fait, les échangeurs à faisceau en U ne doivent pas être utilisés dans des services avec un fluide sale circulant dans les tubes [11].

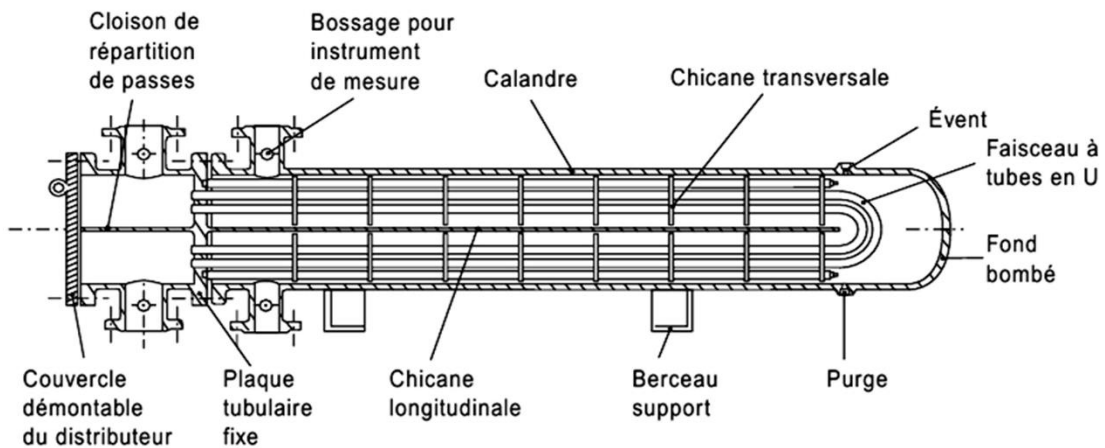


Figure II.13 : Echangeur à tubes en U [10].

II.4 Distribution de température dans un échangeur

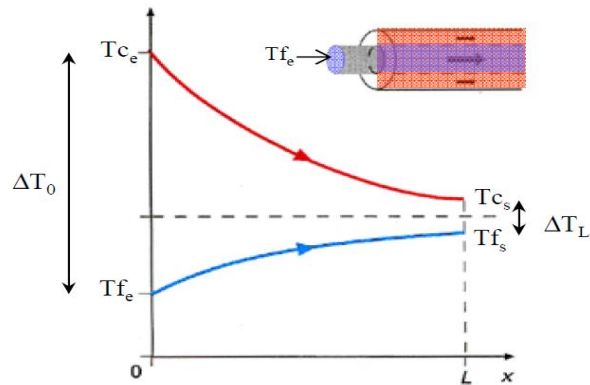


Figure II.14: Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles (co-courants) [17].

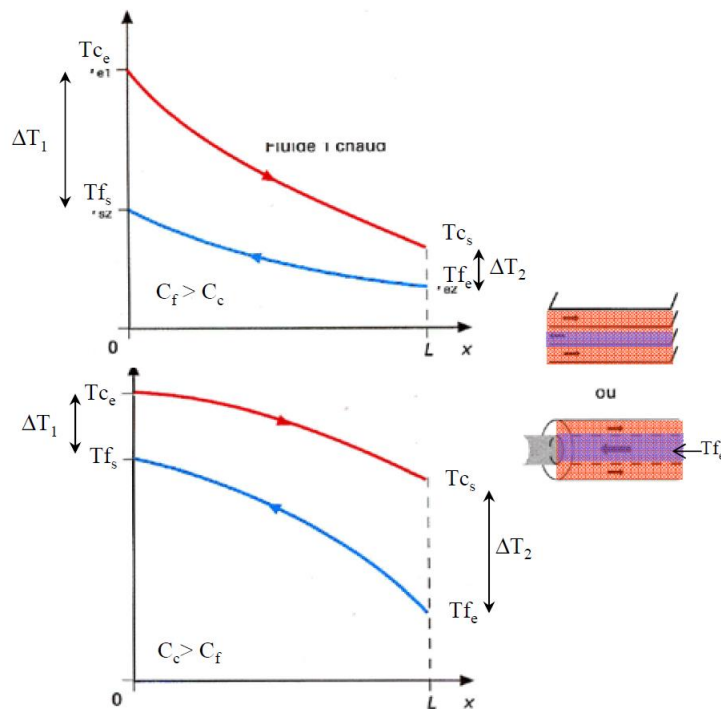


Figure II.15 : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courants [17].

II.5 Méthode de la différence logarithmique des températures [17]

II.5.1 Les échangeurs à co-courants

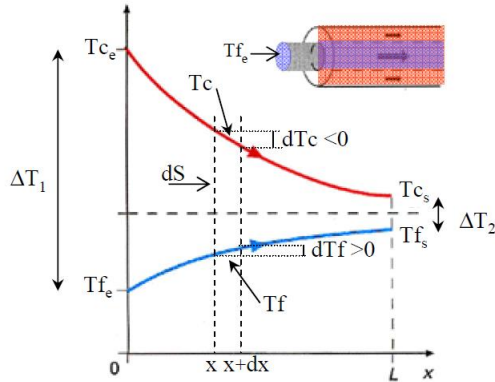


Figure II.16 : échangeurs à co-courants [17].

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange.

Le flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire:

$$d\Phi = K(T_c - T_f)dS \quad (\text{II.1})$$

K : Coefficient d'échange global ($k=k(x)$) ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$)

-échange fluides-parois

- conduction

-échange fluides-parois

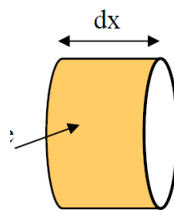


Figure II.17 : Élément de surface d'échange dS [17].

Hypothèse :

Échangeur sans pertes, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid [17].

Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS s'écrira, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pC} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (\text{II.2})$$

$-\dot{m}_c C_{PC} dT_c$: Flux perdu par le fluide chaud

$\dot{m}_f C_{pf} dT_f$: Flux gagné par le fluide froid

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.

C_{PC} et C_{pf} sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en J/(kg.°C).

$$(II.2) \quad \rightarrow dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (II.3)$$

D'où la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) d\Phi \quad (II.4)$$

$$(II.1) \quad \rightarrow d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) K(T_c - T_f) dS \quad (II.5)$$

$$(II.5) \quad \rightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) K dS \quad (II.6)$$

$$[\ln(T_c - T_f)]_{S=0}^S = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) S \cdot K \quad (II.7)$$

Hypothèse :

k = constante le long de l'échangeur => intégration de (6) de $S=0$ à S

- A l'entrée de l'échangeur ($x=0$) $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- À la sortie de l'échangeur ($x=L$) $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$(II.7) \quad \rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) K S \quad (II.8)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides; c'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit:

$$\Phi = \dot{m}_c C_{PC} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (II.9)$$

$$(II.8) \text{ et } (II.9) \quad \rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Phi} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Phi}\right) KS = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \frac{KS}{\Phi}$$

(II.10)

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles :

$$\Phi = K \frac{(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}} S \quad (II.11)$$

II.5 .2 Les échangeurs à contre-courants

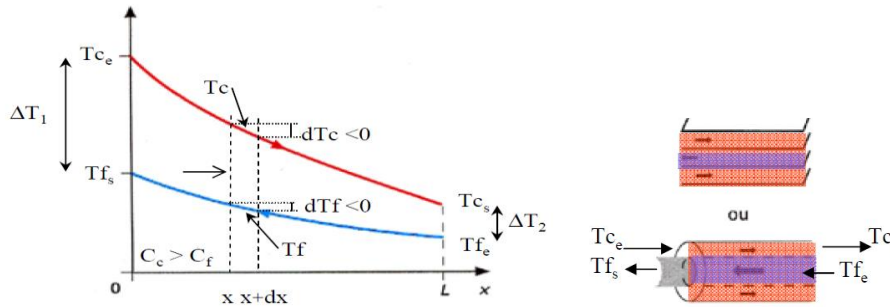


Figure II.18 : échangeurs à contre-courants [17].

La variation de température dTf du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS, devient négative. Dans ces conditions, les relations (2) doivent s'écrire :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pC} dT_c = -\dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (II.12)$$

$-\dot{m}_c C_{pC} dT_c$: Flux perdu par le fluide chaud

$-\dot{m}_f C_{pf} dT_f$: Flux gagné par le fluide froid

La puissance thermique totale échangée :

$$\Phi = K \frac{(T_{ce}-T_{fs})-(T_{cs}-T_{fe})}{\ln \frac{T_{ce}-T_{fs}}{T_{cs}-T_{fe}}} . S \quad (II.13)$$

Les expressions (11) et (13) peuvent recevoir la même formulation, si on introduit la grandeur :

$$\Delta T = T_c - T_f$$

DT désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

- A l'entrée de l'échangeur à co-courants (x=0) : $DT_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fe}$
- À la sortie de l'échangeur à co-courants (x=L) : $DT_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fs}$

$$(11) \rightarrow \Phi = K \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = K \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (\text{II.14})$$

- A l'entrée de l'échangeur à contre-courant ($x=0$) : $DT_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fs}$
- À la sortie de l'échangeur à contre-courant ($x=L$) : $DT_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fe}$

$$(\text{II.13}) \rightarrow \Phi = K \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (\text{II.15})$$

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire est donnée par la relation générale suivante :

$$\Phi = KS\Delta T_{LM} \text{ avec : } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (\text{II.16})$$

ΔT_{LM} est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (ΔT_{LM}) [17].

II.5.3 Facteur de correction

Dans le cas d'un écoulement en courants croisés, ou d'un échangeur à géométrie complexe (échangeur à tube et calandre ou autre), la quantité ΔT_{LM} ne représente plus la moyenne logarithmique réelle de l'écart des températures des fluides. D'où la nécessité d'introduire un facteur de correction F ($F < 1$) pour ainsi reformuler l'équation (II.16) comme suit [19] :

$$\Phi = FKS\Delta T_{LM} \quad (\text{II.17})$$

Des abaques déterminés expérimentalement qui sont généralement fournis par l'association

TEMA, donnent le facteur de correction F en fonction des paramètres R et P tels que [19] :

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

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

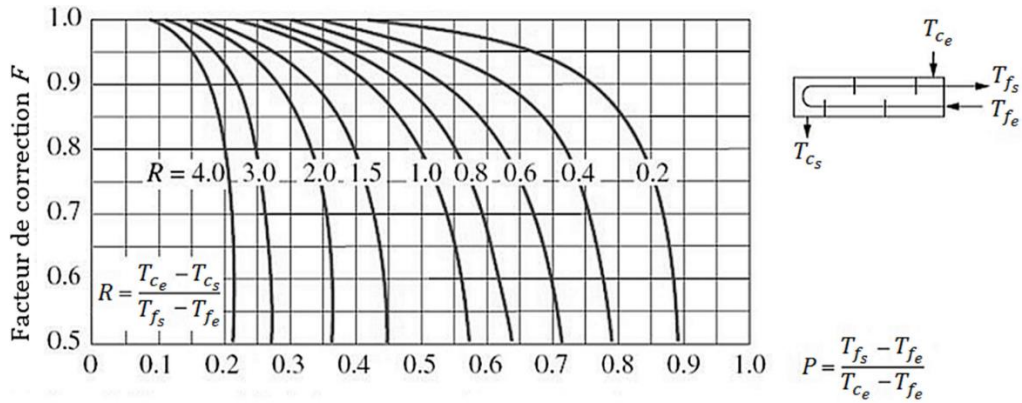


Figure II.19 : Facteur de correction pour une passe coté calandre et 2n passes côté tubes [19].

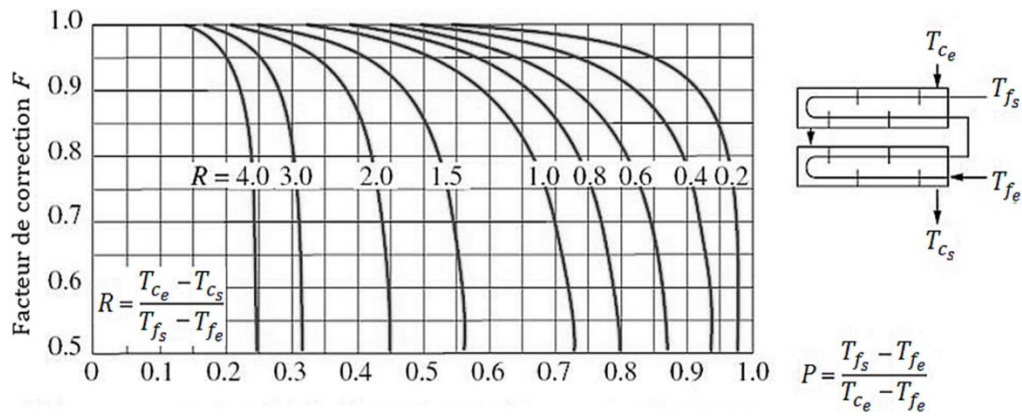


Figure II.20 : Facteur de correction pour deux passes coté calandre et 4n passes côté tubes [19].

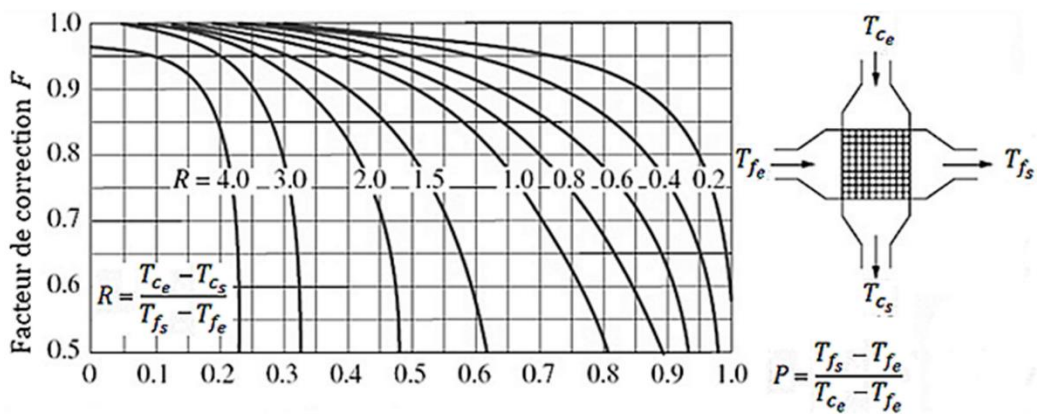


Figure II.21: Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, les deux fluides ne sont pas mélangés [19].

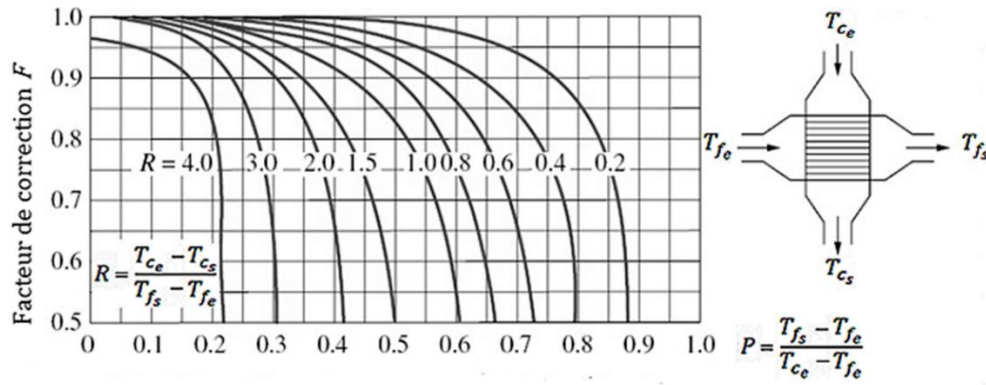


Figure II.22: Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, un des fluides est mélangé [19].

II.6 Évaluation du coefficient d'échange global [17]

Pour pouvoir calculer la puissance thermique d'un échangeur à l'aide de la relation précédente :

$$\Phi = KS\Delta T_{LM} \text{ avec : } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \tag{II.16}$$

Il est encore nécessaire de connaître le coefficient global d'échange défini par la relation :

$$d\Phi = K(T_c - T_f)dS \tag{II.1}$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs :

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

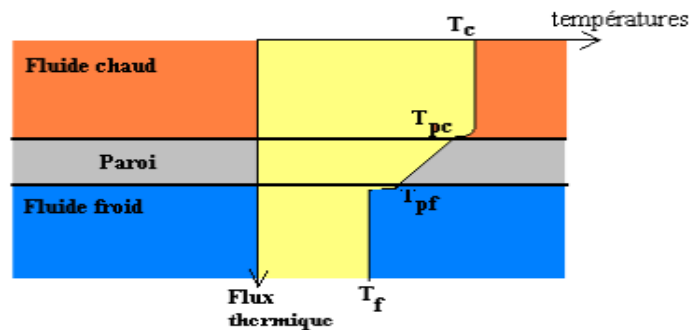


Figure II.23 : profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface dS [17].

la convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection h_c permettant de définir une résistance thermique convective $1/h_c S_c$

la convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection h_f permettant de définir une résistance thermique convective $1/h_f S_f$

la conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , présente une résistance thermique de conduction $e/\lambda \bar{S}$

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

$$(S_c \sim S_f \sim \bar{S} = S)$$

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda \bar{S}} + \frac{1}{h_f S}} \text{ Soit encore } \Phi = K(T_c - T_f)S$$

$$\Rightarrow K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{II.18})$$

Cette modélisation doit encore être complétée par les deux points suivants :

1) Dans la relation (17), nous avons supposé la même surface d'échange S côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange S_c et S_f , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera k_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera k_f

2) De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_{ec} et R_{ef} s'opposant à l'échange.

En définitive, la performance réelle de l'échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda S_m} + (R_{ef} + \frac{1}{h_f}) \frac{S_c}{S_f}} \quad (\text{II.19})$$

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda S_m} + (R_{ec} + \frac{1}{h_c}) \frac{S_f}{S_c}} \quad (\text{II.20})$$

S_f est l'aire de la surface d'échange côté froid, en m²

S_c est l'aire de la surface d'échange côté chaud, en m^2

S_m est l'aire de la surface d'échange moyenne, en m^2

R_{ef} et R_{ec} sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

K_c et K_f s'expriment en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

II.6.1 Ordre de grandeur des résistances d'encrassement R_e [17]

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement. Variation : $1 \cdot 10^{-4}$ et $70 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$

Eau de mer à $T < 50^\circ C$	$Re = 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Eau de mer à $T > 50^\circ C$	$Re = 2 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Eau de ville à $T < 50^\circ C$	$Re = 2 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Eau de ville à $T > 50^\circ C$	$Re = 3.5 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Eau de rivière	$Re = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Vapeur d'eau non grasse	$Re = 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Vapeur d'eau grasse	$Re = 2 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Liquides réfrigérants	$Re = 1.8 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Fioul	$Re = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Essence, kérosène	$Re = 2 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Huile de lubrification	$Re = 1.8 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Air non dépoussiéré	$Re = 3.5 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$
Produits de combustion gazeux	$Re = 20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$

II.6.2 Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f [17]

On évalue le Nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

μ est la viscosité dynamique, en $kg/(m \cdot s)$

C_p la chaleur massique à pression constante, en $J/(kg \cdot ^\circ C)$

λ la conductivité thermique en $W/(m \cdot ^\circ C)$

➤ On calcule ensuite le Nombre de Reynolds de chaque écoulement

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$$

ρu est la vitesse massique du fluide, en $kg/(m^2 \cdot s)$

$\rho u = \frac{\dot{m}}{S}$ avec : \dot{m} , débit massique en kg/s

S, aire de la section droite de la veine fluide, en m²

D_h est le diamètre hydraulique en m

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

Avec : S, aire de la section droite de la veine fluide, en m².

P, périmètre mouillé par la veine fluide, en m

Remarque :

tube, D_h est égal au diamètre D du tube.

Soit un échangeur coaxial constitué de deux tubes concentriques et supposons que le fluide 1 circule dans le tube intérieur de diamètre D_1 et que le fluide 2 circule dans l'espace annulaire de diamètres D_2 et D_e ; la paroi d'échange est alors constituée par le tube intérieur [17].

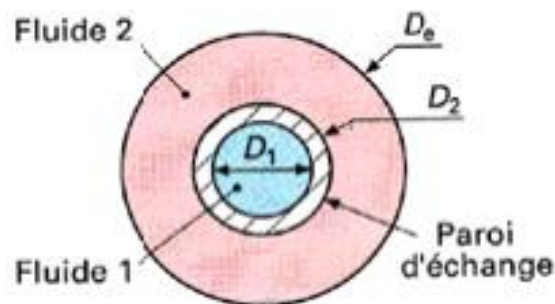


Figure II.24 : échangeur coaxial à deux tubes concentriques [17].

Le périmètre mouillé concernant le fluide 1 (limitant la section de passage A_1) est donné par $P_{m1} = \pi D_1$ et le périmètre thermique, situé sur la paroi d'échange, est égal au périmètre mouillé, soit $P_{t1} = P_{m1}$

Le périmètre mouillé concernant le fluide 2 (limitant la section de passage A_2) est donné par $P_{m2} = \pi(D_2 + D_e)$ et le périmètre thermique est la partie située sur la paroi d'échange, donc $P_{t2} = \pi D_2$

La connaissance des nombres de Prandtl et de Reynolds permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda}$$

à partir des corrélations expérimentales : $Nu = f(R_e, P_r)$

Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné, et dans un domaine de variation de température, et de vitesses du fluide également précisé [17].

II.6.2.1 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée [17]

a. Écoulement dans un tube

Un fluide s'écoule en régime permanent dans une conduite cylindrique circulaire de diamètre intérieur D . Dans une section droite, à l'abscisse x par rapport à l'entrée de la conduite, la vitesse moyenne du fluide est U_m , sa température moyenne T_m , et la température de la paroi T_p .

La corrélation expérimentale indiquée permet de calculer le flux de chaleur $d\Phi$ échangé à travers l'aire latérale de paroi dS comprise entre les abscisses x et $x + dx$:

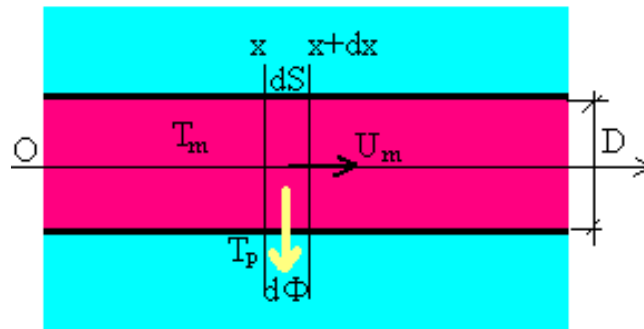


Figure II.25 : écoulement dans un tube [17].

$$d\Phi = h(T_m - T_p)\pi D dx$$

✚ Régime turbulent :

Dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par: $10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$ on applique la formule de Dittus-Boelter :

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n$$

$n=0,3$ (refroidissement)

$n=0,4$ (échauffement)

$$\text{(Ou } n = 1/3)$$

Il existe deux restrictions au domaine de validité de cette corrélation :

- Le régime d'écoulement dans le tube doit être parfaitement établi, ce qui n'est garanti que si : $x/D > 60$
- Le fluide doit être tel que son Nombre de Prandtl soit compris entre 0,7 et 100[17].

✚ Régime d'entrée des tubes :

Dans le cas où : $x/D < 60$, la corrélation de Dittus-Boelter doit être corrigée de la manière suivante pour tenir compte de ce que le profil de vitesses du fluide dans le tube ne peut pas encore être complètement établi :

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8} \left[1 + \left(\frac{D}{x} \right)^{0,7} \right]$$

✚ Régime laminaire :

Dans le domaine $Re < 2300$, on peut appliquer les corrélations expérimentales de L'évêque, exprimées en fonction du paramètre :

$$A = \frac{1}{Re P_r} \frac{x}{D}$$

Ces corrélations ont pour expressions :

$$N_u = 3,66 \text{ pour } A > 0,05$$

$$N_u = 1,06 A^{-0,4} \text{ pour } A < 0,05$$

b. Écoulement autour d'un tube

On considère un tube de diamètre extérieur D . Il est baigné dans l'écoulement extérieur d'un fluide circulant perpendiculairement à l'axe du tube. Cet écoulement extérieur est caractérisé à l'infini amont par une vitesse U_∞ et une température T_∞ .

Comme il se forme un sillage en aval de l'écoulement, le coefficient de convection h ne sera pas constant sur toute la périphérie du tube.

On déterminera donc un coefficient de convection moyen pour l'ensemble du tube, dont la paroi prend une température d'équilibre T_p [17].

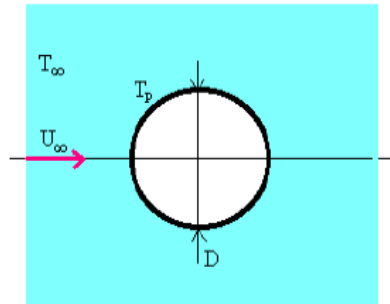


Figure II.26 : écoulement autour d'un tube [17].

✚ Cas d'un gaz

Une corrélation expérimentale a été proposée pour ce type de problème par Hilpert. Elle s'écrit :

$$N_u = A(Re)^m \cdot Pr^{1/3}$$

Si le Nombre de Prandtl ne figure pas dans cette corrélation uniquement applicable au cas des gaz, c'est que pour tous les gaz usuels, le Nombre de Prandtl a une valeur sensiblement constante et voisine de 0,75 [17].

Re	A	m
$1 < Re < 4$	0.891	0.330
$4 < Re < 40$	0.821	0.385
$40 < Re < 4 \cdot 10^3$	0.615	0.466
$4 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$	0.174	0.618
$4 \cdot 10^4 < Re < 4 \cdot 10^5$	0.024	0.805

✚ Cas d'un Liquide

La corrélation à appliquer s'écrit alors :

$$N_u = A' Re^m (Pr_t)^{0,31}$$

Re	A'	m
$1 < Re < 4$	0.989	0.330
$4 < Re < 40$	0.911	0.385
$40 < Re < 4 \cdot 10^3$	0.683	0.466
$4 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$	0.193	0.618
$4 \cdot 10^4 < Re < 4 \cdot 10^5$	0.026	0.805

c. Écoulement autour d'un faisceau de tubes

De nombreux appareils industriels tels que les réchauffeurs d'air, les échangeurs thermiques, sont constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe. Les tubes peuvent être disposés en ligne ou en quinconce [17].

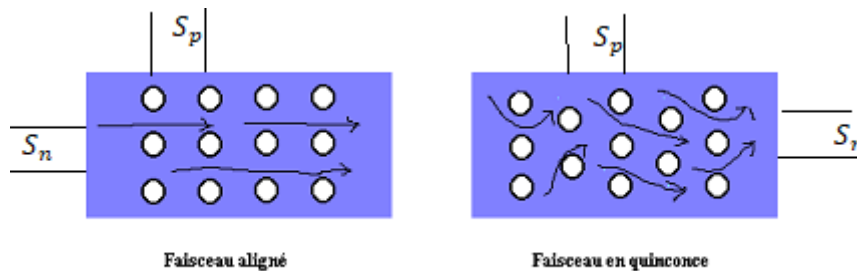


Figure II.27 : faisceau aligné et quinconce [17].

Disposition en quinconce : siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que la disposition alignée. On utilisera la corrélation suivante :

$$Nu = B(Re)^n(P_r)^{0,33}$$

Avec: ($n=0,648$; $0,602$, $B = 0,26$; $\frac{S_n}{d} = 3$, $\frac{S_p}{d} = 2$; 3 pour un faisceau aligné); ($n=0,636$; $0,581$

$B = 0,33$; $\frac{S_n}{d} = 3$, $\frac{S_p}{d} = 0,6$; $0,9$ pour un faisceau en quinconce)

II.7 Efficacité d'un échangeur [17]

II.7.1 Définition

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,..) dans l'échangeur.

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{max}}}$$

Φ_{max} : Un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximal existant dans l'appareil. Ce flux de transfert de chaleur maximal est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) est associé à la différence de température maximale ($T_{ce} - T_{fe}$).

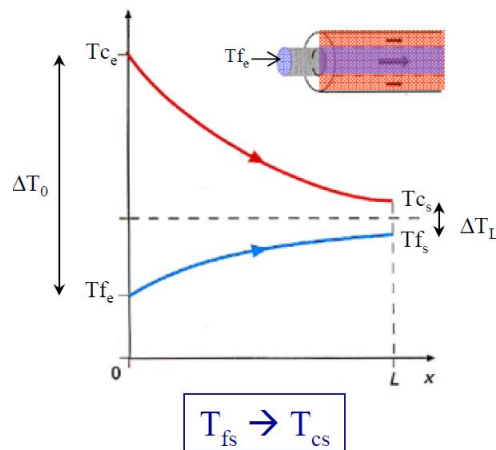


Figure II.28 : Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles ou (co-courants) [17].

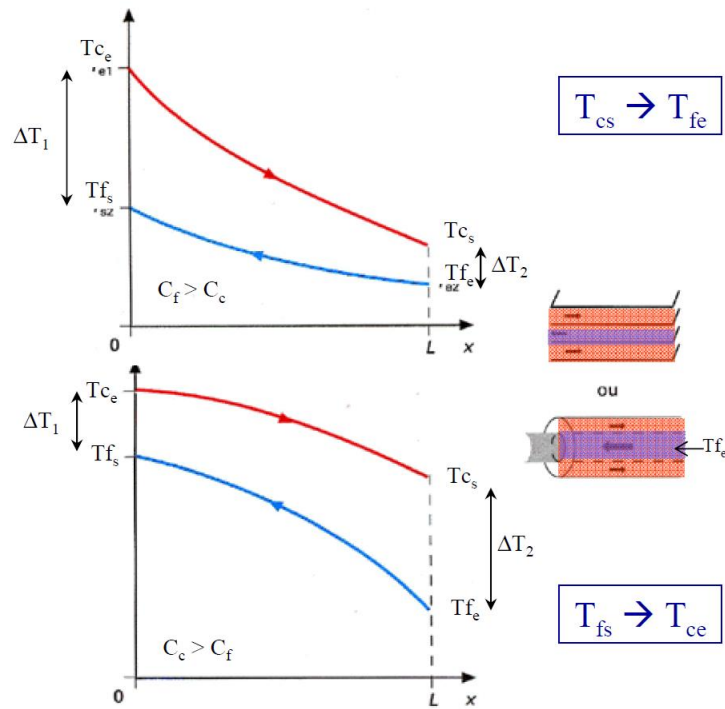
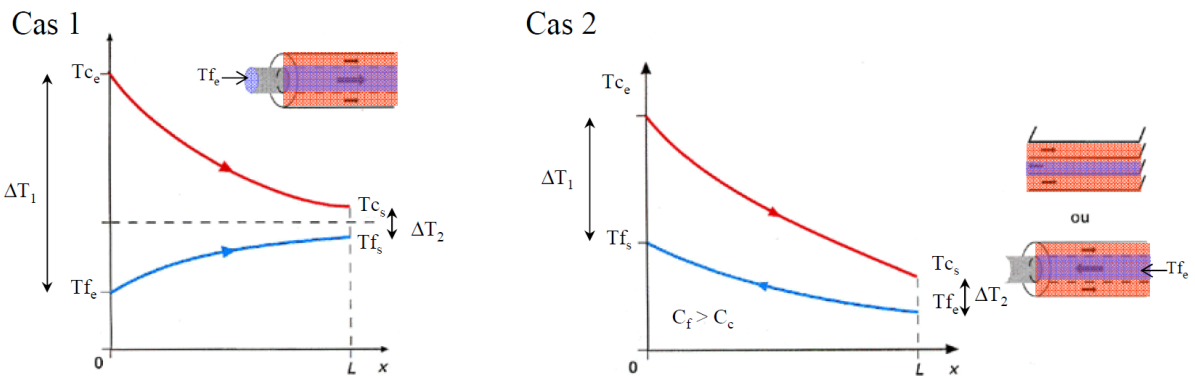


Figure II.29 : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courants [17].

Posons $C_f > C_c \rightarrow$ Le fluide chaud commande le transfert



$$\Phi_{reel} = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

Pour le flux max, le cas 1 n'est pas le bon dispositif : la température de sortie du fluide chaud ne pouvant pas égaler celle d'entrée du fluide froid :

Pour $S \rightarrow \infty$, on obtient: $\Phi_{max} = C_c(T_{ce} - T_{fe})$

\rightarrow Efficacité de refroidissement $\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$ (II.21)

- En contre-courants, $\varepsilon < 1$. Par contre, en courants parallèles, l'efficacité est limitée par la valeur relative $\frac{C_f}{C_c}$
- La température en sortie avec $S \rightarrow \infty$ vaut:

$$T_s = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f} \quad \varepsilon = \frac{C_f}{C_c + C_f}$$

$$\rightarrow \text{Si } C_c/C_f = 1 \Rightarrow T_s = \frac{T_{ce} + T_{fe}}{2} \quad \varepsilon = \frac{1}{2}$$

$$\rightarrow \text{Si } C_c/C_f \rightarrow 0 \Rightarrow T_s \approx T_{fs} \quad \varepsilon = 1$$

Remarque :

Si $C_f < C_c$ le fluide froid commande le transfert

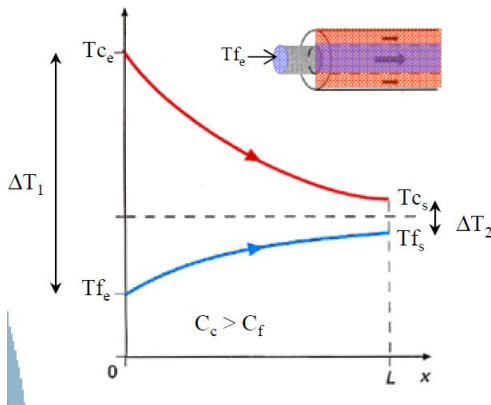
$$\Phi_{reel} = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

$$\Phi_{max} = C_f(T_{ce} - T_{fe})$$

$$\text{Efficacité de chauffage } \varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

II.7.2 Calcul de l'efficacité [17]

a) Échangeur à courants parallèles (co-courants) $C_f > C_c$



$$\Phi = KS \Delta T_{LM} \text{ avec } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$(II.11) \rightarrow \Phi = K \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S$$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = K \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\Phi} S$$

$$(II.9) \rightarrow \Phi = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = K \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{C_c(T_{ce} - T_{cs})} S$$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS \quad (II.22)$$

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS$$

$$(II.22) \rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS$$

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{\left(-\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS\right)}$$

$$(II.21) \rightarrow \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

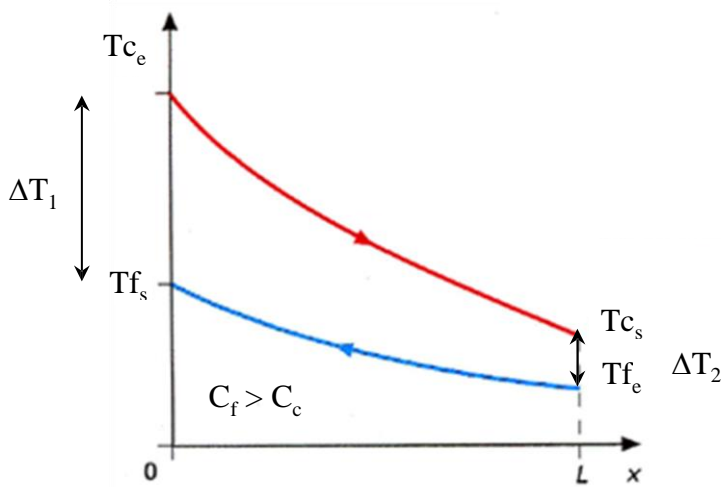
$$1 - e^{\left(-\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS\right)} = 1 - \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$1 - e^{\left(-\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS\right)} = \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$1 - e^{\left(-\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS\right)} = \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)\varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left(-\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)KS\right)}}{\left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right)} \quad (II.23) \quad S \rightarrow \infty \quad \varepsilon = \frac{C_f}{(C_c + C_f)}$$

b) Échangeur à contre-courants $C_f > C_c$



$$\Phi = KS\Delta T_{LM} \text{ avec } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$(II.24) \rightarrow \Phi = K \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} S$$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = K \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\Phi} S$$

$$(II.9) \rightarrow \Phi = \dot{m}_c C_{PC}(T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})$$

$$\rightarrow \Phi = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

$$(II.9) \text{ et } (II.24) \rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c}\right)KS \quad (II.25)$$

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c}\right)KS$$

$$(25) \rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c}\right)KS$$

$$\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{((\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c})KS)}$$

$$(21) \rightarrow \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c})KS)}}{(1 - \frac{C_c}{C_f})e^{(-(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c})KS)}} \quad (II.26)$$

$$s \rightarrow \infty \quad \varepsilon < 1$$

II.7.3 Nombre d'unités de transfert (NUT) [17]

II.7.3.1 Définitions

On appelle nombre d'unités de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel

$$NUT = \frac{KS}{C_{\min}}$$

Le NUT est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur.

➤ Relation entre NUT et efficacité [17]

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre-courants et supposons que le fluide chaud commande le transfert $C_f > C_c$ ($C_{\min} = C_c$) :

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

Posons $R = C_c / C_f < 1$ et $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$

$$NUT = \frac{KS}{C_{\min}} = \frac{KS}{C_c}$$

La puissance thermique Φ s'écrit :

$$\Phi = KS\Delta T_{LM} \Rightarrow KS = \frac{\Phi}{\Delta T_{LM}}$$

$$\Phi = C_c(T_{ce} - T_{cs}) \Rightarrow C_c = \frac{\Phi}{T_{ce} - T_{cs}}$$

$$NUT = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{LM}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)$$

Exprimons ΔT_1 et ΔT_2 en fonction de ΔT_{max} et ε . Nous pouvons écrire :

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = (T_{cs} - T_{ce}) + (T_{ce} - T_{fe})$$

$$= -\varepsilon\Delta T_{max} + \Delta T_{max} = \Delta T_{max}(1 - \varepsilon)$$

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = (T_{ce} - T_{fe}) + (T_{fe} - T_{fs})$$

$$\Phi = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

$$C = \frac{C_c}{C_f} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} \Rightarrow T_{fe} - T_{fs} = -C(T_{ce} - T_{cs})$$

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \Rightarrow T_{ce} - T_{cs} = \varepsilon(T_{ce} - T_{fe}) = \varepsilon\Delta T_{max}$$

Nous en déduisons l'expression du NUT en fonction de ΔT_{max} et ε

$$NUT = \frac{\varepsilon\Delta T_{max}}{\Delta T_{max}(1 - \varepsilon) - \Delta T_{max}(1 - R\varepsilon)} \ln\left(\frac{\Delta T_{max}(1 - \varepsilon)}{\Delta T_{max}(1 - R\varepsilon)}\right)$$

$$NUT = \frac{1}{1 - R} \ln\left(\frac{1 - R\varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)$$

➤ Relation entre NUT et efficacité – Généralités [17]

Co-courants	Contre-courants
$NUT_{max} = -\frac{\ln(1 - (1 + R)\epsilon)}{1 + R}$ $\epsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+R)}}{1 + R}$	$NUT_{max} = \frac{1}{R - 1} \ln\left(\frac{\epsilon - 1}{R\epsilon - 1}\right)$ $\epsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-R)}}{1 - Re^{-NUT(1-R)}}$

Avec : $NUT = \frac{KS}{C_{min}}$ et $R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$

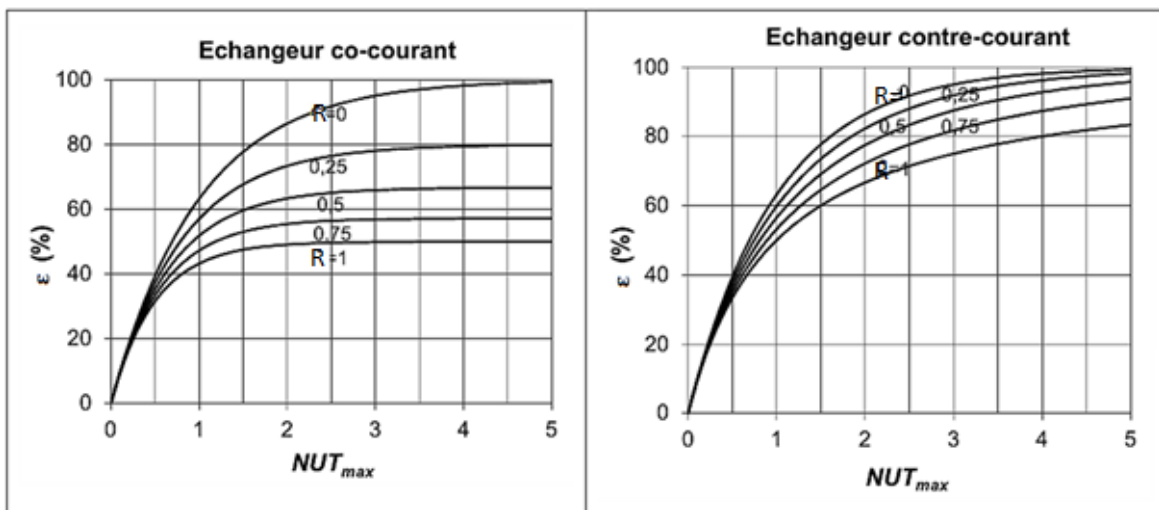
➤ Cas particuliers :

✓ pour tout les types d'échangeurs: si $R=0$

$$\epsilon = 1 - e^{-NUT_{max}} \text{ et } NUT_{max} = -\ln[1 - \epsilon]$$

✓ Pour l'échangeur à contre-courants : si $R=1$

$$\epsilon = \frac{NUT_{max}}{1+NUT_{max}} \text{ et } NUT_{max} = \frac{\epsilon}{1-\epsilon}$$



$$\epsilon = \epsilon(NUT, C_{min}/C_{max}, \text{ Configuration de l'écoulement})$$

On connaît :

$$T_{ce} \text{ et } T_{cs} \text{ K, S, } C_{min} \text{ et } C_{max} \Rightarrow NUT \Rightarrow \epsilon \Rightarrow \Phi$$

$$\Phi = \epsilon C_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

II.8 Échangeurs tubulaires [17]

II.8.1 Échangeurs tubulaires 1-2

1 passage en enveloppe

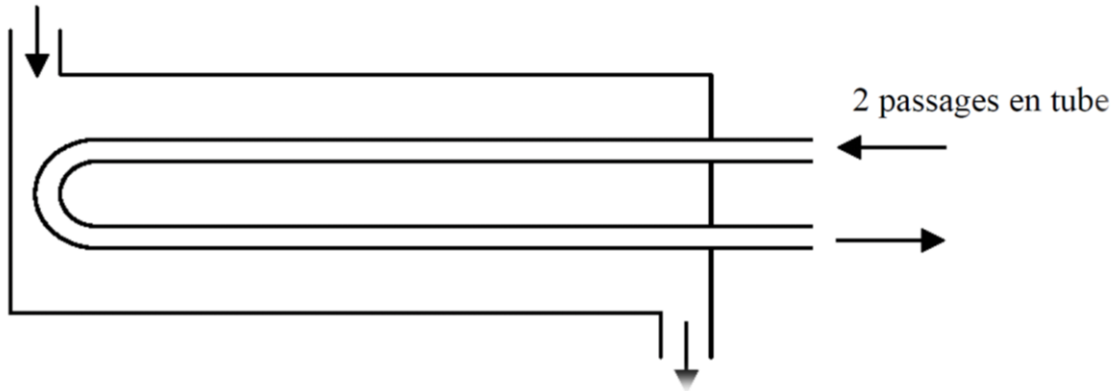


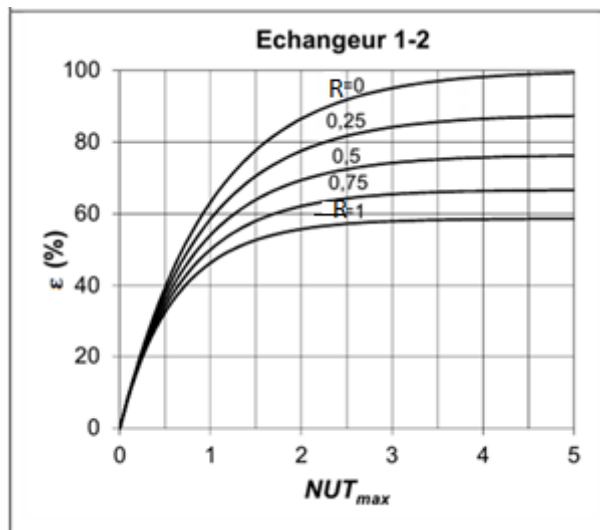
Figure II.30 : Échangeurs tubulaires 1-2 [17].

- 1er passage en tube à co-courant
- 2nd passage en tube à contre-courant

Efficacité comprise entre un échangeur tubulaire à co-courant et un échangeur tubulaire à contre – courant

$$NUT_{max} = -(1 + R^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{\frac{\epsilon}{2} - 1 - R - (1+R^2)^{1/2}}{\frac{\epsilon}{2} - 1 - R - (1+R^2)^{1/2}}\right) \quad (II.27)$$

$$\epsilon = 2\{1 + R + (1 + R^2)^{1/2} \left(\frac{1 + e^{(-NUT_{max}(1+R^2)^{1/2})}}{1 - e^{(-NUT_{max}(1+R^2)^{1/2})}}\right)\}^{-1} \quad (II.28)$$



$$NUT_{\max} = \frac{KS}{C_{\min}}$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

II.8.2 Échangeurs tubulaires 2-4 [17].

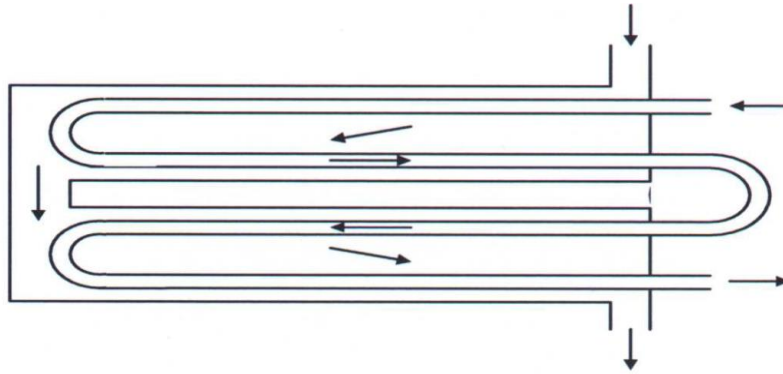
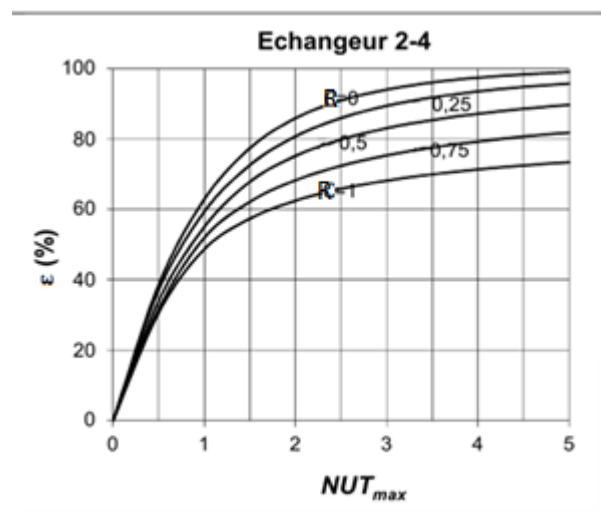


Figure II.31 : Échangeurs tubulaires 2-4 [17].

- 2 (ou plus) passages en calandre
- L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale = 2 passages
- Le fluide dans le tube effectue 4 passages
- Si efficacité de l'échangeur 1-2 < 75%
- Se rapprocher de l'échangeur à contre-courant



II.8.3 Échangeurs à courants croisés [17]

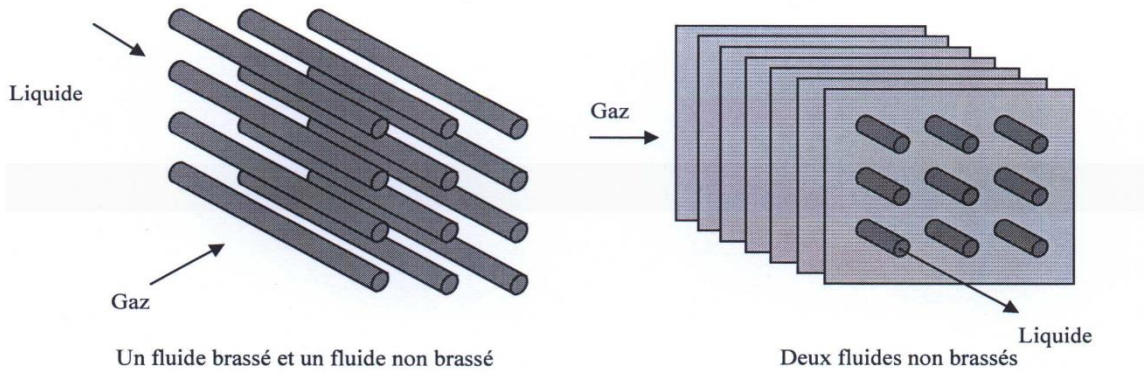
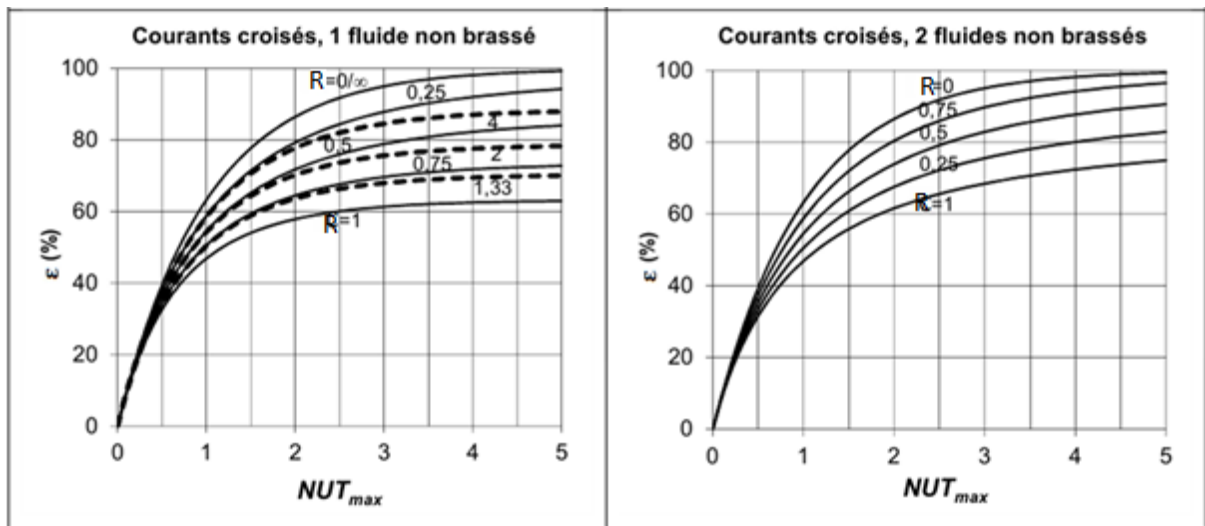


Figure II.32 : Échangeurs à courants croisés [17].

- 2 fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre
 - Non brassé : fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section
 - Brassé : fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section
- Brassage : homogénéiser les températures dans la section droite de l'échangeur
- Échangeur à courants croisés : utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes
- Deux fluides non brassés



$$\epsilon = 1 - e^{-\frac{e^{(RNUT_{max}^{0,78})-1}}{RNUT_{max}^{-0,22}}}$$

- Deux fluides brassés

$$\epsilon = \left[\frac{1}{1 - e^{-NUT_{max}}} + \frac{R}{1 - e^{-NUT_{max}R}} - \frac{1}{NUT_{max}} \right]^{-1} \tag{II.29}$$

- un fluide non brassé : fluide commandant le transfert (C_{min}) non brassé

$$\varepsilon = \frac{1}{R} \{1 - e^{(-R(1 - e^{-NUT_{max}}))}\} \quad (\text{II.30})$$

$$NUT_{max} = -\ln\left(1 + \frac{1}{R} \ln(1 - \varepsilon R)\right)$$

- un fluide non brassé : fluide commandant le transfert (C_{min}) brassé

$$\varepsilon = 1 - e^{\left\{-\left(\frac{1}{R}\right)[1 - e^{(-RNUT_{max})}]\right\}} \quad (\text{II.31})$$

$$NUT_{max} = -\ln\left(1 + \frac{1}{R} \ln(1 - \varepsilon R)\right)$$

Chapitre III :

**Rôle de l'échangeur de chaleur dans la
lubrification du compresseur CENTAC
(division fluide –zone Ouest à El-Hadjar)**

III Le compresseur centrifuge centac

III.1 Description de système

Le compresseur CENTAC est un compresseur centrifuge à air, de grande efficacité, commandé par un organe d'entraînement, en général un moteur électrique, dans certaines applications au une Turbine, directement accouplé au moyen d'un accouplement mécanique.

L'équipement complet est monté sur une plaque d'assise commune rigide, en acier, et comprend un système de lubrification, un système de contrôle et des systèmes auxiliaires.

Le compresseur CENTAC peut comporter un étage unique ou plusieurs étages à vitesse constante. Chaque étage de compression consiste en un disque à ailettes monté sur son propre arbre, enfermé à l'intérieur d'un carter en fonte commun.

Chaque rotor consiste en un pignon à dentelure hélicoïdale entraîné à sa vitesse optimale par un engrenage principal commun.



Figure III.1 : Le compresseur centrifuge centac [21].

Dans le CENTAC à haute pression (modèle C750), le 3ème et le 4ème étage de compression consistent en deux roues montées sur le même arbre du pignon à deux extrémités.

Après chaque étage de compression, un échangeur thermique air eau, complet avec séparateur d'humidité adéquat et piège à condensats, sert à l'enlèvement des condensats. Les compresseurs à azote ne sont évidemment pas équipés de séparateur ni de purgeurs de condensats.

Les refroidisseurs intermédiaires et final sont adjacents au montage du diffuseur pour éliminer le besoin d'une importante tuyauterie sur le terrain.

Certains compresseurs peuvent être dotés de refroidisseurs intermédiaires et/ou d'un refroidisseur final externe aux têtes du compresseur [21].

III.2 Engrenage principal

L'engrenage principal est à dents hélicoïdales. Il est construit conformément au standard de qualité AGMA, monté sur des roulements à billes anti-friction lubrifiés à l'huile, ou, pour de plus gros appareils, sur paliers à coussinets-douilles hydrodynamiques lubrifiés à l'huile [21].

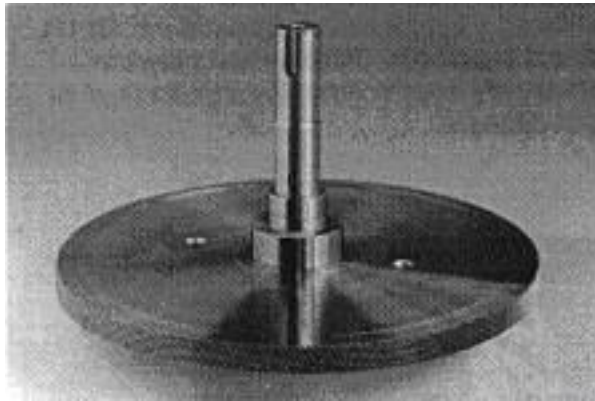


Figure III.2 : Engrenage principal [21].

III.3 Groupe rotor

Le groupe rotor se compose de :

- Un arbre de pignon à engrenage hélicoïdal usiné avec précision et équilibré. Le pignon est de qualité AGMA 12.
- Un disque à ailettes en acier inoxydable de haute efficacité, mi-ouvert, monté sur le pignon par l'intermédiaire d'une fixation polygonale, selon le modèle.
- Un collier de serrage amovible, fixé par fixation polygonale et retenu par un boulon.

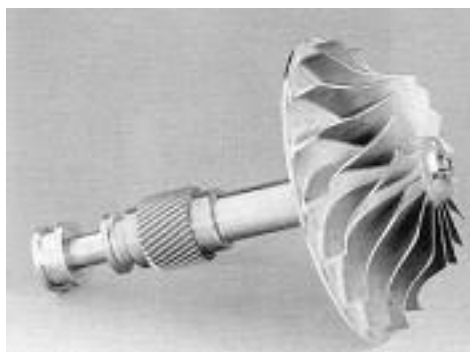


Figure III.3 : rotor [21].

Dans le modèle CENTAC à haute pression C750, l'ensemble rotor du 3ème et 4ème étage consiste en un pignon à deux extrémités avec roue en acier inoxydable sur chaque extrémité. Le groupe rotor décrit ci-dessus est à équilibrage dynamique [21].

III.4 Diffuseurs

Les diffuseurs sont situés entre chaque disque à ailettes et refroidisseur. La diffusion et la récupération de pression sont effectuées par une double rangée d'ailettes : une première rangée, située près du disque, est formée d'ailettes individuelles situées sur la façade du corps du diffuseur Figure III.4: la diffusion s'effectue dans une direction radiale. La deuxième rangée d'ailettes est située dans un passage axial du carter menant à l'entrée du refroidisseur et sert à enlever les tourbillonnements résiduels de l'air pour garantir une plus grande efficacité d'ensemble de l'étage [21].



Figure III.4: Diffuseurs [21].

III.5 Refroidisseurs intermédiaires et refroidisseur complémentaire

Les refroidisseurs d'air standard sont du type tubulure et chemise, le carter du compresseur servant de chemise. Les refroidisseurs sont de conception cartouche, Figure III.5, hautement efficace. L'air comprimé passe à travers les tubes et l'eau est véhiculée autour de ceux-ci. Le transfert thermique de l'air à l'eau est assisté par des tubes à ailettes internes, Figure III.6, qui augmentent considérablement l'efficacité de la surface du transfert thermique du côté de l'air. Les extrémités des tubes du refroidisseur sont dilatées pour qu'elles s'adaptent parfaitement aux supports métalliques. Le passage menant au disque à ailettes est formé par la section centrale de chaque refroidisseur et diffuseur.



Figure III.5 : Refroidisseurs intermédiaires [21].

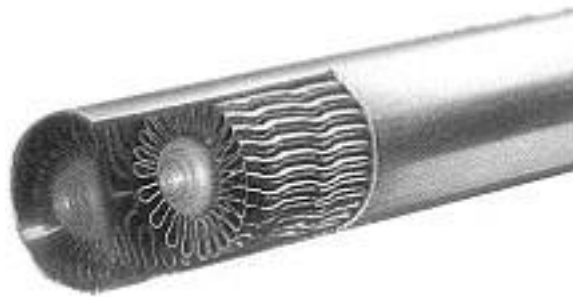


Figure III.6 : tubulure de refroidisseurs [21].

Dans le CENTAC à haute pression (modèle C750), le refroidisseur intermédiaire entre le 3ème et le 4ème étage est externe (monté verticalement) au corps et est connecté aux étages au travers d'une tuyauterie externe [21].

III.6 Séparateurs d'humidité

Un séparateur d'humidité est intégré après chaque refroidisseur d'air Figure III.7. Le séparateur d'humidité est un tamis en acier inoxydable utilisé dans la construction et l'épaisseur du séparateur est étudiée pour séparer la quantité maximale d'humidité avec une chute de pression minimale.



Figure III.7 : Séparateurs d'humidité [21].

Les séparateurs sont situés à des endroits du compresseur où les vitesses de l'air sont relativement basses, permettant une séparation d'humidité effective [21].

III.7 Circuit de refroidissement de l'eau

Le circuit de refroidissement de l'eau du compresseur CENTAC comprend :

- Distributeur d'eau de refroidissement

Lorsqu'il est fourni, il est déjà monté sur le compresseur. Le distributeur sert pour l'eau de refroidissement des refroidisseurs d'air, d'huile et de l'organe d'entraînement lorsque le refroidissement à l'eau .

Si spécifié dans le contrat, des manomètres et thermomètres peuvent être installés sur chaque refroidisseur, de même qu'un commutateur du flux d'eau, généralement démonté, destiné au contrôle de l'eau de refroidissement [21].

III.8 Systeme de lubrification [21]

Le système de lubrification du compresseur CENTAC est complètement autonome et comprend au minimum les éléments suivants :

- Réservoir d'huile lubrifiante
- Tamis d'aspiration
- Pompe à huile de pré- et post-lubrification
- Pompe à huile principale
- Clapet de retenue.
- Vanne de réglage de l'huile
- Filtre à huile
- Refroidisseur d'huile
- Mélangeur thermostatique à trois voies

- Indicateur de niveau d'huile
- Dispositif d'arrêt des fumées
- Chauffage électrique du réservoir d'huile
- Instrumentation Toute l'instrumentation nécessaire pour le contrôle des paramètres de pression et de température de l'huile.

III.9 Refroidisseur(s) d'huile

De type à faisceau de tubes fixes, installé sur le compresseur. Est fourni en version double, avec un refroidisseur en situation de stand-by par rapport à l'autre [21].

III.9.1 Installation sur Place [21]

En règle générale, le refroidisseur d'huile est installé sur le module du compresseur, avant de quitter l'usine, Si le refroidisseur d'huile est fourni séparément pour le montage sur place, lire les instructions suivantes :

- Lors de la réception de l'échangeur de chaleur sur place, l'inspecter pour voir si des endommagements ont été produits pendant l'expédition à tous les couvercles de protection. Si les endommagements sont évidents, inspecter pour voir s'il y a de traces de contamination et remplacer les couvercles de protection, si nécessaire. Si les endommagements sont extensibles, en annoncer le transporteur immédiatement.
- Le stocker couvert dans une aire chauffée, si possible
- Si l'échangeur de chaleur doit être stocké pour une période dépassant 30 jours, il faut prendre des mesures pour empêcher les dépôts de rouille ou la contamination. Suivant le stockage prolongé, il est recommandé que l'échangeur soit examiné avec attention, avant l'installation.
- Lors de l'installation, établir le niveau et l'équerre de l'échangeur de chaleur de telle manière que les connexions du tuyau puissent être faites sans forcer.
- Avant de faire les branchements, vérifier toutes les ouvertures de l'échangeur de chaleur pour voir s'il y a des matériaux étrangers là-dedans. Détacher tous les bouchons en bois, les sachets aux dessiccateurs et les couvercles de protection pendant l'expédition immédiatement avant l'installation. Ne pas exposer les passages internes vers l'échangeur de chaleur dans le milieu entourant, car l'humidité ou les contaminants nuisibles peuvent pénétrer dans l'unité et causer des dommages sévères en raison du gel et ou de la corrosion.

- Après avoir fini les raccords à la tuyauterie si les berceaux ou les pieds sont fixés à l'échangeur de chaleur, desserrer les boulons de la fondation de l'une des extrémités de l'échangeur pour permettre le mouvement libre, Des trous sur dimensionnés sont prévus dans ce but dans les berceaux ou les pieds.
- Si la carcasse de l'échangeur de chaleur est équipée avec une articulation d'expansion pour des soufflets, détacher les supports prévus pour l'expédition, en suivant les instructions.



Figure III.8 : Refroidisseur d'huile (réfrigérant d'huile) [21].

III.9.2 Fonctionnement [21]

- S'assurer que le système entier est nettoyé. avant la mise en service, pour empêcher l'obturation des tubes ou les passages du côté de la carcasse.
- Ouvrir les connexions de ventilation avant le démarrage.
- Démarrer le fonctionnement graduellement
- Les verrouillages de toutes les articulations aux garnitures ou joints à presse étoupe doivent être resserrés après que l'échangeur de chaleur a atteint les températures de fonctionnement, pour empêcher les fuites et l'existence des défauts aux garnitures.
- Ne pas laisser l'échangeur de chaleur fonctionner sous pression et dans des conditions de température dépassant les valeurs indiquées sur la plaquette d'identification.
- Drainer tous les fluides lors de l'arrêt, pour éliminer le gel ou la corrosion possible.
- Dans aucune installation, il ne doit y avoir de pulsation des fluides, car cela produit des vibrations et raccourcit la vie de fonctionnement du produit.

III.9.3 Maintenance [21]

Les échangeurs soumis à l'engorgement (tartre, dépôts de boue, etc.) doivent être nettoyés périodiquement, en fonction des conditions spécifiques, Une couche peu épaisse de boue ou de tartre sur un des côtés du tube réduit dramatiquement le rendement. Une chute de pression plus importante et/ou la réduction des performances indique d'habitude le fait que le nettoyage soit nécessaire. Etant donné que la difficulté de nettoyage augmente rapidement au fur et à mesure que l'épaisseur du tartre augmente, les intervalles d'entre les nettoyages ne doivent pas être excessivement longs. La négligence de garder les tubes dans un état de propreté peut causer l'obturation accidentelle du tube. Le surchauffage ou refroidissement qui en résulte aux tubes obturés, par comparaison aux tubes entourant, produira des dommages physiques et fuites aux tubes, en raison de l'expansion thermique différentielle des métaux [21].

III.9.4 Nettoyage [21]

D'habitude le côté de la carcasse du refroidisseur d'huile ne nécessite pas de nettoyage. Mais les tubes doivent être examinés pour enlever les possibles dépôts de matériaux étrangers et avoir le contrôle du procès d'oxydation. Pour effectuer le nettoyage des tubes, procéder de la manière suivante:

1. Détacher le couvercle et la garniture du refroidisseur
2. Enlever les dépôts de déchets de la surface des tubes, à l'aide d'une brosse en acier et nettoyer la surface de contact de la garniture du couvercle (voir photos suivantes)
3. Utiliser un flux d'eau à haute vitesse pour le nettoyage à l'intérieur. Pour enlever les dépôts intérieurs plus résistants utiliser un dispositif de nettoyage tendre en acier pour les tubes (non piquant), en faisant attention à ne pas endommager les tubes (voir photos suivantes).
4. Après avoir effectué le nettoyage, installer une nouvelle garniture et monter de nouveau le couvercle du refroidisseur.



Figure III.9 : comment nettoyer un refroidisseur d'huile [21].

Chapitre IV

**Performances de l'échangeur à tubes et
calandre, méthode de Kern**

Dans ce chapitre, les méthodes de calcul de la méthode Kern mentionnées ci-dessous seront mises en œuvre afin d'évaluer les performances de l'échangeur de chaleur à faisceau et le type de caisson. Pour cela, un algorithme écrit en langage Fortran a été développé.

IV.1 Evaluation des performances de l'échangeur à tubes et calandre

IV.1.1 Evaluation des performances dans les tubes

IV.1.1.1 Coefficient d'échange convectif

Le coefficient d'échange par convection, pour le fluide circulant dans les tubes, peut être calculé en utilisant les corrélations usuelles pour la convection interne dans les tubes. La méthode à suivre pour le calcul du coefficient d'échange thermique convectif côté tube est décrite dans ce qui suit [24] :

- Calcul du nombre de tubes par passe [25]:

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

N_{tp} : Nombre de tubes par passe.

N_t : Nombre de tubes dans le faisceau.

N_{pt} : Nombre de passes côté tubes.

- Calcul de la section de passage côté tubes [25]:

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

S_t : Section de passage côté tubes (m²)

d_i : Diamètre intérieur des tubes (m)

- Calcul de la vitesse massique [25]:

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{S_t} \quad (\text{IV.3})$$

G_t : Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes (kg.m⁻².s⁻¹).

\dot{m}_t : Débit massique du fluide circulant dans les tubes (kg.s⁻¹).

- Calcul du nombre de Reynolds [25]:

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (\text{IV.4})$$

Re_t : Nombre de Reynolds du côté tubes.

μ_t : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (kg.m⁻¹.s⁻¹).

- Facteur de transfert thermique interne J_{ht} [23] :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = J_{ht} \frac{\lambda_t}{d_i} \left(\frac{C_{pt} \mu_t}{\lambda_t} \right)^{1/3} \quad (\text{IV.5})$$

λ_t : Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes

J_{ht} : Facteur de transfert thermique côté tubes.

Ce facteur est déterminé par l'abaque **Annexe 2**

Ou Par les relations suivantes :

En régime laminaire [23] :

$$J_{ht} = 1.86 \left(Re_e \frac{d_i}{L} \right)^{1/3}$$

En régime turbulent [23] :

$$J_{ht} = 0.027 Re_t^{0.8}$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i d_i}{\phi_t d_e} \quad (\text{IV.6})$$

➤ Calcul de la température de la paroi [23] :

$$T_p = T_c - \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t}}{\frac{h_o}{\phi_c} + \frac{h_{io}}{\phi_t}} (T_c - T_t) \quad (\text{IV.7})$$

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

T_p : Température de la paroi (°C)

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

h_o : Coefficient d'échange convectif côté calandre (w/m².°C)

h_{io} : Coefficient d'échange convectif moyen (w/m².°C)

h_i : Coefficient d'échange convectif côté tubes (w/m².°C)

➤ Perte de charge totale dans les tubes [25] :

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

Pour un écoulement laminaire [25] :

a=0.25

$$f = \frac{32}{Re_t}$$

Pour un écoulement turbulent [25] :

a=0.14

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

a : Coefficient empirique

f : Facteur de friction

ρ_t : la masse volumique côté tube (kg/m^3)

μ_p : la viscosité à la température de paroi (kg/m.s)

μ_t Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (kg/m.s)

L_t Longueur des tubes (m)

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_p}\right)^a$$

IV.1.2 Evaluation des performances dans la calandre

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

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

Des méthodes plus appropriées pour le calcul des performances ont été élaborées, et celles-ci donneraient des résultats plus satisfaisant en termes de précision. La méthode de Kern serait recommandée pour l'estimation préliminaire des performances de l'échangeur, mais pas en tant qu'outil de conception final [24].

IV.1.2.1 Méthode de Kern

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

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

Kern considère une zone de flux qui correspond à la rangée de tubes hypothétique au niveau du plan central de la calandre, appelé hypothétique parce qu'il peut arriver qu'il n'y a pas de rangée de tubes sur le plan central, mais plutôt deux rangées de tubes se déplaçant d'une certaine distance le long du plan central [22].

- Calcul de la section de passage côté calandre :

Pour un pas triangulaire, on a la relation suivante [23]:

$$S_c = \frac{D_c}{P} (P - d_e) B \quad (\text{IV.9})$$

B : espacement des chicane (m) $D_c/5 < B < D_c$

P : pas des tubes (m)

d_c : Diamètre de la calandre (m)

d_e : Diamètre extérieur des tubes (m)

- Calcul de la vitesse massique [22]:

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{S_c} \quad (\text{IV.10})$$

- Calcul du Diamètre équivalent [22]:

$$D_e = 4 \frac{S_c}{P_m} \quad (\text{IV.11})$$

D_e :Diamètre équivalent (m)

P_m :Périmètre mouillé (m)

Pour un pas triangulaire [22]:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P}{2} 0.86P - \frac{1}{2} \frac{\pi d_e^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_e}{2}}$$

Pour un pas carré [22]:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P^2}{4} - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)}{d_e}$$

- Calcul du nombre de Reynolds [22]:

$$Re_c = \frac{G_c D_e}{\mu_c}$$

- Facteur de transfert thermique externe J_{hc} [23] :

$$\frac{h_o}{\phi_t} = J_{hc} \frac{\lambda_c}{D_e} \left(\frac{C_{pc} \mu_c}{\lambda_c} \right)^{1/3} \quad (\text{IV.12})$$

λ_c : Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre (w/m°C)

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre (kg/m.s)

J_{hc} : Facteur de transfert thermique côté calandre.

Ce facteur est déterminé par l'abaque **Annexe 1**

➤ Perte de charge totale dans la calandre [22]:

$$DP_c = f \frac{(N_B+1)d_e}{D_e} \frac{G_c^2}{2\rho_c} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c}\right)^a \quad (\text{IV.13})$$

DP_c : Perte de charge dans la calandre (N/m²)

N_B : Nombre de chicane

ρ_c : La masse volumique côté tube (kg/m³)

μ_p : La viscosité à la température de paroi (kg/m.s)

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (kg/m.s)

Pour $Re < 500$ [22]:

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

Pour $Re > 500$ [22]:

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

f : Facteur de friction

IV.2 Principe de calculs

Tout d'abord les calculs sont réalisés sous certaines **hypothèses** simplificatrices :

- Régime permanent
- Les caractéristiques des fluides (ρ , μ , λ , c_p) sont constantes.
- Les températures sont variables dans l'échangeur.
- Les fluides sont monophasiques « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction
«le transfert par rayonnement négligeable »
- Le flux de chaleur perdu par le fluide est intégralement reçu par l'autre fluide
« échangeur adiabatique ».

Pour faire les calculs dans ce chapitre on a mis en place un programme écrit sous FORTRAN dont l'organigramme est présenté ci-dessous :

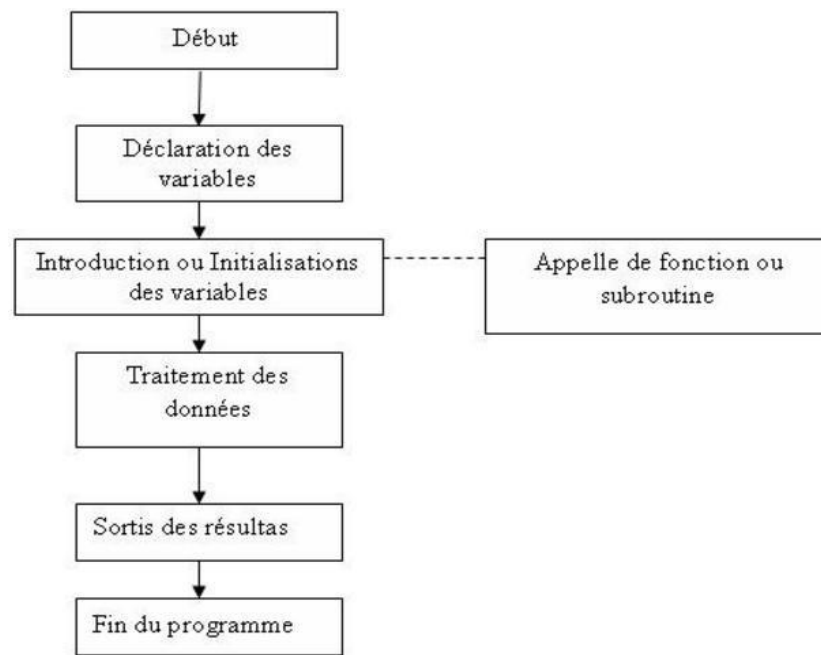


Figure IV.1 : Organigramme de calculs pour Fortran 90.

IV.3 Description du programme de calcul

Un programme réalisé en langage Fortran nécessite essentiellement trois types de fichiers pour sa création [26].

- ❖ Les fichiers sources (extension. FOR ou. F90)

Le fichier source peut être facilement créé à l'aide d'un éditeur de texte, il s'agit d'un texte clair, contenant toutes les instructions du programme, ce fichier peut être imprimé ou encore être affiché sur l'écran. Le fichier source doit ensuite être compilé, c'est-à-dire, traduit en langage machine à l'aide du compilateur Fortran pour générer le fichier .obj. D'où l'intérêt de disposer d'un bon compilateur [26].

- ❖ Les fichiers objets (extension .OBJ)

Le fichier obtenu après compilation est un fichier objet, qui n'est pas encore exécutable. Le fichier objet possède la particularité de pouvoir être relié à d'autres fichiers du même type. Toute modification ou correction du programme passe tout d'abord par la modification du fichier source. Ce fichier doit être ensuite recompilé, ce qui permet d'obtenir un fichier objet mis à jour [26].

- ❖ Le fichier exécutable (extension .EXE).

Le compilateur Fortran permet de générer le fichier exécutable en réalisant le lien avec tous les fichiers .obj créés précédemment. La fenêtre d'exécution du programme (projet console) générée en lançant l'exécutable [26].

IV.4 Partie calculs

IV.4.1 Calcul thermique des performances de l'échangeur

IV.4.1.1 Caractéristiques thermo physiques des deux fluides et l de l'échangeur

Dans les tableaux ci-dessous nous avons les Propriétés thermo physiques des deux fluides de l'échangeur pris dans le bureau technique.

	Fluide chaud (huile)	Fluide froid (eau)	Unités
\dot{m}	?	23.88	(kg/s)
T_e	43	25	(°C)
T_s	35	?	(°C)
C_p	1962.29	4180	(J/kg.k)
μ	0.2116	$7,72 \cdot 10^{-4}$	Kg/m.s
λ	0.14	0.61	w/m°C

Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques des deux fluides de l'échangeur

Coté tube	Coté calandre
Diamètre intérieur de tube : $d_i = 0.016 \text{ m}$	Diamètre de la calandre : $D_c = 0.168 \text{ m}$
Diamètre extérieur de tube : $d_e = 0.019 \text{ m}$	Espacement entre chicanes : $B = 0.0336 \text{ m}$
Loguer des tubes : $L = 1.82 \text{ m}$	Nombre de chicanes : $N_B = 25$
Epaisseur : $e = 0.003 \text{ m}$	Pas triangulaire : $P = 0.03939 \text{ m}$

Tableau IV.2 : Propriétés mécaniques de l'échangeur

Pour notre partie calculs, on utilise les méthodes numériques et les équations concernant les échangeurs thermiques décrites dans le chapitre II et les données de refroidisseur d'huile

➤ Pour la surface d'échangeur égal ($S = 5.40 \text{ m}^2$) on calcule:

1. L'efficacité thermique de refroidisseur d'huile.
2. Le nombre d'unité de transfert NUT.

IV.4.2 Calcul de la puissance thermique et le débit d'huile :

```
program la_puissance_debit
real DT,tfe,tfs,mf,Cpf,q,mc,Cpc,tce,tcs


DT=14          !°c
tfe=25         !°c
mf=23.88       !kg/s
Cpf=4180       !j/kg°c
Cpc=1962.29    !j/kg°c
tce=43         !°c
tcs=35         !°c

tfs=DT+tfe
print*,'tfs=',tfs
q=mf*Cpf*(tfs-tfe)
print*,'q=',q
mc=q/(Cpc*(tce-tcs))
print*,'mc=',mc

end
```

Figure IV.2 : Programme de calcul de la puissance thermique et le débit d'huile

Le résultat de calcul de la puissance thermique et le débit d'huile est présenté dans la figure(IV.3) suivante:



```
C:\MSDEV\Projects\puissance_debit.exe
tfs= 39.000000
q= 1397458.000000
mc= 89.019550
Press any key to continue
```

Figure IV.3 : Résultats de programme de calcul de la puissance thermique et le débit d'huile

IV.4.3 Calcul des capacités thermiques

```

program capacites_thermique
real q,tfs,tfe,tce,tcs,C1,C2,Cmax,Cmin

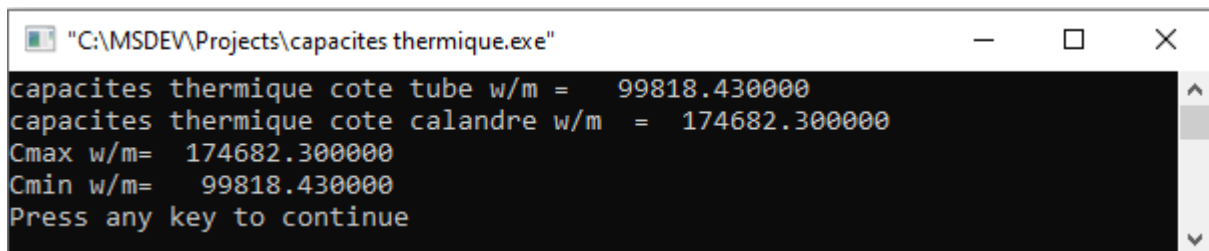
tfs=39          !°c
tfe=25          !°c
tce=43          !°c
tcs=35
q=1397458      !w

C1=q/(tfs-tfe) !w/°c
print*,'capacites thermique cote tube w/m =',C1
C2=q/(tce-tcs) !w/°c
print*,'capacites thermique cote calandre w/m =',C2
if (C1.gt.C2)then
Cmax=C1
Cmin=C2
elseif (C1.lt.C2)then
Cmax=C2
Cmin=C1
endif
print*,'Cmax w/m=',Cmax
print*,'Cmin w/m=',Cmin
end

```

Figure IV.4 : Programme de calcul des capacités thermiques des deux fluides.

Les résultats de calculs des capacités thermiques sont présentés dans la figure suivante (IV.5) :



```

"C:\MSDEV\Projects\capacites thermique.exe"
capacites thermique cote tube w/m = 99818.430000
capacites thermique cote calandre w/m = 174682.300000
Cmax w/m= 174682.300000
Cmin w/m= 99818.430000
Press any key to continue

```

Figure IV.5 : Résultats de programme de calcul des capacités thermiques des deux fluides.

La capacité thermique minimale est celle côté tube «la capacité thermique d'eau », égale 99818.43 W/°c.

La capacité thermique maximale est celle du côté calandre « la capacité thermique d'huile », égale 174682.3 W/°c.

IV.4.4 Calcul du nombre d'unités de transfert NUT et l'efficacité

D'après la valeur de $R=0.57$ et $P=0.77$, on a $F=0.65$ (Annexe 6)

A partir des équations présentées dans le chapitre II, la figure qui suit présente le langage FORTRAN pour calculer NUT et l'efficacité de refroidisseur d'huile.


```

program NUT_efficacite
real F,K,S,DTLM,q,Cmin,tce,tcs,tfe,tfs,NUT,qmax,E

F=0.65
S=5.40           !m2
q=1397458        !w
Cmin=99818.43    !w/°c
tce=43           !°c
tcs=35           !°c
tfe=25           !°c
tfs=39           !°c

DTLM=((tce-tfs)-(tcs-tfe))/ALOG((tce-tfs)/(tcs-tfe))
print*, 'DTLM = ',DTLM

K=q/(S*F*DTLM)
print*, 'coefficient global de transfert = ',K
NUT=(S*K)/Cmin
print*, 'nombre unite de transfert = ',NUT

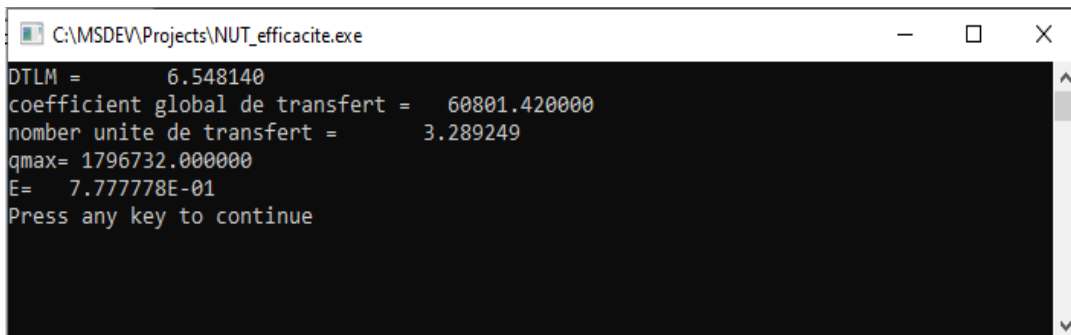
qmax=Cmin*(tce-tfe)
print*, 'qmax=',qmax

E=q/qmax
print*, 'E=',E
end

```

Figure IV.6 : Programme de calcul de nombre d'unité de transfert NUT et l'efficacité

Les résultats de calcul sont présentés dans la figure suivante (IV.7) :



```

C:\MSDEV\Projects\NUT_efficacite.exe
DTLM = 6.548140
coefficient global de transfert = 60801.420000
nombre unite de transfert = 3.289249
qmax= 1796732.000000
E= 7.777778E-01
Press any key to continue

```

Figure IV.7: Résultats du programme de calcul du nombre d'unité de transfert NUT et l'efficacité

IV.5 Calcul des performances d'un échangeur à tubes et calandre

A partir des équations présentées dans ce chapitre, on va calculer les performances côté tubes et calandre on a $X=hi/qt$, $Y=hio/qt$ et $Z=ho/qc$, D'après l'abaque **Annexe 1** on $J_{hc} = 36$

```

program performances_dans_les_tubes_et_calandre
real Ntp,Nt,Npt,St,di,dex,Dc,De,Gt,Ret,Jht,Jhc,X,Y,Z
real mc,mt,Vic,Vit,CDc,CDt,Tc,Tt,Tp,Gc,Sc,Rec,P,B
real L,Cpt,Cpc

Cpt=4180          !j/kh°c
Cpc=1962.29      !j/kh°c
pi=3.14
Nt=36
Npt=2
di=16E-3         !m
dex=19E-3        !m
Dc=168E-3        !m
Vit=(7.72E-4)    !kg/ms
CDt=61E-2        !w/m°c
Vic=2116E-4      !kg/ms
CDc=14E-2        !w/m°c
mc=89.02         !kg/s
mt=23.88         !kg/s
Tc=39            !°c
Tt=32            !°c
P=3939E-5        !m
B=728E-4         !m
Jhc=36
L=1.82           !m

Ntp=Nt/Npt
print*, 'le nombre de tubes par passe=', Ntp
St=(pi/4)*(Ntp*di**2)
print*, 'la section de passage cote tubes m2 =', St
Gt=mt/St
print*, 'la vitesse massique cote tubes kg/m2s =', Gt
Ret=(Gt*di)/Vit
print*, 'nombre de Reynolds cote tubes =', Ret
  if(Ret.lt.2300)then
Jht=1.86*(Ret*di/L)**(1/3)
elseif(Ret.gt.2300)then

Jht=0.027*(Ret**0.8)
endif
print*, 'Jht=', Jht
X=Jht*(CDt/di)*((Cpt*Vit/CDt)**(1/3))
print*, 'X= w/m2 c', X
Y=X*(di/dex)
print*, 'Y w/m2 c=', Y
Sc=(Dc/p)*(p-dex)*B
print*, 'la section de passage cote calandre m2 =', Sc
Gc=mc/Sc
print*, 'la vitesse massique cote calandre kg/m2s =', Gc
De= ((3.44*P**2)/(pi*dex))-dex
print*, 'Diametre equivalent m =', De
Rec=(Gc*De)/Vic
print*, 'nombre de Reynolds cote calandre =', Rec
Z=(Jhc*CDc/De)*(Cpc*Vic/CDc)**(0.3)
print*, 'Z w/m2 c =', Z
Tp=Tc-((Y/(Z+Y))*(Tc-Tt))
print*, 'la température de la paroi c =', Tp
end

```

Figure IV.8 : Programme de calcul des performances dans les tubes et calandre

Les résultats de calcul de :

- Nombre de tube par passe
- La section de passage côté tube S_t et calandre S_c

- La vitesse massique côté tube G_t et calandre G_c
- Nombre de Reynolds côté tube Re_t et calandre Re_c
- Diamètre équivalent D_e
- La température de la paroi T_p

Les résultats de calcul sont présentés dans la figure suivante (IV.9) :

```

"C:\MSDEV\Projects\performances_dans_les_tubes_et_calandre.exe"
le nombre de tubes par passe=      18.000000
la section de passage cote tubes m2 =   3.617280E-03
la vitesse massique cote tubes kg/m2s =   6601.645000
nombre de Reynolds cote tubes =  136821.700000
Jht=      346.966600
X= w/m2 c   13228.100000
Y w/m2 c=   11139.460000
la section de passage cote calandre m2 =   6.330994E-03
la vitesse massique cote calandre kg/m2s =   14060.980000
Diametre equivalent m =   7.046377E-02
nombre de Reynolds cote calandre =   4682.371000
Z w/m2 c =    787.245100
la temperature de la paroi c =    32.462050
Press any key to continue
  
```

Figure IV.9: Résultats du programme de calcul des performances dans les tubes et calandre

➤ Les pertes de charge coté tubes et calandre

D'après la valeur de T_p on extrait la viscosité du tableau (Annexe 3 et 4):

$$\mu_{pt} = 7,72 \cdot 10^{-4} \text{Kg/ms} \text{ et } \mu_{pc} = 321 \cdot 10^{-4} \text{Kg/ms}$$

```

program les_pertes_de_charge_cote_tubes_et_calandre
real Vit,Vic,Vpt,Vpc,qt,qc,Dpt,Dpc,ft,di,Gt,dt,dc,Ret,L
real De,Gc,Nb,fc,Rec,hi,hio,ho,Dcl,dex,Npt

vit=7.72E-4      !kg/ms
vic=2116E-4     !kg/ms
vpt=7.72E-4     !kg/ms
vpc=321E-4      !kg/ms
Nb=25           !m
di=16E-3        !m
dex=19E-3       !m
Dcl=168E-3      !m
dt=1000         !kg/m3
dc=876          !kg/m3
Ret=131703.60
Rec=4682.37
Gt=6601.645     !kg/m2s
Gc=14060.98     !kg/m2
De=70.46377E-3 !m
L=1.82          !m
Npt=2
X=12830.75
Y=10804.84
Z=787.2451
qt=(Vit/Vpt)**0.14
print*, 'qt=',qt
qc=(Vic/Vpc)**0.14
print*, 'qc=',qc

hi=X*qt
print*, 'Coefficient d echange convectif cote tubes w/m2c=',hi
hio=Y*qt
print*, 'Coefficient d echange convectif moyen w/m2c=',hio
ho=Z*qc
print*, 'Coefficient d echange convectif cote calandre w/m2c=',ho
if(Ret.lt.2300)then
ft=32/Ret

elseif(Ret.gt.2300)then
ft=0.0014+0.132*(Ret**(-0.32))
endif
print*, 'ft=',ft
Dpt=((((4*ft*L*Npt)/di)*qt)+(4*Npt))*(Gt**2/2000)
print*, 'Perte de charge totale dans les tubes N/m2',Dpt
if(Rec.lt.2300)then
fc=exp(5.1858-1.7645*ALOG(Rec)+0.13357*ALOG(Rec)**2)
elseif(Rec.gt.2300)then
fc=1.728*Rec**(-0.188)
endif
print*, 'Fc=',fc
Dpc=((fc*(Nb+1)*dex/De))*((Gc**2)/(2*dc))*(1/qc)
print*, 'Perte de charge dans la calandre N/m2=',Dpc
end

```

Figure IV.10 : Programme de calcul les pertes de charge coté tube et calandre

Les résultats de calcul de :

- Coefficient d'échange convectif côté tubes h_i
- Coefficient d'échange convectif moyen h_{i0}
- Coefficient d'échange convectif côté calandre h_o
- Perte de charge côté tubes Dp_t
- Perte de charge côté calandre Dp_c

Les résultats de calcul sont présentés dans la figure suivante IV.11:

```

"C:\MSDEV\Projects\les pertes de charge cote tubes et calandre.exe"
qt= 1.000000
qc= 1.302151
Coefficient d echange convectif cote tubes w/m2c= 12830.750000
Coefficient d echange convectif moyen w/m2c= 10804.840000
Coefficient d echange convectif cote calandre w/m2c= 1025.112000
ft= 4.436007E-03
Perte de charge totale dans les tubes N/m2 262291.500000
Fc= 3.527737E-01
Perte de charge dans la calandre N/m2= 214334.900000
Press any key to continue
  
```

Figure IV.11 : Résultats du programme de calcul les pertes de charge coté tube et calandre

Le tableau suivant représente les résultats obtenu par logiciel FORTRAN

Paramètres	côté calandre	côté tube
$\Phi (w)$	1397458	
$\Phi_{max}(w)$	1796732	
$T_{fs} (°C)$		39
$\dot{m}_c (kg/s)$	89.019550	
$C_1 (w/°C)$		99818.43
$C_2 (w/°C)$	174682.3	
R	0.57	
F	0.65	
$DT_{LM} (°C)$	6.548140	
K	60801.42	
NUT	3.289249	
ε	0.77	
N_{tp}		18
$S_t (m^2)$		$3,617280 \cdot 10^{-3}$
$G_t (kg/m^2 \cdot s)$		6601.645
Re_t		136821.7
$S_c (m^2)$	$6,330994 \cdot 10^{-3}$	
$G_c (kg/m^2 \cdot s)$	14060.98	
$D_e (mm)$	70.46377	
Re_c	4682.371	

T_c ($^{\circ}C$)	39	
T_t ($^{\circ}C$)		32
T_p ($^{\circ}C$)		32.462050
q_t		1
q_c	1.302151	
h_i ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)		12830.75
h_{io} ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)		10804.84
h_o ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)	1025.112	
f_t		$4.436007 \cdot 10^{-3}$
f_c	0.3527737	
D_p (N/m^2)	214334.9	262291.5

Tableau IV.3 : les résultats obtenu par logiciel FORTRAN

- **résultats et discussion**

Les pressions à l'entrée de l'échangeur de chaleur pour l'huile et pour l'eau sont 3.1 bar et 4.75 bar respectivement.

Côté calandre, la perte de charge calculée est de 2.14 bar ; cette valeur est raisonnable au vu du nombre important de 25 chicanes qui brassent l'huile à refroidir.

L'espace moyen entre chicanes de 7.28 cm est réduit pour l'écoulement d'un fluide visqueux tel que l'huile autour de tubes, ajouté à cela l'entrée et la sortie imposant ainsi au fluide des parcours ascendant et descendant qui accentuent encore la perte de charge.

Côté tubes, la perte de charge calculée s'élève à 2.62 bar. Cette dernière est également raisonnable étant donné que la présence de dépôt de carbonate de calcium va, de plus, augmenter la perte de charge.

Quant à l'échange de chaleur, le NUT étant supérieur à 1, une indication que le transfert d'énergie très efficace et que l'échangeur de chaleur est bien dimensionné pour les débits utilisés.



Conclusion générale

Conclusion générale

Ce travail élaboré durant notre stage de mise en situation professionnelle au sein de l'unité division fluide El-Hadjar, nous a été très bénéfique, car il nous a permis de connaître les différents fluides qui sont : vapeur, air comprimée, gaz et l'eau et les équipements qui font parties de son processus de traitement et en particulier l'échangeur thermique du système de lubrification dans le compresseur CENTAC. Notre étude réalisée sur cet appareil a apporté à nos connaissances des idées très claires sur la technologie des échangeurs de chaleur en général, et surtout sur celles des échangeurs à faisceau de tubes et calandre, et ainsi bien comprendre leur fonctionnement et leur utilisation dans le domaine industriel.

Les échangeurs de chaleur sont des éléments clés de l'industrie électrique, leur domaine d'application s'étend à presque toutes les usines chimiques et les centrales de cogénération.

Le choix d'un échangeur de chaleur nécessite non seulement une maîtrise de la mécanique fluide et des phénomènes de transfert de chaleur, mais aussi des logiciels pour programmation et calcul scientifique. Pour réaliser notre projet, c'est-à-dire la sélection d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre. Il a d'abord fallu maîtriser le langage Fortran 90 pour réaliser programme requis pour les calculs dimensionnels.

Ensuite, nous avons appliqué la méthode de la moyenne logarithmique de la différence des températures DTLM et la méthode du nombre d'unités de transfert NUT, ainsi que la méthode Kern qui est l'une des méthodes de dimensionnement des échangeurs de chaleur les plus utilisées, très utile pour le dimensionnement de l'échangeur et le calcul des pertes de charge.



Bibliographie

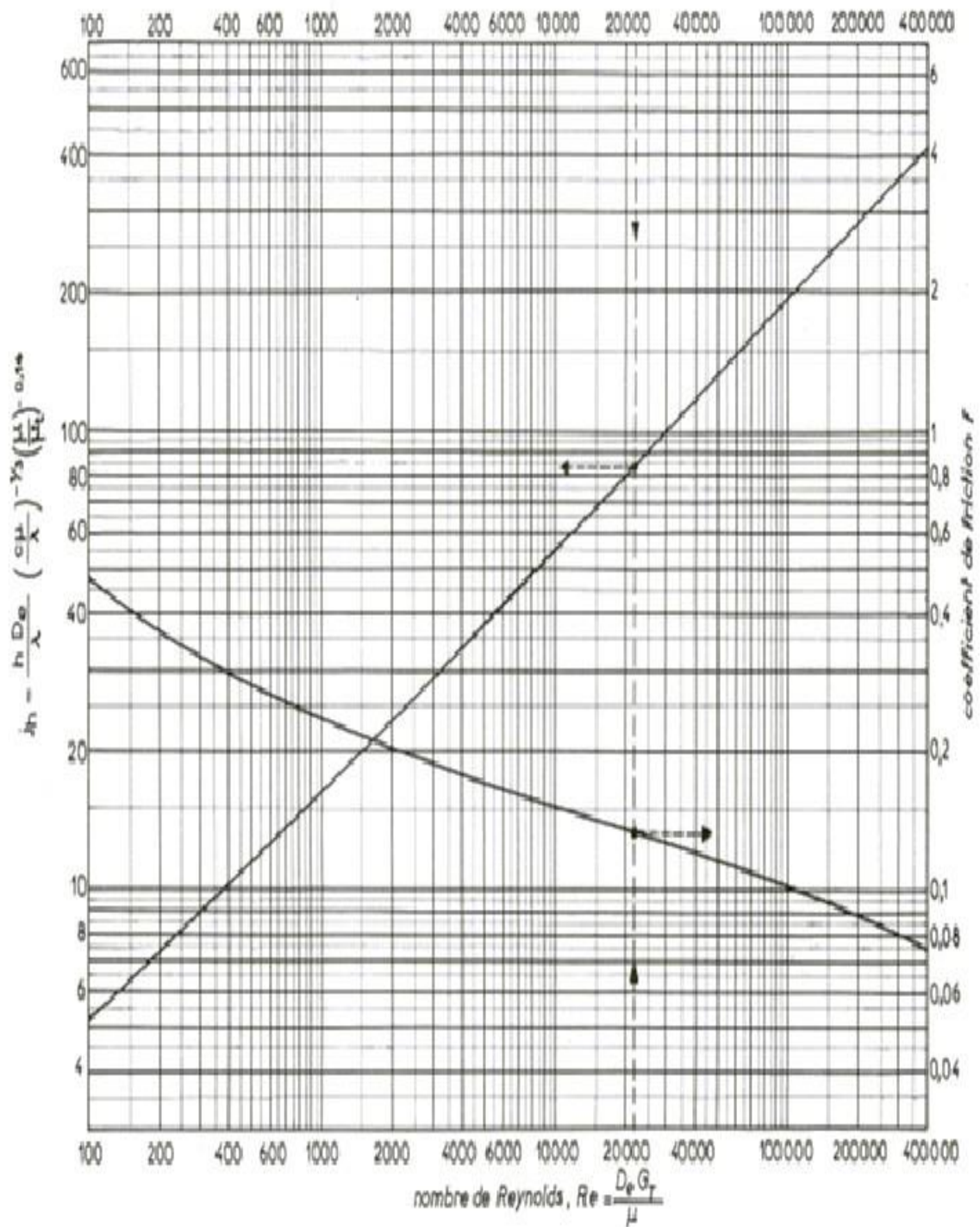
Bibliographie

- [1] J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, coordonnateur. Edition TEC et DOC.
- [2] Sacadura J, F« Initiation Aux Transfert Thermiques » *Edition Lavoisier*.Et Ozisik M.N, Heat Conduction, *Editions John Wily and Sons, New –York*. (1993)
- [3] : Weber Christophe Et Magnificat André, “Echangeurs De Chaleur”, Journal De Greth, 055, (P 3–17), Février 2016.
- [4] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs » Technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [5] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014).
- [6]: Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulic, “Fundamentals of Heat Exchanger Design”, John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [7]: Patrice Clément, “Echangeurs De Chaleur-Problèmes De Fonctionnement”, Journal De Technique De L'ingénieur, Be9519, (P 2–3), Avril 2014.
- [8] : Adil Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen (2009/2010).
- [9] Rajiv MUKHERJEE. Effectively design. Shell and tube heat exchangers. FEBRUARY 1998, CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS.
- [10] IFP Training. Ingénieur en sécurité industrielle. Matériel thermique. Technologie et utilisation des échangeurs. D2-1/B. 2005.
- [11] Sadik & Kakaç. Heat exchangers. Selection, rating, and thermal design. CRC Press. 2013.
- [12] Pierre TRAMBOUZE. Raffinage du pétrole. Tome 4. Matériels et équipements. Editions TECHNIP. 1999.
- [13] BENNAJAH Mounir. Echangeurs de chaleur. Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP. 2014.
- [14] Eduardo Cao. Heat transfer in process engineering. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.

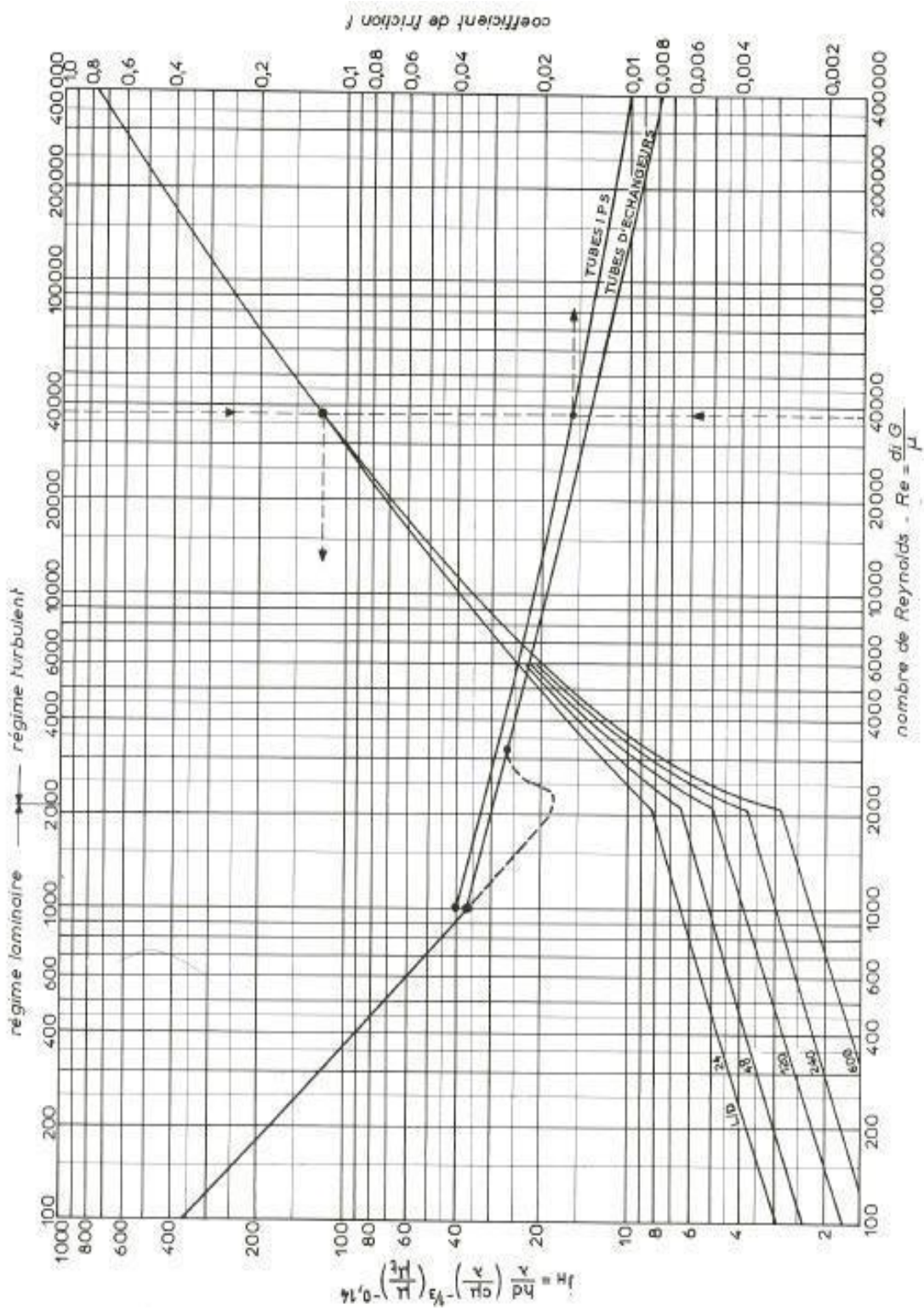
- [15] RAMESH K. SHAH and DUSAN. Fundamentals of heat exchanger design. JOHN WILEY & SONS, INC. 2003.
- [16] K. THULUKKANAM. Heat exchanger design handbook. Second edition. CRC Press. 2013.
- [17] <http://gsi-energie.univ-rouen.fr/IMG/pdf/cours-iup-me-echangeurthermique-2.pdf>
- [18] BENNACEUR Hedda. YETTOU Nourelhouda. Etude de l'effet du décalage de tube sur les performances d'un échangeur de chaleur. M'SILA : UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF;2018/2019
- [19] J. P. HOLMAN. Heat transfer. Tenth Edition. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [20] pdf. Pr. M. Guellal. Echangeurs de chaleur Heat exchangers.edition 2020/2021
- [21] Documentation de l'entreprise : « historique de l'entreprise, dossier machine, historiques des pannes ... »
- [22] D. Q. Kern. Heat transfer process. The McGraw-Hill Companies, Inc. 1983
- [23] BENYAHIA Nadira. LAHMAR Meriem. Etude thermique de l'échangeur de chaleur a faisceau et calandre e05 existant dans le complexe gazier de rhourde nous (sonatrach algerie). Tlemcen : Université Aboubakr Belkaïd ; le 08 / 06 /2017
- [24] Mr HAMMOUDI Hakim. Mr SAADI Mourad. Evaluation des performances d'un échangeur thermique à tubes et calandre par les méthodes de Kern et de Bell-Delaware. TIZI-OUZOU : Universite Mouloud Mammeri ; 2016/2017
- [25] Eduardo Cao. Heat transfer in process engineering. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [26] Luc Mieussens. Cours de Fortran 90. Calcul scientifique et modélisation. Institut de mathématique – Université de Bordeaux. 2004.



Annexe



Annexe 1 : Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds l'extérieur des tubes.



Annexe 2 : Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds à l'intérieur des tubes.

Table B-3. Properties of Liquids in Saturated State*

T,		$\rho,$ lbm ft ³	$c_p,$ Btu lbm-°F	$\nu,$ ft ² sec	$k,$ Btu hr-ft-°F	$\alpha,$ ft ² hr	Pr	$\beta,$ $\frac{1}{°R}$	
°F	°C								
Water (H ₂ O)									
32	0	62.57	1.0074	1.925×10^{-5}	0.319	5.07×10^{-3}	13.6	0.10×10^{-3}	
68	20	62.46	0.9988	1.083	0.345	5.54	7.02		
104	40	62.09	0.9980	0.708	0.363	5.86	4.34		
140	60	61.52	0.9994	0.514	0.376	6.02	3.02		
176	80	60.81	1.0023	0.392	0.386	6.34	2.22		
212	100	59.97	1.0070	0.316	0.393	6.51	1.74		
248	120	59.01	1.015	0.266	0.396	6.62	1.446		
284	140	57.95	1.023	0.230	0.395	6.68	1.241		
320	160	56.79	1.037	0.204	0.393	6.70	1.099		
356	180	55.50	1.055	0.186	0.390	6.68	1.004		
392	200	54.11	1.076	0.172	0.384	6.61	0.937		
428	220	52.59	1.101	0.161	0.377	6.51	0.891		
464	240	50.92	1.136	0.154	0.367	6.35	0.871		
500	260	49.06	1.182	0.148	0.353	6.11	0.874		
537	280	46.98	1.244	0.145	0.335	5.74	0.910		
572	300	44.59	1.368	0.145	0.312	5.13	1.019		
Ammonia (NH ₃)									
-58	-50	43.93	1.066	0.468×10^{-5}	0.316	6.75×10^{-3}	2.60	1.36×10^{-3}	
-40	-40	43.18	1.067	0.437	0.316	6.88	2.28		
-22	-30	42.41	1.069	0.417	0.317	6.98	2.15		
-4	-20	41.62	1.077	0.410	0.316	7.05	2.09		
14	-10	40.80	1.090	0.407	0.314	7.07	2.07		
32	0	39.96	1.107	0.402	0.312	7.05	2.05		
50	10	39.09	1.126	0.396	0.307	6.98	2.04		
68	20	38.19	1.146	0.386	0.301	6.88	2.02		
86	30	37.23	1.168	0.376	0.293	6.75	2.01		
104	40	36.27	1.194	0.366	0.285	6.59	2.00		
122	50	35.23	1.222	0.355	0.275	6.41	1.99		
Carbon dioxide (CO ₂)									
-58	-50	72.19	0.44	0.128×10^{-5}	0.0494	1.558×10^{-3}	2.96		
-40	-40	69.78	0.45	0.127	0.0584	1.864	2.46		
-22	-30	67.22	0.47	0.126	0.0645	2.043	2.22		
-4	-20	64.45	0.49	0.124	0.0665	2.110	2.12		
14	-10	61.39	0.52	0.122	0.0635	1.989	2.20		
SI Units		$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{J}}{\text{kg-K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m-K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	—	$\frac{1}{\text{K}}$	
To convert to SI units multiply tabulated values by		1.601846×10^3	4.184×10^3	9.290304×10^{-2}	1.729577	2.580640×10^{-5}	—	1.80	

Annexe 3 :

Table B-3 (continued)

T, °F °C		ρ , $\frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$	c_p , $\frac{\text{Btu}}{\text{lbm}\cdot\text{°F}}$	ν , $\frac{\text{ft}^2}{\text{sec}}$	k , $\frac{\text{Btu}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot\text{°F}}$	α , $\frac{\text{ft}^2}{\text{hr}}$	Pr	β , $\frac{1}{\text{°R}}$	
Engine oil (unused)									
32	0	56.13	0.429	0.0461	0.085	3.53×10^{-3}	47100	0.39×10^{-3}	
68	20	55.45	0.449	0.0097	0.084	3.38	10400		
104	40	54.69	0.469	0.0026	0.083	3.23	2870		
140	60	53.94	0.489	0.903×10^{-3}	0.081	3.10	1050		
176	80	53.19	0.509	0.404	0.080	2.98	490		
212	100	52.44	0.530	0.219	0.079	2.86	276		
248	120	51.75	0.551	0.133	0.078	2.75	175		
284	140	51.00	0.572	0.086	0.077	2.66	116		
320	160	50.31	0.593	0.060	0.076	2.57	84		
Mercury (Hg)									
32	0	850.78	0.0335	0.133×10^{-3}	4.74	166.6×10^{-3}	0.0288	1.01×10^{-4}	
68	20	847.71	0.0333	0.123	5.02	178.5	0.0249		
122	50	843.14	0.0331	0.112	5.43	194.6	0.0207		
212	100	835.57	0.0328	0.0999	6.07	221.5	0.0162		
302	150	828.06	0.0326	0.0918	6.64	246.2	0.0134		
392	200	820.61	0.0375	0.0863	7.13	267.7	0.0116		
482	250	813.16	0.0324	0.0823	7.55	287.0	0.0103		
600	316	802	0.032	0.0724	8.10	316	0.0083		
SI Units		$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	—		$\frac{1}{\text{K}}$
To convert to SI units multiply tabulated values by		1.601846×10^1	4.184×10^3	9.290304×10^{-2}	1.729577	2.580640×10^{-5}	—		1.80

DISPOSITION ET NOMBRE DE TUBES
EN FONCTION DU DIAMETRE DE LA
CALANDRE - PAS TRIANGULAIRE -

FICHE
N°
12

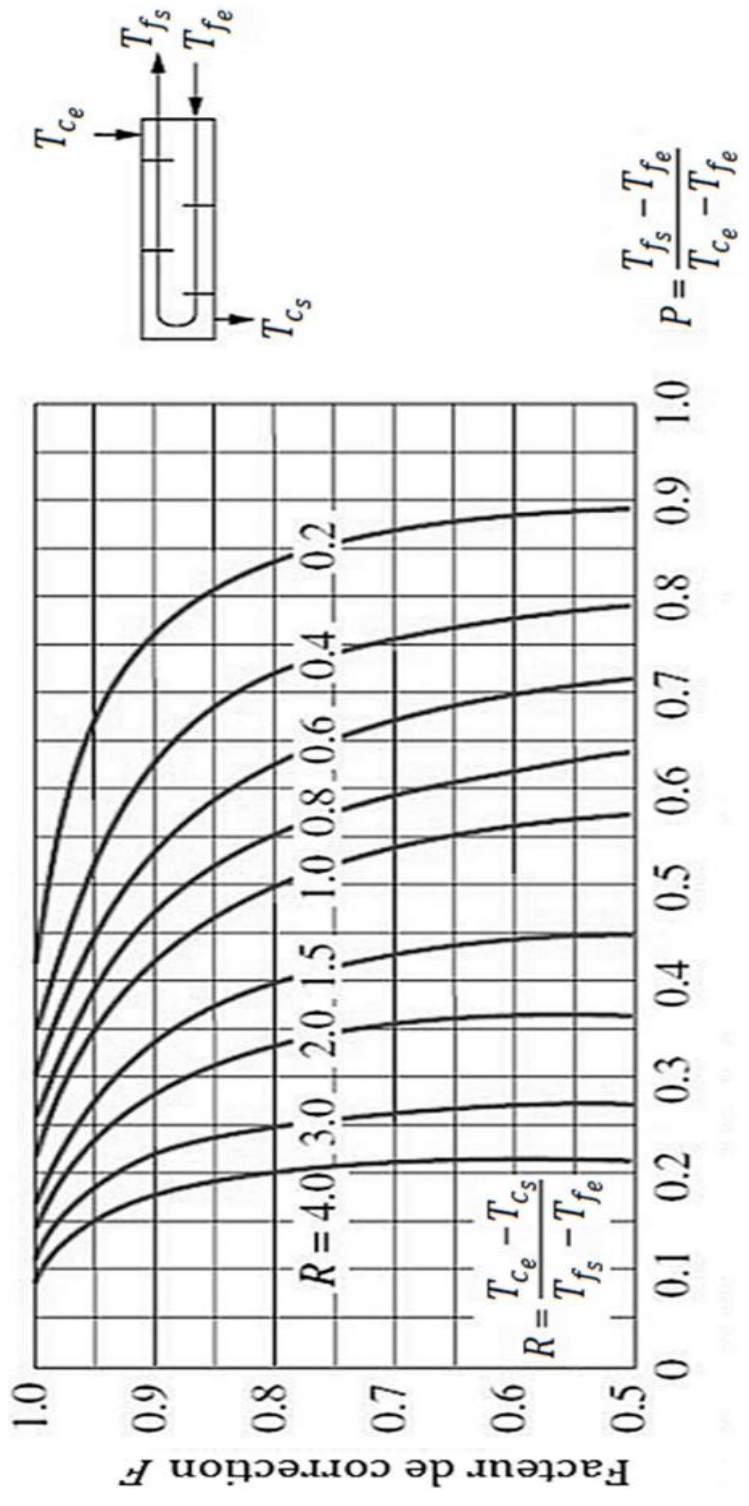
Tubes $d_o = 19 \text{ mm}$ - Pas $\Delta 23,8 \text{ mm}$ Tubes $d_o = 19 \text{ mm}$ - Pas $\Delta 25,4 \text{ mm}$

Calandre Diam. Int. D _e en mm	Tubes $d_o = 19 \text{ mm}$ - Pas $\Delta 23,8 \text{ mm}$					Tubes $d_o = 19 \text{ mm}$ - Pas $\Delta 25,4 \text{ mm}$				
	1 Passe	2 Passe	4 Passe	6 Passe	8 Passe	1 Passe	2 Passe	4 Passe	6 Passe	8 Passe
0,203	36	32	26	24	18	0,203	37	30	24	24
0,254	62	56	47	42	36	0,254	61	52	40	36
0,305	109	98	86	82	78	0,305	92	82	76	74
0,336	127	114	96	90	86	0,336	109	106	86	82
0,387	170	160	140	135	128	0,387	151	138	122	118
0,438	239	224	194	188	178	0,438	203	196	178	172
0,489	301	282	252	244	234	0,489	262	250	226	216
0,540	361	342	314	306	290	0,540	316	302	278	272
0,590	422	420	386	378	364	0,590	384	376	352	342
0,635	532	506	468	446	434	0,635	470	452	422	394
0,685	637	602	550	536	524	0,685	559	534	488	474
0,736	721	692	640	620	594	0,736	630	604	556	538
0,787	847	822	766	722	720	0,787	745	728	678	656
0,838	974	938	878	852	826	0,838	855	830	774	760
0,888	1102	1068	1004	928	958	0,888	970	956	862	848
0,939	1240	1200	1144	1104	1072	0,939	1074	1044	1012	986
0,990	1377	1330	1258	1248	1212	0,990	1225	1175	1128	1100

Tubes $d_o = 25,4$ - Pas $\Delta 31,75 \text{ mm}$ Tubes $d_o = 31,75 \text{ mm}$ - Pas $\Delta 39,7 \text{ mm}$

Calandre Diam. Int. D _e en mm	Tubes $d_o = 25,4$ - Pas $\Delta 31,75 \text{ mm}$					Tubes $d_o = 31,75 \text{ mm}$ - Pas $\Delta 39,7 \text{ mm}$				
	1 Passe	2 Passe	4 Passe	6 Passe	8 Passe	1 Passe	2 Passe	4 Passe	6 Passe	8 Passe
0,203	24	16	16	14		-				
0,254	32	32	26	24		0,254	20	18	14	
0,305	55	52	48	46	44	0,305	32	30	26	22
0,336	63	66	58	54	50	0,336	38	36	32	28
0,387	91	86	80	74	72	0,387	54	51	45	42
0,438	131	118	106	104	94	0,438	69	66	58	54
0,489	163	152	140	136	128	0,489	85	81	76	69
0,540	193	180	170	164	160	0,540	117	112	105	101
0,590	241	232	212	212	202	0,590	143	136	130	123
0,635	284	282	256	252	242	0,635	176	164	155	140
0,685	343	334	302	295	286	0,685	202	196	185	177
0,736	397	376	353	354	346	0,736	235	228	217	212
0,787	472	454	430	424	407	0,787	275	270	255	245
0,838	538	522	495	470	454	0,838	315	305	297	283
0,888	609	592	562	546	532	0,888	357	348	335	327
0,939	674	674	632	614	592	0,939	427	390	380	374
0,990	755	735	700	687	672	0,990	471	456	425	413

d_o : diamètre extérieur du tube



Annexe 6