

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Génie des Procédés Chimiques et Pharmaceutiques

Mémoire de Master

Présenté par

Mlle BOUDALI Chifaa

&

Mlle LAGHOUTI Nor El Houda

Filière : Hydrocarbures

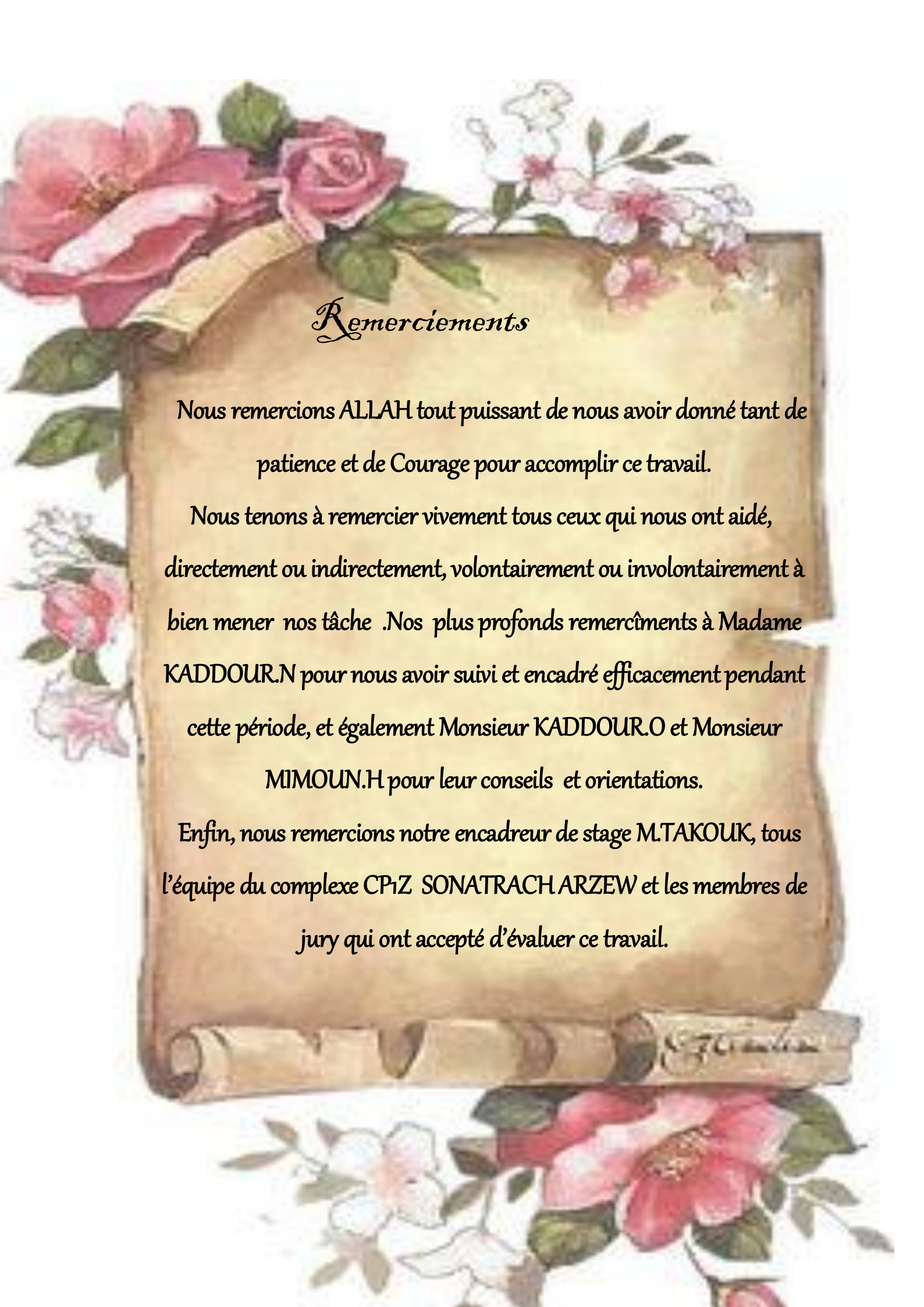
Spécialité : Génie des Procédés-pétrochimie

*Etude d'installation d'un nouvel échangeur [H702] au
niveau de l'unité méthanol du complexe CP1Z Arzew*

Devant le jury :

Prof	UMBB	Président	Mr BENTAHAR.N
Prof	UMBB	Examineur	Mr KADDOUR.O
MCA	UMBB	Examineur	Mr BOUCENA.A
MCA	UMBB	Encadreur	Mme KHETTAB.N

Année Universitaire : 2021/2022



Remerciements

Nous remercions ALLAH tout puissant de nous avoir donné tant de patience et de Courage pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier vivement tous ceux qui nous ont aidé, directement ou indirectement, volontairement ou involontairement à bien mener nos tâche .Nos plus profonds remerciements à Madame KADDOUR.N pour nous avoir suivi et encadré efficacement pendant cette période, et également Monsieur KADDOUR.O et Monsieur MIMOUN.H pour leur conseils et orientations.

Enfin, nous remercions notre encadreur de stage M.TAKOUK, tous l'équipe du complexe CP1Z SONATRACH ARZEW et les membres de jury qui ont accepté d'évaluer ce travail.

Dédicaces

Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins du savoir,
j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie

A mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et mon
estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour moi.

Que Dieu vous protège.

A mes sœurs Faiza et Ferial, pour tout l'amour qu'elles m'apportent et leur
soutien.

A toute la famille: LAGHOUATI

A toutes mes amies pour leurs encouragements, spécialement

ROUIKHA Manal.

Nor El Houda



Dédicaces

Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins du savoir,
j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie

A mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et mon
estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour moi.

Que Dieu vous protège.

A ma sœur Asmaa, mes frères Amine et Abdessamed pour tout l'amour
qu'ils m'apportent et leur soutien.

A toute la famille: BOUDALI

A toutes mes amies pour leurs encouragements, spécialement

ROUIKHA Manal.

Thifaa



Résumé

La synthèse du méthanol exige l'installation des différents équipements industriels tels que les échangeurs de chaleur qui sont les plus utilisés. Ils sont très importants dans l'industrie en générale et surtout dans l'industrie pétrolier et gazier.

Ce travail à été réalisé pour proposer une solution au problème des perturbations observées dans les réseaux de vapeur méthanol et utilités dues à leur connexion au niveau du condenseur actuel (11D1) , la solution proposée est de séparer l'opération de condensation de la vapeur BP en dédiant un équipement pour chaque réseau.

Un condenseur à été dimensionné en déterminant les différents paramètres de cet échangeur tel que les diamètres intérieur et extérieur, le nombre de tube, la surface d'échange..., nous utilisons deux méthodes ; une méthode analytique et l'autre numérique par le logiciel HYSYS.

La mise en place de ce condenseur nécessite peu de travaux et pourra stabiliser la production et éviter des perturbations aux unités de productions notamment unité méthanol

Mots Clés

Condenseur, vapeur, DTLM, Méthode de KERN.

Abstract

The synthesis of methanol requires the installation of various industrial equipment such as heat exchangers which are the most used. They are very important in the industry in general and especially in the oil and gas industry.

This work has been done to propose a solution to the problem of disturbances observed in the methanol steam and utilities networks due to their connection to the current condenser (11D1), the proposed solution is to separate the condensation operation of the BP steam by dedicating an equipment for each network.

A condenser has been dimensioned by determining the different parameters of this exchanger such as the internal and external diameters, the number of tubes, the exchange surface..., we use two methods; an analytical method and the other numerical by the HYSYS software.

The installation of this condenser requires little work and will be able to stabilize the production and avoid disturbances to the production units, in particular methanol unit.

Keywords

Condenser, steam, DTLM, KERN method.

ملخص

يتطلب انتاج الميثانول تركيب معدات صناعية مختلفة مثل المبادلات الحرارية الأكثر استخداما. فهي مهمة جدا في الصناعة بشكل عام وخاصة في صناعة النفط والغاز.

تم تنفيذ هذا العمل لاقتراح حل لمشكلة الاضطرابات التي لوحظت في شبكات ومرافق بخار الميثانول بسبب اتصالها بالمكثف الحالي (11D1) عن طريق تخصيص معدات لكل شبكة.

الحل المقترح هو فصل عملية التكثيف عن البخار.

تم تحديد حجم المكثف عن طريق تحديد المعلمات المختلفة لهذا المبادل مثل الأقطار الداخلية والخارجية ، عدد الأنابيب و سطح التبادل ... ، نستخدم طريقتين: طريقة تحليلية واحدة والأخرى رقمية بواسطة برنامج المحاكاة HYSYS.

يتطلب تركيب هذا المكثف القليل من العمل وسيكون قادرا على تثبيت الإنتاج وتجنب الاضطرابات في وحدات الإنتاج بما في ذلك وحدة الميثانول.

الكلمات الرئيسية

طريقة KERN ، طريقة DTLM، مكثف ، بخار.

Sommaire

Résumé

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des abréviations

Liste des indices

Nomenclatures

Introduction générale.....	1
I. Chapitre I Production de Méthanol	4
I.1 Introduction	4
I.2 Différents procédés d'obtention de méthanol [1]	4
I.2.1 Description du méthanol	4
I.2.2 Propriétés physico-chimiques du méthanol	4
I.2.3 Utilisation et les dangers du méthanol	5
I.2.4 Voies d'utilisation et de valorisation du méthanol [2]	5
I.2.5 Réaction du méthanol	5
I.2.6 Différents procédés de fabrication du méthanol [2]	6
I.3 Présentation du complexe CP 1Z [3].....	7
I.3.1 Historique.....	8
I.3.2 Situation géographique du complexe.....	8
I.3.3 Description des départements.....	9
I.4 Description des procédés de fabrication	12
I.4.1 Zone méthanol	12
I.4.2 Zone Résines	20
I.4.3 Zone des utilités.....	21
I.5 Conclusion.....	26
II. Chapitre II Notions sur le transfert de chaleur	27
II.1 Introduction	27
II.2 Bilan thermique simple.....	27
II.3 Transfert thermique	28
II.4 Puissance thermique	28
II.5 Résistance thermique	28

II.6	Conductivité thermique.....	29
II.7	Coefficient global de transfert thermique.....	29
II.8	Conduction.....	29
II.9	Convection.....	30
II.10	Rayonnement.....	31
II.11	Transfert thermique lors du changement de phase.....	32
II.12	Applications des transferts thermiques.....	32
II.13	Conclusion :.....	33
III.	Chapitre III Généralités sur les échangeurs de chaleur	34
III.1	Introduction	34
III.2	Définitions.....	34
III.3	Fonction d'un échangeur thermique.....	34
III.4	Composition d'un échangeur de chaleur.....	36
III.5	Classification et mode d'écoulement	36
III.5.1	Principaux modes d'écoulement des deux fluides	37
III.5.2	Critères de classification des échangeurs	39
III.6	Principaux types d'échangeur de chaleur.....	41
III.6.1	Echangeurs tubulaires [10].....	41
III.6.2	Echangeurs à plaque.....	44
III.6.3	Les échangeurs à changement de phase	50
III.6.4	Problèmes de Fonctionnement des échangeurs de chaleur.....	55
III.7	Conclusion.....	58
IV.	Chapitre IV Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire	61
IV.1	Introduction:	61
IV.2	Dimensionnement thermique.....	61
IV.2.1	Phase de dimensionnement thermique	61
IV.2.2	Méthodes de calcul analytique.....	64
IV.3	Considérations générales de conception des échangeurs à tube et calandre.....	72
IV.3.1	Répartition des fluides coté calandre ou tubes.....	72
IV.3.2	Vitesse des fluides de la calandre et du tube	73
IV.3.3	Températures des fluides.....	73
IV.3.4	La chute de pression	73
IV.3.5	Propriétés physiques des fluides	74
IV.3.6	Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté tube (phase monophasé) .	74

IV.3.7	Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté calandre (phase monophasé).....	77
IV.4	Procédure de calcul du coefficient de transfert de chaleur coté calandre (Méthode de Kern):	78
IV.5	CONCLUSION.....	81
V.	Chapitre V Dimensionnement d'un nouveau condenseur H702	82
V.1	Introduction	82
V.2	Etude de cas	82
V.3	Méthode utilisée pour le calcul : méthode de KERN.....	83
V.3.1	Etape 01 : Bilan thermique	85
V.3.2	Etape 02 : Propriétés physiques	85
V.3.3	Etape 03 : Coefficient d'échange thermique globale	86
V.3.4	Etape 04 : Type et dimensions de l'échangeur.....	86
V.3.5	Etape 05 : Surface totale d'échange thermique (A)	88
V.3.6	Etape 06 : Choix et caractéristique de l'échangeur	88
V.3.7	Etape 07 : Calcul du nombre de tube	89
V.3.8	Etape 08 : Le diamètre du faisceau et calandre	90
V.3.9	Etape 09 : Coefficient de transfert de chaleur côté tube.....	90
V.3.10	Etape 10 : Coefficient de transfert de chaleur côté calandre	92
V.3.11	Etape 11 : Calcul du coefficient propre	94
V.3.12	Etape 12 : La chute de pression côté tube et calandre.....	95
V.4	La simulation	97
V.4.2	La simulation du condenseur H702 par HYSYS	99
V.4.3	Résultats et discussion	109
V.4.4	Conclusions.....	109
	Conclusion générale	110

Annexe

Bibliographies

Listes des figures

Figure I-1 : structure du methanol.....	4
Figure I-2 : Plan du complexe CP1-Z	8
Figure I-3:schéma simplifié de l'unité méthanol.	12
Figure I-4: Section 200 Four de reforming.....	15
Figure I-5:Schéma simplifié de la section 600 « distillation ».	18
Figure I-6: Section700 : Système De Vapeur	19
Figure I-7:Schéma de procès formaldéhyde / UFC 80	21
Figure I-8:schéma partielle du circuit thermique	23
Figure I-9:schéma des chaudières 11F1/11F2.....	23
Figure I-10:schéma de l'unité 12	24
Figure II-1:Puissance thermique.[5]	28
Figure II-2:Schéma de transfert thermique par conduction.[6]	30
Figure II-3:Schéma de transfert thermique par convection [7]	31
Figure III-1: Echangeur à co-courant.....	37
Figure III-2: Echangeur à contre- courant	38
Figure III-3 : Echangeur à courant croisé	38
Figure III-4: Schéma d'un échangeur monotube	42
Figure III-5 : Echangeur coaxial cintré.....	42
Figure III-6: Echangeur à tube séparé.....	43
Figure III-7: Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire.....	44
Figure III-8: Echangeurs à plaques	45
Figure III-9: Echangeur à plaque démontable	45
Figure III-10: Emboutissage et joint d'échangeur à plaque	46
Figure III-11: Echangeur à plaque brassée	48
Figure III-13 : condenseur à tubes concentriques	51
Figure III-12: condenseur à air	51
Figure III-14 : condenseur multitubulaire	52
Figure III-15: échangeur sale et propre.....	55
Figure III-16 : encrassement particulière.....	56
Figure III-17: encrassement dû à la corrosion.....	56
Figure III-18: entartage d'une chaudière à tube d'un fumé.....	57
Figure IV-1:Logique de la phase de dimensionnement thermique	62
Figure IV-2:Principe de calcul thermique d'un échangeur	64
Figure IV-3:Distribution des températures-Echangeur à co-courant.....	66
Figure IV-4:Distribution des températures-Echangeur à contre-courant	67
Figure IV-5 Facteur de correction pour un échangeur de type Un passe coté calandre et 2, 4, 6, 9	69
Figure IV-6: Logique de calcul par la méthode NUT	70
Figure IV-7 : Distribution des températures-échangeur dans les deux cas	71
Figure IV-8: Quelques valeurs de résistances d'encrassement	72

Figure IV-9: coefficient de transfert de chaleur de tube [14]	76
Figure IV-10: Facteurs de frottement côté tube	77
Figure IV-11 : Débit idéal de l'écoulement principal [14]	77
Figure IV-12: Diamètre équivalent, sections transversales et périmètres mouillés.[14]	79
Figure IV-13: Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires.[13]	79
Figure IV-14: Facteurs de frottement côté calandre, chicanes segmentaires.[14]	80
Figure V-1: Procédure de conception des échangeurs de chaleur à tube et calandre	84
Figure V-2 : Simulation par HYSYS de l'échangeur H702	100
Figure V-3: Conditions de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube	100
Figure V-4: Propriétés de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube	101
Figure V-5 ; Propriétés de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube	101
Figure V-6; Propriétés de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube	102
Figure V-7 : Compositions de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide	102
Figure V-9: dimensions de la calandre et caractéristiques des chicanes	103
Figure V-8: Type de l'échangeur et nombre de passe par tube et par calandre	103
Figure V-10 : dimensions des tubes	104
Figure V-11:disposition optimum des tubes d'après le logiciel	106
Figure V-13:Plan mécanique montrant les dimensions de l'échangeur tubulaire	107
Figure V-12:spécification de l'échangeur de chaleur selon TEMA	108

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Spécifications commerciales moyennes du méthanol pour la chimie	5
Tableau III-1 : Avantages et inconvénients d'un échangeur à plaque à joint	47
Tableau III-2: Différents types d'échangeurs les plus utilisés dans l'industrie	54
Tableau IV-1: Efficacité de quelques échangeurs [17].....	71
Tableau V-1: propriétés physiques des deux fluides	86
Tableau V-2 Résultats de calcul analytique	97
Tableau V-3 résultats obtenues par HYSYS	105
Tableau V-4:Paramètres de performance globale de l'échangeur	105

Liste des abréviations

Me OH: méthanol

TEMA: Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association

BWG: Birmingham Wire Gage

DTLM : différence de température logarithmique moyenne

Liste des indices

c : chaud

f : froid

e : entrée

s : sortie

ve : vapeur d'eau

er : eau de refroidissement

t : tube

i : intérieur

0 : extérieure

Nomenclatures

λ : conductivité thermique	[W/ m.°C]
ρ : masse volumique.	[Kg/m ³]
Φ : Le flux de chaleur	[W]
E : épaisseur de la paroi	[m]
F : Facteur correctif de la ΔT_{LM}	
M : Viscosité dynamique	[Kg/m.s]
T : température	[°C]
$\dot{m}$: débit massique	[Kg/h]
ΔH : l'enthalpie	[Kj/Kg]
P : pression	[bar]
Cp : chaleur spécifique	[Kj/Kg.°C]
U : coefficient de transfert	[Kcal/h.m ² .°C]
A : surface d'échange	[m ²]
L : longueur de tube	[m]
D : diamètre de tube	[m]
P : le pas	[m]
a : surface d'échange d'un tube	[m ²]
Nt : nombre de tube	
Db : diamètre du faisceau	[m]
Np : nombre de tube par passe	
s : la section transversale	[m ²]
S : la surface par passe	[m ²]
nc : nombre de passe Côté calandre	
q : débit volumique	[Kg/m ³]
V : la vitesse du fluide	[m /s]
Re : nombre de Reynolds	

Nu : nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

h : coefficient de transfert de chaleur [W/m².°C]

l : espacement entre chicanes [m]

Nc : nombre de chicanes

De : diamètre équivalent de la calandre [m]

Rs : résistance d'encrassement [m².°C /W]

G : vitesse massique transversale [Kg/h.m²]

J_H : coefficient de transfert de chaleur

J_f : coefficient de friction

D_{ci} : diamètre interne de la calandre [m]

Introduction générale

La pétrochimie est une science qui s'intéresse à l'utilisation des composés chimiques de base issus du pétrole pour fabriquer d'autres composés synthétiques tel que le méthanol dont les matières premières sont le méthane CH_4 et de la vapeur d'eau.

La synthèse du méthanol exige l'installation des différents équipements industriels tels que les échangeurs de chaleur qui sont les plus utilisés. Ils sont très importants dans l'industrie en générale, ils permettent d'augmenter ou de réduire la température très efficacement selon le besoin et les conditions du procédé par échange thermique entre les fluides mis en jeu. Ils ont un rôle économique très important surtout, ils servent à récupérer de l'énergie thermique (chaleur) afin de minimiser les pertes en matière première ou semi-fini.

Dans l'unité méthanol, l'échangeur de chaleur est un dispositif essentiel de maîtriser l'énergie. Une très grande part de l'énergie thermique (90%) utilisée dans le procédé est récupérée dans la section 700, afin de produire de la vapeur d'eau comme force motrice nécessaire pour le fonctionnement des turbines.

Les réseaux vapeur sont des circuits très sensibles à la perturbation provoquée par l'un des équipements qui les compose, cette sensibilité augmente plus lorsque deux ou plusieurs réseaux se partagent le même équipement, de ce fait n'importe qu'elle anomalie dans n'importe lequel d'entre eux se propage comme une vague dans l'ensemble ; alors une séparation s'impose afin d'assurer la stabilité du procédé.

Dans le cadre de notre mémoire de fin d'étude nous avons fait ce travail qui a pour thème étude d'installation d'un nouveau échangeur H702 au niveau de l'unité méthanol du complexe CP1Z Arzew, notre travail été basé sur plusieurs méthodes :

Méthode de SIEDER : pour calculer le coefficient de transfert par convection.

Méthode de Mc ADAMS : pour calculer le nombre de nusselt.

Méthode de KERN : pour calculer les différents diamètres.

Notre travail est organise de la façon suivante :

- Le premier chapitre se compose en deux parties: la première est sur les différents procédés d'obtention de méthanol et la deuxième est sur la description générale du complexe CP1Z.
- Le deuxième chapitre représente des notions sur le transfert thermique et les trois modes de transfert de chaleur.

- Le troisième chapitre s'intéresse aux généralités et classification des échangeurs de chaleur.
- Le quatrième chapitre est consacré aux différentes méthodes de conception d'un changeur tubulaire.
- Le cinquième chapitre est sur le dimensionnement du nouveau condenseur proposé dont lequel nous allons déterminer les différents paramètres de cet échangeur tel que les diamètres intérieur et extérieur, le nombre de tube, la surface d'échange..., nous utilisons deux méthodes ; une méthode analytique et l'autre numérique par le logiciel HYSYS.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale dans laquelle les résultats trouvés sont argumentés.

Problématique

Le condenseur de vapeur 11D1/A condense la vapeur provenant du collecteur BP du réseau thermique qui vient de deux sources différentes qui sont la turbine de la chaudière en service, la 11TR3, et finalement la vapeur qui retourne du réseau méthanol.

La multiplication des sources de vapeur devient problématique lorsqu'il y a une perturbation dans l'une d'eux se qui provoque une perturbation en chaine dans le circuit thermique des utilités, cette perturbation se traduit par l'augmentation de la pression ce qui risque de déclenché la chaudière par manque d'air suite au ralentissement du ventilateur ou dans le réseau méthanol par le gonflement ou dépression de celui-ci, se qui provoque en premier une baisse de la vitesse de l'extracteur de fumé (le problème qui apparait en premier) ce qui engendre une variation de la température du four ; en parallèle on observera une variation de la vitesse du recirculateur qui provoque une perturbation à l'intérieur du réacteur et au final une variation de température du rebouilleur de la deuxième colonne de distillation ce qui implique la production d'un méthanol hors spécifications.

Pour résoudre ce problème de perturbation il faut séparer les deux réseaux vapeur en désignant un condenseur propre pour chaque réseau à fin que le retour vapeur méthanol soit dirigé directement dans le condenseur désigné à cette tâche sans passé par le collecteur BP ; et en cas de perturbation ; cette dernière ne se propage que dans sont propre réseau ce qui permettra la bonne marche des unités.

Chapitre I

Production de Méthanol

I.1 Introduction

De nos jours, le méthanol est l'un des produits les plus consommés dans le monde avec une demande annuelle de 70 millions de tonnes [1]. Ses principales applications sont comme combustibles, additif ou réactif dans la chimie fine, mais d'autres applications émergentes, telles que transporteur d'hydrogène pour les piles à combustible ou agent de dénitrification dans le traitement des eaux usées. Le méthanol peut être obtenu à partir de la conversion d'un gaz de synthèse venant de l'oxydation partielle dans un gazéifieur alimenté en oxygène utilisant n'importe quelle source de biomasse carbonée renouvelable.

I.2 Différents procédés d'obtention de méthanol [1]

I.2.1 Description du méthanol

Le méthanol est produit à partir du méthane CH_4 et de vapeur d'eau pour obtenir le gaz de synthèse ($\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2$). Ce dernier destiné pour la fabrication du méthanol vers la production du formaldéhyde et de la matière plastique à l'aide de différents procédés et opération de transformation.

I.2.2 Propriétés physico-chimiques du méthanol

Le méthanol (alcool méthylique) de formule chimique CH_3OH (figure I.1), est un liquide incolore et possède une odeur agréable ; il est miscible dans l'eau. Le méthanol produit à une pureté supérieur ou égale à 99,85%, sa masse volumique à 20°C est de $0,7928 \text{ g/cm}^3$, sa masse moléculaire est égale à 32 g/mole et sa température d'ébullition est de $64,5^\circ\text{C}$. Le méthanol est très toxique : 25 à 100 cm^3 de méthanol ingéré par l'homme peuvent provoquer la mort (tableau I.1).

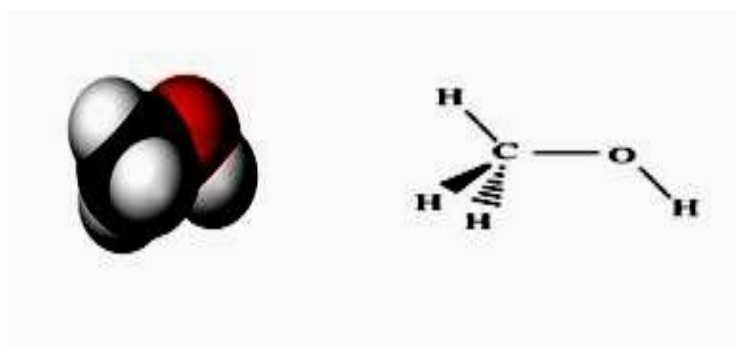


Figure I-1 : structure du methanol

Tableau I-1 : Spécifications commerciales moyennes du méthanol pour la chimie

Qualité	Grade A
Méthanol (%pds) mini.	99,85
Densité 20/20°C.	792,8
Acétone et aldéhydes (ppm) max.	30
Acétone (ppm) max.	-
Ethanol (ppm) max.	-
Acide acétique (acides) (ppm) max.	30
H ₂ O (ppm) max.	1500
Intervalle de distillation sous 1,013.10 ⁵ pa abs	1°C autour de 64,6°C
Couleur (échelle pt-Co) max.	5
Résidu non volatil (g/100 ml).	0,001
Test au permanganate à 17-18°C mini.	30

I.2.3 Utilisation et les dangers du méthanol

Il est utilisé pour la production du formaldéhyde, et de la matière plastique à l'aide de différents procédés et opération de transformation. Il est dangereux car Il est explosif avec l'air comme il représente une perte énergétique d'environ 50% par rapport au CO₂.

I.2.4 Voies d'utilisation et de valorisation du méthanol [2]

- Traitement des eaux usées.
- Nettoyage et séchage des fractions de charbon pulvérisé.
- Nettoyage des résines échangeuses d'ions.
- Agent d'extraction dans les industries pétrolières, chimiques et agro-alimentaires.
- Dégivreur.
- Antigél pour la déshydratation des pipelines.
- Plusieurs d'autre application.

I.2.5 Réaction du méthanol

La production de méthanol à partir de mélange de CO et CO₂ et H₂ peut être représentée sous une forme simplifiée par les réactions globales ;



I.2.6 Différents procédés de fabrication du méthanol [2]

La synthèse du méthanol se fait par réaction de l'hydrogène avec l'oxyde de carbone et le dioxyde de carbone. Ces gaz peuvent être obtenus par le reforming à vapeur du gaz naturel ou par oxydation partielle des hydrocarbures lourds tels que le fuel-oil lourd, les résidus de distillation.

Trois types principaux de procédés sont utilisés pour la synthèse de méthanol et la différence entre les trois procédés réside dans les conditions opératoires de la matière du catalyseur :

- Le procédé de haute pression (300 bars) abandonné à cause des couts de compression qui sont importants ;
- Le procédé de moyenne pression (100 bars), le catalyseur est la base de cuivre, zinc et alumine ;
- Le procédé à basse pression (50 bars) est le procédé le plus utilisé, le catalyseur est alors à la base de cuivre, zinc et alumine.

Les procédés dits de basse pression d'I.C.I (grande Bretagne), Lurgi (Allemagne) et MGC (Japon) sont les plus utilisés. Ces trois procédés utilisent des catalyseurs à base de cuivre.

La différence qui existe entre eux se situe dans la composition du catalyseur, soit dans la conception du réacteur, dans tous les cas, le réacteur est refroidi en raison de l'exo-thermicité de la réaction soit par injection directe de gaz frais dans les lits catalytiques soit par une circulation d'eau.

I.2.6.1 Procédé I.C.I

Il opère à une pression de 70 bar et une température vers 250-270 °C dans un réacteur adiabatique avec refroidissement par injection de gaz de synthèse froid entre les couches de catalyseur (3 ou 4). Le diamètre du réacteur est de 4.5m pour 500 tonne/jr à 7m pour une charge de 1500 tonne/jr. Le diamètre augmente avec l'augmentation de la charge, les pertes de charges sont faibles, les parois du réacteur sont en acier faiblement allié au carbone ou dérivées. Le gaz est comprimé avant qu'il rentre dans le réacteur ou il se trouve des losanges situés en parallèle pour le refroidissement, à la sortie, les produits obtenus sont refroidis et subissent une épuration pour éliminer les produits indésirables et obtenir le méthanol pur.

I.2.6.2 Procédé Lurgi

Ce procédé est plus récent que le procédé I.C.I les conditions de fonctionnement sont identiques à celles du procédé I.C.I le procédé opère entre 240 et 265°C sous pression de 40 et 55bar dans un réacteur isotherme tubulaire. L'eau entrant dans les tubes de réacteur se vaporise et élimine la chaleur dégagée par la synthèse.

Les gaz de synthèse sont préchauffés avant d'entrer dans les tubes du réacteur remplis de catalyseur, les tubes ont une longueur de 12m. La pression de vapeur est en marche normale de 40 bar. Du point de vue énergétique, un réacteur de Lurgi est optimisé pour la production de vapeur et s'intègre bien avec celles des fours de reforming. Le rapport vapeur/carbone est faible (2.5 à 2.6).

I.2.6.3 Procédé MGC

Dès 1970, à partir du gaz naturel, Mitsubitchi Gaz Chemical a également développé un procédé de synthèse du méthanol basse pression. Le catalyseur de même type est composé essentiellement de cuivre avec du zinc et de chrome en plus faible quantité. Le réacteur est de type tubulaire aux lits multiples. La chaleur produite au cours de la réaction peut être éliminée de deux façons :

- Soit par injection des gaz froids directement entre les lits catalytiques ;
- Soit par circulation d'eau bouillante dans un réseau de tubes situés également entre les lits catalytiques pour produire de la vapeur.

I.3 Présentation du complexe CP 1Z [3]

Le complexe CP1Z est produit le méthanol et de Résines. Le 10 septembre 1970, ALMER signe un contrat avec la société HUMPHREYS et GLASEGOW pour la construction de l'unité Méthanol, contrat qui entrera en vigueur en février 1971. En novembres 1971, la société ALMER est dissoute .la SONATRACH Poursuit la réalisation du projet en signant deux contrats avec la société italienne ITALCONSULT, celle des unités de production de résine.

Le CP1/Z occupe une superficie de 27 hectares sur le plateau de Mahgoun dominant la baie d'Arzew à 2 Km de la ville, situé au nord de la raffinerie.

I.3.1 Historique

L'état crée par décret du 31 décembre 1963, complété par celui du 21 septembre 1966, la société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures liquides et gazeux SONATRACH : (Société National de Transport et Commercialisation des Hydrocarbures)

Instrument actif du recouvrement de la souveraineté économique dans un domaine vital pour le devenir de pays. Ce que lui a permis de se frayer un chemin parmi les plus grandes compagnies du monde.

I.3.2 Situation géographique du complexe

Le Complexe du Méthanol et la résines occupe une superficie de 27 hectares sur le plateau du MOHGOUN ville d'Arzew. Il est situé au nord de la Raffinerie à deux Kilomètre de la ville. Il est desservi par la route nationale Oran-Arzew-Mostaganem ; il est divisé en plusieurs unités, dont chacune a sa propre tâche à accomplir.

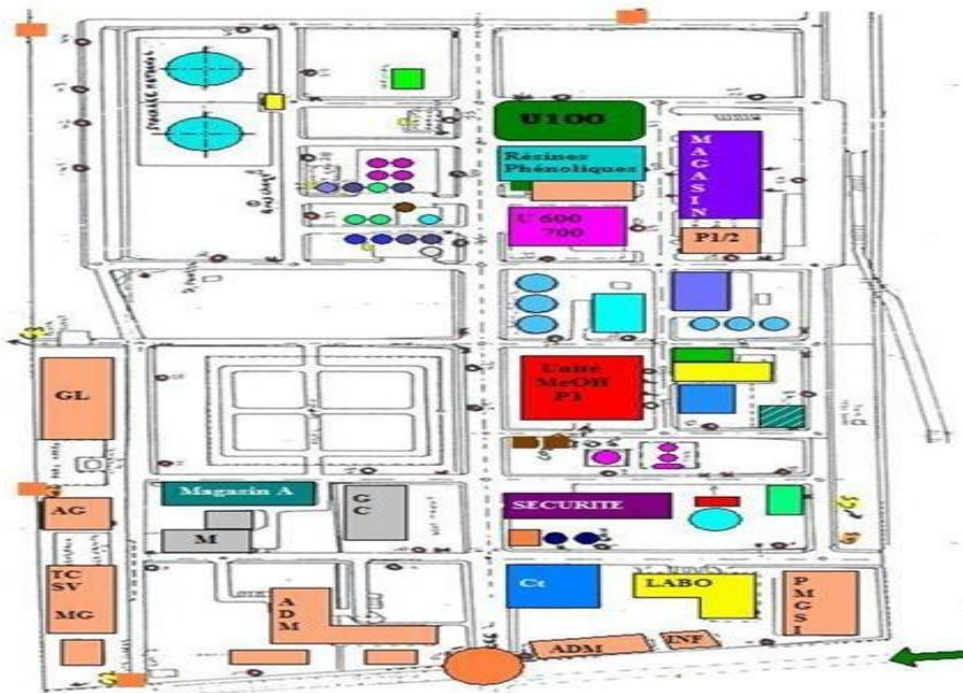


Figure I-2 : Plan du complexe CP1-Z

Le complexe CP1Z a pour activité la prise en charge de toute opération de transformation chimique des hydrocarbures liquides ou gazeux ainsi que leurs dérivés pour la production de

produits pétrochimiques de base et des produits finis destinés au marché national et à l'exportation.

Jusqu'à la fin des années 90 et avant l'arrêt de la production de quelques unités suite aux problèmes de commercialisation et obsolescence des produits, le complexe produisait la gamme des produits suivants :

- Méthanol, Grade A : 112.000 (tonne /an),
- Formaldéhyde 36% / Formurée 80 (UFC80) : 20.000 (tonne /an),
- Résines uréiques liquides (L10) : 10.000 (tonne /an),
- Résines uréiques atomisées (S30) : (Actuellement fermée).
- Résines phénoliques liquides (mousses lamifiées) : (Actuellement fermée)
- Résines phénoliques poudres à mouler : (Actuellement fermée)
- Résines mélaniques : (Actuellement fermée)
- Résines uréiques poudres à Mouler : (Actuellement fermée)

I.3.3 Description des départements

I.3.3.1 Département Sécurité

Son but est d'assurer ou de mettre en sécurité le personnel et d'éviter tout risque d'incendie ou d'accidents qui seront la cause de danger sur la vie du personnel ou cause de dommage des installations de production elle se divise en deux services

I.3.3.2 Service prévention

Son rôle est de prévenir tout risque d'incendie ou d'accident en réglementant par des procédures ou méthodes efficaces le fonctionnement des différents services et département du complexe.

I.3.3.3 Service intervention

A pour but d'intervenir dans l'immédiat pour faire face à tout danger capable de surgir et cela, par des moyens disponibles et en état de fonctionnement.

Informé de tous les travaux à chaud d'entretien, assister à tous les travaux purs poindre chaud.

I.3.3.4 Département finances et juridique

Ce département a pour fonction le suivi des opérations financières et juridiques du complexe, il comprend trois Service comptabilité générale, information de gestion et Service trésorerie

I.3.3.5 Département technique

Le département technique est un organisme de 3 services qui permettent au complexe d'atteindre les objectifs de production en assurant la pérennité des unités.

- Service engineering
- Service inspection
- Service laboratoire

I.3.3.6 Département Travaux neufs

C'est un nouveau département, son but est d'élaborer des cahiers de charge de suivre la réalisation des nouveaux travaux.

I.3.3.7 Département des Ressources Humaines

Sa mission consiste à la sélection et recrutement, La planification des effectifs, Concourir la formation et au perfectionnement du personnel d'exécution en vue d'assurer la maîtrise de technique et technologie liée à son champ d'activité et le Suivre les carrières par le biais d'une fiche d'appréciation établie pour chaque agent.

I.3.3.8 Département Administration

Chargé de suivre de la gestion des personnels en matière de prestation. Il est composé de deux Services administration et social.

I.3.3.9 Département Moyens Généraux

Sa mission consiste à la sélection et recrutement, La planification des effectifs, Concourir la formation et au perfectionnement du personnel d'exécution en vue d'assurer la maîtrise de technique et technologie liée à son champ d'activité et le Suivre les carrières par le biais d'une fiche d'appréciation établie pour chaque agent.

I.3.3.10 Département Approvisionnement

Le complexe CP1Z a pour activité la prise en charge de toute opération de transformation chimique des hydrocarbures liquides ou gazeux ainsi que leurs dérivés pour la production de

produits pétrochimiques de base et des produits finis destinés au marché national et à l'exportation. Son rôle est d'assurer à tout moment la disponibilité des pièces de rechange et de tous les produits nécessaires au bon fonctionnement de l'unité. Il est divisé en service :

- Service achat
- Services gestion des stocks

I.3.3.11 Département Maintenance

Le département maintenance a une importance primordiale dans le complexe. Son rôle consiste à maintenir le patrimoine immobilier en bon état pour favoriser la productivité et pour écarter les mauvais rendements des installations et des pannes, c'est ce qu'on appelle la prévention systématique. Il est composé de quatre services :

- Service instrumentation et électricité
- Service planning et méthode
- Service chaudronnier
- Service mécanique.

I.3.3.12 Département Production

Ce département est le plus important de tous le complexe, il est relié directement à la sous-direction exploitation, il se charge principalement de la production du Méthanol, toutes sortes de résines synthétiques, englobe quatre services :

- Service méthanol
- Service utilité
- Service résine
- Service stockage

I.3.3.13 Produits et activités du complexe

Le complexe CP1Z a pour activité la prise en charge de toute opération de transformation chimique des hydrocarbures liquides ou gazeux ainsi que leurs dérivés pour la production de produits pétrochimiques de base et des produits finis destinés au marché national et à l'exportation. Jusqu'à la fin des années 90 et avant l'arrêt de la production de quelques unités suite aux problèmes de commercialisation et obsolescence des produits, le complexe produisait la gamme des produits suivants:

- 100 000 Tonnes / an de Méthanol.
- 20 000 Tonnes / an de Formaldéhyde.
- 6000 Tonnes / an de phénoliques liquides.
- 10000 Tonnes / an de uréiques liquides, et uréiques poudre à mouler.

I.4 Description des procédés de fabrication

I.4.1 Zone méthanol

L'unité méthanol (figure I.2) a une capacité de production de 300T /J avec apport de CO₂ 340 T/J. On fait la synthèse du méthanol par réaction d'hydrogène sur l'oxyde de carbone (CO) et l'acide carbonique. Ces gaz peuvent être obtenus par le Reforming à la vapeur du gaz naturel. La synthèse du méthanol dans cette unité passe par sept sections successives : 100, 200, 300, 400, 500, 600 et 700.

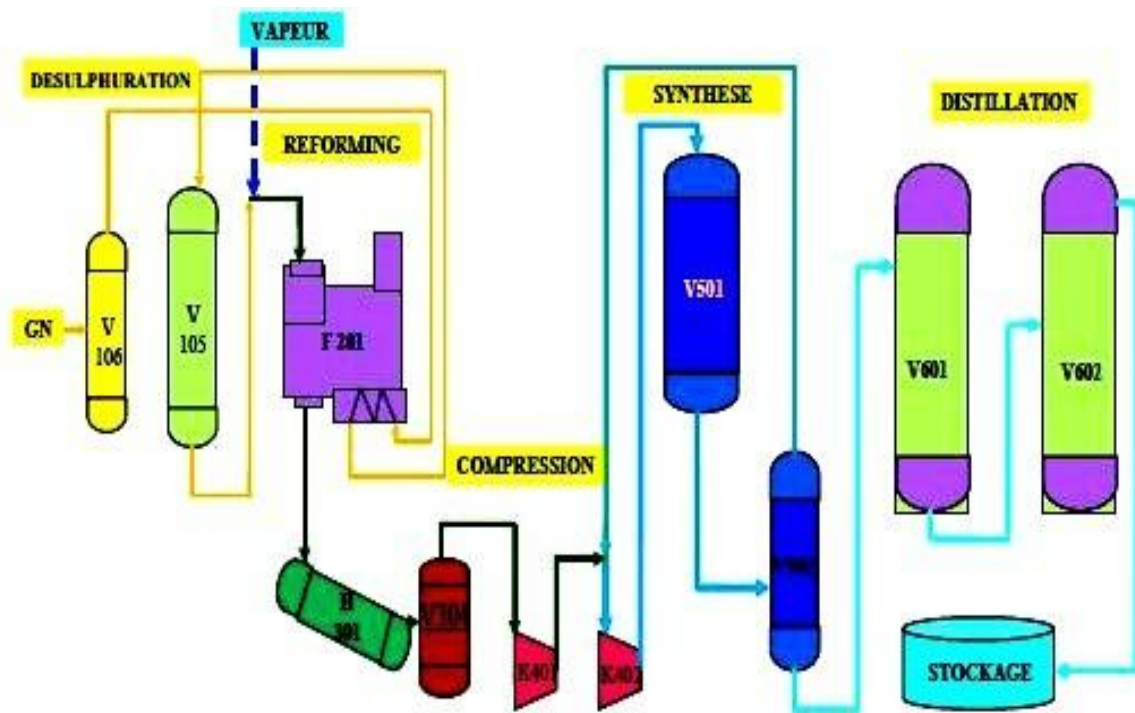


Figure I-3:schéma simplifié de l'unité méthanol.

I.4.1.1 Section 100 « Distribution des gaz naturel »

D'abord, le gaz naturel qui provient de RTO avec une pression 30 bars s'écoule vers le séparateur V106 à une pression 28 bars pour que toutes les traces des hydrocarbures liquides soient éliminées. Le gaz naturel sortant du V106 est réparti et utilisé comme :

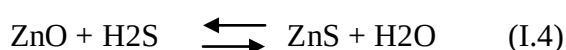
- Gaz combustible dans le four de reforming.

- Gaz combustible pour les brûleurs auxiliaires.
- Gaz combustible vers cantine.
- Gaz de processus.
- Gaz de blinking.

Le gaz du processus doit passer par un désulfureur, pour éviter l'empoisonnage du catalyseur (NiO) du four de reforming suivant la réaction de destruction :



Le catalyseur dans désulfureur est à base de zinc, la réaction de la désulfuration à 400 °C la suivante :



La teneur limite du soufre dans le gaz naturel traité ne doit pas dépasser 0,5 ppm.

I.4.1.2 Section 200 « Reforming catalytique »

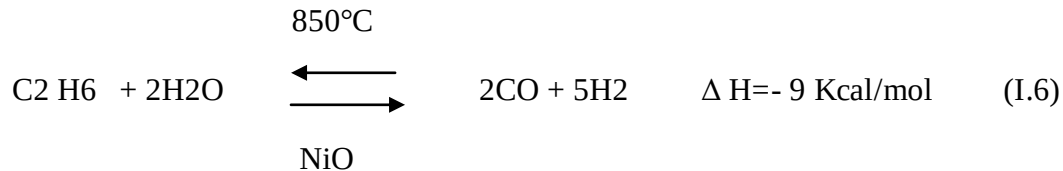
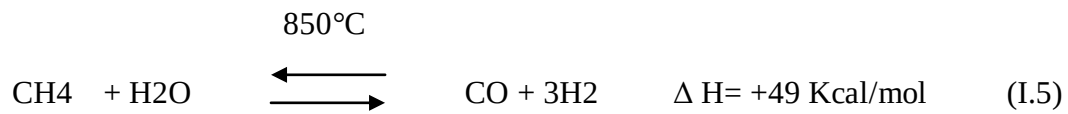
Le gaz naturel désulfuré qui sort du désulfureur (V105) est mélangé avec la vapeur Surchauffée qui vient de la ligne de vapeur à une pression de 27 bars. Le rapport vapeur/gaz a une valeur normale de 3/1 (03 moles de vapeur par l'atome de carbone). Ce rapport optimal est obtenu après avoir considéré le coût relatif du produit d'alimentation du combustible et de l'eau de refroidissement.

Le four de reforming est alimenté par le mélange gaz/vapeur à 360 °C ce dernier passe à l'intérieur des 168 tubes verticaux où la réaction est faite au-dessus d'un catalyseur à base de l'oxyde de nickel NiO. Ce catalyseur existe dans les 168 tubes.

Pour prendre en considération le temps nécessaire pour surchauffer le gaz entrant c'est pour ça on laisse 1m vide à l'entrée de tube. La chaleur nécessaire à la réaction endothermique est fournie par les 60 brûleurs installés verticalement dans le four de reforming.

A la sortie du four de reforming à 800 °C et 19 bars on obtient un produit qui est un gaz de synthèse composé principalement de l'hydrogène (H₂), le monoxyde de carbone (CO), le dioxyde de carbone (CO₂), du méthane et de la vapeur d'eau.

Les réactions qui ont lieu dans le four de reforming sont :



Dans le four on a deux zones très importantes :

Zone de radiation :

C'est la zone où on fait transformer le gaz naturel en un gaz qu'on va appeler Gaz de Synthèse.

Zone de convection :

Elle contient plusieurs zones qui ont pour rôles :

- Préchauffage du gaz.
- Chauffage de la vapeur.
- Sur-chauffage de la vapeur.
- l'extracteur des fumés.

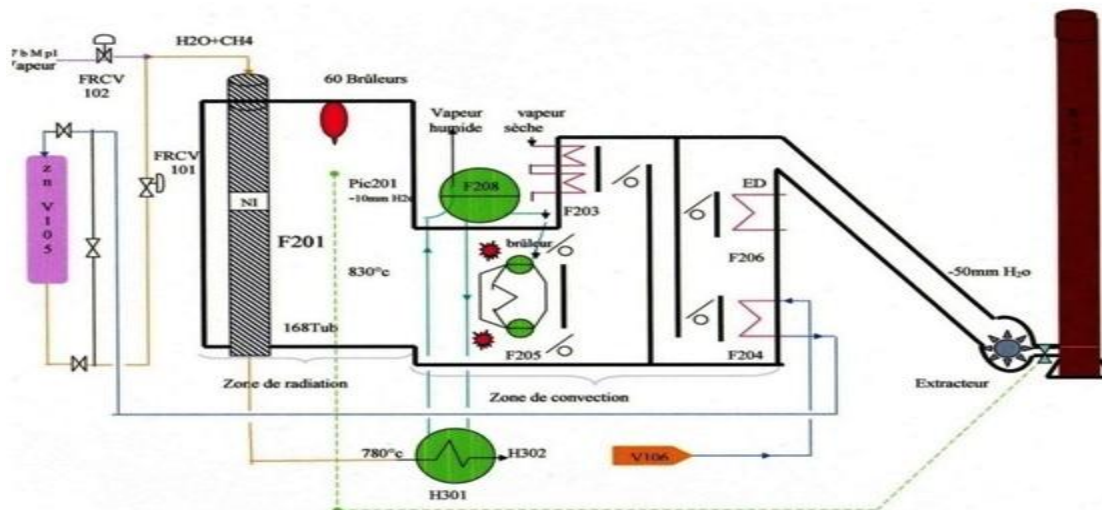


Figure I-4: Section 200 Four de reforming

I.4.1.3 Section 300 « Refroidissement et élimination de l'eau »

C'est la section de refroidissement et séparation de l'eau; le gaz de synthèse fabriqué passe par trois échangeurs pour se refroidir, puis il passe par trois séparateurs pour éliminer l'eau condensée. Le gaz de synthèse sort de cette section s'écoule vers la section 400 avec une pression de 17 bars et une température de 35°C.

I.4.1.4 Section 400 « Compression du gaz synthèse »

Le gaz de synthèse sortant du (V302) s'écoule vers le compresseur (K401) à pression 17,5 bars et à température 40°C, sera comprimé à 50 bars à deux corps BP et HP. Ce compresseur est entraîné directement par une turbine (Q401) à vapeur HP = 80 bars. Le gaz sortant de compresseur (K401) est mélangé avec le gaz de purge. Sortant du séparateur (V502) de méthanol brut, à une température $T = 40^{\circ}\text{C}$. Le mélange passe dans une recirculation (K402) où il est comprimé à une pression de 52 bars et une température $T=77^{\circ}\text{C}$.

I.4.1.5 Section 500 « Synthèse du méthanol »

La réaction de synthèse du méthanol s'effectue selon le procédé ici dans un réacteur adiabatique catalytique, Sous forme d'un récipient cylindrique verticale contenant 4 lits de catalyseur à base d'oxyde de cuivre CuO, et des températures de l'ordre de 210 à 270 °C et pression de 50 bars.

La production de méthanol à partir de mélange de CO et CO₂ et H₂ peut être représentée sous une forme simplifiée par les réactions globales suivantes :



On obtient un taux de réaction suffisant pour donner environ 3 % du méthanol dans l'influent du réacteur avec un volume raisonnable de catalyseur.

D'abord le gaz de synthèse qui vient de recirculation (K402) où il est comprimé à une Pression de 52 bars et une température $T = 77^\circ\text{C}$ entre dans l'échangeur (H501) où il est réchauffé à 240°C par le gaz sortant du réacteur (V501) à 270°C , le mélange passe au-dessus du catalyseur où la température est augmentée d'avantage (réaction exothermique) donc les températures de catalyseur sont maintenues à un maximum de 270°C par injection de gaz d'alimentation froid (gaz de quench).

Le gaz de synthèse sortant du (H501) à 130°C entre dans les aéros (H510) pour être refroidi à 50°C . Ce gaz entre dans un autre échangeur (H502) pour être refroidi à 35°C (refroidi par l'eau de refroidissement). Le gaz qui est refroidi entre dans les séparateurs (V502) et (V503) pour séparer le méthanol brut et le gaz qui n'a pas réagi.

Le séparateur (V502) sépare le gaz qui n'a pas réagi et le méthanol converti en liquide. Une quantité du gaz envoyée vers le recirculateur (K402) sous forme de gaz recyclé, une autre envoyée vers le compresseur (K401) sous forme de gaz d'étanchéité, une autre se mélange avec le gaz de procédé et la quantité restante (gaz de purge) se mélange avec le gaz combustible.

Le séparateur (V503) reçoit le méthanol provenant du (V502) pour s'épurer du gaz (gaz de purge) qui se mélange avec le gaz combustible. Le méthanol brut obtenu (contient 20 % d'eau et 80 % méthanol) s'écoule vers bac de pré stockage T651 (le bac de cigare).

I.4.1.6 Section 600 « Distillation du méthanol brut »

La distillation du méthanol brut se passe dans deux colonnes:

❖ 1ère colonne (Elimination des produits légers): V601

Une colonne avec 48 plateaux, pour l'élimination des gaz dissous dans le méthanol brut (CO₂, CO, H₂, CH₄, N₂).

❖ **2ème colonne (Elimination des produits lourds):V602**

Une colonne avec 63 plateaux, pour séparer l'eau et le méthanol pour obtenir un méthanol raffiné.

Le méthanol brut est pompé du réservoir de méthanol brut atmosphérique T651 par P651 au sommet de la tour de séparation des produits légers V601, la distillation s'effectue toujours dans une colonne munie d'un condenseur en tête de colonne et d'une source chaude au fond de la colonne appelée rebouilleur.

La V601 munie des 48 plateaux du type clapets fixe assurent la circulation permanente et à contre-courant des deux phases vapeur/liquide, les pressions normales utiles au sommet et au fond sont de l'ordre de 1,46 et 1,88 bar respectivement.

Les points d'admission de l'alimentation sont pourvus aux plateaux 40, 36,32 dépend de la concentration relative des produits légers dans l'alimentation.

A l'aide de H602 on a élevé au sommet de la colonne une quantité de chaleur, la vapeur provenant de plateau supérieur se condensera partiellement, une partie de distillat obtenu reviendra en tête de la colonne en qualité de reflux froid, ce dernier permet d'ajuster la température 74 °C en tête de colonne.

A l'aide d'un rebouilleur H610 on apporte au fond de la colonne une quantité de la chaleur et le liquide provenant de plateau inférieur se vaporisera partiellement et reviendra dans la colonne de qualité de reflux chaud, ce dernier permet d'assurer la température 95 °C au fond de la colonne. Le résidu quitte l'appareillage est pompé par la pompe P604 vers la V602.

La colonne V602 contient 63 plateaux de type clapets fixe pour but d'avoir un méthanol raffiné et les plateaux 14, 16, 18,20 sont pourvus des points d'admission pour l'alimentation.

Les pressions du sommet et du fond de la colonne doivent être respectivement de 1,53 et 1,95 bar durant le fonctionnement normal.

A l'aide des fans H605 a/b ont élevé au sommet de la colonne une quantité de chaleur, une partie de distillat obtenus reviendra en tête de la colonne en qualité de reflux froid, ce dernier d'ajuster la température 60 °C en tête de la colonne.

A l'aide d'un rebouilleur H606 on apporte au fond de la colonne une quantité de chaleur, une partie de résidu se vaporisera et reviendra dans la colonne pour assurer la température du 119 °C au fond de la colonne.

Le méthanol final est retiré de la tour aux plateaux N° 59 et 55 pour diverses raisons, les produits légers sont pas éliminés d'une manière efficace dans la colonne de séparation des produits légers V601 et que leur concentration sur le plateau 59 est excessive. Le produit est

refroidi jusqu'à environ 50 °C dans un réfrigérant H607 et passe aux réservoirs de méthanol raffiné T652 a/b.

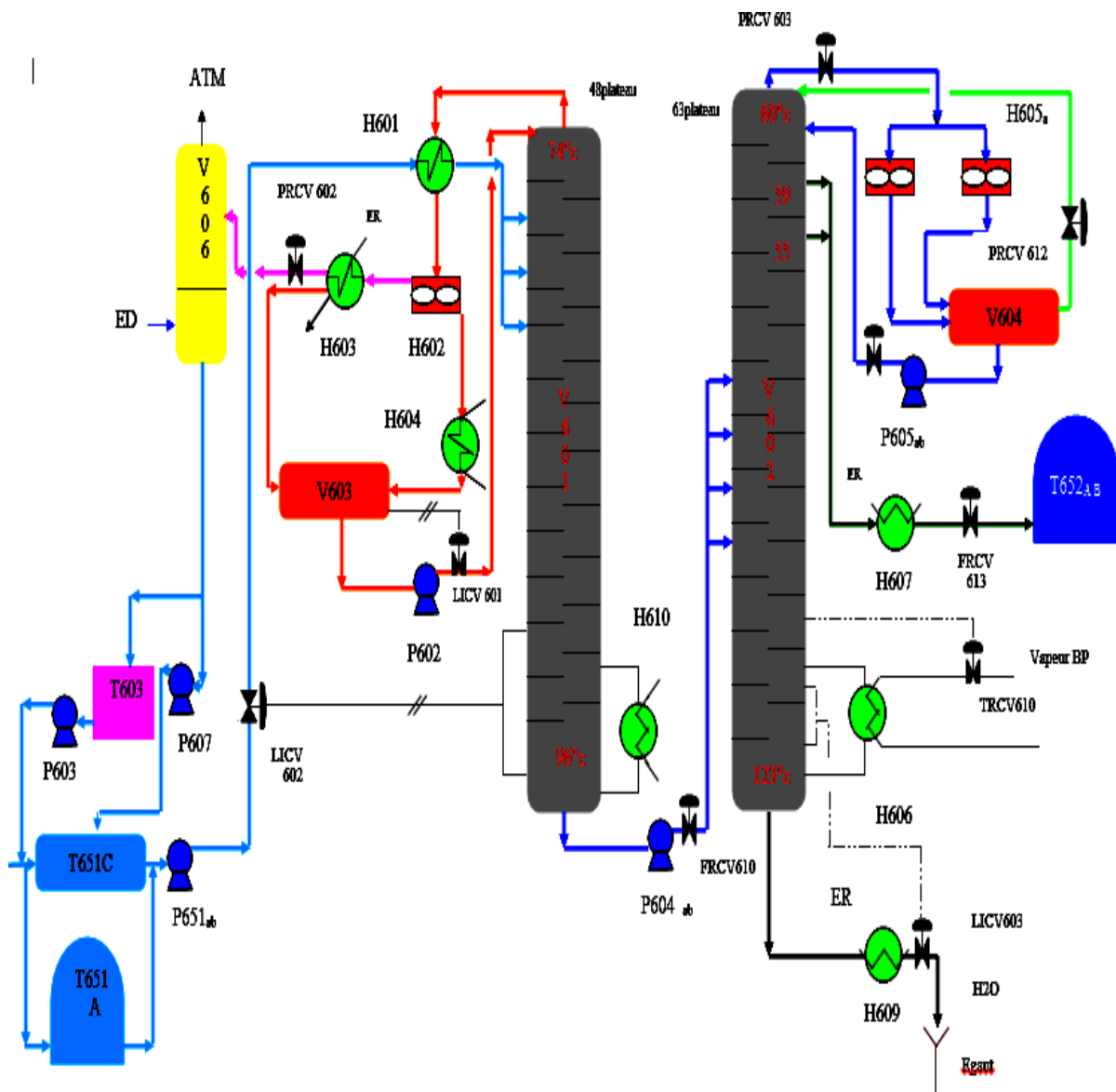


Figure I-5:Schéma simplifié de la section 600 « distillation ».

I.4.1.7 Section 700 « Système de vapeur »

Le système vapeur est un système qui fournit la force motrice de l'unité en passant par les turbines économisant l'énergie électrique du compresseur, recirculateur, extracteur, turbopompe, alimentation F208, turbopompes de lubrification de compresseur et son étanchéité et surtout pour fournir la vapeur de reforming.

L'unité est conçue de façon que la plupart de la chaleur soit récupérée en un système économique d'énergie. Les vapeurs produites sans à BP MP et la HP.

- HP : haute pression = 84 bars.
- MP1et2 : moyenne pression. MP1 = 30 bars, MP2 = 24 bars.
- BP : basse pression = 3 bars.

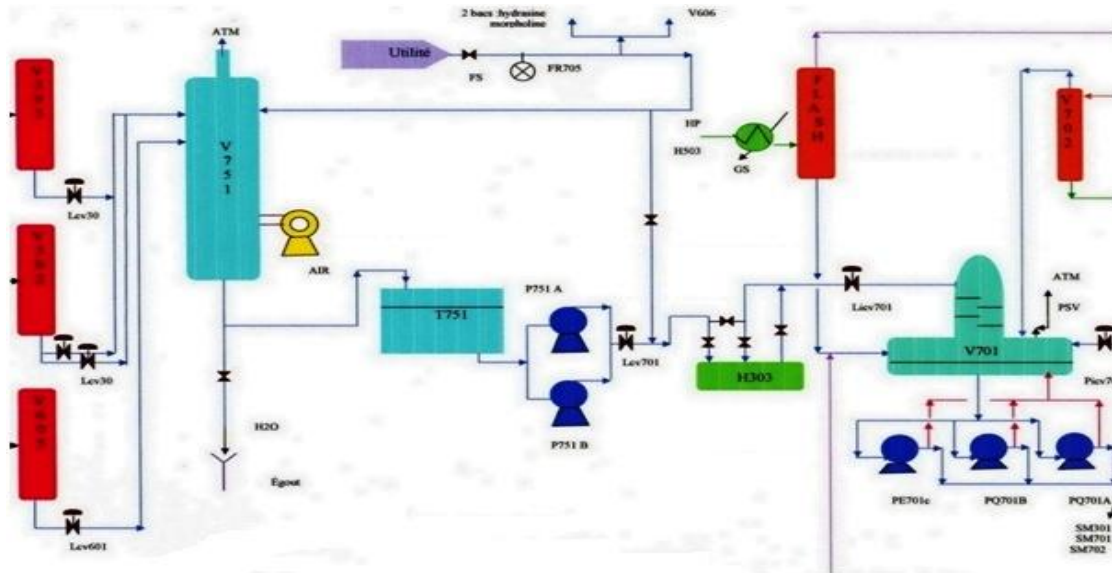


Figure I-6: Section700 : Système De Vapeur

I.4.1.8 Service de laboratoire

Ce qui est demandé à une société industrielle est la qualité de ses produits. Le laboratoire de CP1/Z est comme celui de n'importe quel complexe, représente le fruit de l'efficacité.

Importance du laboratoire

Le laboratoire représente le fruit de l'efficacité de n'importe quel complexe du fait qu'il est le jugement de la qualité des produits traité durant le processif. Il veille au bon déroulement des unités de traitement de matière première et analyse des produits finis pour être commercialisés soit à l'intérieur du pays et de même pour l'exportation.

Le laboratoire joue un rôle important dans l'industrie chimique et pétrochimique, il permet la suivi et le contrôle continu de la qualité des produits fini.

Les types d'analyses

Il existe plusieurs :

- Analyse des gaz.
- Analyse des eaux.

- Analyse du méthanol.
- Apparence
- Couleur.
- Odeur.
- Densité à 20 °C.
- Eau.
- Substances carbonisables.
- Acétone.
- Acidité (CH_3COOH).
- Hydrocarbures.
- Intervalle de distillation.
- Résidu non volatil.
- Test au KMnO_4 .
- Pureté.

I.4.2 Zone Résines

Ce service produit actuellement trois produits à base de méthanol ou l'un de ses dérivés
Le formaldéhyde

L'aldéhyde formique est un produit de la grande industrie chimique qu'on prépare par oxydation ménagée de l'alcool méthylique, il est le plus souvent employé à 36% connu sous le nom de formol ou UFC 80. Le formaldéhyde est un gaz soluble dans l'eau et les solvants organiques usuels mais insoluble dans l'éther de pétrole.

I.4.2.1 UFC 80

Produite avec du formaldéhyde et de l'urée à 55% par réaction de condensation avec une régulation du PH par injection de NaOH 10% afin d'éviter une réaction de polymérisation dans la colonne.

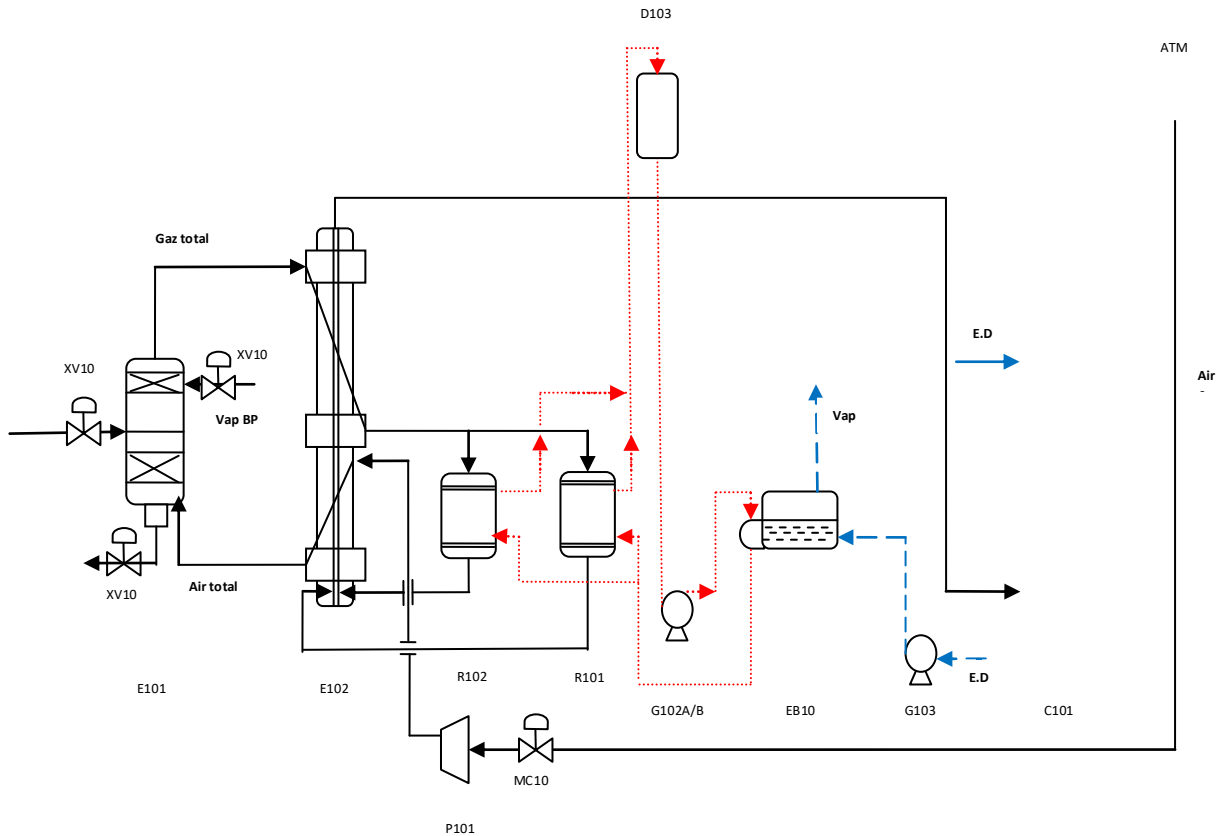


Figure I-7: Schéma de procès formaldéhyde / UFC 80

I.4.2.2 Résines uréiques (Colle liquide L10)

La résine uréique en solution est préparée par condensation du mélange UFC80 - Urée en autoclave 90-95 °C en milieu acide et ajout de sels tampons CH₃COOH et NaOH.

Le processus de condensation est interrompu par les mesures de la viscosité lorsqu'elle atteint 2100 Cps en portant le pH à des valeurs légèrement alcalines en ajoutant de la soude à 30 %.

I.4.3 Zone des utilités

Les différentes unités de la zone des utilités traite les différents matières dans ils ont besoin les autre zone elle comprend les unités suivantes :

➤ **Unité 11**

Contient deux (02) chaudières F2 et F3, leur rôle consiste à produire la vapeur pour alimenter les turbines. Les types de vapeur sont : HP 50 Bar qui sera d'étendu à MP 20 Bar qui sera d'étendu à BP 2,7 Bar.

Ce type de chaudière fournit un débit de vapeur saturée supérieur à 20 tonnes/heure, en moyenne et haute pression. Le combustible utilisé est du gaz naturel

L'eau de chaudière provient du 11D 2 aspirer par 11p 4 et la 11p 5 vers le 11D3, l'appoint en eau dans la chaudière est réalisé grâce à une pompe alimentaire (11p1, 11p 2, 11 p 3) fonctionnant à une pression qui atteint les 90 bar en suit détendu par une vanne automatique pour garder la pression d'entrer légèrement supérieure à la pression interne du ballon.

Ce type de chaudière possède deux réservoirs appelés ballon distributeur (en partie inférieure) et ballon collecteur (ou encore ballon de vaporisation, en partie supérieure), reliés par un faisceau de tubes vaporisateurs, dans cet ensemble circule l'eau qui se transforme en vapeur. Les gaz chauds produits par

Le brûleur est directement en contact avec les tubes vaporisateurs, à l'intérieur de ceux-ci se produit la vaporisation. La vapeur ainsi générée est collectée dans le ballon supérieur, l'eau excédentaire est ramenée vers le ballon inférieur par des tubes de chute non soumis à la chaleur.

Dans une chaudière à tubes d'eau, la tuyauterie qui prend en charge la vapeur saturée retourne dans le foyer, les gaz chauds apportent à cette vapeur saturée une énergie supplémentaire qui en élève la température sans en modifier la pression. On obtient ainsi de la vapeur surchauffée à la sortie.

La formation de tartre dans les tubes est préjudiciable au fonctionnement de la chaudière à tubes d'eau, En outre, l'obturation des tubes pourrait se révéler dangereuse, ce qui ajoute à la nécessité de traiter l'eau de chaudière, donc Il est impératif de traiter l'eau de chaudière afin d'éviter le dépôt de tartre à l'extérieur des tubes d'eau. En effet, le tartre provoquerait un mauvais échange thermique, un temps de mise en pression-température plus long, un risque de surchauffe au niveau de tube foyer, une surconsommation de combustible,

Une augmentation de la température des fumées au niveau de la cheminée.

- Extraction et purge continue avec injection de PO4 et l'hydrazine sont deux opérations contribuant à maintenir la qualité de l'eau dans la chaudière, paramètre essentiel pour le bon fonctionnement de l'installation.

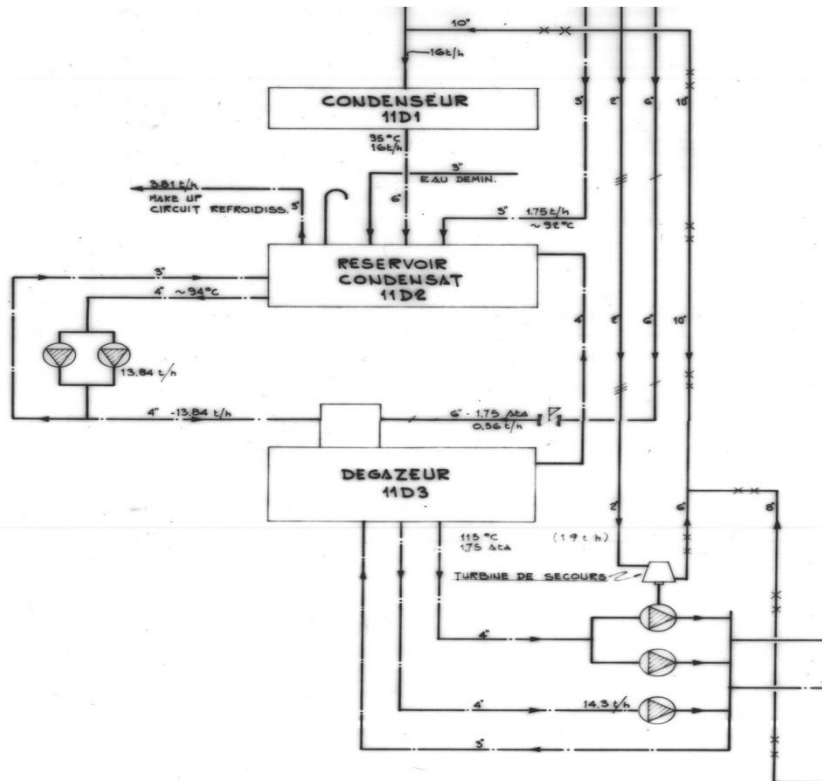


Figure I-8:schéma partielle du circuit thermique

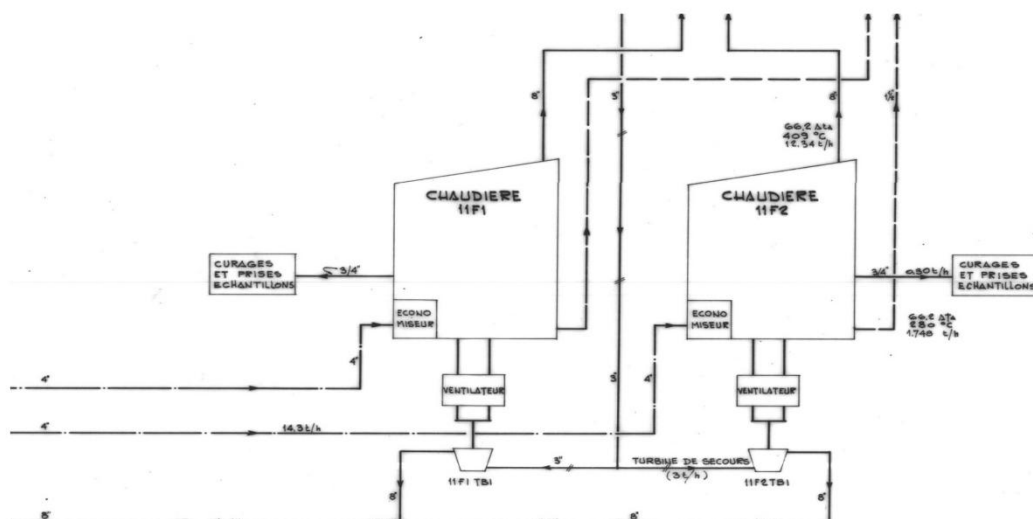


Figure I-9:schéma des chaudières 11F1/11F2.

➤ Unité 12

L'eau déminéralisée est très importante pour les besoins de la production, l'unité 12 qui fait fonction d'unité de traitement d'eau a subi des modifications de ses installations suite aux changements successifs de la situation des ressources en eau, en premier l'arrêt de l'alimentation provenant des barrages via la station RA1Z puis l'arrêt des installations du CP1Z au niveau de la GL4/Z (Fermeture)

Actuellement, l'eau traitée semi-finie provient directement de la station KAHRAMA (eau de mer) via le Bac de stockage + pompage installé au niveau du CDS appartenant au complexe CP1Z qui subi un traitement secondaire de déminéralisation à l'U12 dans 2 litres de résine ; cationique et anionique; échangeuses d'ions (12 D1) et (12D2) qui fonctionne par alternance.

Après un certain temps d'utilisation les résines commencent à saturer alors on procède à une régénération en utilisant l'acide chlorhydrique et la soude caustique.

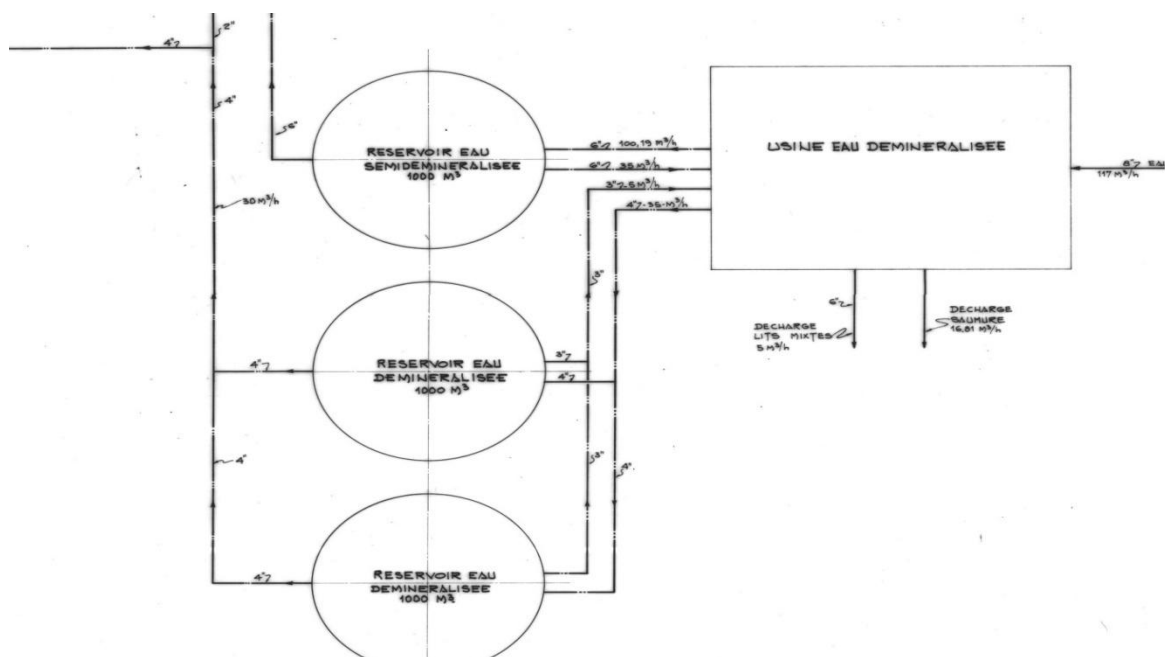


Figure I-10:schéma de l'unité 12

➤ **Unité 13**

Son rôle est d'alimenter l'unité méthanol avec de l'eau froide de 22 °C, cette unité contient quatre parties, chaque partie alimente des fans (13 FAN1) (13FAN2) (13FAN3) (13FAN4) (13FAN4).

Les tours de refroidissement et une boucle de refroidissement ouvert fonctionnent suivant un échange à contre-courant pour atteindre une efficacité thermique calculée sur la température de bulbe humide de l'air ambiant supérieure aux tours de refroidissement à courants croisés. Pour améliorer la qualité de l'eau de refroidissement on effectue une injection d'acide sulfurique directement dans le bassin afin de rendre l'eau l'égerment agressive, et pour éviter le phénomène de corrosion en déverse dans le bassin un inhibiteur de corrosion.

➤ **Unité 14**

Reçoit le gaz qui provient de RTO sous une pression de 32 bar qui est filtré est a sa sortie du filtre, la pression du gaz est de l'ordre de 31-32 bar qui est partagé en deux flux, l'un est envoyé a l'unité méthanol, l'autre a la station de dépressurisation, ou la pression du gaz est réduite grâce a une détente de gaz qui est faite par des vanne est un ballon et qui alimente les chaudières 11f1-11f2-11f3, une ligne pour le laboratoire et une autre vers les résines

➤ **Unité 15**

L'air est aspiré par les compresseur 15k1-15k2-15k3 et le 15k4 (secoure) a travers des filtres a sec qui arrêtent les particules solides qui pourraient être présentes.

L'air humide est envoyé au réservoir de l'aire de service 15Tk2 et au réservoir de l'air des instruments 15Tk1 pour être distribué successivement.

L'aire de service peut être utilisée sans d'autres traitements, alors que l'air instrument doit être déshydraté avant d'être distribué.

Le système de déshydratation comporte deux sécheurs a alumine activée 15E4 et 15E5, dont l'un est en service et l'autre en réactivation.

La séquence de réactivation de l'alumine est effectuée par de l'air soufflé à contrecourant et réchauffé par des résistances électriques faisant partie des sécheurs.

➤ **Unité 17**

L'azote (N₂) est utilisé pour le démarrage de l'unité méthanol, l'inertage des lignes et équipements en cas d'arrêt.

Cette unité est constituée d'un récipient cylindrique en acier inoxydable, contenue dans une enveloppe d'acier au carbone, l'espace compris entre le récipient et l'enveloppe extérieure est rempli de matériel isolant (perlite) sous vide poussé. ainsi muni d'un system de mise en pression, le circuit de mise en pression du récipient intérieur est constitué d'un serpentin formé d'un tube en cuivre enroulé a hélice cylindrique et immerger dans un bassin a eau chauffé par la vapeur BP ainsi augmenter sa température, après la sortie le N₂ passe par un autre serpentin qui est lui aussi émerger dans un bassin remplis par l'eau incendie pour augmenter sa température ainsi sa pression

➤ **Unité 18**

Contient 03 générateurs 18G2, 18G4 et 18G5 leur rôle consiste à alimenter les équipements avec de l'électricité ; en cas de coupure électrique ces générateurs sont automatiquement mis en service.

➤ **Unité 25**

Content trois Bacs de stockage 25 TK1, 25 TK2 et 25 TK3 pour stocker l'eau semi-déminée qui arrive de Kahrama en passent par le CDS et 2 pompe (25P1/2) pour le transféré vers le 12TK1

I.5 Conclusion

Le méthanol est en effet devenu un symbole, un espoir dans la masse des potentiels énergétiques de demain, il figure dans tous les exposés et tous les projets des énergéticiens depuis quelques années. C'est une base énergétique des plus populaires dans les congrès, il n'est pas de constructeur ou d'utilisateur de moteurs d'automobile, de diesels ou de turbines à gaz qui ne conçoive la possibilité de sa mise en œuvre.

Chapitre II

Notions sur le transfert de chaleur

II.1 Introduction

L'énergie-chaleur représente une forme d'interaction énergétique entre un système thermodynamique et son milieu extérieur, traduite par la variation de température du système. Elle se produit sans modifier les frontières du système, c'est-à-dire sans travail mécanique. [4]

Le but d'un bilan thermique est de déterminer les échanges thermiques qui ont eu lieu dans un dispositif donné : calorimètre, échangeur de chaleur, mur, etc. afin d'améliorer leurs performances, ou de les calculer pour assurer certains impératifs. [5]

On applique aux bilans thermiques le principe de conservation de l'énergie entre l'entrée et la sortie pour une opération unitaire continue (échangeurs...) ou entre l'instant initial et l'instant final pour une opération unitaire discontinue (calorimétrie.). [5]

Il convient évidemment de choisir un système d'étude comme pour un problème de thermodynamique classique. Les processus thermiques en jeu sont de 3 principaux types qu'il convient d'identifier pour chaque opération unitaire :

- Échauffement, refroidissement ou changement d'état des corps présents dans un appareil ou le traversant. Ces processus se déroulent par échange entre deux corps séparés (cas des échangeurs) ou en contact (cas de la calorimétrie).
- Consommation (réaction endothermique) ou production de chaleur (réaction exothermique) dans le cas d'un réacteur.
- Pertes thermiques vers l'extérieur du système. Si les pertes sont nulles ou supposées négligeables le procédé est dit adiabatique. [5]

II.2 Bilan thermique simple

Ce type de bilan peut être utilisé pour la plupart des procédés. On peut prendre l'exemple d'un échangeur de chaleur où circulent sans être en contact un fluide froid liquide et un fluide chaud à l'état de vapeur à l'entrée et à l'état de liquide refroidi à la sortie. [5]

Le fluide chaud subit donc un changement d'état (condensation par exemple). Le but recherché est de déterminer les pertes thermiques avec l'extérieur. On définit le système comme étant constitué du fluide froid et du fluide chaud dans leur traversée de l'échangeur.

II.3 Transfert thermique

On appelle transfert thermique, le processus par lequel de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes T_1 et T_2 , ce processus complexe est réalisé par la superposition des trois modes : conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. [5]

II.4 Puissance thermique

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit la puissance thermique (ou flux de chaleur) ϕ (en W), schématisé sur la figure 2.1, comme la quantité de chaleur Q (en J) traversant une surface isotherme S (en m^2) pendant le temps Δt (en s). [5]

$$\phi = Q / \Delta t \quad (II.5)$$

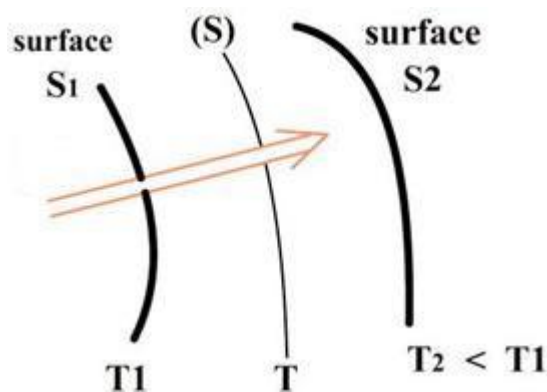


Figure II-1: Puissance thermique. [5]

Remarque

Les transferts thermiques se font toujours du corps chaud vers le corps froid. La puissance thermique s'écoulera toujours des régions les plus chaudes vers les régions les plus froides.

II.5 Résistance thermique

Par analogie avec l'électricité, on peut introduire un coefficient entre la puissance thermique et la différence de température :

$$\phi = (T_1 - T_2) / R \quad (II.6)$$

Le terme « R » est la résistance thermique qu'oppose la matière comprise entre les régions à T_1 et T_2 à l'égalisation des 2 températures. Cette résistance thermique s'exprime en $K.W^{-1}$. [5]

II.6 Conductivité thermique

La résistance thermique d'un milieu fait intervenir sa matière, mais aussi sa géométrie. C'est pourquoi, on introduit la conductivité thermique qui est une propriété ne dépendant que de la matière constituant ce milieu, La conductivité thermique, ou coefficient de conductivité, noté par la lettre « λ » s'exprime en $W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$.

Elle caractérise la puissance thermique sur une surface de $1 m^2$ pour la traversée d'une épaisseur de 1 m du matériau lorsque la différence de température est de $1^{\circ}C$. [5]

II.7 Coefficient global de transfert thermique

On définit également le coefficient global de transfert thermique K défini par rapport à une surface S placée entre les deux surfaces S_1 et S_2 de températures T_1 et T_2 . Dans cette définition générale on ne fait toujours pas référence à un type de transfert particulier. L'intérêt de ce coefficient est de pouvoir s'appliquer à plusieurs processus différents de transfert entre les deux surfaces (conduction, convection ou rayonnement) :

$$Q = K.S. (T_1 - T_2) \quad (II.7)$$

Avec : K en $W.m^{-2}.K^{-1}$. [5]

II.8 Conduction

Le transfert de chaleur par conduction se produit au sein d'une même phase au repos ou mobile en présence d'un gradient de température figure II.2

Ce mode est un phénomène de propagation de la chaleur par le contact direct entre des corps ayant des niveaux énergétiques -donc des températures différentes- suite au mouvement de particules élémentaires.

L'étude de transfert thermique par conduction est représentée par une loi fondamentale qui est exprimée par la formule de Fourier suivante:

$$\phi = \partial Q / \partial t = -\lambda S \partial T / \partial L \quad (II.8)$$

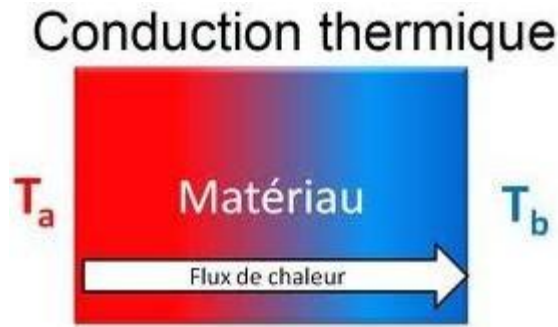


Figure II-2: Schéma de transfert thermique par conduction.[6]

Avec :

ϕ : Flux de chaleur [w].

dQ: variation de la quantité de chaleur (J). dt : variation dans le temps (s).

dT : variation de température (k).

dL: épaisseur des matériaux traversés par le flux thermique (m). S: section traversée par le flux (m^2).

λ : coefficient de conductivité thermique du matériau ($w.m^{-1}.k^{-1}$). [5]

II.9 Convection

Le transfert de chaleur par convection est un phénomène observé entre un fluide, liquide ou gaz en mouvement et une paroi, en présence la différence des températures figureII.3

On a deux types de convection: la convection forcée et la convection naturelle ou libre.

La Convection forcée : le mouvement des phases peut être provoqué par une dégradation d'énergie mécanique.

La convection naturelle ou libre : le mouvement peut être provoqué par l'existence même du transfert de chaleur par suite de l'apparition dans le milieu d'une différence de masse volumique. [4]

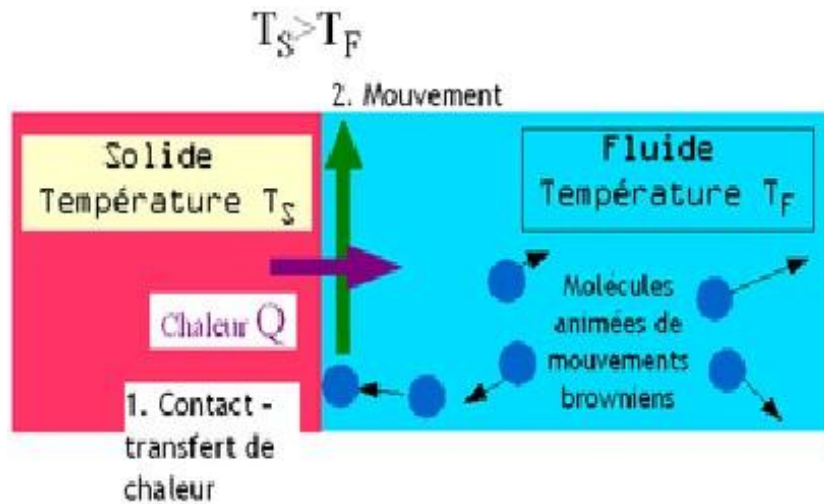


Figure II-3:Schéma de transfert thermique par convection [7]

Le flux de chaleur transmis par convection entre une surface et un fluide est donné par la relation suivante :

$$\phi = h S (T_p - T_f) \quad (\text{II.9})$$

Avec :

ϕ : Flux de chaleur par convection (w),

S : surface d'échange (m^2) ou surface de contact entre le fluide et le solide, $(T_p - T_f)$: différence de température entre la surface du solide et le fluide,

h : coefficient d'échange de chaleur convectif ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),

$h \cdot S$: conductance thermique par convection ($\text{w} \cdot \text{k}^{-1}$), $1/h \cdot S = R$: résistance thermique par convection ($\text{k} \cdot \text{w}^{-1}$).

h : est un coefficient n'est pas constant, il varie localement et d'autre part il varie en fonction :

- des températures en présence,
- de la nature du fluide,
- de l'orientation de la surface (verticale, horizontale, etc....),
- de la nature du fluide. [7]

II.10 Rayonnement

Ce mode est une transmission d'énergie à distance entre deux corps séparés ou non par un milieu matériel (transformation d'énergie thermique d'un émetteur en énergie électromagnétique, propagation, transformation partielle en énergie thermique sur un corps récepteur). [6]

La loi fondamentale du rayonnement thermique est la loi de Stefan Boltzmann :

$$\Phi = \sigma T^4 \quad (\text{II.10})$$

Avec :

Φ : le flux d'énergie radiante ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$),

T : la température absolue de la surface(K),

σ : constante universelle appelée de Stefan Boltzmann= $5.76 \cdot 10^{-8} \text{ (W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4})$.

II.11 Transfert thermique lors du changement de phase

Même si le mécanisme du phénomène est différent pour chaque cas, tous les modes de transfert thermique ont la même conséquence : la variation de température dans le corps concerné. Parfois cette variation peut conduire à un changement de phase (vaporisation, condensation, solidification, fusion). Dans cette situation la chaleur latente joue le rôle d'une source de chaleur (positive ou négative) supplémentaire qui agrandit la complexité de processus du transfert thermique. Il faut noter que, pendant le changement de phase, le transfert thermique est beaucoup plus grand et ceci explique l'utilisation de ces phénomènes dans de nombreuses applications pratiques utilisant des technologies modernes, caractérisées par des densités thermiques élevées. [7]

II.12 Applications des transferts thermiques

Les applications techniques qui font appel aux processus de transfert thermique sont extrêmement nombreuses et fréquentes. Parmi elles, les plus importants concernent :

- l'étude et le contrôle de fonctionnement des chaudières et des divers types d'échangeurs de chaleur ;
- le transfert d'une densité de flux thermique maximale dans des conditions économiques ;
- l'optimisation de la structure des éléments de construction, pour réduire les pertes ou les apports de chaleur ;
- l'augmentation de transfert de chaleur dans tous les procédés où il joue un rôle essentiel ;
- la diminution des "pertes" de chaleur par les parois des conduites transportant des agents à des températures élevées, par la calorifugation (isolation thermiques). [4]

II.13 Conclusion :

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

Les propriétés thermiques permettent de modéliser les transferts thermiques dans des systèmes, ainsi que l'étude du bilan d'échange thermique (dimensionnement, calculer l'énergie et améliorer la qualité).

Chapitre III

Généralités sur les échangeurs de chaleur

III.1 Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. [8]

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

III.2 Définitions

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement [9].

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les domaines de l'énergie, du pétrole, du transport, de la climatisation, de la réfrigération, de la cryogénie, de la récupération de chaleur, des carburants alternatifs, et d'autres industries.

Des exemples courants d'échangeurs de chaleur qui nous sont familiers : les radiateurs d'automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les réchauffeurs d'air et refroidisseurs d'huile.

III.3 Fonction d'un échangeur thermique

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des

échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées. On peut, entres autres, citer les principales fonctionnalités suivantes [10] :

- Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.
- Récupérateur thermique qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.
- Réfrigérants (et aéro-réfrigérant lorsque le vecteur de refroidissement est l'air, réfrigérant sur eau...) qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur – fonction essentielle dans de nombreux process.
- Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage. Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques (qui assurent le confort thermique dans un bâtiment).
- Déshumidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de CTA (Centrale de Traitement d'Air). D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique.
- Évaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique (cycle à compression (PAC), réfrigérateur...etc.).
- Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique.
- Équipements qui permettent la congélation et la fusion d'une phase liquide ou vapeur grâce à une paroi refroidie en dessous du point triple du fluide. Ces dispositifs sont utilisés pour

assurer la séparation de plusieurs corps, assurer le stockage d'énergie thermique (stockage de glace ou stockage par MCP), produire une phase solide pour divers usages.

- Le caloduc (Heat Pipe), véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments électroniques (Microprocesseur, électronique embarquée...etc.), la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme...etc.

III.4 Composition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est constitué d'éléments d'échange de chaleur tels qu'un noyau ou une matrice contenant la surface de transfert de chaleur, les éléments de distribution de fluides comme les en-têtes ou les réservoirs, les buses ou les tuyaux d'entrée et de sortie, etc.

Habituellement, il n'y a pas de pièces mobiles dans l'échangeur de chaleur, mais il y a des exceptions, comme le récupérateur rotatif dans lequel la matrice est entraînée en rotation à une vitesse déterminée. La surface de transfert de chaleur est en contact direct avec les fluides et à travers laquelle la chaleur est transférée par conduction. La partie de la surface qui sépare les fluides est appelée la surface de contact primaire ou directe. Afin d'augmenter la surface de transfert, des surfaces secondaires connus comme des ailettes peuvent être fixées à la surface principale.

L'étude complète d'un échangeur comporte une analyse thermique et hydraulique, une étude mécanique et une optimisation économique.

- ✓ **L'étude thermique** : consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire, le flux thermique échangé, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.
- ✓ **L'étude hydraulique** : a pour but de déterminer les pertes de charges dans l'appareil.
- ✓ **L'étude mécanique** : concerne le calcul des efforts et contraintes en fonctionnement compte-tenu des températures et pressions opératoires.

III.5 Classification et mode d'écoulement

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels

appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variées et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

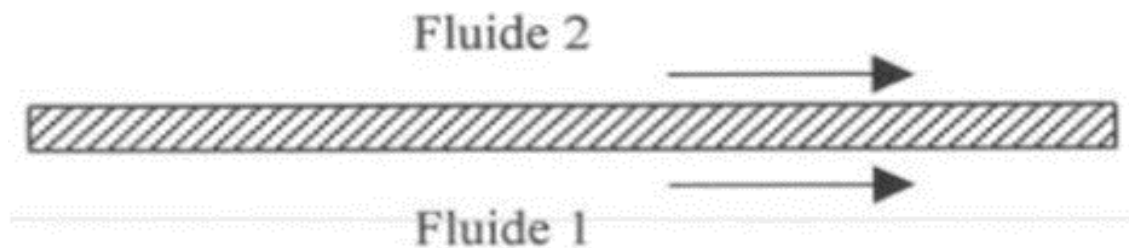


Figure III-1: Echangeur à co-courant

III.5.1 Principaux modes d'écoulement des deux fluides

On peut distinguer trois modes d'écoulement différents [8].

III.5.1.1 Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens

Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants où 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, auquel cas sa température reste constante.

III.5.1.2 Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires

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

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

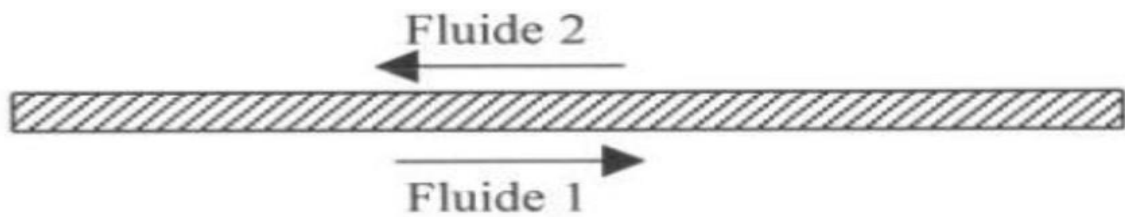


Figure III-2: Echangeur à contre- courant

III.5.1.3 Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles 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.

Note :

- 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.

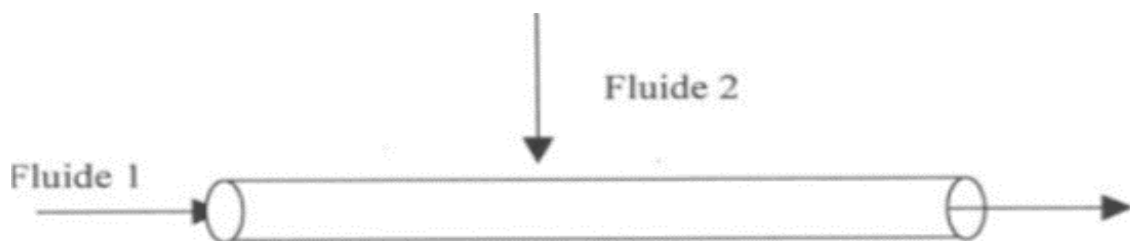


Figure III-3 : Echangeur à courant croisé

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

- ❖ Les tubes qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- ❖ Les plaques, planes ou corrigées, choisies pour un fluide qui imposent 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.

III.5.2 Critères de classification des échangeurs

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

❖ Classification technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

❖ Classification suivant le mode de transfert de chaleur

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

❖ Classification suivant le procédé de transfert de chaleur

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

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

❖ Classification fonctionnel

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

- les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

❖ Classification 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.

❖ Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

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

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

III.6 Principaux types d'échangeur de chaleur

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérer ci-dessous :

1. Les échangeurs par mélange ou a contact direct

- Les désurchauffeurs de vapeur
- Les dégazeurs
- Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée
- Les ballons de détente de purges

2. Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus

- La surface d'échange est alternativement mise en contact
- Avec le fluide froid et le fluide chaud
- Réchauffeurs d'air rotatifs

3. Les échangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et *d'autre* de la surface d'échange.

- Echangeurs tubulaires
- Echangeurs à plaques
- Echangeurs à ailettes

III.6.1 Echangeurs tubulaires [10]

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 :

1. **Echangeur monotube** : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.

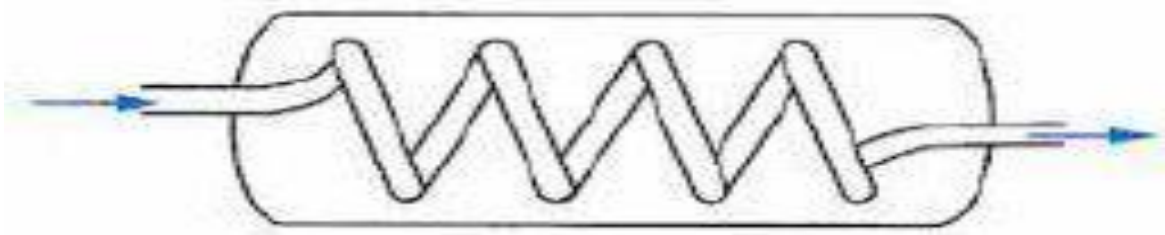


Figure III-4: Schéma d'un échangeur monotube

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.

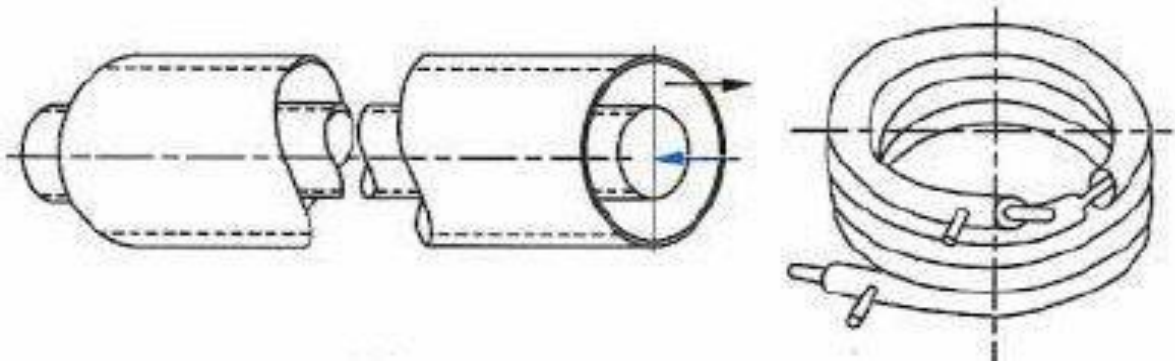


Figure III-5 : Echangeur coaxial cintré

3. Echangeur multitubulaire : existant sous quatre formes :

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

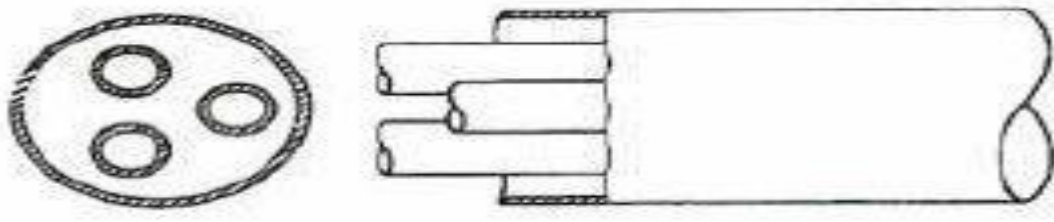


Figure III-6: Echangeur à tube séparé

- **Echangeur à tubes rapproché :** 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.
- **Echangeur à tubes aileté :** ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique. Les ailettes peuvent être transversales ou longitudinales.
- **Echangeur à tubes et calandre :**

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapte aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes.

L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échange.

Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid.

On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques ; de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intègres dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs.

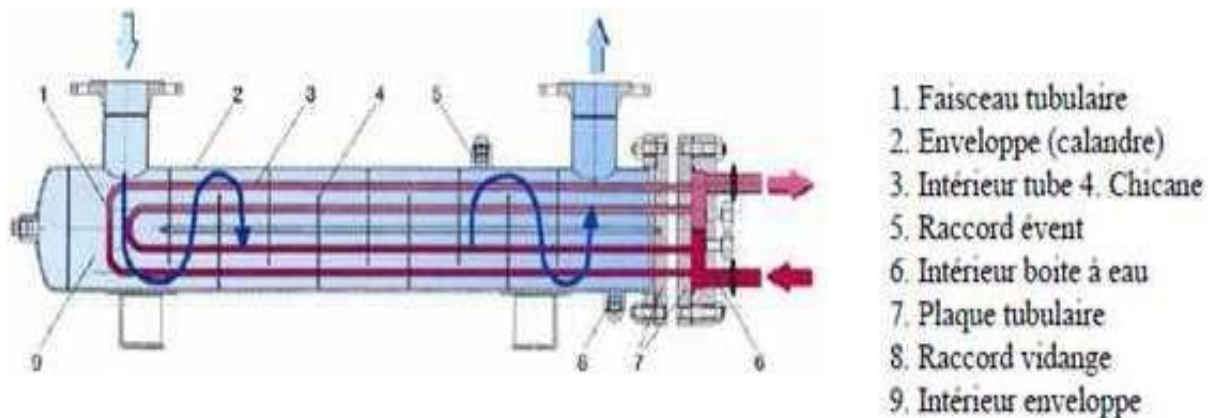


Figure III-7: Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire

III.6.2 Echangeurs à plaque

Ces échangeurs sont désignés sous le terme général d'échangeurs compacts non tubulaires. Ils sont caractérisés par :

- Une grande surface d'échange par unité de volume, environs $700 \text{ à } 1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$, contre $100 \text{ à } 200 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pour les échangeurs tubulaires. Ils sont ainsi, moins chers que des échangeurs tubulaires à qualité de matériau égale ;
- Une grande efficacité thermique.
- Des turbulences élevées sur la surface d'échange conduisant à des coefficients d'échange élevés et réduisant l'encrassement.

Le principal frein à leur utilisation dans l'industrie pétrolière est leur limitation en termes de température et de pression supportées.

Contrairement aux échangeurs faisceau-calandre, qui répondent aux normes T.E.M.A, les échangeurs compacts ne sont soumis à aucune norme ou réglementation.

Ainsi, on répertorie plusieurs types d'échangeurs compacts :

- échangeurs à plaques à joints (à plaques démontables)
- échangeurs à plaques brasées ;
- échangeurs à plaques soudées ;
- échangeurs à circuits imprimés ;
- échangeurs à plaques circulaires ;

- échangeurs à plaques en spirale ;
- échangeurs à plaques ailetées ;

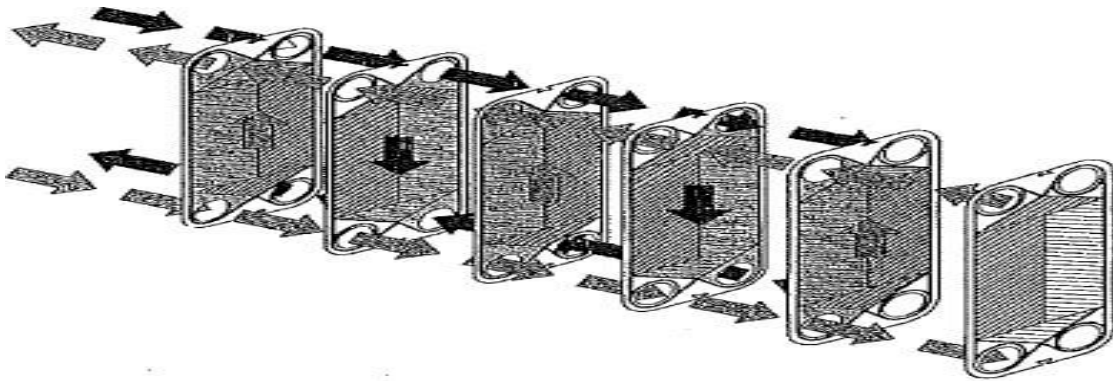


Figure III-8: Echangeurs à plaques

- **Echangeur à plaque à joint**

Ils sont constitués d'un ensemble de plaques maintenues serrées entre deux plateaux : un plateau fixe ou bâti sur lequel se trouve généralement les raccords et un plateau de serrage mobile.

Selon les constructeurs, la hauteur des plaques peut varier de 0,2 à 3 m pour une largeur de 20 à 40% de la hauteur.

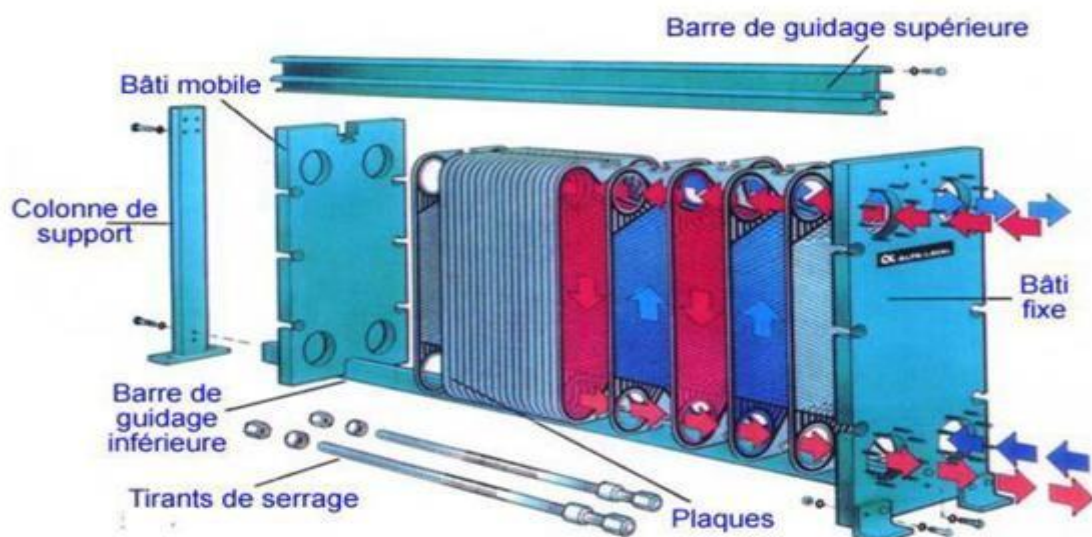
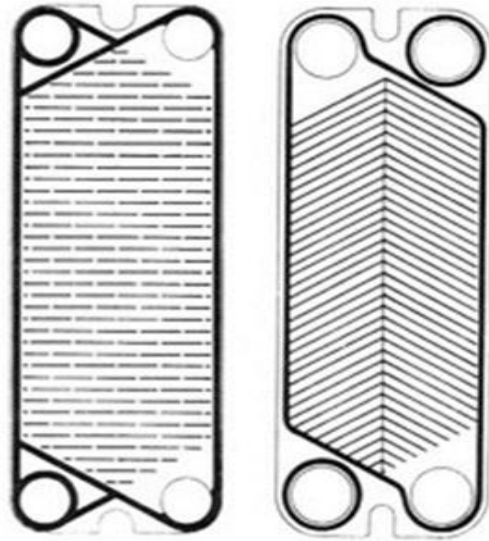


Figure III-9: Echangeur à plaque démontable

Chaque plaque est emboutie et munie d'un joint d'étanchéité périphérique déterminant les canaux de circulation et la surface effective d'échange.



Emboutissage



Joints d'échangeur à plaques

Figure III-10: Emboutissage et joint d'échangeur à plaque

Tableau III-1 : Avantages et inconvénients d'un échangeur à plaque à joint

Avantages	Inconvénients
Très haut coefficient d'échange	Utilisation limitée à des conditions de pression et température peu sévères (< 25 - 30 bar et 200°C)
Très grande efficacité thermique	
Compacité importante	
Performance adaptable en cours d'exploitation (surface et l'efficacité)	Peu adapté aux écoulements diphasiques
Accessibilité totale et rapide aux surfaces pour inspection et nettoyage	
Résistance à l'encrassement	Exige un démontage pour nettoyage fréquent dans le cas de fluides chargés (sinon risque d'obstruction de certains canaux)
Résistance à la corrosion par utilisation économique de métaux nobles	

- **Echangeurs à plaques brasées**

La surface d'échange est constituée de plaques ondulées empilées et réunies entre elles par brasage.

Les interstices entre les plaques forment des canaux dans lesquels les fluides circulent. Une soudure sur le pourtour de chaque plaque assure l'étanchéité. L'ensemble des plaques est disposé entre deux plaques extérieures de protection.

Les plaques sont généralement en acier inoxydable, alors que le matériau de brasage peut être du cuivre ou du nickel.

Ce type d'échangeur est surtout utilisé dans des cycles frigorifiques et tout particulièrement en génie climatique, par exemple en climatisation de salles de contrôle.

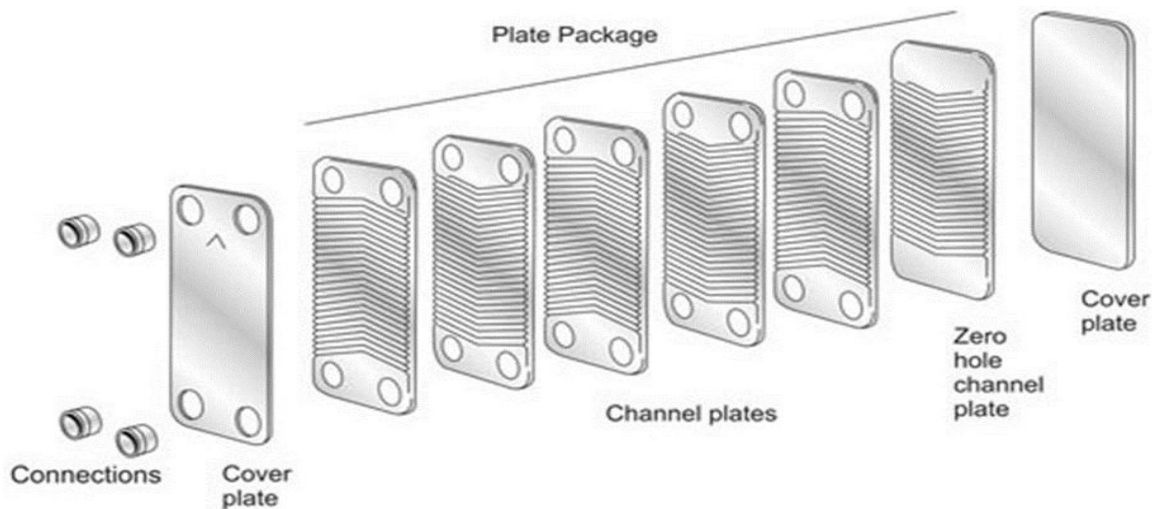


Figure III-11: Echangeur à plaque brassée

Les surfaces d'échange disponibles sont relativement réduites (quelques dizaines de mètres carrés) ; les pressions et températures d'utilisation sont limitées, respectivement à 30 bar et 200°C environ.

- **Echangeurs à plaques soudées**

C'est un échangeur à plaques pour lesquels la gravure des canaux est obtenue par attaque chimique, après application d'un transparent photosensible qui indique les zones à graver. Cette technique de fabrication rappelle celle des circuits imprimés dans l'électronique.

Les plaques après gravure sont empilées alternativement, ensuite soudés sur les côtés par soudure conventionnelle.

Le principe de la construction et le soudage par diffusion se traduisent par une grande intégrité mécanique ($P > 400$ bar). L'utilisation de l'acier inoxydable autorise un fonctionnement dans une large gamme de températures allant du domaine cryogénique jusqu'à 300-400°C.

Ces échangeurs ne pouvant être démontés, l'accès aux canaux est impossible et seul un nettoyage chimique est possible.

Ce type d'échangeur est utilisé dans les unités de traitement de gaz ; et divers procédés à haute pression : fabrication d'éthylène, ammoniac, méthanol ...

- **Echangeurs à plaques circulaires**

Ces échangeurs mettent en œuvre des plaques circulaires nervurées, soudées par paires et empilées pour constituer un faisceau inséré dans une calandre cylindrique.

Côté calandre le fluide circule dans les interstices aménagés entre les paires de plaques soudées. La virole peut être équipée de couvercles démontables pour accès côté calandre à fin d'opérations de nettoyage et maintenance.

La surface d'échange est de l'ordre de 100 m². L'utilisation est possible jusqu'à un niveau de pression de l'ordre de 70 à 100 bar et pour des températures jusqu'à 350°C.

- **Echangeurs à plaques en spirale**

Un échangeur à plaques en spirale est réalisé à partir de deux tôles de grande largeur munies d'entretoises permettant de conserver l'écartement constant et la tenue de l'appareil à la pression. Les canaux sont ensuite soudés bord à bord et fermés par deux couvercles amovibles. L'étanchéité vers l'extérieur est assurée par un joint collé sur les couvercles.

Cet échangeur de conception "monocanal" est particulièrement adapté aux fluides chargés. En effet, la configuration monocanale permet d'avoir un appareil autonettoyant par entraînement de dépôt : tout dépôt vient augmenter localement la vitesse et le dépôt est évacué automatiquement.

Pour chacun des deux fluides, l'entrée et la sortie sont respectivement positionnées latéralement sur l'enveloppe extérieure de la spirale et axialement sur chaque couvercle.

Une circulation des fluides à courants croisés peut aussi être réalisée notamment pour assurer des services de condensation ou de vaporisation.

Les échangeurs en spirale peuvent avoir des dimensions très diverses en hauteur et diamètre. La surface d'échange maximum envisageable est de l'ordre de 500 m², pour un diamètre de 2 m et une largeur de spirale de 2 m, avec une compacité comparable à celle des échangeurs tubulaires (100 m²/m³).

Les pressions et température maximales d'utilisation sont respectivement de l'ordre de 30 bar et 400°C. Ils sont surtout utilisés dans le domaine alimentaire, chimique, récupération d'énergie, quelquefois en pétrochimie.

- **Les échangeurs de chaleur à ailettes**

Un échangeur à plaques ailetées est constitué de l'assemblage de plaques ondulées séparées par des tôles plates formant des passages ou canaux offerts à la circulation des fluides

III.6.3 Les échangeurs à changement de phase

Les échangeurs à changement de phase sont des échangeurs qui changent l'état physique du fluide. Ils sont au nombre de deux : le condenseur et l'évaporateur et sont dans la plupart des cas des échangeurs tubulaire.

III.6.3.1 Condenseur

Les condenseurs sont dans la plupart des cas des appareils faisceaux tubulaires. Construits selon les mêmes plans que les échangeurs, de sorte que toutes les caractéristiques géométriques de ces derniers resteront valables.

C'est un échangeur dans lequel le fluide frigorigène cède la chaleur dégagée par le changement de phase (la condensation) au fluide chargé d'évacuer cette chaleur : ce fluide peut être de l'air ou de l'eau.

- ❖ **Le condenseur à air**

Le fluide frigorigène parcourt un tube en serpentín balayé par le flux d'air de refroidissement.

L'échange de chaleur par convection étant limité :

- Le tube est muni d'ailettes qui en augmentent la surface d'échange ;
- Le flux d'air est pulsé par un ventilateur qui crée un écoulement turbulent favorable à la convection.

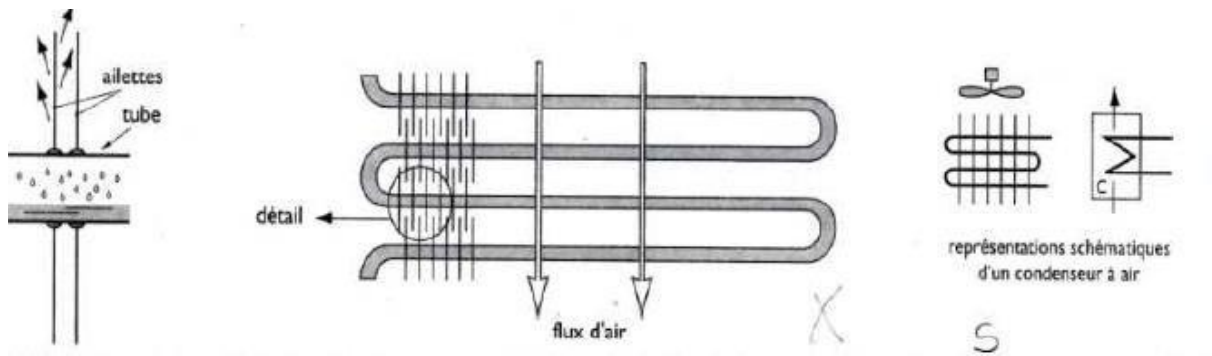


Figure III-12: condenseur à air

Les condenseurs à air couvrent une gamme étendue de puissance, qui s'échelonne de quelques kilowatts à plusieurs centaines de kilowatts. L'implantation de ces appareils peut être limitée par leur niveau sonore élevé, chaque fois qu'un gêne pour le voisinage est à craindre.

❖ Le condenseur à eau

L'échange de chaleur s'opère entre deux tubes concentriques : le tube intérieur est parcouru par le fluide frigorigène, le tube extérieur par de l'eau de refroidissement. Les deux tubes sont enroulés en spirale pour réduire l'encombrement.

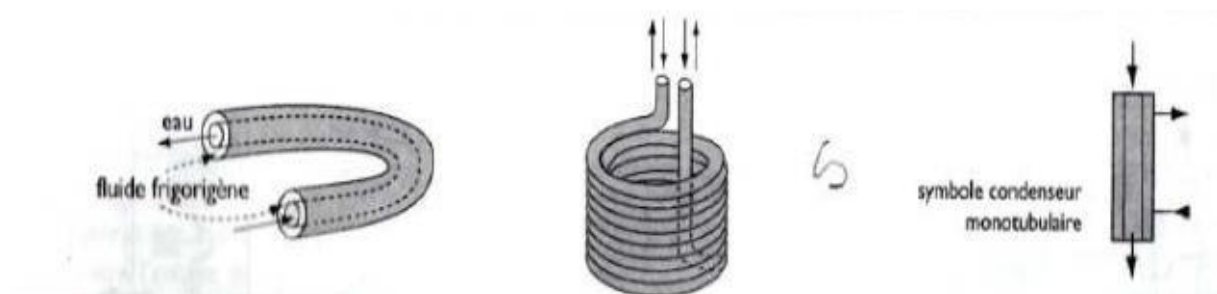


Figure III-13 : condenseur à tubes concentriques

Dans le condenseur multitubulaire le faisceau du tube est parcouru par l'eau de refroidissement.

Le fluide frigorigène se condense à la surface des tubes, puis recueilli au fond de l'appareil en phase liquide.

L'eau utilisée pour évacuer la chaleur produite dans le condenseur par le changement d'état du fluide frigorigène peut être :

- ❖ De l'eau perdue en provenance d'une distribution publique ; c'est une solution coûteuse applicable à de petits appareils (quelques kW), qui est prescrite dans les régions à faible ressource en eau ;
- ❖ De l'eau recyclée qui cède la chaleur transmise : dans un aéroréfrigérant, aussi appelé tour de refroidissement, fonctionnant en circuit ouvert ou en circuit fermé, ou un échangeur sec.

• **Circuit ouvert :**

Le circuit de refroidissement communique avec l'air (circuit ouvert). L'eau admise à la partie supérieure de l'aéroréfrigérant est pulvérisée sur le corps d'échange ou elle ruisselle en cédant sa chaleur sensible au flux d'air ascendant.

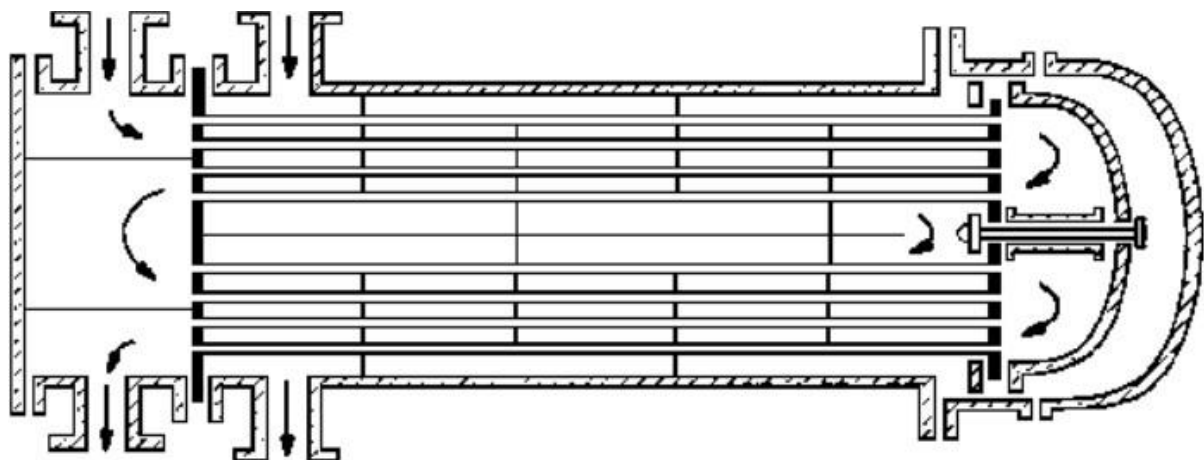


Figure III-14 : condenseur multitubulaire

L'évaporation d'une fraction de l'eau contribue à l'abaissement de température, en absorbant de la chaleur latente de vaporisation.

Le système présente l'inconvénient de transmettre au circuit de refroidissement les impuretés de l'air. Ce circuit est en outre soumis à une corrosion importante.

• **Circuit fermé :**

Le circuit de refroidissement ne communique pas l'air (circuit fermé). Le circuit à refroidir traverse un ensemble de tubes disposés dans le flux d'air. Il est exposé au ruissellement du second circuit, qui améliore l'échange de chaleur en permettant une évaporation d'une fraction du débit recycle.

La présence du faisceau de tube abaisse le rendement du système par rapport au mode de fonctionnement ouvert, car il crée un écart de température entre l'air et le circuit de refroidissement.

III.6.3.2 L'évaporateur

C'est également un échangeur de chaleur qui prélève la chaleur véhiculée par le fluide à traiter, pour donner, après transfert au fluide frigorigène, la vaporisation de ce dernier. Il existe des évaporateurs à air et à eau.

❖ **Évaporateur à air**

Il est constitué par un tube en serpentin (faibles puissances), ou une batterie de tubes reliée à des collecteurs pour les puissances plus importantes. Les tubes sont disposés en quinconce selon des nappes successives. Des ailettes favorisent l'échange et assurent l'écoulement de l'eau produite par condensation de la vapeur d'eau présentée dans l'air à traiter.

❖ **Évaporateur à eau**

Il est du type à faisceau tubulaire, parcouru :

- ❖ Soit par le fluide frigorigène ; dans ce cas le fluide à traiter circule dans l'enveloppe ;
- ❖ Soit par le fluide à traiter ; dans ce cas le fluide circule dans l'enveloppe.

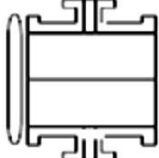
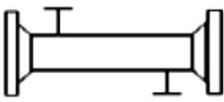
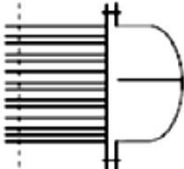
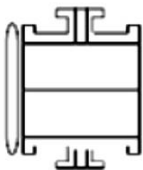
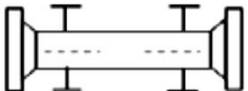
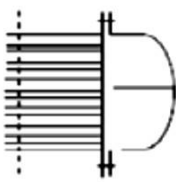
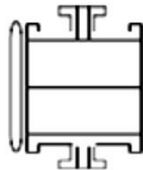
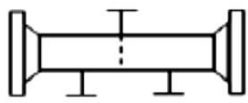
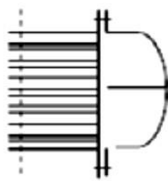
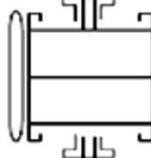
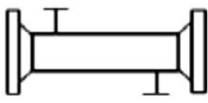
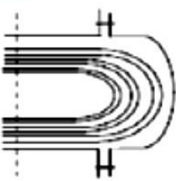
III.6.3.3 Échangeur type TEMA [11]

Tous les éléments entrants dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A qui spécifie les caractéristiques mécaniques et

thermiques correspondants aux diverses conditions de fonctionnement. Cette normalisation est complétée par d'autres codes tels que ceux de l'A.P.I. et de l'A.S.M.E.

Le tableau suivant montre les caractéristiques de certains échangeurs utilisés dans l'industrie :

Tableau III-2: Différents types d'échangeurs les plus utilisés dans l'industrie

Distributeurs	Calandres	Faisceaux/Tête flottante	Observation
AES 			- Faisceau à tubes droits. -Tête Flottante à passes multiples. - Calandre une seule entrée, et une seule sortie.
AHS 			- Faisceau à tubes droits. -Tête Flottante à passes multiples. - Calandre deux entrées, et deux sorties.
AJS 			- Faisceau à tubes droits. - Tête Flottante à passes multiples. - Calandre une seule entrée, et deux sorties.
AEU 		tube en U 	- Faisceau à tubes en U. - Calandre une seule entrée, et une seule sortie.

III.6.4 Problèmes de Fonctionnement des échangeurs de chaleur

Les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques sont favorables au développement de phénomènes d'encrassement dans les liquides et sur les parois thermiques. Ils se traduisent par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange. Il existe différents types d'encrassement, classés en fonction de la vitesse de développement de la résistance. [12]



Figure III-15: échangeur sale et propre

III.6.4.1 Type d'encrassement

➤ Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels de provenance diverses :

- l'eau des chaudières contenant des produits corrosifs (oxydes et hydroxydes de fer).
- eaux des tours de refroidissement.
- particules transportées par l'air.
- écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- fumées industrielles de résidus solides de combustion. [12]

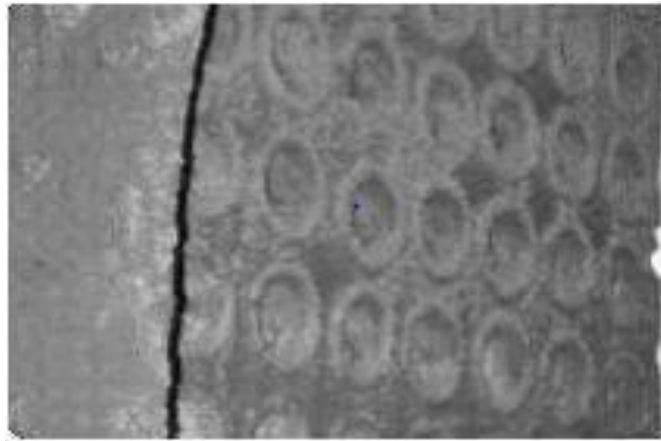


Figure III-16 : encrassement particulaire

➤ **Encrassement dû à la 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 permettant de produire des particules (oxydes) provoquant l'encrassement particulaire. [12]



Figure III-17: encrassement dû à la corrosion

➤ **Entartage**

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin (tarte) à partir d'une solution liquide. Il est dépendu donc de la composition de l'eau industrielle. Il reflète le déplacement de l'équilibre calco-carbonique de l'eau dans le sens de production de tarte en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de température. [12]

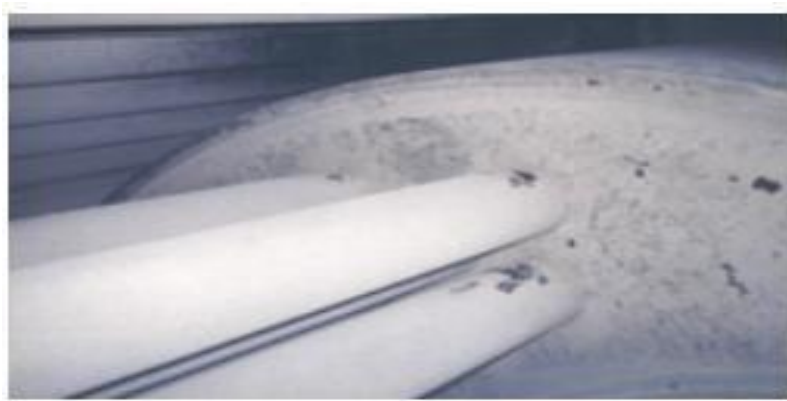


Figure III-18: entartage d'une chaudière à tube d'un fumé

➤ **Encrassement biologique**

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, 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 traitements correspondants utilisent des biocides toxiques pour la plupart des micro-organismes, il s'agit dans ce cas, d'une action rapide. La tendance à l'encrassement biologique 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 son développement. [12]

➤ **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. Ce type d'encrassement est souvent lié aux réactions de polymérisation produisant la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique et l'industrie agroalimentaire. [12]

➤ **Encrassement par solidification**

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

chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide. [12]

III.6.4.2 Maintenance des échangeurs

- Durant l'exploitation, il faut faire attention à la réduction de la vitesse d'écoulement qui peut augmenter
- Veiller à la formation du personnel exploitant qui doit être au courant des mécanismes d'augmentation de l'encrassement.
- Les échangeurs compacts sont plus sensibles à l'encrassement que le reste des échangeurs, il faut faire autant attention aux filtres, aux doseurs chimiques, ... que pour les pompes.
- Etablir des procédures claires lors de blocages.
- Etablir des procédures claires pour l'entretien des échangeurs.
- Le nettoyage des échangeurs se fait de plusieurs façons selon le type d'échangeur, la nature de l'application, la nature des fluides en circulation...
- Lorsqu'on ne peut pas démonter les échangeurs, on peut : Faire circuler de l'eau, des solutions alcalines ou acides, ou autre solution chimique permettant de dissoudre les dépôts, d'injecter de l'air ou de l'azote dans le fluide ce qui permet de disloquer les dépôts.

III.7 Conclusion

Les échangeurs sont des équipements importants et au même temps, ils sont complexes à dimensionner. Chaque échangeur est particulier à cause des fluides qui y circulent.

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

L'échangeur de chaleur peut subir plusieurs problèmes techniques, donc une maintenance préventive est nécessaire afin d'éviter les problèmes car leur maintenance corrective est coûteuse.

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à tube et calandre qui sont très utilisés dans le domaine pétrochimie. Le chapitre suivant explique le concept de dimensionnement de ces échangeurs en détails.

Chapitre IV

Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

IV.1 Introduction

La conception d'un échangeur de chaleur quel que soit sa technologie est déterminée par un certain nombre de propriétés thermodynamiques, la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques. [13]

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

IV.2 Dimensionnement thermique

IV.2.1 Phase de dimensionnement thermique

IV.2.1.1 Problème thermo hydraulique

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. La complexité du problème de calcul thermique des échangeurs vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des appareils (échangeurs tubulaires, à plaques, etc.);
- La variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluide, etc. ;
- Le nombre important des configurations d'écoulement, pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

À cette complexité due à la technologie des appareils et à la nature de la physique des écoulements s'ajoute la difficulté d'écrire un logiciel basé sur une méthode de calcul dont on doit parfaitement maîtriser les hypothèses et les paramètres ; il faut donc pour cela :

- Définir un modèle d'écoulement lorsque celui-ci est complexe.
- Prendre les corrélations physiques les mieux adaptées.
- Choisir un algorithme pour le problème que l'on se pose, soit de type dimensionnement, soit de type simulation.
- Prendre une méthode numérique fiable assurant une convergence du calcul thermique pour tous les cas spécifiés.

IV.2.1.2 Logique de la phase de dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la figure VI-1.

Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite; elle est destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés. Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique:

L'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

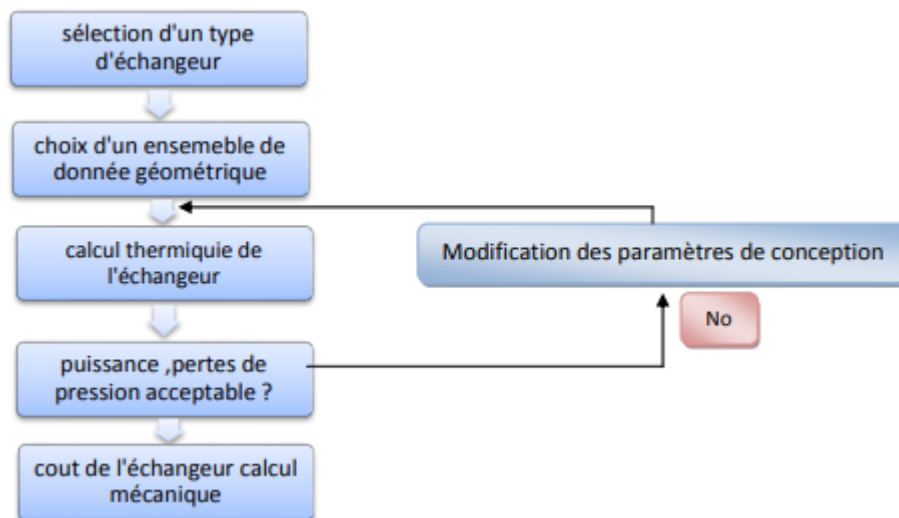


Figure IV-1:Logique de la phase de dimensionnement thermique

IV.2.1.3 Principe de calcul thermique d'un échangeur

La figureVI -2 illustre, dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur en précisant :
Les données nécessaires :

- données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides ;

- La phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates ;
- Les résultats, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques, etc.).

Le calcul thermique d'un échangeur de chaleur peut être abordé de deux façons algorithmiques très différentes :

- **Par un mode simulation** : connaissant la géométrie complète de l'appareil, ainsi que les deux fluides et leurs conditions d'entrée, on désire connaître les conditions de sortie des fluides (température, titre de vapeur), d'où la puissance thermique échangée ;
- **Par un mode vérification** : connaissant les deux fluides et la puissance thermique à transférer entre eux, et ayant par expérience une idée approximative de la géométrie de l'appareil, on cherche à savoir si cet appareil est bien adapté ou non au service demandé. Pour cela, l'algorithme fournit un critère de surdimensionnement (ou de sous-dimensionnement) sous la forme d'un rapport représentant le trop (ou le manque) de surface d'échange pour le service demandé.

Il arrive fréquemment que certains logiciels fournissent aussi un autre mode de calcul, le mode conception (design). Ce mode fournit directement l'appareil le mieux adapté au problème, après un examen systématique de différentes solutions, en faisant varier des paramètres géométriques suivant le choix de l'utilisateur. Du point de vue algorithmique, ce mode conception n'est qu'une répétition d'un algorithme de vérification appliqué successivement à plusieurs géométries, suivi d'un tri des solutions obtenues [13].

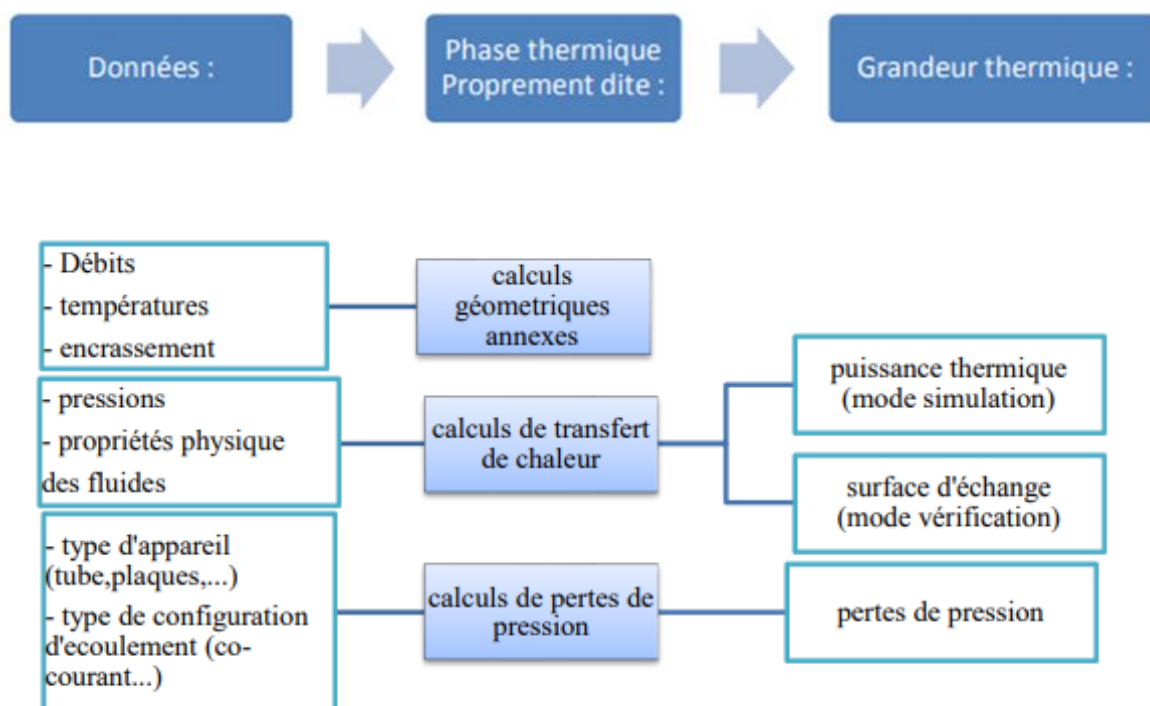


Figure IV-2: Principe de calcul thermique d'un échangeur

IV.2.2 Méthodes de calcul analytique

IV.2.2.1 Hypothèses

Dans tous les calculs abordés, nous considérons les hypothèses suivantes :

- Le régime permanent : tous les coefficients et les variables sont constants dans le temps.
- Pas de changements de phase, lors du transfert thermique pour les fluides utilisés.
- Pas de pertes thermiques : La surface d'échange est la surface de séparation des deux fluides.
- Les températures sont monodimensionnelles et ne varient que dans une direction.

IV.2.2.2 Modes de fonctionnement

Nous considérons des échangeurs tubulaires, formés par deux tubes concentriques, où circulent les deux fluides chaud et froid, respectivement définis par les grandeurs suivantes :

- T_{ce} et T_{fe} : les températures d'entrée [K].
- T_{cs} et T_{fs} : les températures de sortie [K].
- $\dot{m}_c$ et $\dot{m}_f$: les débits massiques [kg / S].

Deux types de circulation sont possibles:

- Circulation à courants parallèles ou co-courant.

- Circulation à courants opposés ou contre courant [15].

IV.2.2.3 Principes de calcul

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- Les pertes de pression ;
- L'encombrement ;
- La masse ;
- L'encrassement ;
- Une température de paroi à ne pas dépasser ;
- etc.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de la surface d'échange (A) connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides;
- La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

IV.2.2.3.1 Méthode du DTLM

L'équation de bilan d'énergie exprime, conformément au premier principe de la thermodynamique, l'égalité des flux de chaleur échangés par chacun des fluides circulant dans l'échangeur thermique, en négligeant les pertes vers l'extérieur. La puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente (correspondant à l'enthalpie de changement d'état) lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique). Le flux de chaleur résultant, cédé par le fluide chaud et reçu par le fluide froid est proportionnel à:

$$\dot{Q} = U.A.\Delta TLM \quad (VI-1)$$

Le calcul de l'échangeur se base sur l'équation (VI-1) universellement connue par la formule de Hausbrand. Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne et aussi de La coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global U. En réalité cette équation est plus complexe, puisque le coefficient global

d'échange est en fonction de plusieurs paramètres ; la géométrie, le profil, la vitesse, la température, l'écoulement,...etc. et qui implique beaucoup d'expérience pour déterminer l'influence de chacune de ces paramètres. Cette équation emploie pour évaluer La praticabilité d'un échangeur. Le calcul des paramètres exigés de l'équation de conception (VI-1) pour obtenir une évaluation préliminaire est assez difficile et avec plus des estimations.

A partir de cette équation, on détermine l'un des paramètres suivants :

• Surface d'échange A

Comme il ne s'agit pas de mélanger les deux fluides, le transfert de chaleur est organisé au travers d'une paroi de séparation que l'on appelle la "surface d'échange". La surface d'échange est proportionnelle au prix de tous les échangeurs.

• La différence de température moyenne

Cette valeur sera normalement calculée à partir des différences de température de fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. La différence de température «moyenne logarithmique » ne s'applique qu'au transfert de chaleur sensible en vrai flux à co-courant ou à contre-courant (courbes linéaires température-enthalpie) [14].

Les échangeurs à co-courant

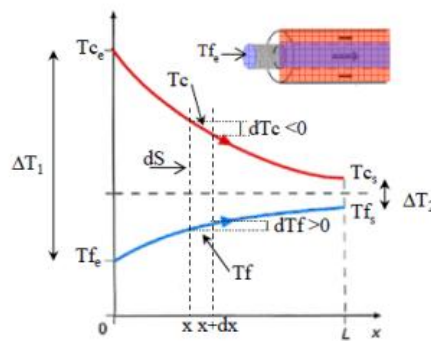


Figure IV-3:Distribution des températures-Echangeur à co-courant.

Le flux thermique échangé entre les deux fluides à travers un élément de surface dS peut s'écrire:

$$d\Phi = k (T_c - T_f) dS \text{ et } d\Phi = - \dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = - [(1/\dot{m}_c C_{pc}) + (1/\dot{m}_f C_{pf})] d\Phi \quad (1)$$

$$[d(T_c - T_f) / (T_c - T_f)] = - [(1/\dot{m}_c C_{pc}) + (1/\dot{m}_f C_{pf})] U dS \quad (2)$$

En intégrant, nous obtenons :

$$\ln [(T_{cs}-T_{fs}) / (T_{ce}-T_{fe})] = - [(1/\dot{m}_c C_{pc}) + (1/\dot{m}_f C_{pf})] U S \quad (3)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides :

$$\Phi = U [(T_{cs}-T_{fs}) / (T_{ce}-T_{fe})] / \ln [(T_{cs}-T_{fs}) / (T_{ce}-T_{fe})] S \quad (4)$$

Les échangeurs à contre courant

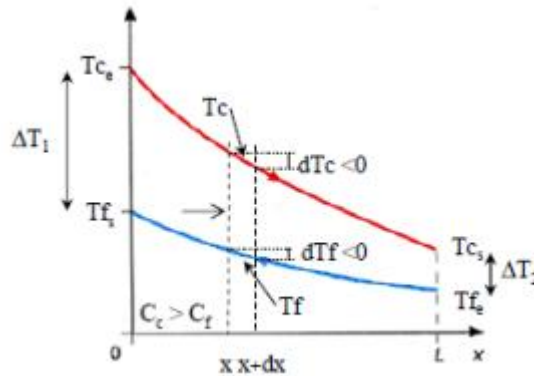


Figure IV-4:Distribution des températures-Echangeur à contre-courant

$$d\Phi = - \dot{m}_c C_{pc} dT_c = - \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (5)$$

$$\Phi = k [(T_{ce}-T_{fs}) / (T_{cs}-T_{fe})] / \ln [(T_{ce}-T_{fs}) / (T_{cs}-T_{fe})] S \quad (6)$$

• Généralisation

$$\Phi = k [(\Delta T_2 - \Delta T_1) / \ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)] S = k [(\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)] S \quad (7)$$

Echangeur à co-courant: $\Delta T_1 = (T_{c0}-T_{f0}) = (T_{ce}-T_{fe})$ $\Delta T_2 = (T_{cL}-T_{fL}) = (T_{cs}-T_{fs})$

Echangeur à contre courant: $\Delta T_1 = (T_{c0}-T_{f0}) = (T_{ce}-T_{fs})$ $\Delta T_2 = (T_{cL}-T_{fL}) = (T_{cs}-T_{fe})$

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire est donnée par la relation générale suivante [15]:

$$\Delta T_{Lm} = \frac{[t_{ce}-t_{fs}]/[t_{cs}-t_{fe}]}{\ln \frac{[t_{ce}-t_{fs}]}{[t_{cs}-t_{fe}]}} \quad (VI-2)$$

DTLM est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides.

La pratique habituelle dans la conception des échangeurs à tube et calandre consiste à estimer « la vraie différence de température » de la température moyenne logarithmique en appliquant un facteur de correction (F) permettant de s'écarter du véritable flux à contre courant;

$$\Delta TLM = F \cdot \Delta TLM \quad (VI-3)$$

Le facteur de correction est fonction des températures du fluide de la calandre et du tube et du nombre de passages de tube et de calandre. Il est normalement corrélé en fonction de deux rapports de température adimensionnels :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (VI-4)$$

$$F = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (VI-5)$$

Pour un échangeur à un (1) passe coté calandre et deux (2) passes coté tube, le facteur de correction est donné par l'équation (VI-6) :

$$F_t = \frac{\ln [(1-P)/(1-Rp)] \sqrt{(R^2+1)}}{(R-1) \ln \left[\frac{2-p[R+1-\sqrt{(R^2+1)}]}{2-p[R+1+\sqrt{(R^2+1)}]} \right]} \quad (VI-6)$$

La dérivation de l'équation (VI-6) est donnée par Kern (1950). Cette équation peut être utilisée pour n'importe quel échangeur avec un nombre pair de passe coté tubes, et est représentée sur la figure VI-5.

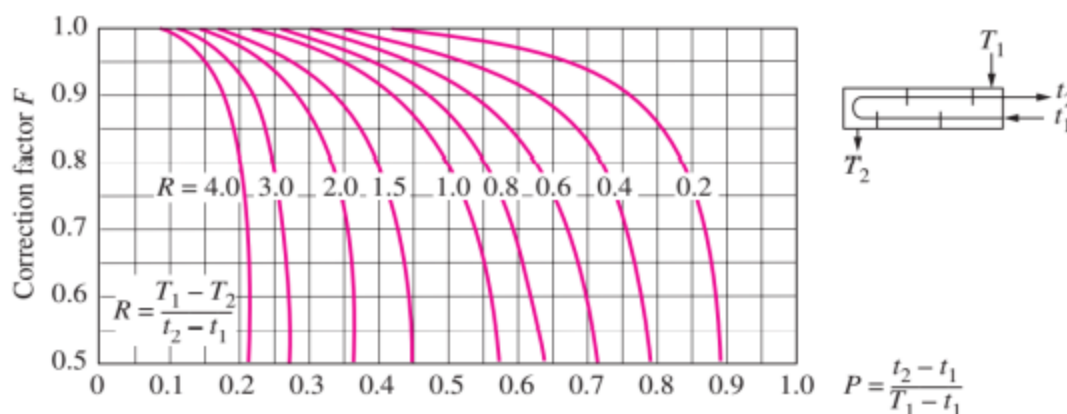


Figure IV-5 Facteur de correction pour un échangeur de type Un passe coté calandre et 2, 4, 6,... passes coté tube [16].

Les courbes des facteurs de correction de la température pour d'autres arrangements peuvent être trouvées dans les normes TEMA et les livres de Kern [17] et Ludwig [18]. Mueller [19] donne un ensemble complet de chiffres pour le calcul du facteur de correction de la température moyenne logarithmique, qui comprend des chiffres pour les échangeurs à courant croisés.

- **Coefficient global de transmission de chaleur (U)**

Le coefficient global est l'inverse de la résistance globale au transfert de chaleur, qui est la somme de plusieurs résistances individuelles. Pour l'échange de chaleur à travers un tube d'échangeur de chaleur typique, la relation entre le coefficient global et les coefficients individuels, qui sont les inverses des résistances individuelles, est donnée par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_t} + \frac{e}{\lambda_c}} \quad (\text{IV.7})$$

La valeur des coefficients de convection individuels dépendra de la nature du processus de transfert de chaleur (conduction, convection, condensation, ébullition ou rayonnement), des propriétés physiques des fluides, des débits de fluide et de la disposition physique de la surface de transfert de chaleur [14].

IV.2.2.3.2 Méthode du nombre d'unités de transfert NUT

- **Méthode NUT :**

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

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides. Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

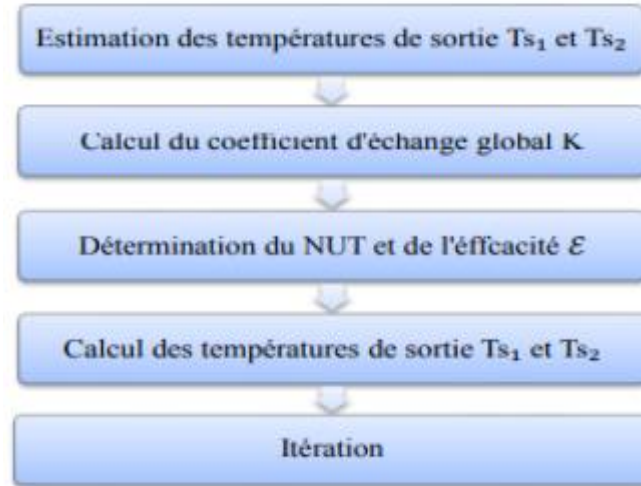


Figure IV-6: Logique de calcul par la méthode NUT

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

$$\varepsilon = \frac{\text{puissance réelle}}{\text{puissance maximale}} = \frac{P}{P_{\max}} \quad (\text{IV-8})$$

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

$$P = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \text{ avec : } C_{\min} = \min(\dot{m}_c C_{pc}, \dot{m}_f C_{pf})$$

On trouve ainsi :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fs})} \quad (\text{IV-9})$$

Dans le cas particulier des fluides et de débits identiques:

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fs})} \quad (\text{IV-10})$$

En supposant que $C_{pf} = C_{pc}$

On démontre assez facilement que pour des échangeurs à courants parallèles, l'efficacité est essentiellement fonction de deux paramètres NUT et C définis de la manière suivante :

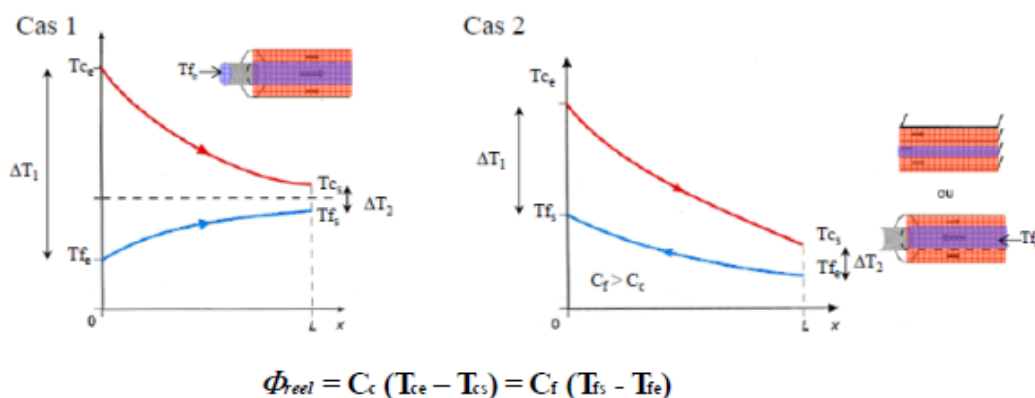


Figure IV-7 : Distribution des températures-échangeur dans les deux cas

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

Tableau IV-1: Efficacité de quelques échangeurs [17].

Courants parallèles et de même sens	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C)]}{1 + C}$
Courants parallèles et de sens contraires	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C)]}{1 - C \exp[-NUT(1 - C)]}$
Courants croisés : fluides non mixés (valeur approchée)	$\epsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{\eta C} [\exp[-NUT(\eta C)] - 1]\right\} \text{ avec } \eta = NUT^{-0,22}$
Courants croisés : fluides mixés	$\epsilon = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{(NTU)(C)}{1 - \exp[-NUT(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Courants croisés : fluide C_{min} non mixé	$\epsilon = \frac{1}{C} \left\{ 1 - \exp[-C[1 - \exp(-NUT)]] \right\}$
Courants croisés : fluide C_{max} non mixé	$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C}[1 - \exp[-NUT(C)]]\right\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe côté coque et 2 passes côté tubes	$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C^2)^{1/2}]} \left((1 + C^2)^{1/2} \right) \right\}^{-1}$

L'efficacité n'est fonction que des caractéristiques physiques de l'échangeur et donc si on se fixe une surface, le calcul des températures de sortie est direct grâce à l'équation (VI-9).

• Résistances d'encrassement

Les valeurs des résistances d'encrassement sont déduites par des mesures comparatives entre les conditions de mise en service et le fonctionnement au cours du temps. La gamme de variation est : 1.10^{-4} et $70.10^{-4} [m^2 \cdot ^\circ C / W]$.

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

Figure IV-8: Quelques valeurs de résistances d'encrassement

IV.3 Considérations générales de conception des échangeurs à tube et calandre

IV.3.1 Répartition des fluides coté calandre ou tubes

En l'absence de changement de phase, les facteurs suivants permettront de déterminer la répartition des courants de fluide vers la calandre ou les tubes.

- **Corrosion:** Le fluide le plus corrosif doit être alloué du côté du tube. Cela réduira le coût des composants coûteux en alliage ou plaqués.
- **Encrassement:** Le fluide qui a le plus tendance à encrasser les surfaces de transfert de chaleur doit être placé dans les tubes. Cela donnera un meilleur contrôle sur la vitesse du fluide de conception, et la plus grande vitesse admissible dans les tubes réduira l'encrassement. De plus, les tubes seront plus faciles à nettoyer.
- **Températures du fluide:** si les températures sont suffisamment élevées pour nécessiter l'utilisation d'alliages spéciaux, le placement du fluide à température plus élevée dans les tubes réduira le coût global. À des températures modérées, le placement du fluide plus chaud dans les tubes réduira les températures de surface de la calandre et donc la nécessité d'un retard pour réduire les pertes de chaleur ou pour des raisons de sécurité.
- **Pressions de fonctionnement:** La pression la plus élevée doit être attribué au côté du tube. Les tubes haute pression seront moins chers qu'une calandre haute pression.
- **Chute de pression:** pour la même chute de pression, l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur seront obtenues sur le côté du tube que du côté calandre, et le fluide présentant la plus faible chute de pression admissible doit être alloué du côté du tube
- **Viscosité:** Généralement, un coefficient de transfert de chaleur plus élevé sera obtenu en allouant le matériau le plus visqueux du côté calandre, à condition que l'écoulement soit

turbulent. Le nombre de Reynolds critique pour l'écoulement turbulent dans la calandre est de l'ordre de 200. Si un écoulement turbulent ne peut pas être obtenu dans la calandre, il est préférable de placer le fluide dans les tubes, car le coefficient de transfert de chaleur côté tube peut être prédit avec plus de certitude.

- **Débits flux:** Allouer les fluides avec le débit le plus bas du côté calandre donnera la conception la plus économique.

IV.3.2 Vitesse des fluides de la calandre et du tube

Des vitesses élevées donneront des coefficients de transfert de chaleur élevés mais également une chute de pression élevée. La vitesse doit être suffisamment élevée pour empêcher toute suspension de décantation solide, mais pas suffisamment élevée pour provoquer une érosion. Des vitesses élevées réduiront l'encrassement. Des inserts en plastique sont parfois utilisés pour réduire l'érosion à l'entrée du tube.

IV.3.3 Températures des fluides

Plus l'approche de température utilisée est proche (différence entre la température de sortie d'un flux et la température d'entrée de l'autre flux), plus la zone de transfert de chaleur requise pour un service donné sera grande. La valeur optimale dépendra de l'application et ne peut être déterminée qu'en faisant une analyse économique des conceptions alternatives. En règle générale, la plus grande différence de température doit être d'au moins 20 °C; et la plus petite différence de température, 5 à 7 °C pour les refroidisseurs utilisant de l'eau de refroidissement; et 3 à 5 °C en utilisant des saumures réfrigérées. L'élévation de température maximale dans l'eau de refroidissement recirculée est limitée à environ 30 °C. Il convient de veiller à ce que la température des fluides de refroidissement soit maintenue bien au-dessus du point de congélation des matériaux de traitement. Lorsque l'échange de chaleur se fait entre les fluides du procédé pour la récupération de chaleur, les températures d'approche optimales ne seront normalement pas inférieures à 20 °C.

IV.3.4 La chute de pression

Dans de nombreuses applications, la chute de pression disponible pour conduire les fluides à travers l'échangeur sera définie par les conditions du processus, et la chute de pression disponible variera de quelques millibars en service sous vide à plusieurs bars dans les systèmes sous pression. Lorsque le concepteur est libre de sélectionner la chute de pression, une analyse économique peut être effectuée pour déterminer la conception de l'échangeur qui

donne les coûts d'exploitation les plus bas, en tenant compte à la fois des coûts d'investissement et de pompage. Cependant, une analyse économique complète ne sera justifiée que pour les échangeurs très grands et coûteux. Les valeurs suggérées ici peuvent être utilisées comme guide général et donneront normalement des conceptions proches de l'optimum.

IV.3.5 Propriétés physiques des fluides

Les propriétés physiques des fluides requises pour la conception de l'échangeur de chaleur sont la densité, la viscosité, la conductivité thermique et les corrélations température enthalpie (chaleurs spécifiques et latentes). Les sources des données sur les propriétés physiques sont définies pour chaque fluide intervenant. Les conductivités thermiques des matériaux des tubes couramment utilisés sont données dans le tableau VI-2.

Tableau VI-2 : Conductivité thermique des métaux plus connus

Métal	Température (°C)	K (W/m°C)
Aluminium	0	202
	100	206
Laiton (70 Cu, 30 Zn)	0	97
	100	104
	400	116
cuivre	0	388
	100	378
Nickel	0	62
	212	59
Cupro-nickel (10%Ni)	0-100	45
Monel	0-100	30
Acier inoxydable	0-100	16
Acier	0	45
	100	45
	600	36
Titanium	0-100	13

IV.3.6 Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté tube (phase monophasé)

IV.3.6.1 Écoulement turbulent

Les données de transfert de chaleur pour un écoulement turbulent à l'intérieur de conduite de section uniforme sont généralement corrélées par une équation de la forme :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (VI.12)$$

Les nombres adimensionnels Re et Pr doivent être déterminé avant le calcul.

$$Re = \frac{\rho d_i V}{\mu_{er}} \quad (VI.13)$$

$$Pr = \frac{\mu C_{p_{er}}}{\lambda_{er}} \quad (VI.14)$$

IV.3.6.2 *Ecoulement laminaire :*

En dessous d'un nombre de Reynolds d'environ 2000, l'écoulement dans les tubes sera laminaire. À condition que les effets de convection naturelle soient faibles, ce qui sera normalement le cas en convection forcée, l'équation suivante peut être utilisée pour estimer le coefficient de transfert de chaleur du film:

$$Nu = 1,86 (Re.Pr)^{0,33} \left(\frac{dn}{L} \right)^{0,33} \frac{\mu}{\mu_p}^{0,14} \quad (VI.15)$$

Dans un écoulement laminaire, la longueur du tube peut avoir un effet marqué sur le taux de transfert de chaleur pour des rapports $L/d_i < 500$.

- **Facteur de transfert de chaleur (j_h)**

Il est souvent pratique de corréler les données de transfert de chaleur en termes de facteur de transfert de chaleur j_h , qui est similaire au coefficient de frottement utilisé pour la chute de pression. Le facteur de transfert de chaleur est défini par :

$$J_H = 0,5 \left(1 + \frac{1}{D_{ci}} \right) (0,08 Re^{0,684} + Re^{0,1772}) \quad (VI.16)$$

$$S_t = \frac{Nu}{(Re.Pr)} \quad (VI.17)$$

L'utilisation du facteur j_h permet de représenter les données d'écoulement laminaire et turbulent sur le même graphe; tels que montre la figure VI-9.

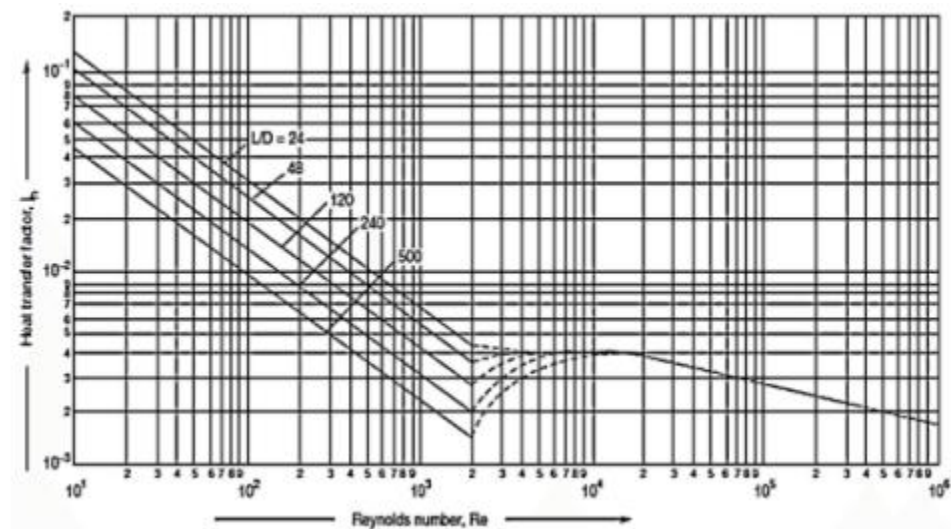


Figure IV-9: coefficient de transfert de chaleur de tube [14]

Les valeurs j_h obtenues à partir de la figure VI.9 peuvent être utilisées pour estimer le coefficient de transfert de chaleur pour les tubes d'échangeurs de chaleur et les tubes commerciaux. L'équation (VI.15) peut être réorganisée sous une forme plus pratique:

$$Nu = j_h \cdot Re \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (VI.18)$$

Chute de pression cote tube : La perte de charge coté tube peut être calculée en utilisant l'équation de base suivante :

$$\Delta P_t = \left(4j_f \frac{L \times N_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho v^2}{2}$$

Les valeurs du facteur de frottement j_f pour les tubes d'échangeur de chaleur peuvent être obtenues à partir de la figure VI-10.

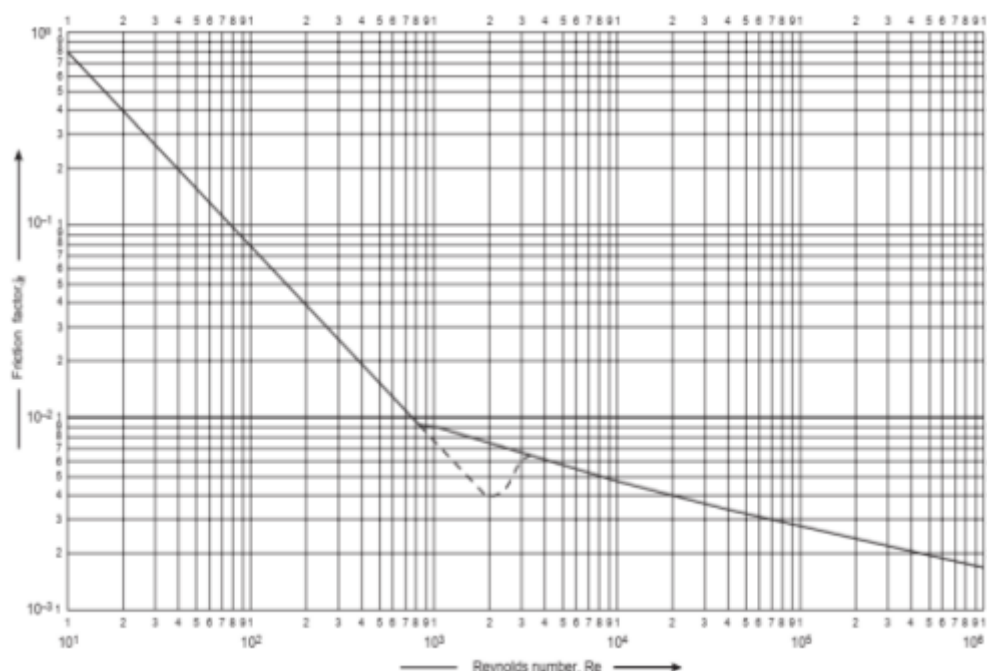


Figure IV-10: Facteurs de frottement côté tube

IV.3.7 Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté calandre (phase monophasique)

Schéma d'écoulement

Le schéma d'écoulement dans la calandre d'un échangeur de chaleur à chicanes segmentaires est complexe, ce qui rend la prévision du coefficient de transfert de chaleur côté calandre et la chute de pression beaucoup plus difficile que pour le côté tube. Bien que les chicanes soient installées pour diriger le flux à travers les tubes, le flux réel du débit principal du fluide sera un mélange de flux transversal entre les chicanes, couplé à un flux axial (parallèle) dans les fenêtres de chicane, comme le montre la figure VI-11.

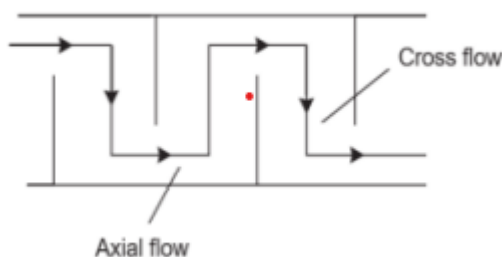


Figure IV-11 : Débit idéal de l'écoulement principal [14]

IV.4 Procédure de calcul du coefficient de transfert de chaleur coté calandre (Méthode de Kern):

Dans les méthodes utilisées pour la conception des échangeurs avant environ 1960, aucune tentative n'a été faite pour tenir compte des courants de fuite et de dérivation. Les corrélations étaient basées sur le débit total de l'écoulement et des méthodes empiriques ont été utilisées pour tenir compte des performances des échangeurs réels par rapport à celles du flux transversal sur des bancs de tubes idéaux. Les méthodes typiques de ces « flux de circulation » sont celles de Kern (1950) et Donohue (1955).

Tinker (1951, 1958) a publié la première méthode détaillée d'analyse de flux pour prédire les coefficients de transfert de chaleur côté calandre et la chute de pression, et les méthodes développées par la suite ont été basées sur son modèle. La présentation de Tinker est difficile à suivre, et sa méthode difficile et fastidieuse à appliquer dans les calculs manuels. Il a été simplifié par Devore (1961, 1962), en utilisant la tolérance standard pour les échangeurs commerciaux et seulement un nombre limité de coupes de chicanes. Devore fournit des abaques qui facilitent l'application de la méthode dans les calculs manuels. Mueller (1973) a encore simplifié la méthode de Devore et donne un exemple illustratif.

Bien que la méthode de Kern ne prenne pas en compte les flux de dérivation et de fuite, elle est simple à appliquer et suffisamment précise pour les calculs de conception préliminaires et pour les conceptions où l'incertitude des autres paramètres de conception est telle que l'utilisation de méthodes plus élaborées n'est pas justifiée.

La méthode de Kern était basée sur des travaux expérimentaux sur des échangeurs commerciaux avec des tolérances standard et donnera une prédiction raisonnablement satisfaisante du coefficient de transfert de chaleur pour les conceptions standard. La prévision de la perte de charge est moins satisfaisante, car la perte de charge est plus affectée par les fuites et les dérivations que par le transfert de chaleur.

Les facteurs de transfert de chaleur et de frottement côté calandre sont corrélés de manière similaire à ceux du flux côté tube en utilisant une vitesse et un diamètre de calandre hypothétiques. Le diamètre équivalent de la calandre est calculé en utilisant la zone d'écoulement entre les tubes prise dans la direction axiale (parallèle aux tubes) et le périmètre mouillé des tubes; voir figure VI.12.

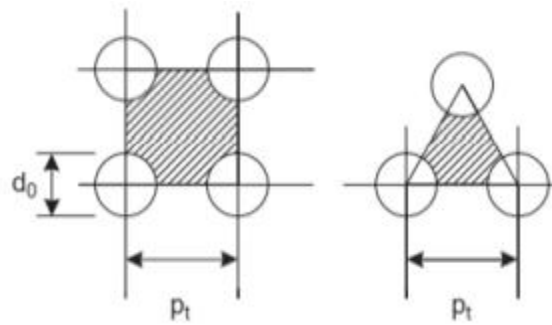


Figure IV-12: Diamètre équivalent, sections transversales et périmètres mouillés.[14]

Les facteurs j_h et j_f côté calandre à utiliser dans cette méthode sont indiqués sur les figures VI.13 et VI.14, pour diverses coupes de chicanes et dispositions de tubes. Ces chiffres sont basés sur les données fournies par Kern (1950) et Ludwig (2001).

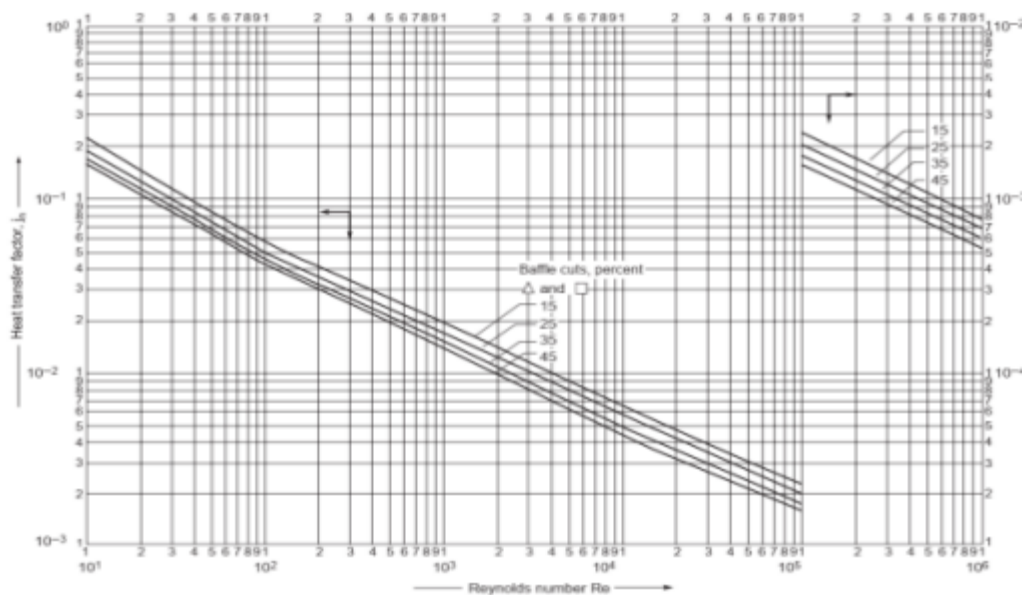


Figure IV-13: Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires.[13]

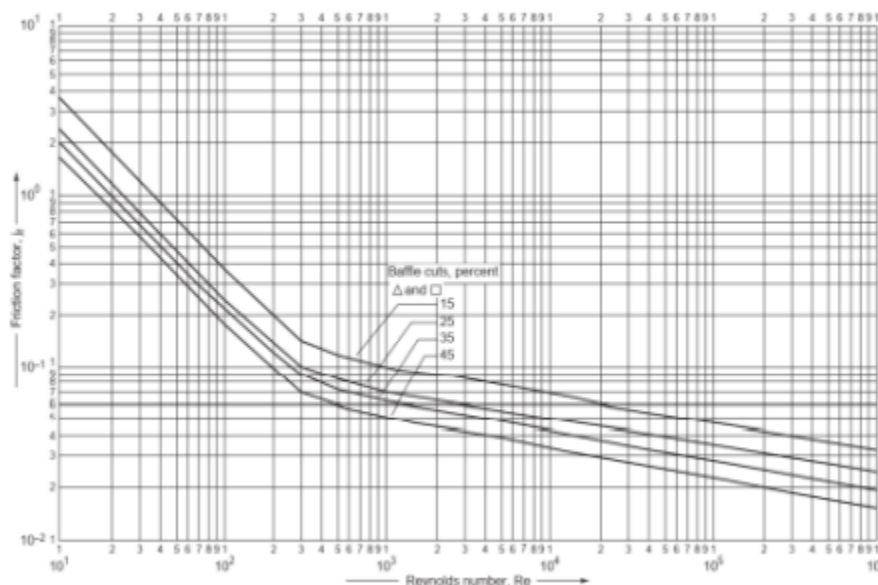


Figure IV-14: Facteurs de frottement côté calandre, chicanes segmentaires.[14]

La procédure de calcul du coefficient de transfert de chaleur côté enveloppe et de la chute de pression pour un échangeur à passage unique est donnée ci-après.

- Calculer la surface d'écoulement transversal comme suit :

$$A_s = \frac{(p - d_0) \times D_c \times l}{p} \quad (\text{VI.20})$$

- Calculer la vitesse de masse G_s côté calandre et la vitesse linéaire U_s :

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad (\text{VI.21})$$

$$U_s = \frac{G_s}{p} \quad (\text{VI.22})$$

- Calculez le diamètre équivalent côté calandre (diamètre hydraulique), comme le montre la figure VI-12.

• Pour un arrangement à pas carré :

$$De = \frac{4 \left(\frac{P_t - \pi d}{4} \right)}{\pi d_0} = \frac{1,27}{d} (P_t^2 - 0,785 d_0^2) \quad (\text{VI.23})$$

- Pour un arrangement trianguler :

$$De = \frac{4(\frac{P}{2} \times 0,87 \times P - \frac{1}{2} \pi \frac{d_0^2}{4})}{\pi \frac{d_0}{2}} = \frac{1,10}{d_0} (P^2 - 0,917 d_0^2) \quad (VI.24)$$

- Calculez le nombre de Reynold côté calandre :

$$R_e = \frac{u \cdot d_c \cdot \rho}{\mu} \quad (VI.25)$$

Pour le nombre de Reynolds calculé, lisez la valeur de j_h de la figure II.10 pour la coupe de chicane et l'agencement de tube sélectionnés, et calculez la chaleur côté calandre coefficient de transfert de :

$$Nu = \frac{h_s \cdot d_e}{\lambda_f} = j_h \cdot R_e \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (VI.26)$$

Pour le nombre de Reynolds calculé côté calandre, lisez le facteur de frottement j_f de la figure VI-14 et calculez la chute de pression côté calandre à partir de l'équation VI.27.

$$\Delta p_c = \frac{n_c \times j_f \times G_c^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{1,275 \times 10^{15} \times \rho \times \phi_c} \quad (VI.27)$$

IV.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons fait l'étude, le dimensionnement de l'échangeur

par la méthode:

- DTLM
- NUT

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

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

Chapitre V
Dimensionnement d'un
nouveau condenseur
H702

V.1 Introduction

Dans ce chapitre on va procéder à dimensionner l'échangeur H702 qu'on va proposer en utilisant la norme TEMA qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement. Tout nouveau équipement installé dans un circuit déjà en service doit répondre aux conditions du processus avec un prix d'achat acceptable.

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

V.2 Etude de cas

Dans cette partie de notre étude, on envisagera à dimensionner l'échangeur faisceau-calandre H702 qu'est nécessaire pour se condenser la vapeur d'eau à base pression (BP) de 159°C à 60°C.

Le débit de la vapeur d'eau est 20000 Kg/h.

L'eau industrielle sera utilisée comme liquide de refroidissement ($T_{fe} = 22^{\circ}\text{C}$ et $T_{fs} = 45^{\circ}\text{C}$).

Cette étude de cas sera divisée en deux majeures parties de calcul :

1. Dimensionnement Thermique par la méthode **analytique**
2. Dimensionnement Thermique par la méthode **numérique**

Partie I- Dimensionnement Thermique par la méthode analytique

V.3 Méthode utilisée pour le calcul : méthode de KERN

La méthode de KERN est très utilisée pour le dimensionnement des échangeurs thermiques du fait de sa simplicité et la rapidité de sa mise en œuvre. Elle donne des résultats satisfaisants dans la plupart des cas. Elle exige, cependant, une spécification préliminaire du type d'échangeur inclut un coefficient global d'échange typique pour les deux fluides mis en contact dans la bibliographie.

Le dimensionnement du nouvel échangeur par la méthode de KERN consiste en premier lieu d'estimer le coefficient de transfert sale U_s afin de calculer la surface d'échange. Une autre estimation est nécessaire pour les dimensions des tubes et de la calandre pour évaluer les propriétés dynamiques des fluides (vapeur d'eau et l'eau de refroidissement), le coefficient de transfert propre U_p doit être supérieur à U_s pour donner une résistance d'encrassement admissible. Si la résistance d'encrassement n'est pas admissible on réestime U jusqu'à une valeur adéquate.

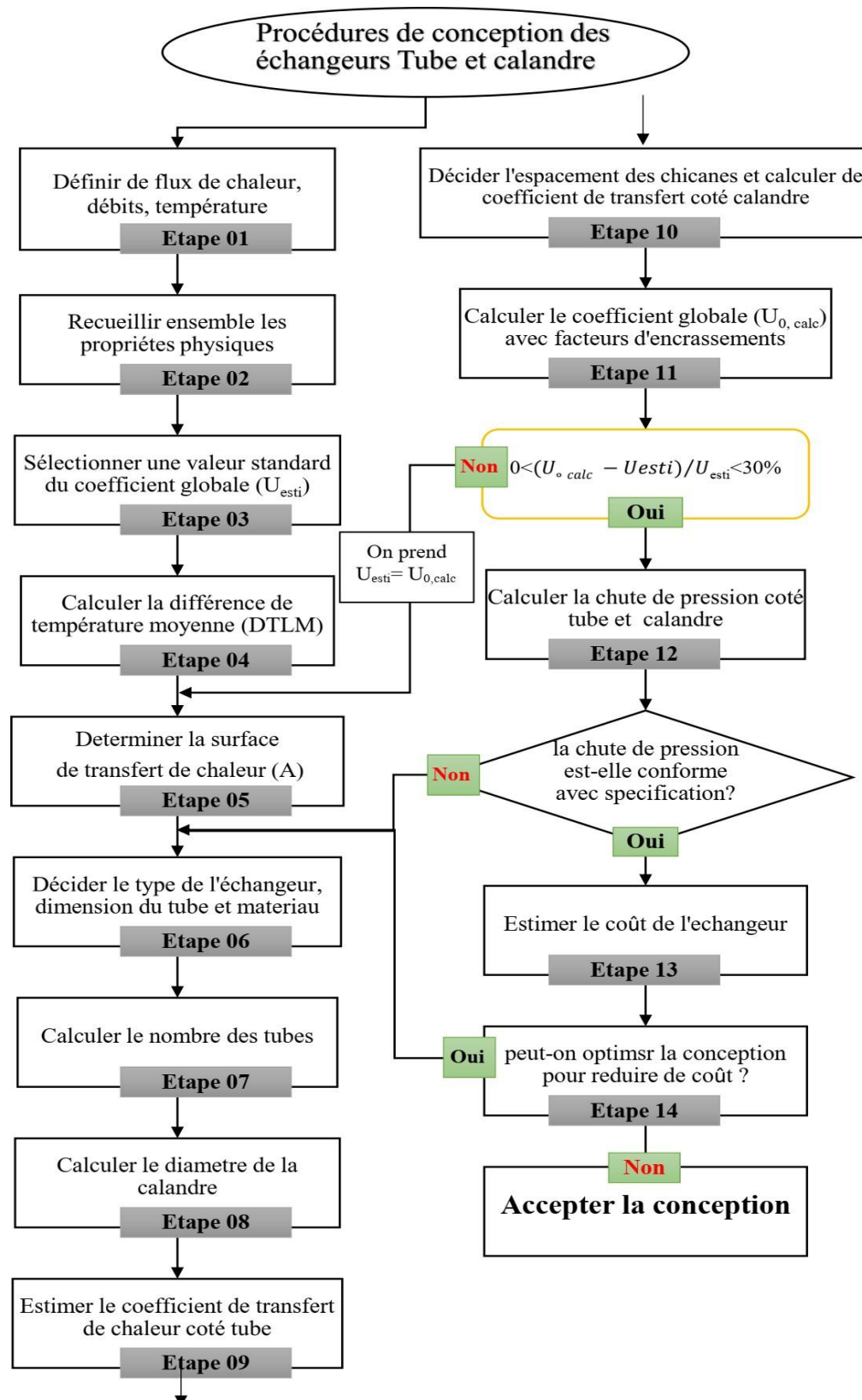


Figure V-1: Procédure de conception des échangeurs de chaleur à tube et calandre

V.3.1 Etape 01 : Bilan thermique

Détermination de flux de chaleur Φ

$$\Phi = \dot{m}_{ve} \times \Delta H$$

$$\Phi = \frac{20000}{3600} \times 2085.03 \times 10^3$$

$$\Phi = 11583500 \text{ J/s}$$

D'après l'annexe A et B :

La chaleur sensible de l'eau de refroidissement est égale à 92.32 Kj/Kg .

La chaleur latente de vaporisation est égale à 2085.03 Kj/Kg.

Détermination du débit de l'eau de refroidissement

Le débit de l'eau de refroidissement est inconnu et il est déterminé à partir de flux de chaleur.

On suppose que le système soit adiabatique donc le flux de chaleur cédé est égal au flux de chaleur reçue.

$$\Phi = \dot{m}_{ve} \times \Delta H_{ve} = \dot{m}_{er} \times \Delta H_{er}$$

$$\dot{m}_{er} = \frac{\Phi}{\Delta H_{er}}$$

$$\dot{m}_{er} = \frac{115833500}{92.32 \times 10^3}$$

$$\dot{m}_{er} = 451696.27 \text{ Kg/h}$$

V.3.2 Etape 02 : Propriétés physiques

Les propriétés physiques des deux fluides (vapeur d'eau et l'eau de refroidissement) sont prises de l'annexe A et B et ils sont regroupées dans le tableau V.1.

Tableau V-1: propriétés physiques des deux fluides

Les fluides		
	Vapeur d'eau	Eau de refroidissement
Propriétés physiques		
Température d'entrée °C	159	22
Température de sortie °C	60	45
Pression d'entrée Bar	2,9	4,9
La viscosité dynamique Kg/m.s	0,00017	0,000955
Chaleur spécifique (Cp) kJ/kg.°C	2,1981	4,181
Conductivité thermique (λ) W/m.°C	0,032	0,607
Densité kg/m³	908,14	997,86

V.3.3 Etape 03 : Coefficient d'échange thermique globale

Pour estimer le coefficient de transfert sale Us , On choisit en première approche un coefficient global d'échange U , à partir de la littérature (Annexe C).

$$U = 2550 \text{ Kcal/h. m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

V.3.4 Etape 04 : Type et dimensions de l'échangeur

L'échangeur choisit est de type tube et calandre. Un nombre pair de passages coté tube est généralement la position préférée, car cela positionne les buses d'entrée et de sortie à la même extrémité de l'échangeur, ce qui simplifie le travail de la tuyauterie. On commence notre calcul par une passe coté calandre et deux passes coté tube.

Détermination de ΔT_{LM}

L'échangeur proposé est un échangeur à contre-courant :

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

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

De l'équation : 4.2

$$\Delta T_{LM} = \frac{(159 - 45) - (60 - 22)}{\ln \left(\frac{159 - 45}{60 - 22} \right)}$$

$$\Delta T_{LM} = 69,18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Détermination du coefficient correctif

La détermination de F le facteur de correction du flux d'un échangeur quelconque par rapport à un échangeur à contre-courant se fait à partir de l'Annexe D, après avoir calculé les facteurs R et E .

$$R = \frac{(m \cdot cp)_f}{(m \cdot cp)_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

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

Si on considère un échangeur faisceau calandre 1-2 :

$$R = \frac{159 - 60}{45 - 22}$$

$$R = 4,3$$

$$E = \frac{45 - 22}{159 - 22}$$

$$E = 0,17$$

A partir de l'Annexe D, on trouve : $F \approx 0,9 > 0,8$

Donc le nombre de passes côté calandre **nc** égale à 1 ($nc = 1$).

Pour le dimensionnement des échangeurs, on s'impose comme limite $F_{min} = 0,8$. On ne conçoit pas d'échangeurs avec un facteur inférieur à cette valeur.

Si les températures de l'échange imposent $F < 0,8$ pour un appareil 1-2, cela signifie qu'il faut envisager l'utilisation d'un échangeur à plusieurs passes, côté calandre. Et ainsi de suite, jusqu'à obtention de $F > 0,8$

V.3.5 Etape 05 : Surface totale d'échange thermique (A)

Calcul de ΔTLM corrigée

$$\Delta T_m = \Delta TLM \times F$$

$$\Delta T_m = 69,18 \times 0,9$$

$$\Delta T_m \approx 62,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

Estimation de la surface d'échange A

$$A = \frac{\Phi}{U \times F \times \Delta TLM}$$

Avec $U = 2960,8 \text{ J/s.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$A = \frac{115833500}{2960.8 \times 62.26}$$

$$A = 62,8 \text{ m}^2$$

V.3.6 Etape 06 : Choix et caractéristique de l'échangeur

Selon les standards TEMA et les échangeurs commerciaux, on propose un échangeur de chaleur dont les caractéristiques sont :

• Choix des fluides à l'intérieur du tube et dans la calandre

On fait passer dans les tubes :

- ❖ Le fluide sous haute pression
- ❖ Le fluide le plus chaud
- ❖ Le fluide le plus corrosif
- ❖ Le fluide le plus sale
- ❖ Le fluide le moins visqueux
- ❖ Le fluide ayant le plus petit débit massique.

Donc, on fait passer dans les tubes l'eau de refroidissement qu'est sous haute pression (4,9 bar) et on fait passer dans la calandre la vapeur d'eau (2,9 bar).

• **Les caractéristiques des tubes :**

Matériau de construction : Acier en Carbone selon l'annexe E

Longueur utile :

Les longueurs des tubes normalisées les plus utilisées industriellement sont (en ft) 8 ,12, 16,20. On suppose 20 ft pour 1 ft = 30.45cm

$$L = 20 \times 30,45 \quad L = 6 \text{ m}$$

D'après l'annexe F, on choisit les caractéristiques suivantes avec un calibre BWG de 14 (Birmingham Wire Gage) :

Diamètre extérieur : $d_o = 19,05 \text{ mm}$

Diamètre intérieur : $d_i = 14,8 \text{ mm}$

Epaisseur : $e = 2.1 \text{ mm}$

Disposition : La disposition des tubes de l'échangeur proposé est triangle normal (pas triangulaire), c'est-à-dire les axes des tubes sont situés aux sommets d'un triangle.

Le pas :

$$P = 1,25 \times d_o$$

$$P = 1,25 \times 19,05$$

$$P = 23,8 \text{ mm}$$

V.3.7 Etape 07 : Calcul du nombre de tube

La surface d'échange d'un tube

La surface d'un tube (en négligeant l'épaisseur des plaques tubulaires) est définie par :

$$a = \pi d_o l$$

$$a = \pi \times 19,05 \times 10^{-3} \times 6 = 0,359 \text{ m}^2$$

Estimation de nombre théorique des tubes N'_t

$$N'_t = \frac{A}{a \times n_c}$$

$$N'_t = \frac{62,8}{0,359 \times 1} = 174 \text{ tubes}$$

D'après l'Annexe G : $N_t = 196$ tube

V.3.8 Etape 08 : Le diamètre du faisceau et calandre

Détermination de diamètre de la calandre :

Le diamètre de la calandre est déterminé à partir de l'annexe G $D_c = 43,9$ cm

Détermination de diamètre du faisceau

Pour un échangeur de type deux passes côté tube, d'après l'annexe H : $K = 0,249$ et $n = 2,207$

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K} \right)^{1/n}$$

$$D_b = 19,05 \left(\frac{196}{0,249} \right)^{1/2,207}$$

$$D_b = 390,94 \text{ mm}$$

V.3.9 Etape 09 : Coefficient de transfert de chaleur côté tube

Pour calculer le nombre de Reynolds, il faut d'abord calculer :

- Le nombre de tube par passe
- La section transversale par passe
- La surface par passe
- Le débit volumique
- La vitesse

Le nombre de tube par passe

$$N_p = \frac{N_t}{2}$$

$$N_p = \frac{196}{2}$$

$N_p = 98$ tube

La section transversale par passe

$$s = \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$s = \frac{\pi}{4} (14,8 \times 10^{-3})^2$$

$$s = 1,72 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La surface par passe

$$S = N_p \times s$$

$$S = 98 \times 1,71 \times 10^{-4}$$

$$S = 0,017 \text{ m}^2$$

Le débit volumique

$$q_{er} = \frac{\dot{m}_{er}}{\rho_{er}}$$

$$q_{er} = 125,47 \times \frac{1}{997,86}$$

$$q_{er} = 0,126 \text{ m}^3/\text{s}$$

La vitesse

$$V = \frac{q_{er}}{S}$$

$$V = \frac{0,126}{0,017}$$

$$V = 7,41 \text{ m/s}$$

Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho d_i V}{\mu_{er}}$$

$$\text{Avec } \mu_{er} = 9,55 \times 10^{-4}$$

$$Re = \frac{997,86 \times 14,8 \times 10^{-3} \times 7,41}{9,55 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 1,15 \times 10^5 \quad Re > 10^4 \text{ donc le régime est turbulent}$$

Le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_{p_{er}}}{\lambda_{er}}$$

$$Pr = \frac{9,55 \times 10^{-4} \times 4181}{0,607}$$

$$Pr = 6,58$$

Le nombre de Nusselt

$$\text{Pour un régime turbulent : } Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

$$Nu = 0,023 \times (1,15 \times 10^5)^{0,8} \times (6,58)^{0,43}$$

$$Nu = 578,26$$

$$h_t = \frac{Nu \times \lambda}{d_i} = \frac{578,26 \times 0,607}{14,8 \times 10^{-3}}$$

$$h_t = 23716,47 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

V.3.10 Etape 10 : Coefficient de transfert de chaleur côté calandre

Espacement entre chicanes

Dans un premier essai, prenons l'espacement des chicanes $l = D_c / 5$

$$l = 439 / 5 \quad l = 87,8 \text{ mm}$$

Nombre de chicanes

$$Nc = \frac{L}{l} = \frac{6000}{87,8} = 68 \text{ chicane}$$

La surface d'écoulement transversal

$$A_s = \frac{(P - d_o) \times D_c \times 1}{P}$$

$$A_s = \frac{(23,81 - 19,05) \times 439 \times 87,8}{23,81}$$

$$A_s = 7705,6 \text{ mm}^2$$

Le diamètre équivalent de la calandre

$$De = \frac{4 \left(\frac{p}{2} \times 0,87 \times P - \frac{1}{2} \pi \frac{d_0^2}{4} \right)}{\pi \frac{d_0}{2}} = \frac{1,10}{d_0} (P^2 - 0,917 d_0^2)$$

$$De = \frac{1,1}{19,05} ((23,81)^2 - 0,917 \times (19,05)^2)$$

$$De = 0,01352 \text{ m}$$

Débit volumique côté calandre

$$q_{ve} = \frac{\dot{m}_{ve}}{\rho_{ve}}$$

$$q_{ve} = \frac{20000}{3600} \times \frac{1}{908,14}$$

$$q_{ve} = 6,11 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

La vitesse côté calandre

$$V = \frac{q_{ve}}{A_s} = \frac{6,11 \times 10^{-3}}{7725,6 \times 10^{-6}}$$

$$V = 7,9 \times 10^{-1} \text{ m/s}$$

Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_{ev} d_e V}{\mu_{ev}}$$

$$Re = 5,67 \times 10^4$$

$Re > 10^4$ donc le régime est turbulent

Le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{u_{vs} C p_{vs}}{\lambda_{vs}}$$

$$Pr = 8,9$$

Le nombre de Nusselt

Pour un régime turbulent : $Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$

$$Nu = 2948$$

$$h_c = \frac{Nu \times \lambda_{vs}}{d_c} = 4566 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

V.3.11 Etape 11 : Calcul du coefficient propre

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda_{acier}} + \frac{1}{h_t}}$$

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{23716,47} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{45} + \frac{1}{4566}}$$

$$U_p = 3248,7 \text{ J/s.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$U_p = 2797 \text{ Kcal /h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Calcul de la résistance d'encrassement

$$Rs = \frac{U_p - U}{U_p \times U}$$

$$Rs = \frac{3248,7 - 2960}{3248,7 \times 2960}$$

$$Rs = 3 \times 10^{-5} \text{ W/ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Il faut comparer Rs calculée à $Rs_{admissible}$, et n'arrêter les itérations qu'une fois

$Rs < Rs_{admissible}$.

$$Rs_{admissible} = R_{s0} + R_{si} \frac{d_0}{d_i}$$

$$Rs_{admissible} = 10^{-4} + 2 \times 10^{-4} \frac{19,05}{14,8}$$

$$Rs_{admissible} = 3,57 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

On a trouvé : $Rs < Rs_{admissible}$

Calcul de coefficient de transfert sale

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda_{acier}} + \frac{1}{h_t} + Rs}$$

$$U_s = 2960 \text{ W /m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$U_s = 2549,45 \text{ Kcal /h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

V.3.12 Etape 12 : La chute de pression côté tube et calandre

La chute de pression côté calandre

$$\Delta p_c = \frac{n_c \times j_f \times G_c^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{1,275 \times 10^{15} \times \rho \times \phi_c}$$

Calcul de la vitesse massique transversale côté calandre

$$G_c = \frac{m \cdot v_e}{A_s} = \frac{20000}{0,0077} = 2595514,95 \text{ Kg/h.m}^2$$

Calcul de Φ_c

$$\frac{h_c}{\Phi_c} = J_H \frac{\lambda_{ve}}{De} \left(\frac{C_{pve}}{\lambda_{ve}} \right)^{1/3}$$

$$J_H = 0,5 \left(1 + \frac{1}{D_{ci}} \right) (0,08 Re^{0,684} + Re^{0,1772})$$

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

$$C_s = 0,01 \times 390,94 + 8 \quad C_s = 11,91 \text{ mm}$$

$$D_{si} = 402,85 \text{ mm}$$

$$J_H = 0,5 \left(1 + \frac{87,8}{402,85} \right) (0,08 (1,15 \times 10^5)^{0,684} + (1,15 \times 10^5)^{0,1772})$$

$$J_H = 146,04$$

$$\frac{h_c}{\phi_c} = 146,04 \times \frac{0,680}{0,01352} \left(\frac{2198,1 \times 0,000013}{0,680} \right)^{1/3}$$

$$\frac{h_c}{\phi_c} = 2553,67 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\phi_c = \frac{h_c}{2553,67} = \frac{13538,1}{2553,67} = 5,3$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 3 \times 10^{-3} \times (2595514,95)^2 \times (68 + 1) \times 0,439}{1,271 \times 10^{15} \times 1,651 \times 0,01352 \times 5,3}$$

$$\Delta P_c = 1,34 \times 10^{-9} \text{ bar}$$

La chute de pression côté tube

$$\Delta P_t = (4j_f \frac{L \times N_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho v^2}{2}$$

D'après la figure IV-10, $j_f = 4 \times 10^{-3}$

$$\Delta P_t = (4 \times 4 \times 10^{-3} \frac{6 \times 2}{14,8 \times 10^{-3}} + 4 \times 2) \frac{997,86 \times 7,41^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 0,1 \text{ bar}$$

Tableau V-2 Résultats de calcul analytique

	Valeur	
la quantité de chaleur échangée	11583500 W	
Débit de l'eau de refroidissement	451696,27 Kg /h	
ΔTLM	69,18	
facteur de correction F	0,9	
coefficient global d'échange estimé U	2550 Kcal/h.m ² . °C	
la surface d'échangeur A	62,8 m ²	
Pas	0,023 m	
Nombre de tube Nt	196	
Diamètre du faisceau Tubulaire Db	0,390m	
Diamètre de la calandre DC	0,439m	
Ecartement entre chicanes L	0,087m	
Nombre de chicane	68	
coefficient global d'échange calculé Up	2555 Kcal/h.m ² . °C	
Coefficient de convection h	Tube	Calandre
	23716,47	4566 W/m. °C
Perte de pression ΔP	Tube	Calandre
	0,1	1,34 *10 ⁻⁹ bar
Longueur de tube	6 m	
Diamètre extérieur de tube	0,019 m	
Diamètre intérieur de tube	0,0148 m	
Epaisseur de tube	0,002 m	

Partie II- Dimensionnement

**Thermique par la méthode
numérique**

V.4 La simulation

La simulation est un outil utilisé dans différents domaines de l'ingénierie et de la recherche en général, permettant d'analyser le comportement d'un système avant de l'implémenter et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions opératoires. Elle s'appuie sur l'élaboration d'un modèle du système, et permet de réaliser des scénarios et d'en déduire le comportement du système physique analysé.

Un modèle n'est pas une représentation exacte de la réalité physique, mais il est seulement apte à restituer les caractéristiques les plus importantes du système analysé.

Il existe plusieurs types de modèle d'un système physique : allant du modèle de représentation qui ne s'appuie que sur des relations mathématiques traduisant les grandes caractéristiques de son fonctionnement, jusqu'au modèle de connaissance complexe issu de l'écriture des lois physiques régissant les phénomènes mis en jeu. Le choix du type de modèle dépend principalement des objectifs poursuivis.[20]

V.4.1.1 Principes de fonctionnement et rôle des simulateurs

Les simulateurs des procédés utilisés classiquement dans l'industrie, peuvent être considérés comme des modèles de connaissance. Ils sont basés sur la résolution de bilans de masse et d'énergie, des équations d'équilibres thermodynamiques, ... et sont à même de fournir l'information de base pour la conception. Ils sont principalement utilisés pour la conception de nouveaux procédés (dimensionnement d'appareil, analyse du fonctionnement pour différentes conditions opératoires, optimisation), pour l'optimisation de procédés existants et l'évaluation de changements effectués sur les conditions opératoires. Avant même de parler de modèles d'opération de transformation de la matière, il faut des modèles pour prédire les propriétés physiques de la matière. C'est pourquoi ces simulateurs disposent tous d'une base de données thermodynamiques contenant les propriétés des corps purs (masse molaire, température d'ébullition sous conditions normales, paramètres des lois de tension de vapeur, ...). Cette base de données est enrichie d'un ensemble de modèles thermodynamiques permettant d'estimer les propriétés des mélanges.

Tout simulateur industriel de procédés chimiques est organisé autour des modules suivants :

- Une base de données des corps purs et un ensemble de méthodes pour estimer les propriétés des mélanges appelés aussi modèles thermodynamiques.
- Un schéma de procédé permettant de décrire les liaisons entre les différentes opérations unitaires constituant l'unité (PFD pour Process Flow Diagram).
- Des modules de calcul des différentes opérations unitaires contenant les équations relatives à leur fonctionnement : réacteur chimique, colonne de distillation, colonne de séparation, échangeurs de chaleur, pertes d charges, etc.
- Un ensemble de méthodes numériques de résolution des équations des modèles.

Avec ce type de logiciel, les ingénieurs peuvent à partir de la donnée des corps purs présents dans le procédé et du schéma de procédé, développer un modèle du processus reposant sur la mise en commun des équations décrivant les différentes opérations unitaires, les réactions chimiques, les propriétés des substances et des mélanges, qui puisse aussi communiquer avec d'autres applications comme Excel, Visual Basic et Matlab,[21]

V.4.1.2 Présentation du simulateur HYSYS

HYSYS est un simulateur de processus chimique utilisé pour modéliser mathématiquement des processus chimiques, allant des opérations unitaires aux usines chimiques complètes et aux raffineries.

HYSYS est capable d'effectuer de nombreux calculs de base du génie chimique, y compris ceux qui concernent le bilan massique, l'équilibre énergétique, l'équilibre vapeur-liquide, le transfert de chaleur, le transfert de masse, la cinétique chimique, le fractionnement et la perte de charge.

HYSYS est largement utilisé dans l'industrie et dans le cadre universitaire pour la simulation en régime permanent et dynamique, la conception de processus, la modélisation de la performance et l'optimisation.

V.4.1.3 Caractéristiques principales de HYSYS

Cette partie décrit brièvement les caractéristiques importantes qui font de HYSYS une plate- forme de simulation et de développement très puissant.

- (The Integrated Engineering Environment) : Toutes les applications nécessaires sont utilisées dans un environnement de simulation commun.

- Il intègre la possibilité d'une modélisation dans un état stable ou stationnaire et en régime dynamique : la modélisation dans un état stable et l'optimisation étant utilisées lors de la conception des procédés ; la simulation en régime dynamique étant réservée aux études de con- trôlabilité de procédés et au développement de stratégies de contrôle.
- Programmation de HYSYS : HYSYS contient un Internal Macro Engine qui supporte la même syntaxe que Microsoft Visual Basic. On peut automatiser différentes tâches dans HY- SYS sans avoir besoin d'un autre programme.

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

- Gestion des événements (Event Driven) : HYSYS combine le calcul interactif (les calculs sont exécutés automatiquement chaque fois que l'on fournit une nouvelle information) avec un accès instantané à l'information (à tout moment on peut avoir accès à l'information depuis n'importe quel environnement de simulation).
- Gestion intelligente de l'information (Built-in Intelligence) : les calculs des propriétés ther-modynamiques s'effectuent instantanément et automatiquement dès qu'une nouvelle informa- tion est disponible.
- Opérations modulaires : Chaque courant ou unité d'opération peut réaliser tous les calculs nécessaires, en utilisant l'information soit indiquée dans l'opération ou communiquée depuis un courant. L'information est transmise dans les deux directions à travers les Flowsheets.
- Algorithme de résolution non séquentielle : on peut construire des Flow sheets dans n'im- porte quel ordre [21]

V.4.2 La simulation du condenseur H702 par HYSYS

La simulation du nouveau condenseur H702 donne le schéma suivant, avec :

Shell in : fluide chaud à l'entrée de calandre

Shell out : fluide chaud à la sortie de calandre

Tube in : fluide froid à l'entrée de tube

Tube out : fluide froid à la sortie de tube

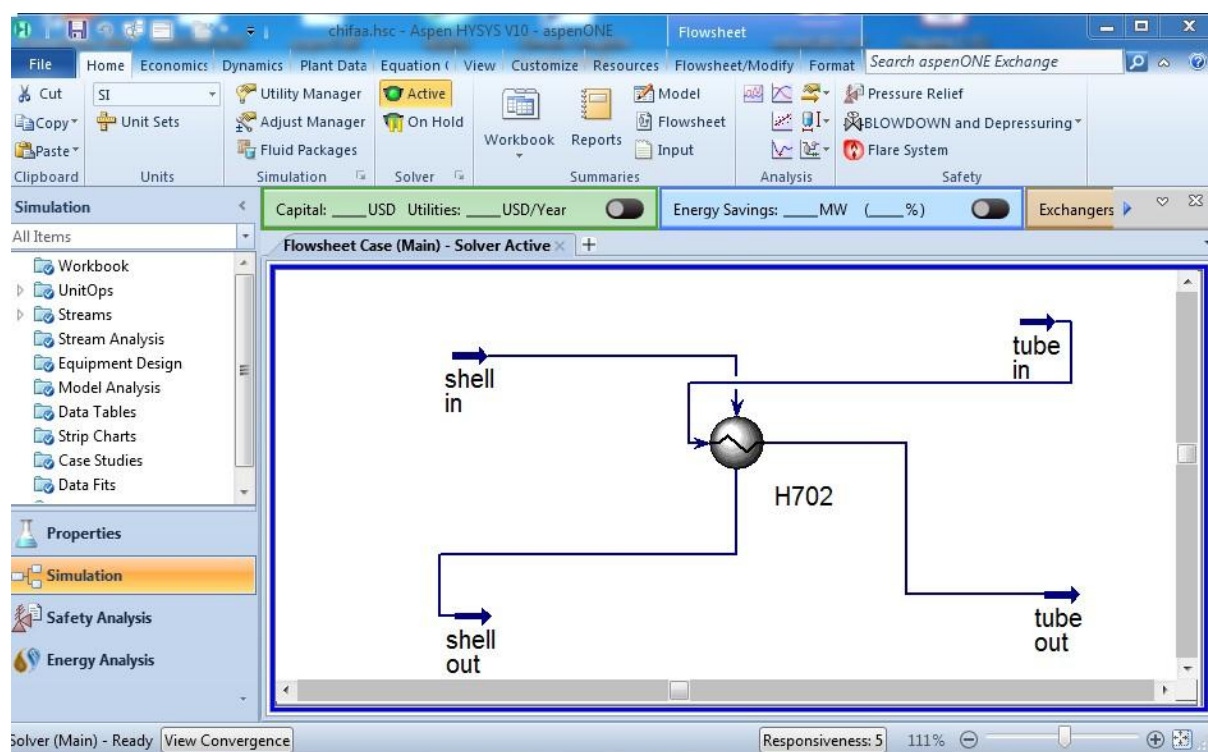


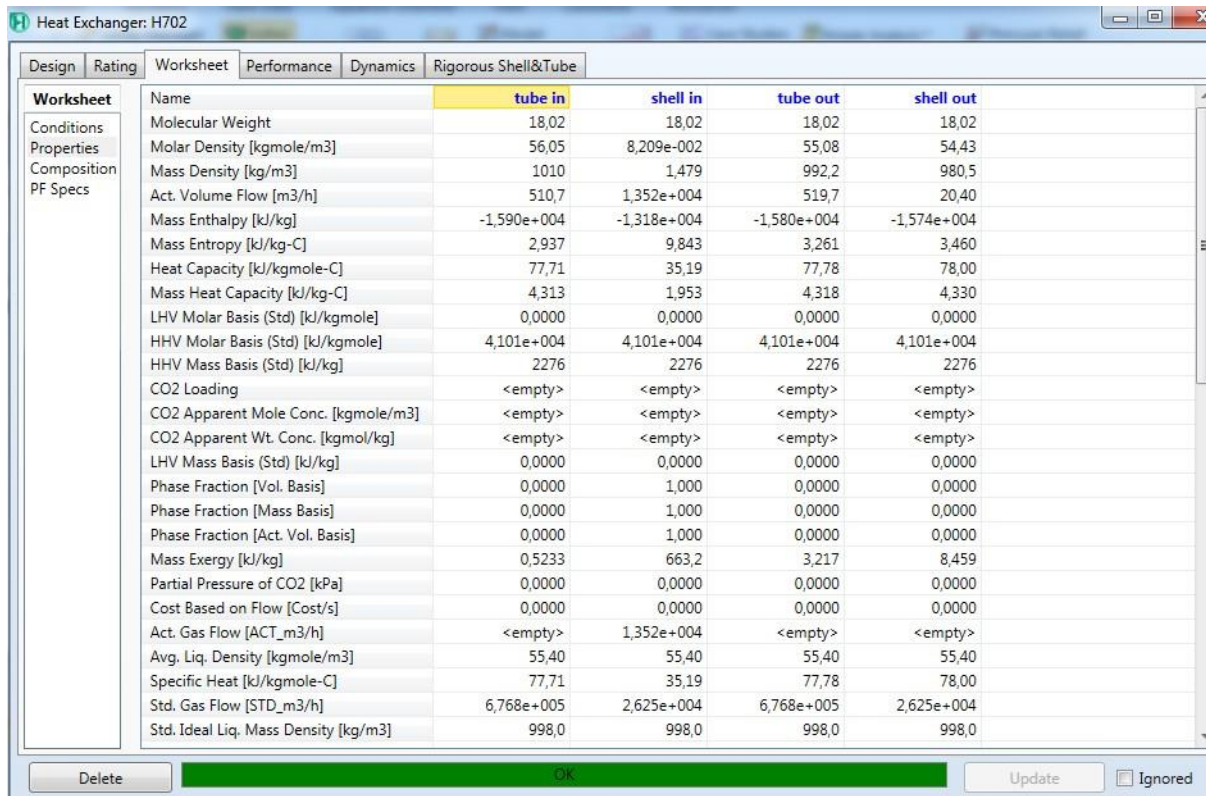
Figure V-2 : Simulation par HYSYS de l'échangeur H702

Heat Exchanger: H702

	Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
Worksheet	Name		tube in	tube out	shell in	shell out
Conditions	Vapour		0,0000	0,0000	1,0000	0,0000
Properties	Temperature [C]		22,00	45,00	159,0	60,00
Composition	Pressure [kPa]		490,0	480,0	290,0	289,0
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]		2,862e+004	2,862e+004	1110	1110
	Mass Flow [kg/h]		5,156e+005	5,156e+005	2,000e+004	2,000e+004
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]		516,7	516,7	20,04	20,04
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]		-2,864e+005	-2,847e+005	-2,374e+005	-2,835e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]		52,91	58,74	177,3	62,34
	Heat Flow [kJ/h]		-8,199e+009	-8,148e+009	-2,636e+008	-3,147e+008

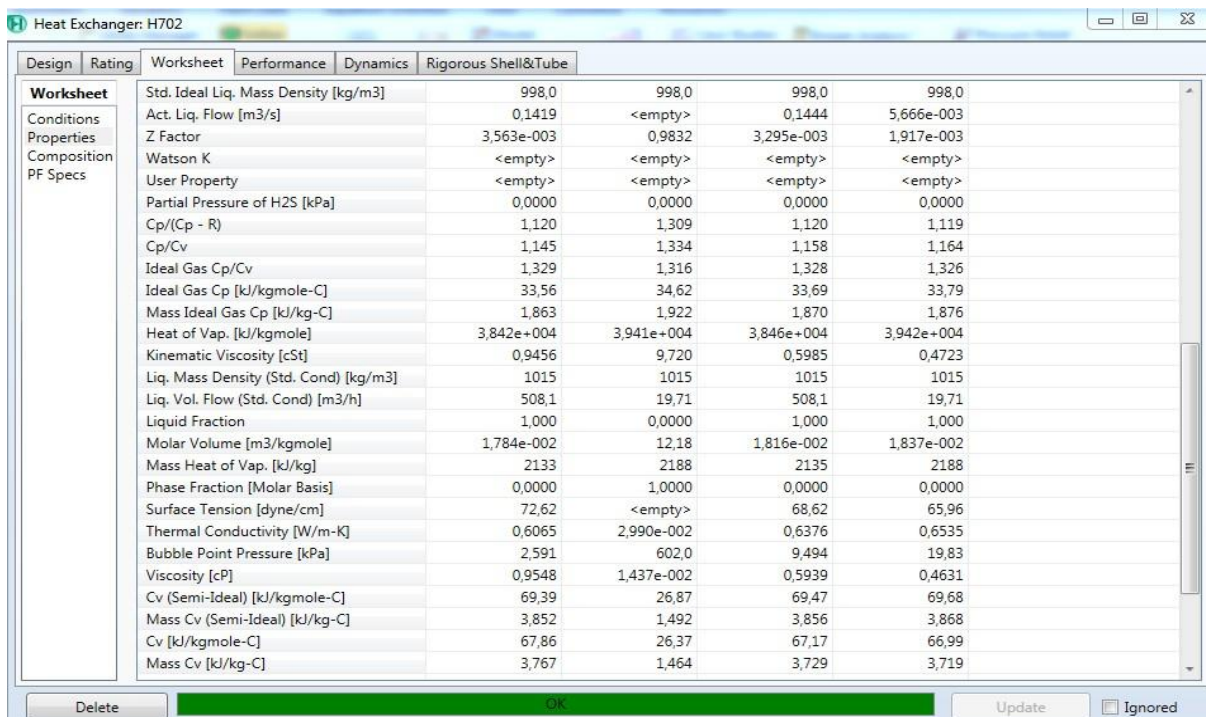
Buttons: Delete, OK, Update, Ignored

Figure V-3 : Conditions de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube



	tube in	shell in	tube out	shell out
Name				
Molecular Weight	18,02	18,02	18,02	18,02
Molar Density [kgmole/m3]	56,05	8,209e-002	55,08	54,43
Mass Density [kg/m3]	1010	1,479	992,2	980,5
Act. Volume Flow [m3/h]	510,7	1,352e+004	519,7	20,40
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-1,590e+004	-1,318e+004	-1,580e+004	-1,574e+004
Mass Entropy [kJ/kg-C]	2,937	9,843	3,261	3,460
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	77,71	35,19	77,78	78,00
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	4,313	1,953	4,318	4,330
LHV Molar Basis (Std) [kJ/kgmole]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
HHV Molar Basis (Std) [kJ/kgmole]	4,101e+004	4,101e+004	4,101e+004	4,101e+004
HHV Mass Basis (Std) [kJ/kg]	2276	2276	2276	2276
CO2 Loading	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
CO2 Apparent Mole Conc. [kgmole/m3]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
CO2 Apparent Wt. Conc. [kgmol/kg]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
LHV Mass Basis (Std) [kJ/kg]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Phase Fraction [Vol. Basis]	0,0000	1,000	0,0000	0,0000
Phase Fraction [Mass Basis]	0,0000	1,000	0,0000	0,0000
Phase Fraction [Act. Vol. Basis]	0,0000	1,000	0,0000	0,0000
Mass Exergy [kJ/kg]	0,5233	663,2	3,217	8,459
Partial Pressure of CO2 [kPa]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Cost Based on Flow [Cost/s]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	1,352e+004	<empty>	<empty>
Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	55,40	55,40	55,40	55,40
Specific Heat [kJ/kgmole-C]	77,71	35,19	77,78	78,00
Std. Gas Flow [STD_m3/h]	6,768e+005	2,625e+004	6,768e+005	2,625e+004
Std. Ideal Liq. Mass Density [kg/m3]	998,0	998,0	998,0	998,0

FigureV-4 : Propriétés de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube



	tube in	shell in	tube out	shell out
Std. Ideal Liq. Mass Density [kg/m3]	998,0	998,0	998,0	998,0
Act. Liq. Flow [m3/s]	0,1419	<empty>	0,1444	5,666e-003
Z Factor	3,563e-003	0,9832	3,295e-003	1,917e-003
Watson K	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
User Property	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Partial Pressure of H2S [kPa]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Cp/(Cp - R)	1,120	1,309	1,120	1,119
Cp/Cv	1,145	1,334	1,158	1,164
Ideal Gas Cp/Cv	1,329	1,316	1,328	1,326
Ideal Gas Cp [kJ/kgmole-C]	33,56	34,62	33,69	33,79
Mass Ideal Gas Cp [kJ/kg-C]	1,863	1,922	1,870	1,876
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	3,842e+004	3,941e+004	3,846e+004	3,942e+004
Kinematic Viscosity [cSt]	0,9456	9,720	0,5985	0,4723
Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1015	1015	1015	1015
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	508,1	19,71	508,1	19,71
Liquid Fraction	1,000	0,0000	1,000	1,000
Molar Volume [m3/kgmole]	1,784e-002	12,18	1,816e-002	1,837e-002
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	2133	2188	2135	2188
Phase Fraction [Molar Basis]	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Surface Tension [dyne/cm]	72,62	<empty>	68,62	65,96
Thermal Conductivity [W/m-K]	0,6065	2,990e-002	0,6376	0,6535
Bubble Point Pressure [kPa]	2,591	602,0	9,494	19,83
Viscosity [cP]	0,9548	1,437e-002	0,5939	0,4631
Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	69,39	26,87	69,47	69,68
Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	3,852	1,492	3,856	3,868
Cv [kJ/kgmole-C]	67,86	26,37	67,17	66,99
Mass Cv [kJ/kg-C]	3,767	1,464	3,729	3,719

Figure V-5 : Propriétés de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube

Heat Exchanger: H702

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
Worksheet Conditions Properties Composition PF Specs	Cp/Cv	1,145	1,334	1,158	1,164
	Ideal Gas Cp/Cv	1,329	1,316	1,328	1,326
	Ideal Gas Cp [kJ/kgmole-C]	33,56	34,62	33,69	33,79
	Mass Ideal Gas Cp [kJ/kg-C]	1,863	1,922	1,870	1,876
	Heat of Vap. [kJ/kgmole]	3,842e+004	3,941e+004	3,846e+004	3,942e+004
	Kinematic Viscosity [cSt]	0,9456	9,720	0,5985	0,4723
	Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1015	1015	1015	1015
	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	508,1	19,71	508,1	19,71
	Liquid Fraction	1,000	0,0000	1,000	1,000
	Molar Volume [m3/kgmole]	1,784e-002	12,18	1,816e-002	1,837e-002
	Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	2133	2188	2135	2188
	Phase Fraction [Molar Basis]	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000
	Surface Tension [dyne/cm]	72,62	<empty>	68,62	65,96
	Thermal Conductivity [W/m-K]	0,6065	2,990e-002	0,6376	0,6535
	Bubble Point Pressure [kPa]	2,591	602,0	9,494	19,83
	Viscosity [cP]	0,9548	1,437e-002	0,5939	0,4631
	Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	69,39	26,87	69,47	69,68
	Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	3,852	1,492	3,856	3,868
	Cv [kJ/kgmole-C]	67,86	26,37	67,17	66,99
	Mass Cv [kJ/kg-C]	3,767	1,464	3,729	3,719
	Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
	Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
	Cp/Cv (Ent. Method)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
	Reid VP at 37.8 C [kPa]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
	True VP at 37.8 C [kPa]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	508,1	19,71	508,1	19,71	
Viscosity Index	2,471	<empty>	-4,903	-9,718	

Delete

OK

Update

Ignored

Figure V-6 : Propriétés de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide froid à l'entrée et la sortie de tube

Heat Exchanger: H702

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
Worksheet Conditions Properties Composition PF Specs		tube in	tube out	shell in	shell out
	H2O	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000

Buttons: Delete, OK, Update, Ignored

Figure V-7 : Compositions de fluide chaud à l'entrée et à la sortie de la calandre et de fluide

Heat Exchanger: H702

Design Rating Worksheet Performance Dynamics Rigorous Shell&Tube

Rating

Sizing Parameters Nozzles Heat Loss

Sizing Data

☒ Overall ☐ Shell ☐ Tube ☐ Accept any input data

Configuration

Number of Shell Passes	1
Number of Shells in Series	1
Number of Shells in Parallel	1
Tube Passes per Shell	2
Exchanger Orientation	Horizontal
First Tube Pass Flow Direction	Counter
Elevation (Base)	0,0000

TEMA Type **A** E L

Calculated Information

Shell HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Tube HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Overall U [kJ/h-m ² -C]	3,694e+004
Overall UA [kJ/C-h]	8,136e+005
Shell DP [kPa]	1,000
Tube DP [kPa]	10,00
Heat Trans. Area per Shell [m ²]	22,02
Tube Volume per Shell [m ³]	7,170e-002
Shell Volume per Shell [m ³]	6,315e-002

Delete OK Update Ignored

Figure V-8 : Type de l'échangeur et nombre de passe par tube et par calandre

Heat Exchanger: H702

Design Rating Worksheet Performance Dynamics Rigorous Shell&Tube

Rating

Sizing Parameters Nozzles Heat Loss

Sizing Data

☐ Overall ☒ Shell ☐ Tube ☐ Accept any input data

Shell and Tube Bundle Data

Shell Diameter [mm]	739,05
Number of Tubes per Shell	160
Tube Pitch [mm]	50,00
Tube Layout Angle	Triangular (30 degrees)
Shell Fouling [C-h-m ² /kJ]	0,000000

Shell Baffles

Shell Baffle Type	Single
Shell Baffle Orientation	Horizontal
Baffle Cut (%Height) [%]	20,00
Baffle Spacing [mm]	800,00

Delete OK Update Ignored

Figure V-9 : dimensions de la calandre et caractéristiques des chicanes

Heat Exchanger: H702

Design Rating Worksheet Performance Dynamics Rigorous Shell&Tube

Rating

Sizing
Parameters
Nozzles
Heat Loss

Sizing Data

☐ Overall ☐ Shell ☒ Tube ☐ Accept any input data

Dimensions

OD [mm]	20,000
ID [mm]	16,000
Tube Thickness [mm]	2,000
Tube Length [m]	6,000

Tube Properties

Tube Fouling [C-h-m2/kJ]	0,000000
Thermal Cond. [W/m-K]	45,00
Wall Cp [kJ/kg-C]	0,473
Wall Density [kg/m3]	7801,0

Delete OK Update Ignored

Figure V- 10 : dimensions des tubes

\\

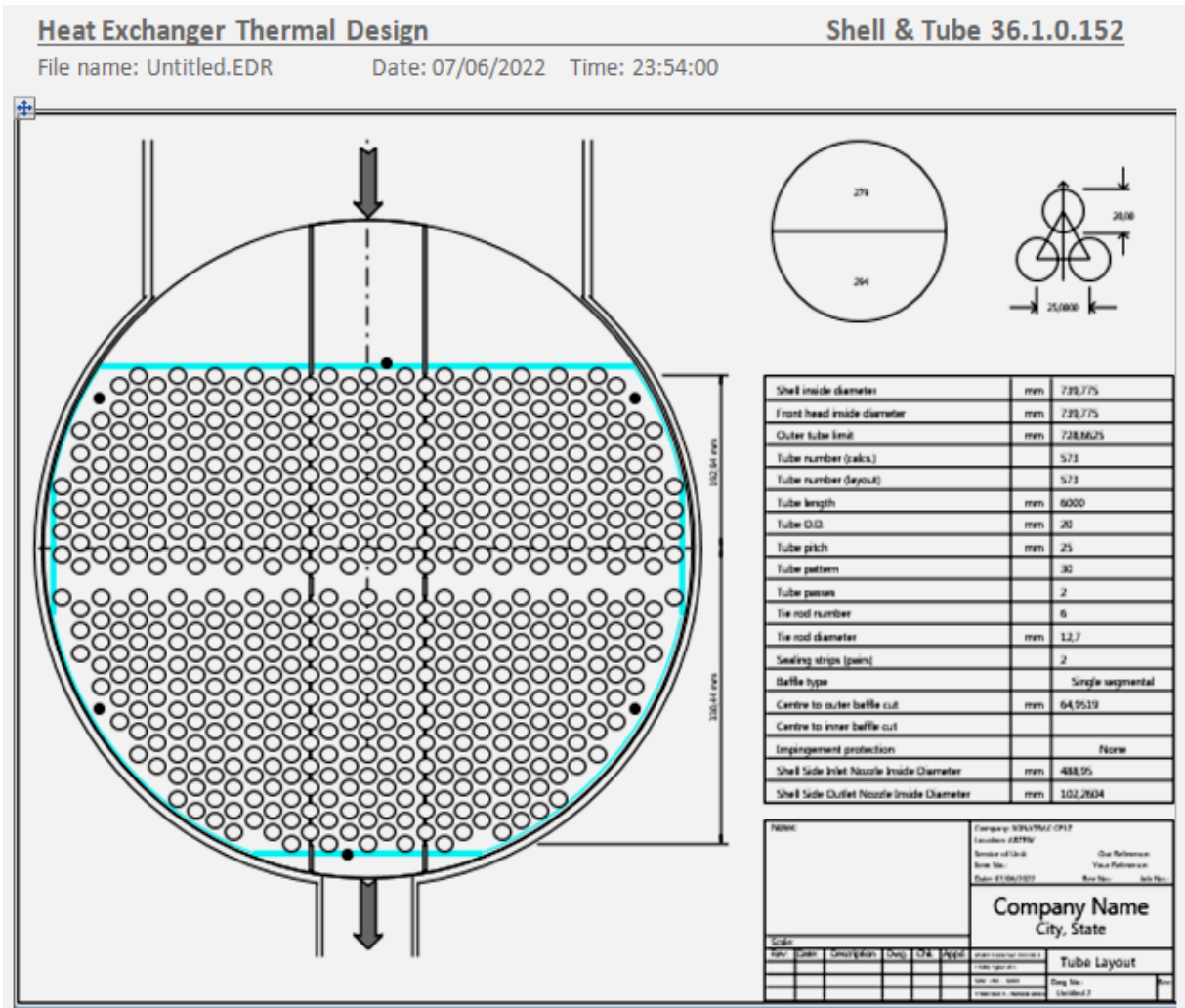


Figure V-11 : Disposition optimum des tubes d'après le logiciel

Heat Exchanger Specification Sheet									
1	Company: SONATRAC CP1Z								
2	Location: ARZEW								
3	Service of Unit:			Our Reference:					
4	Item No.:			Your Reference:					
5	Date: 07/06/2022		Rev No.:		Job No.:				
6	Size :	737 - 6000	mm	Type:	AEL	Horizontal	Connected in: 1 parallel 1 series		
7	Surf/unit(eff.)	213.2	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)		213.2	m ²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
9	Fluid allocation			Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name			Vapeur d'eau			Eau de refroidissement		
11	Fluid quantity, Total			kg/s 5.5556			143.2237		
12	Vapor (In/Out)			kg/s 5.5556			0		
13	Liquid			kg/s 0			143.2237		
14	Noncondensable			kg/s 0			0		
15									
16	Temperature (In/Out)			°C 159			22		
17	Bubble / Dew point			°C 133.69 / 133.69			/		
18	Density Vapor/Liquid			kg/m ³ 1.48 /			/ 998.07		
19	Viscosity			mPa-s 0.0148 /			/ 0.9547		
20	Molecular wt, Vap			18.02					
21	Molecular wt, NC								
22	Specific heat			kJ/(kg-K) 1.95 /			/ 4.182		
23	Thermal conductivity			W/(m-K) 0.0299 /			/ 0.6017		
24	Latent heat			kJ/kg 2245.8			2247.9		
25	Pressure (abs)			bar 2.9			4.9		
26	Velocity (Mean/Max)			m/s 9.22 / 33			2.57 / 2.65		
27	Pressure drop, allow./calc.			bar 0.07			0.1		
28	Fouling resistance (min)			m ² -K/W 1E-05			2E-05 3E-05 Ao based		
29	Heat exchanged			kW 14203.3			MTD (corrected) 90.61		
30	Transfer rate, Service			Dirty 735.3			Clean 3680.8		
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL								
32				Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure			bar 2.9 /			4.9 /		
34	Design temperature			°C 159			22		
35	Number passes per shell			1			2		
36	Corrosion allowance			mm 1.59			1.59		
37	Connections			In mm 1 508 /			1 406.4 /		
38	Size/Rating			Out 1 101.6 /			1 406.4 /		
39	Nominal			Intermediate /			/		
40	Tube #: 160 OD: 20 Tks. Average 2.11 mm Length: 6000 mm Pitch: 25 mm Tube pattern: 30								
41	Tube type: Plain Insert: None Fin#: #/m Material: Carbon Steel								
42	Shell Carbon Steel			ID 739.78 OD 755.65 mm			Shell cover -		
43	Channel or bonnet Carbon Steel						Channel cover Carbon Steel		
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel			-			Tubesheet-floating -		
45	Floating head cover -						Impingement protection None		
46	Baffle-cross Carbon Steel			Type Single segmental Cut(%d) 41.22			V. Spacing: c/c 654.05 mm		
47	Baffle-long -			Seal Type			Inlet 671.14 mm		
48	Supports-tube U-bend			0			Type		
49	Bypass seal			Tube-tubesheet joint			Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')		
50	Expansion joint -			Type None					
51	RhoV2-Inlet nozzle 592			Bundle entrance 932			Bundle exit 5 kg/(m-s ²)		
52	Gaskets - Shell side -			Tube side			Flat Metal Jacket Fibe		
53	Floating head -								
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class B - chemical service					
55	Weight/Shell 5783.4			Filled with water 8457.7			Bundle 3596.6 kg		
56	Remarks								
57									
58									

Figure V-13 : Spécification de l'échangeur de chaleur selon TEMA

V.4.3 Résultats et discussion

Après avoir introduit les différentes données de la simulation (les températures, les pressions, le débit de la vapeur d'eau, les compositions de l'eau de refroidissement et de la vapeur d'eau), le simulateur a donné le débit de l'eau de refroidissement et les dimensions recherchés.

D'après ces résultats, on remarque que :

- Le débit obtenu par le simulateur est plus proche à celui calculé analytiquement avec une différence de moins de 30%.
- A l'entrée du côté calandre on a la fraction de la phase vapeur =1 alors le fluide est à l'état, vapeur tandis que à la sortie on obtient une fraction = 0 ceci est expliqué par la condensation totale de la vapeur d'eau.
- Les dimensions obtenus par le simulateur sont plus proches aux celles déterminées Analytiquement avec une différence de moins de 30%.

D'après les résultats de la simulation, on peut dire qu'il y a une conformité totale entre les valeurs calculées par la méthode de Kern et la simulation, dans la plupart des paramètres (la différence de moins de 30% entre le simulateur et le calcul analytique est acceptable). Donc, on a obtenu des résultats satisfaisants qui sont confirmés par logiciel HYSYS.

V.4.4 Conclusions

Dans ce chapitre on a utilisé une méthode analytique et une deuxième numérique par le logiciel HYSYS afin de dimensionner un échangeur de chaleur de type tubes et calandre, en respectant dans cette présente étude tous les paramètres utilisés, ce qui a permis de calculer et visualiser les flux de chaleur et des paramètres physiques de l'écoulement des fluides circulant dans l'échangeur.

Après l'analyse des résultats, on constate que les résultats obtenus sont satisfaisants, ce qui nous confirme la fiabilité de ce logiciel.

En conclu que logiciel HYSYS est un outil de simulation pour améliorer la compréhension du processus, prendre les meilleures décisions et de construire un modèle interactif avec des résultats immédiats de conception.

Conclusion générale

En complément de la formation académique acquis de l'université, le stage au niveau industriel nous a permis de consolider nos connaissances théoriques. Ce stage de mise en situation professionnelle est le résultat des travaux effectués durant une période pratique dans l'unité méthanol au sein du complexe pétrochimique CP1Z Arzew.

L'étude présentée dans ce mémoire consiste à faire le calcul de dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre. Ce qui nous a permis d'approfondir nos connaissances sur ce domaine en particulier : les notions d'échange de chaleur et la description détaillé de l'échangeur tube et calandre, sa classification et ces composantes avec détails.

Pour cela on a mené tout d'abord une étude théorique permettant d'établir le dimensionnement thermique par la méthode analytique qui est basé sur la méthode de Kern du fait de sa simplicité et la rapidité de sa mise en œuvre.

On a conclu que les résultats obtenus par les deux méthodes ; la méthode analytique et la méthode numérique permettent de confirmer la validité des résultats.

Annexe

Annexe A : Caractéristiques physique de la vapeur d'eau saturé des 0 à 2 bars

Pression absolue	Températ. évaporation	Volume massique vapeur	Masse volumique vapeur	Enthalpie spécifique de l'eau (Chaleur sensible)		Enthalpie spécifique de la vapeur (chaleur totale)		Chaleur latente de vaporisation		Chaleur spécifique vapeur	Viscosité dynamique vapeur
				kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg	Kcal/kg		
0.02	17.51	67.006	0.015	73.45	17.54	2533.64	605.15	2460.19	587.61	1.8644	0.000010
0.03	24.10	45.667	0.022	101.00	24.12	2545.64	608.02	2444.65	583.89	1.8694	0.000010
0.04	28.98	34.802	0.029	121.41	29.00	2554.51	610.13	2433.10	581.14	1.8736	0.000010
0.05	32.90	28.194	0.035	137.77	32.91	2561.59	611.83	2423.82	578.92	1.8774	0.000010
0.06	36.18	23.741	0.042	151.50	36.19	2567.51	613.24	2416.01	577.05	1.8808	0.000010
0.07	39.02	20.531	0.049	163.38	39.02	2572.62	614.46	2409.24	575.44	1.8840	0.000010
0.08	41.53	18.105	0.055	173.87	41.53	2577.11	615.53	2403.25	574.01	1.8871	0.000010
0.09	43.79	16.204	0.062	183.28	43.78	2581.14	616.49	2397.85	572.72	1.8899	0.000010
0.1	45.83	14.675	0.068	191.84	45.82	2584.78	617.36	2392.94	571.54	1.8927	0.000010
0.2	60.09	7.650	0.131	251.46	60.06	2609.86	623.35	2358.40	563.30	1.9156	0.000011
0.3	69.13	5.229	0.191	289.31	69.10	2625.43	627.07	2336.13	557.97	1.9343	0.000011
0.4	75.89	3.993	0.250	317.65	75.87	2636.88	629.81	2319.23	553.94	1.9506	0.000011
0.5	81.35	3.240	0.309	340.57	81.34	2645.99	631.98	2305.42	550.64	1.9654	0.000012
0.6	85.95	2.732	0.366	359.93	85.97	2653.57	633.79	2293.64	547.83	1.9790	0.000012
0.7	89.96	2.365	0.423	376.77	89.99	2660.07	635.35	2283.30	545.36	1.9919	0.000012
0.8	93.51	2.087	0.479	391.73	93.56	2665.77	636.71	2274.05	543.15	2.0040	0.000012
0.9	96.71	1.869	0.535	405.21	96.78	2670.85	637.92	2265.65	541.14	2.0156	0.000012
1	99.63	1.694	0.590	417.51	99.72	2675.43	639.02	2257.92	539.30	2.0267	0.000012
1.1	102.32	1.549	0.645	428.84	102.43	2679.61	640.01	2250.76	537.59	2.0373	0.000012
1.2	104.81	1.428	0.700	439.36	104.94	2683.44	640.93	2244.08	535.99	2.0476	0.000012
1.3	107.13	1.325	0.755	449.19	107.29	2686.98	641.77	2237.79	534.49	2.0576	0.000013
1.4	109.32	1.236	0.809	458.42	109.49	2690.28	642.56	2231.86	533.07	2.0673	0.000013
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768	0.000013
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768	0.000013
1.6	113.32	1.091	0.916	475.38	113.54	2696.25	643.99	2220.87	530.45	2.0860	0.000013
1.7	115.17	1.031	0.970	483.22	115.42	2698.97	644.64	2215.75	529.22	2.0950	0.000013
1.8	116.93	0.977	1.023	490.70	117.20	2701.54	645.25	2210.84	528.05	2.1037	0.000013
1.9	118.62	0.929	1.076	497.85	118.91	2703.98	645.83	2206.13	526.92	2.1124	0.000013
2	120.23	0.885	1.129	504.71	120.55	2706.29	646.39	2201.59	525.84	2.1208	0.000013

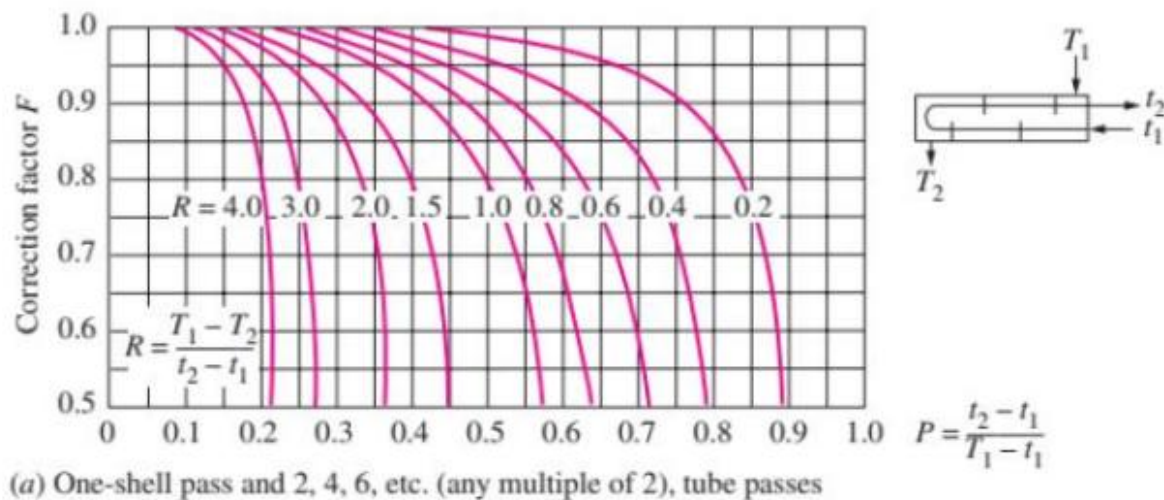
Annexe B : Caractéristiques physique de l'eau

Température	Pression référence	Pression de vapeur saturante	Masse volumique (Density)	Chaleur sensible (Enthalpie spécifique)		Chaleur spécifique (ou massique)		Chaleur volumique	Viscosité dynamique de l'eau
°C	Pa	Pa	kg/m ³	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg.K	kcal/kg.K	kJ/m ³	kg/m.s
0.00	101325	611	999.82	0.06	0.01	4.217	1.007	4216.10	0.001792
1.00	101325	657	999.89	4.28	1.02	4.213	1.006	4213.03	0.001731
2.00	101325	705	999.94	8.49	2.03	4.210	1.006	4210.12	0.001674
3.00	101325	757	999.98	12.70	3.03	4.207	1.005	4207.36	0.001620
4.00	101325	813	1000.00	16.90	4.04	4.205	1.004	4204.74	0.001569
5.00	101325	872	1000.00	21.11	5.04	4.202	1.004	4202.26	0.001520
6.00	101325	935	999.99	25.31	6.04	4.200	1.003	4199.89	0.001473
7.00	101325	1001	999.96	29.51	7.05	4.198	1.003	4197.63	0.001429
8.00	101325	1072	999.91	33.70	8.05	4.196	1.002	4195.47	0.001386
9.00	101325	1147	999.85	37.90	9.05	4.194	1.002	4193.40	0.001346
10.00	101325	1227	999.77	42.09	10.05	4.192	1.001	4191.42	0.001308
11.00	101325	1312	999.68	46.28	11.05	4.191	1.001	4189.51	0.001271
12.00	101325	1402	999.58	50.47	12.06	4.189	1.001	4187.67	0.001236
13.00	101325	1497	999.46	54.66	13.06	4.188	1.000	4185.89	0.001202
14.00	101325	1597	999.33	58.85	14.06	4.187	1.000	4184.16	0.001170
15.00	101325	1704	999.19	63.04	15.06	4.186	1.000	4182.49	0.001139
16.00	101325	1817	999.03	67.22	16.06	4.185	1.000	4180.86	0.001109
17.00	101325	1936	998.86	71.41	17.06	4.184	0.999	4179.27	0.001081
18.00	101325	2063	998.68	75.59	18.05	4.183	0.999	4177.72	0.001054
19.00	101325	2196	998.49	79.77	19.05	4.182	0.999	4176.20	0.001028
20.00	101325	2337	998.29	83.95	20.05	4.182	0.999	4174.70	0.001003
21.00	101325	2486	998.08	88.14	21.05	4.181	0.999	4173.23	0.000979
22.00	101325	2642	997.86	92.32	22.05	4.181	0.999	4171.78	0.000955
23.00	101325	2808	997.62	96.50	23.05	4.180	0.998	4170.34	0.000933

Annexe C : Coefficient d'échange thermique.

ÉCHANGEURS		U _d	
FLUIDE CHAUD	FLUIDE FROID	kcal/h.m ² .°C	BTU/hr. ft ² .°F
Eau	Eau	1 250 - 2 500	250 - 500
Solutions aqueuses	Solutions aqueuses	1 250 - 2 500	250 - 500
Hydrocarbures légers ⁽¹⁾	Hydrocarbures légers	200 - 370	40 - 75
Hydrocarbures moyens ⁽²⁾	Hydrocarbures moyens	100 - 300	20 - 60
Hydrocarbures lourds ⁽³⁾	Hydrocarbures lourds	50 - 200	10 - 40
Hydrocarbures lourds	Hydrocarbures légers	150 - 300	30 - 60
Hydrocarbures légers	Hydrocarbures lourds	50 - 200	10 - 40
RÉFRIGÉRANTS			
Eau, méthanol, ammoniac et solutions aqueuses	Eau	1 250 - 2 500	250 - 500
Hydrocarbures légers	Eau	370 - 730	75 - 150
Hydrocarbures moyens	Eau	250 - 610	50 - 125
Hydrocarbures lourds	Eau	25 - 730	5 - 75
Gaz	Eau	10 - 250	2 - 50
Eau	Saumure	500 - 1 000	100 - 200
Hydrocarbures légers	Saumure	200 - 500	40 - 100
RÉCHAUFFEURS			
Vapeur d'eau	Eau, méthanol, ammoniac	1 000 - 3 400	200 - 700
Vapeur d'eau	Solutions aqueuses : $\mu < 2 \text{ cPo}$	1 000 - 3 400	200 - 700
Vapeur d'eau	Solutions aqueuses : $\mu > 2 \text{ cPo}$	500 - 2 500	100 - 500
Vapeur d'eau	Hydrocarbures légers	600 - 1 000	100 - 200
Vapeur d'eau	Hydrocarbures moyens	250 - 500	50 - 100
Vapeur d'eau	Hydrocarbures lourds	30 - 300	6 - 60
Vapeur d'eau	Gaz	25 - 250	5 - 50
Dowtherm	Gaz	20 - 200	4 - 40
Dowtherm	Hydrocarbures lourds	30 - 300	6 - 60

Annexe D : Facteur de correction F



Annexe E : Matériaux utilisés selon la norme TEMA [5]

Matériaux	Utilisation
Acier au carbone	Fluides moyennement corrosifs
Alliages ferritiques C-Mo et Cr-Mo	Services hydrogène avec température élevée, hydrocarbure sulfuré au-dessus de 300°C
Alliages ferritiques au Cr	Tubes pour services modérément corrosifs, calandres ou boîtes de distribution en contact avec des hydrocarbures soufrés corrosifs
Aciers austénitiques Ni-Cr	Services devant résister à la corrosion en général
Aluminium	Services cryogéniques; rarement pour services moyennement corrosifs

Annexe F : Caractéristiques des tubes d'échangeur

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

Annexe G : Disposition des tubes en triangle

D _e calandre		Tubes : 3/4" P = 15/16"				Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"			
		nombre de passes : n _i				nombre de passes : n _i				nombre de passes : n _i			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25,4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30,5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33,7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38,7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43,9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48,9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54,0	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59,1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63,5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68,6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73,7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78,8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83,8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88,9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94,0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99,0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672

Annexe H : Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau selon le standard TEMA.

Triangular Pitch p _t = 1.25 d _o					
Number Passes	1	2	4	6	8
K ₁	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Bibliographies

- [1] : *Manuel d'Exploitation de l'Unité Méthanol*. Humphrey et Glasgow, Ltd. Octobre 1973.
- [2] :R.DUMON, JC. GUIBET et J-Y.PORTAS. '*Le méthanol (réalités et perspectives)*', édition Paris,1984.
- [3]:Banques de données CP1/Z (Généralités sur le complexe CP1/Z)
- [4]: transferts thermiques (ANA-MARIA BIANCHI, YVES FAUTRELLE, JACQUELINE ETAY).
- [5] Bilan Thermiques (PASCAL BIGOT cours CIRA 1ère année).
- [6]: Introduction aux transferts thermiques (Dominique Marchio et Paul Reboux).
- [7] : Développement d'un programme de calcul d'un échangeur de chaleur (par FETITI CHERIF et FERHAT LEZHARI. Département de Génie Mécanique).
- [8]. Bougriou C, Baadache K (2008) Shell-and-double concentric tube heat exchangers. WO2008089777A1, Patent PCT, DZ2008/000002
- [9]. Gnielinski V (1976) New equations for heat transfer in turbulent pipe and channel flow. Int Chem Eng 16:359–368
- [10]. Christophe M, Christophe W. e-book- TOME 1 – Technologie des échangeurs et dimensionnement simple. 2014.
- [11]. M. A. Masri, 'Equipements d'Echange Thermique', 'Echangeur faisceau-Calandre', IAP, 1010.
- [12]. P.WUITHIER, 'Le Pétrole, Raffinage et Génie Chimique', Tome 2, Paris, édition Technipe, 1972.
- [13] : WEBER Christophe et MAGNIFICAT André, Article : 055 Les échangeurs de chaleur
- [14] Towler GP, Sinnott RK. Chemical engineering design: principles, practice, and economics of plant and process design. 2nd ed. Boston, MA: Butterworth-Heinemann; 2013.
- [15] i-hafsaoui.e-monsite.com

- [16] Çengel YA. Heat and mass transfer: a practical approach. New Delhi: Tata McGraw-Hill; 2007.
- [17] Kern DQ. Process heat transfer. New York: McGraw-Hill; 1950.
- [18] Ludwig EE. Applied process design for chemical and petrochemical plants. 3rd ed. Houston: Gulf Pub. Co; 1995.
- [19] Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI, editors. Handbook of heat transfer. 3rd ed. New York: McGraw-Hill; 1998.
- [20] Dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre par Aspen HYSYS, LARBI.B, FOURAL.A, Centre universitaire Belhadj Bouchaib, Département génie mécanique. 2020
- [21] Simulation d'une unité de production de méthanol à l'aide de l'Aspen Plus HYSYS, DJEBBARI.A, Université Mohamed Khider Biskra, Faculté des sciences et de la technologie, Département chimie industrielle.