

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique

Département de Métallurgie



Mémoire de Projet de Fin d'Etudes

En vue d'obtention du diplôme

D'Ingénieur d'État en Génie des Matériaux

Intitulé

**CALCUL THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE
CHALEUR A FAISCEAUX ET CALANDRE « E102A/B »
EN VUE D'AMELIORER SES PERFORMANCES**

Réalisé par : ZABOUBI Menaouer

Sous la direction de :

Mr. LARIBI Merzak

Mr. BRAHIMI Hassan

Pr\ENP

Ing\SCH

Présenté et soutenu publiquement le (29/06/2020)

Composition du Jury :

Président	Mr. K. ABADLI	M.A.T	ENP Alger
Promoteur	Mr. M. LARIBI	Professeur	ENP Alger
Co-promoteur	Mr. H. BRAHIMI	Ingénieur	SONATRACH
Examineurs	Mr. M. DJEGHLAL	Professeur	ENP Alger
	Mr. A. KASSER	M.C.A	ENP Alger

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique

Département de Métallurgie



Mémoire de Projet de Fin d'Etudes

En vue d'obtention du diplôme

D'Ingénieur d'État en Génie des Matériaux

Intitulé

**CALCUL THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE
CHALEUR A FAISCEAUX ET CALANDRE « E102A/B »
EN VUE D'AMELIORER SES PERFORMANCES**

Réalisé par : ZABOUBI Menaouer

Sous la direction de :

Mr. LARIBI Merzak

Pr\ENP

Mr. BRAHIMI Hassan

Ing\SCH

Présenté et soutenu publiquement le (29/06/2020)

Composition du Jury :

Président	Mr. K. ABADLI	M.A.T	ENP Alger
Promoteur	Mr. M. LARIBI	Professeur	ENP Alger
Co-promoteur	Mr. H. BRAHIMI	Ingénieur	SONATRACH
Examineurs	Mr. M. DJEGHLAL	Professeur	ENP Alger
	Mr. A. KASSER	M.C.A	ENP Alger

Dédicaces

En guise de reconnaissance, je dédie ce travail :

À mes très chers parents, pour les encouragements, tendresse, amour et soutien durant mes études ; vous trouverez ici le fruit de vos sacrifices et je souhaite que j'ai réalisé l'un de vos rêves par ce modeste travail. Puisse dieu vous accorder longue vie pleine de santé et de bonheur.

À mes chers frères et mes belles sœurs, pour leur amour et compréhension.

À toute la famille ZABOUBI ainsi qu'à tous mes amis.

Remerciement

Au nom de Dieu le tout puissant qui m'a donné la santé le courage, la volonté et la force pour achever ce travail à bout.

Je remercie énormément mon promoteur M. Merzak LARIBI

De m'avoir guidé dans le chemin extraordinaire de la recherche, je vous remercie Pour votre simplicité, votre spontanéité, votre disponibilité, votre rigueur scientifique en plus de vos compétences scientifiques et vos qualités humaines. Veuillez trouver ici l'expression de mon profonde reconnaissance et tout mon respect.

Je remercie tout le personnel du département MPP4 de la région de HASSI R'MEL, en particulier le personnel du service PROCESS, et aussi du service mécanique.

Je remercie également à Mr. Kamel ABADLI qui m'a fait l'honneur de présider le jury.

Je remercie infiniment aussi nos enseignants Mohamed Lamine DJEGHLAL et Mr. Abdelmadjid KASSER d'avoir accepté de faire partie du jury.

Merci à tous mes enseignants du département Génie Des Matériaux pour le savoir qu'ils m'ont transmis durant mon cursus. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma reconnaissance et respectueuse gratitude.

Mes profonds remerciements vont également à toutes les personnes qui m'ont aidé, soutenu, et contribué de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Mes plus vifs remerciements vont aux membres du jury qui ont accepté de lire et juger ce modeste travail.

Un spécial hommage à ma chère et tendre maman que j'aime et j'adore.

M .ZABOUBI

ملخص

دراسة تحليلية لمبادل حراري 2-2 (ممران على جانب الأنبوب وممران على جانب القشرة) مع حزمة وقشرة وصندوق أنبوب ثابت. تم تصميم هذا المبادل الحراري لتبريد الغاز الخام والمنتج قبل إرساله إلى CNDG.

الهدف من هذا العمل هو رؤية تأثير تقليل سطح التبادل عن طريق إزالة الأنابيب المثقبة على متوسط اعدادات التشغيل لمبادل حراري للغاز والغاز المنوصوب في محطة معالجة الغاز. تتناول هذه الدراسة التحقق من الأبعاد باستخدام طريقة Kern لمبادل حراري لأنبوب وأنبوب الحزمة من نوع القشرة والأنبوب وفقاً لمعايير TEMA و ASME القسم الثامن. يوضح تحليل نتائج هذه الطريقة التحليلية أن التشغيل الممتد حتى معدل انسداد الانابيب بنسبة 20٪ ممكن وبدون مخاطر.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري, القشرة, انبوب, زعنة, سطح التبادل, معدل الانسداد, معامل التبادل, كفاءة.

Abstract

An analytical study of a 2-2 heat exchanger (two passes on the tube side and two passes on the shell side) with bundle and shell and fixed tube box is considered. This heat exchanger is designed to cool the raw and product gas before it is sent to CNDG.

The aim of this work is to see the influence of the reduction of the exchange surface by eliminating the drilled tubes on the average operating parameters of the gas-gas heat exchanger placed in a gas treatment plant. This study deals with the verification of dimensioning by Kern's method of a shell-and-tube heat exchanger of the bundle and shell-and-tube type according to TEMA and ASME section VIII standards. Analysis of the results of this analytical method shows that extended operation up to a tube plugging rate of 20% is possible and without risk.

Key words: Heat exchanger, Shell, Tubes, Fin, Exchange surface, Clogging rate, Exchange coefficient, Efficiency.

Résumé

Une étude analytique d'un échangeur de chaleur 2-2 (deux passes côté tube et deux passes côté calandre) à faisceau et calandre et à boîte tubulaire fixe est considérée. Cet échangeur est destiné à refroidir le gaz brut et le gaz produit avant leur expédition vers CNDG.

Ce travail a pour but de voir l'influence de la diminution de la surface d'échange par l'élimination des tubes percés sur les paramètres moyens du fonctionnement de l'échangeur de chaleur gaz-gaz placé dans une usine de traitement de gaz. Cette étude porte sur la vérification de dimensionnement par la méthode de Kern d'un échangeur de chaleur de type faisceau et calandre suivant les normes TEMA et ASME section VIII. l'analyse des résultats de cette méthode analytique montre que la prolongation du fonctionnement jusqu'à un taux de bouchage des tubes 20% est possible et sans risque.

Mots clé: Echangeur de chaleur, calandre, tube, ailette, surface d'échange, taux de bouchage, coefficient d'échange, l'efficacité.

TABLE DES MATIERES

Liste des tableaux

Liste des figures

Listes des sigles et abréviations

Introduction Générale	14
I. Notions de transfert de chaleur	18
I.1 Situation géographique.....	18
I.2 Gisement de champ Hassi R'Mel	18
I.3 Capacité actuelle du champ de Hassi R'Mel.....	19
I.4 Direction régionale de Hassi R'Mel	19
Conclusion.....	20
I.5 Introduction aux transferts de chaleur.....	21
I.6 Modes de transfert.....	21
I.6.1 Conduction.....	21
I.6.1.1 Conductivité thermique d'un milieu.....	21
I.6.1.2 Loi de Fourier.....	22
I.6.2 Convection.....	24
I.6.2.1 Les fluides sont concernés par la conduction et la convection.....	24
I.6.2.2 Détermination du coefficient thermique de convection h	26
I.6.3 Rayonnement.....	28
II. Généralités sur les échangeurs de chaleur	31
II.1 Types des échangeurs de chaleur	32
II.1.1 Principe de fonctionnement	32
II.2 Critères de classement des échangeurs.....	32
II.2.1 Classement technologique.....	32
II.2.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur	33
II.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	33
II.2.4 Classement fonctionnel	33
II.2.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	33
II.2.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	34
II.3 Configuration.....	34
II.3.1 Echangeurs tubulaires et multitubulaires.....	34
II.3.2 Echangeur a plaques	36
II.4 Autres types d'échangeurs.....	37
II.4.1 Echangeurs de chaleur spiralés	37
II.4.2 Echangeurs à tubes et ailettes.....	37
II.4.3 Échangeurs de chaleur avec changement de phase.....	38

II.5	Problèmes de Fonctionnement	38
II.5.1	Encrassement.....	38
II.5.1.1	Types d'encrassement.....	38
II.5.2	Corrosion.....	39
II.5.2.1	Types de Corrosion	40
II.5.3	Vibrations.....	40
II.5.4	La fatigue thermique	41
III.	Classification de l'échangeur de chaleur E102.....	43
III.1	Appellations et désignations TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).....	44
III.2	principe de fonctionnement de l'échangeur E102.....	47
III.3	Description de l'échangeur de chaleur E102.....	48
III.4	Constituants de l'échangeur E102	49
III.4.1	Calandre à une seule passe (Type E).....	49
III.4.2	Caractéristiques du faisceau tubulaire.....	50
III.4.2.1	Les tubes du faisceau tubulaire	50
III.4.3	Les chicanes (baffles).....	51
III.4.4	Les plaques tubulaires	52
III.4.5	La boîte de distribution	53
III.5	Conclusion.....	54
IV.	Simulations avec le logiciel SolidWorks.....	56
IV.1	Généralités sur le logiciel SolidWorks	56
IV.2	Flow simulation.....	56
IV.3	Conclusion.....	61
V.	Calcul thermique de l'échangeur E102	63
V.1	Equation fondamentale et méthode de calcul	63
V.2	Calcul thermique de l'échangeur E102	64
V.3	Calcul de ΔT_{LM} (la différence de température logarithmique moyenne).....	66
V.3.1	Correction de ΔT_{LM}	66
V.4	Calcul du coefficient d'échange global U.....	68
V.4.1	Calcul des coefficients de convection coté tubes et calandre	68
V.4.1.1	Coefficient d'échange coté tube h_c (fluid chaud)	68
V.4.1.2	Coefficient d'échange coté calandre h_f (fluid froid).....	70
V.5	Le flux de chaleur échangé.....	73
V.6	Calcul de la surface d'échange.....	73
V.7	Calcul Perte du charge de l'échangeur.....	73
V.7.1	Perte de charge à l'intérieur des tubes	74

V.7.2	La perte de charge à l'extérieur des tubes (coté calandre)	75
V.8	Efficacité de l'échangeur.....	76
V.9	Calcul des paramètres de l'échangeur avec tubes bouchés	77
V.9.1	La variation de la vitesse d'écoulement.....	77
V.9.2	La variation du coefficient d'échange global en fonction des tubes bouchés.....	78
V.9.3	Variation de l'efficacité de l'échangeur avec tubes bouchés.....	78
V.9.4	Les pertes de charge à l'intérieur des tubes encrassé	79
V.9.5	L'évolution de la quantité de chaleur échangée en fonction du nombre des tubes bouchés	80
V.10	Conclusion.....	82
Conclusion Générale		84
Références bibliographiques		86
Annexes		87

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 Conductivités thermique pour différents matériaux.....	21
Tableau III-1 les caractéristiques de la calandre de l'échangeur E102.....	49
Tableau III-2 Les caractéristiques des tubes de l'échangeur E102.....	51
Tableau III-3 Les caractéristiques techniques des chicanes de l'échangeur E102	52
Tableau V-1 les données de calcul pour l'échangeurs E102.....	64
Tableau V-2 Caractéristiques de l'échangeur E102	65
Tableau V-3 La variation de ΔQ en fonction du nombre des tubes bouchés.....	81

LISTE DES FIGURES

Figure I:1	Situation géographique du champ Hassi R'Mel.....	18
Figure I:2	Direction régionale du Hassi R'Mel.....	20
Figure I:3	Mur plan homogène (parallélépipède).....	23
Figure I:4	Paroi d'un tube cylindrique homogène.....	24
Figure I:5	La couche mince entre la paroi et le fluid.....	25
Figure I:6	Circulation forcé d'un fluide a l'intérieur du tube.....	27
Figure I:7	Circulation forcé d'un liquide a l'extérieur d'un tube.....	28
Figure I:8	Réflexion ; transmmision et absorption.....	29
Figure II:1	Ecoulement dans un échangeur faisceau et calandre.....	34
Figure II:2	Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) type 1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes (1-2 à faisceau en U).....	35
Figure II:3	Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) type 1 passe côté calandre, 4 passes côté tubes (1-4 à faisceau en U).....	35
Figure II:4	Echangeur à plaques et joints.....	36
Figure II:5	Plan éclaté d'un échangeur plaque et joints.....	37
Figure II:6	Les tubes ailettes.....	37
Figure II:7	La vitesse des vibrations induites le long d'un tube.....	41
Figure II:8	Rupture par fatigue thermique dans un secteur en U.....	41
Figure III:1	Constituant de l'échangeur de chaleur tubes et calandre.....	44
Figure III:2	Logo de la norme TEMA.....	45
Figure III:3	Différentes désignations des extrémités et de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA.....	46
Figure III:4	Section Haute pression d'un train de traitement de gaz de procédé HUDSON.....	47
Figure III:5	Echangeur de chaleur E102 avec un calandre A/B.....	48
Figure III:6	Calandre à une passe.....	49
Figure III:7	Disposition des tubes en pas triangulaire.....	50
Figure III:8	Tubes de E102.....	50
Figure III:9	Les chicanes.....	52
Figure III:10	La plaque tubulaire.....	53
Figure III:11	Boîte de distribution.....	53
Figure IV:1	Domaine d'écoulement de gaz froid.....	57

Figure IV:2 Chicanes.....	57
Figure IV:3 Domaine d'écoulement de gaz chaud.....	58
Figure IV:4 boîte de distribution.....	58
Figure IV:5 Domaine d'écoulement des deux fluide.....	59
Figure IV:6 Insertion des pièces.....	59
Figure IV:7 Assemblage de la calandre et la boîte tubulaire :.....	60
Figure IV:8 Assemblage de la calandre et le faisceau tubulaire :.....	60
Figure V:1 Schéma représente la configuration de l'échnageur à contre-courant.....	66
Figure V:2 Abbaque de facteur de correction 1 passe coté calandre 1 passe coté tube.....	67
Figure V:3 Résistance d'encrassement et d'écoulement au transfert.....	68
Figure V:4 Section de passage coté calandre.....	70
Figure V:5 Variation de la vitesse d'écoulement en fonction des tubes bouchés.....	77
Figure V:6 Variation de coefficient d'échange en fonction des tubes bouchés.....	78
Figure V:7 Variation de l'efficacité en fonction des tubes bouchés.....	79
Figure V:8 Perte de charge en fonction des tubes bouchés.....	80

LISTE DES SIGLES ET ABREVIATIONS

ASME : American Standards Materials and Equipment.	
TEMA : Tubular Exchangers Manufacturers Association	
GPL : Gaz de Pétrole Liquéfié	
CSTF : Centre de Stockage et de Transfert par Facilité	
CNDG : Centre National de Dispatching Gaz	
SRGA : Station de Récupération des Gaz Associés	
SBN : Station Boosting Nord	
SBC : Station Boosting Centre	
SBS : Station Boosting Sud	
SCS : Station de Compression et de réinjection Sud	
CTH : Centre de Traitement d'huiles	
CTG : Centre de Traitement de Gas	
NUT : Nombre d'unité de transfert	
Nu : Nombre de Nusselt	
Re : Nombre de reynolds	
Pr : Nombre de Prandtl	
Φ : Le flux de chaleur	(W)
S : Surface isotherme	(m ²)
ΔT : Différence de température	(°K, °C)
θ : Température	(°K, °C)
R : Résistance thermique	(K.W ⁻¹)
K : coefficient globale de transfert thermique	(W.m ⁻² .K ⁻¹)
λ : conductivité thermique	(W.m ⁻¹ .k ⁻¹)
e : épaisseur des parois	(m)
r : rayon d'un cylindre	(m)
h : coefficient thermique de convection	(W.m ⁻² .K ⁻¹)
Q : Quantité de chaleur	(J)
Δt : temps	(s)

I : longueur des tubes	(m)
efilm : épaisseur de film	(m)
Θf : Température au sein du fluide	(°K)
Θp : Température de la paroi	(°K)
hi : Coefficient de convection intérieur	(W.m ⁻² .K ⁻¹)
Di : Diamètre intérieur	(m)
ρ : la masse volumique	(kg.m ⁻³)
Vm : Vitesse moyenne du liquide	(m.s ⁻¹)
μ : Viscosité dynamique	(Pas.s)
Cp : Capacité Calorifique	(J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹)
hc : Coefficient de convection au fluide chaud	(W.m ⁻² .K ⁻¹)
hf : Coefficient de convection au fluid froid	(W.m ⁻² .k ⁻¹)
U : Coefficient globale de transfert thermique	(W.m ⁻² .k ⁻¹)
A : Surface d'échange	(m ²)
ΔTlm : différence de température logarithmique moyenne	(°K, °C)
F : Facteur de corection	
T1 : Température d'entrée coté calandre	(°k, °C)
T2 : Température de sortie coté calandre	(°k, °C)
t1 : Température d'entrée coté tube	(°k, °C)
t2 : température de sortie coté tube	(°k, °C)
Gt : Vitesse massique	(Kg.s ⁻¹ .m ⁻²)
M : débit massique	(Kg.h ⁻¹)
At : Section de passage	(m ²)
Nt : Nombre de Tube	
VI : Vitesse linéaire	(m.s ⁻¹)
Deq : Diamètre d'équilibre	(m)
Rt : Résistance thermique des tubes	(m ² .°K.W ⁻¹)
Rf : Résistance due au fluid froid	(m ² .°K.W ⁻¹)
Ree : Résistance D'encrassement extérieur	(m ² .°K.W ⁻¹)
Rei : Résistance d'encrassement intérieur	(m ² .°K.W ⁻¹)

R_c : résistance due au fluide chaud	(m ² .°K.W ⁻¹)
ΔP_t : Perte de charge coté tube	(bar)
ΔP_c : perte de charge coté calandre	(bar)
f : coefficient de friction	
L : la distance total parcourir par le fluid	(m)
E : Efficacité de l'échangeur	
Q_{max} : Quantité de chaleur échangé maximal	(W)
C_{min} : Chaleur massique minimal	(KJ.Kg ⁻¹)
C_{max} : chaleur massique maximal	(KJ.Kg ⁻¹)

Introduction Générale

Introduction Générale

Les exigences du marché gazier nécessitent un traitement rigoureux du gaz produit pour faciliter son transport et sa distribution par canalisation.

Dans le but de donner au gaz les spécifications requises pour son utilisation ainsi que pour récupérer le maximum des hydrocarbures liquides (condensat, GPL), le gaz doit être porté à des températures suffisamment basses pour permettre sa condensation. L'atteinte de telles températures emploient des procédés de traitement tel que le procédé Hudson ou celui de Pritchard qui incluent le refroidissement du gaz par échange thermique. A cet effet, les installations de traitement sont dotées d'échangeurs de chaleur dont les performances thermiques doivent assurer des températures exigées par le processus de traitement du gaz.

Cet équipement omniprésent dans toutes les unités pétrochimiques, raffineries et autres installations industrielles sert à refroidir le gaz brut pour récupérer les hydrocarbures liquides et chauffer le gaz de vente à une température convenable pour son transport.

Il permet en effet de réduire la consommation d'énergie thermique nécessaire pour le traitement et ainsi d'augmenter le prix de revient des produits finis.

Dans ce mémoire, nous allons étudier les performances d'un échangeur de chaleur très important dans l'industrie pétrolière : c'est l'échangeur de chaleur "à faisceau et calandre" E102 A/B.

L'étude repose principalement sur la vérification de sa surface d'échange ainsi que ses performances afin de prodiguer les meilleures recommandations possibles visant l'amélioration de l'exploitation et la durée de vie de cet échangeur.

Le travail sera divisé en trois grands axes :

- La présentation de l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre E102.
- L'étude des problèmes rencontrés dans ce type d'échangeur, sa maintenance, et sa protection contre la corrosion.
- Le dimensionnement et l'étude paramétrique du même échangeur en utilisant la méthode de température moyenne logarithmique.

Pour ce faire, le mémoire est organisé autour de 5 chapitres:

- Premier chapitre présente le champ Hassi R'Mel mais celui-ci est consacré aux généralités de transfert de chaleur.
- Deuxième chapitre présente des notions sur les échangeurs de chaleur ainsi que leurs classifications, critères et exigences de sélection.
- Troisième chapitre est dédié à la classification et au fonctionnement de l'échangeur E102. On s'intéressera particulièrement à l'interprétation des résultats de calcul comme : la surface d'échange, la résistance d'encrassement et la variation de différents paramètres de fonctionnement en cas de réduction de la surface d'échange par le bouchage des tubes fuyards.
- Quatrième chapitre est consacré à une simulation de l'échangeur dimensionné à l'aide du logiciel SolidWorks.
- Cinquième chapitre concerne le calcul thermique et la dynamique des différents paramètres de l'échangeur, suivi d'une étude de ses performances avec tubes bouchés.

Ce travail sera clôturé par une conclusion générale et des perspectives.

Problématique

Les principaux problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur sont l'encrassement, la corrosion et l'érosion. L'usure par corrosion et érosion provoque la diminution de l'épaisseur des tubes où elle provoque des percements des tubes.

La méthode utilisée pour la réparation des échangeurs qui ont des tubes percés est le bouchage par des bouchons de forme conique renforcé par un cordon de soudure. Cette méthode n'est pas valable pour un taux de bouchage des tubes dépassant les 15% selon la norme TEMA. Elle exige de renouveler des anciens tubes par d'autres plus récents. Pour cette procédure, le coût de la main d'oeuvre, la pièce de rechange et le manque de production sont importants.

Pour ces raisons, on cherche à minimiser le coût de la maintenance directe et indirecte par la prolongation du fonctionnement de l'échangeur.

Chapitre I

Notions de transfert de chaleur

I. Notions de transfert de chaleur

Avant d'aborder les notions de transfert de chaleur et leurs processus de déroulement dans les échangeurs thermiques dans les champs, commençons par une présentation du champ de Hassi R'mel.

I.1 Situation géographique

Hassi R'Mel, porte du désert, se trouve à 550 km au sud d'Alger, entre les wilayas de Ghardaïa et Laghouat à une altitude moyenne de 760m ; est une région relativement plate du Sahara où le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux et ne pousse qu'une faible végétation composée essentiellement de buissons et de pistachiers sauvages.

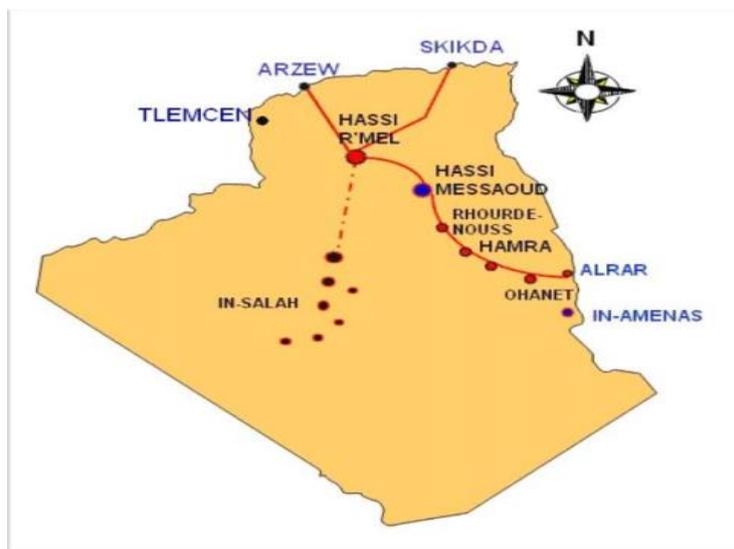


Figure I:1 Situation géographique du champ Hassi R'Mel

Le climat est caractérisé par une faible pluviométrie (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et de 34% en hiver. Les amplitudes thermiques sont importantes et la température varie de -5 °C en hiver à 45 °C en été. Les vents dominant sont de direction Nord-Ouest pouvant atteindre des vitesses de 100km/h.

I.2 Gisement de champ Hassi R'Mel

Le gisement de Hassi R'Mel est une vaste étendue de 3500Km²(70Km de long du nord au sud et 50Km de large d'est en ouest), il se situe à une profondeur d'environ 2200m.

Le réservoir de Hassi R'Mel se présente sous forme elliptique orientée Ouest Nord-est, il constitue l'un des tous premiers gisements de gaz naturel au monde avec un

volume de gaz à condensat, initialement en place, estimé à près de 3000 milliards de mètres cubes standard contenus dans une structure d'environ 80 km de large.

Les études du gisement ont prouvé que le réservoir contenait du gaz, du condensat et du GPL. Les richesses initiales étaient de 200 g/m³ pour le condensat et de 80 g/ m³ pour le GPL.

D'autres études ont mis en évidence la présence du pétrole brut tout autour du gisement, mais plus particulièrement dans les parties « Est » et « Sud » du champ. On parle ainsi de présence d'anneau d'huile (pétrole brut).

Les deux produits, gaz et pétrole, se trouvent à l'état brut initialement, nécessitent des complexes de traitement qui ont subi un développement continu durant cette décennie.

I.3 Capacité actuelle du champ de Hassi R'Mel

Le développement final du champ a permis d'atteindre les capacités de production suivantes :

- 100 milliards de mètre cubes de gaz par an.
- 12 millions de tonne de condensât par an.
- 3.5 millions de tonnes de GPL par an.

I.4 Direction régionale de Hassi R'Mel

Elle a pour mission essentielle le développement et l'exploitation des hydrocarbures; afin de répondre à son plan de charge convenablement, elle s'est dotée des directions et divisions présentées dans l'organigramme ci-dessous:

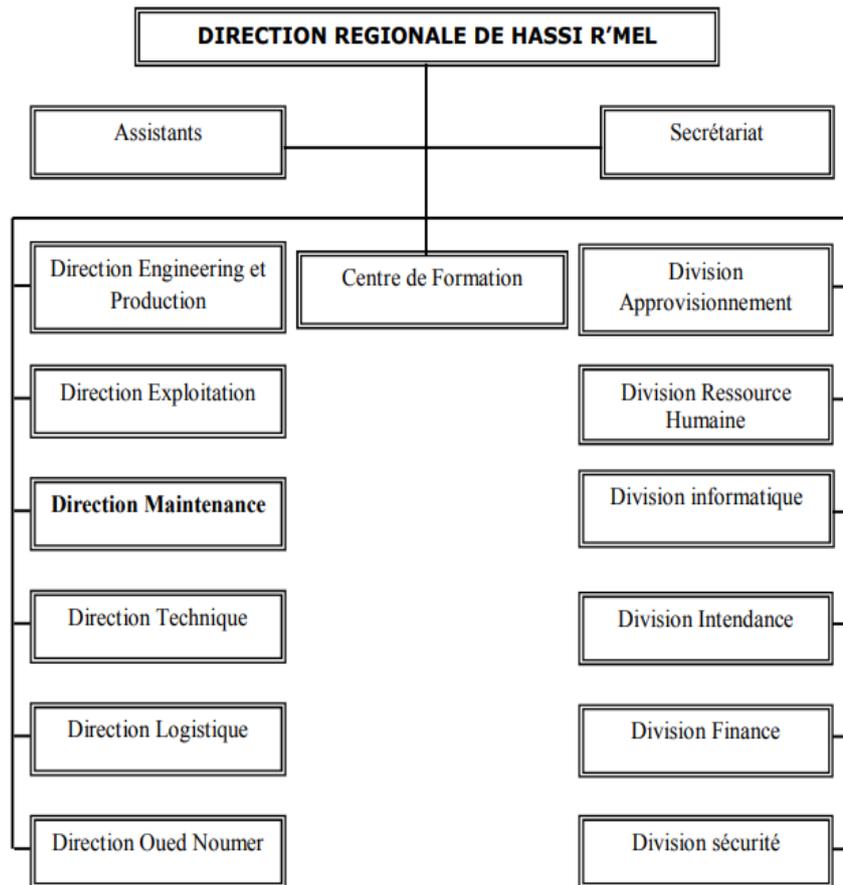


Figure I:2 Direction régionale du Hassi R'Mel

Conclusion

La région de Hassi R'Mel est une région saharienne située au sud d'Alger. Son gisement a été découvert en 1956 par le forage du premier puits dénommé HR1 ; à une profondeur de 2131 m. ce gisement est riche en condensat et GPL, on dit il a un gaz humide.

Le développement du champ de Hassi R'Mel se fait en trois étapes ; la première étape est de 1961 jusqu'à 1969, la deuxième de 1971 à 1974, et dernière de 1971 jusqu'à ce jour.

Les installations gazières de Hassi R'Mel se partagent en quatre catégories ; les modules de traitement de gaz, les Boostings, les stations de réinjections, et les CTH.

I.5 Introduction aux transferts de chaleur

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Cette diversité des applications a entraîné un foisonnement des formes géométriques des échangeurs (tubulaires, à plaques, à ailettes, etc).

La réalisation des échangeurs se heurte à des difficultés du calcul dues à la complexité des formes géométriques et des écoulements, la maintenance, la corrosion et l'encrassement et les pertes de performances qui en découlent, etc. Les échangeurs de chaleur sont conçus spécialement pour fonctionner en régime permanent. Le présent travail est destiné à étudier les différents modes de transferts de chaleur et les différents types des échangeurs, leurs principes de fonctionnement.

I.6 Modes de transfert

I.6.1 Conduction

La conduction est la propagation de la chaleur de molécules à molécules (ou d'atomes à atomes ou d'ions à ions) dans un corps ou dans plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu.

I.6.1.1 Conductivité thermique d'un milieu

Pour un milieu donné la conductivité thermique λ dépend de la température et de l'état de surface pour les solides. On utilise souvent une valeur moyenne qu'on juge acceptable sur un intervalle de températures^[1].

Dans le Tableau I-1 on donne des exemples de conductivité en ($W/m^2 \cdot K$) à la température ambiante ^[2]:

Tableau I-1 Conductivités thermique pour différents matériaux

La conductivité thermique en ($W/m^2.K$)	
Aluminium	247
Cuivre	398
Argent	428
Fonte	80
Nickel	90

Tungstène	178
Acier inoxydable 316	15.9
Solides ayant faible conductivité et isolants en (W/m².K)	
Verre	0.75
Polystyrène	0.13
Amiante	0.16
PVC	0.16
Laine de verre	0.04
Fluides en (w/m².k)	
Air	0.022
Eau	0.58
Huiles	0.14
Ethanol	0.18

I.6.1.2 Loi de Fourier

A partir de cette loi on recherche l'expression des flux de chaleur dans des cas de géométries particulières.

a) Mur plan homogène (parallélépipède)

On considère la conduction dans un milieu homogène et isotrope (propriétés physiques identiques dans toutes les directions de l'espace) d'épaisseur e entre deux plans à des températures uniformes θ_1 et θ_2 . On suppose que l'écoulement de la chaleur s'effectue perpendiculairement à ces plans isothermes (la température est identique dans un plan). Il n'y a donc pas de pertes latérales de chaleur. Le régime permanent est supposé être atteint.

En tous les points du système les températures ne varient plus en fonction du temps. Le flux de chaleur qui traverse chaque surface entre les deux plans est donc identique car dans le cas contraire on devrait supposer qu'il y aurait perte ou accumulation de

chaleur en un point ce qui induirait une variation de température contraire aux hypothèses.

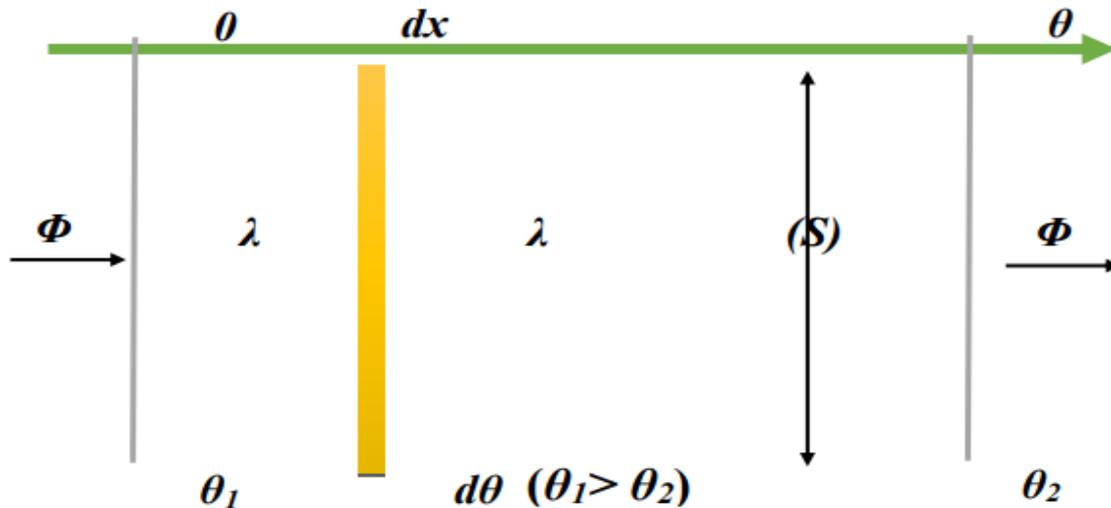


Figure I:3 : Mur plan homogène (parallélépipède)

Le flux de chaleur s'exprime ainsi :

$$\Phi = \frac{\lambda \cdot S}{e} (\theta_1 - \theta_2) \tag{1}$$

On en déduit la résistance thermique R dans un mur :

$$R = \frac{e}{\lambda \cdot S} \tag{2}$$

b) Paroi d'un tube cylindrique homogène

On considère la conduction dans un milieu homogène et isotrope (propriétés physiques identiques dans toutes les directions de l'espace) entre deux cylindres concentriques de rayon R_i et R_e et de longueurs L , à des températures uniformes θ_i et θ_e comme illustré dans la **Figure I:4**. On suppose que l'écoulement de la chaleur s'effectue radialement (la température est identique sur une surface cylindrique quelconque entre les deux cylindres). On suppose qu'il n'y a pas de pertes de chaleur aux extrémités latérales des cylindres Erreur ! Signet non défini.

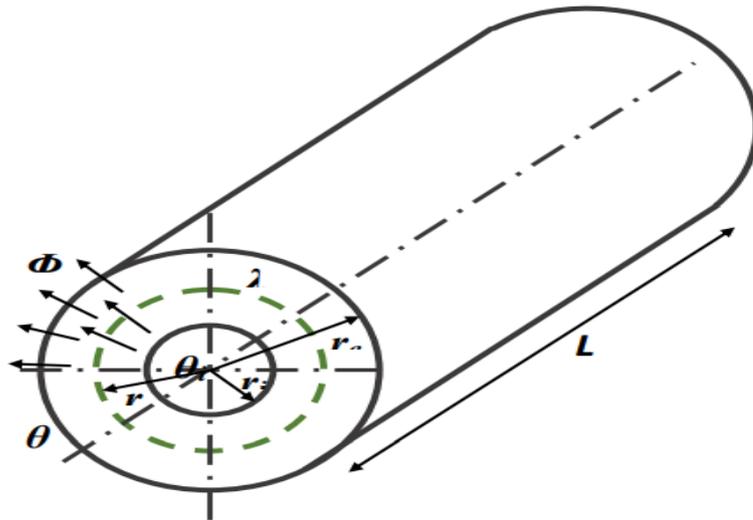


Figure I:4 Paroi d'un tube cylindrique homogène

Le régime permanent est supposé être atteint : en tous les points du système les températures ne varient plus en fonction du temps. Le flux de chaleur qui traverse chaque surface entre les deux cylindres est alors identique. La loi de Fourier s'exprime donc différemment puisque les surfaces ne sont pas identiques selon la propagation de la chaleur.

La loi de Fourier s'exprime alors sous la forme :

$$\Phi = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \frac{d\theta}{dr} \quad (3)$$

Avec r est le rayon d'un cylindre.

On en déduit la résistance thermique R dans la paroi entre deux cylindres concentriques :

$$R = \frac{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)}{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot l} \quad (4)$$

I.6.2 Convection

La convection est la propagation de la chaleur dans un fluide en mouvement. La transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein du fluide et du mouvement du fluide

I.6.2.1 Les fluides sont concernés par la conduction et la convection

La conduction intervient seule lorsque le mélange de matière est inexistant. Cette situation ne se produit que pour un fluide immobile ou un fluide en écoulement

laminaire car dans ce cas les fluides restent alors parallèles entre eux. Même dans un fluide immobile, des différences de température provoquent des courants de convection.

Le transfert par convection se produit alors avec l'apparition de cette turbulence. Dans un écoulement turbulent en contact avec une paroi solide, il existe le long de la paroi une couche mince de fluide en écoulement laminaire, L'épaisseur de cette couche dépend notamment des propriétés physiques du fluide mais aussi de sa vitesse de circulation.

On comprend que cette couche sera d'autant plus mince que cette vitesse sera élevée.

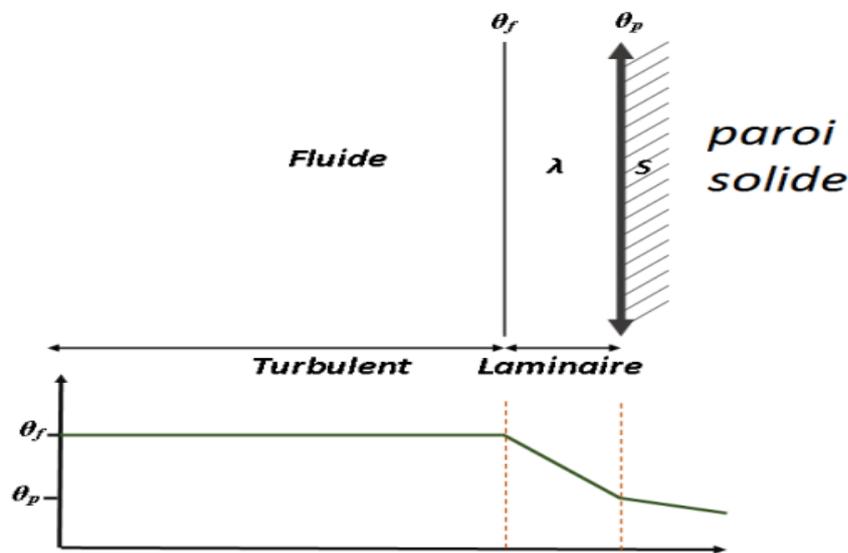


Figure I:5 La couche mince entre la paroi et le fluid

On conclut de cette étude que le phénomène de convection se réduit d'un point de vue thermique à une conduction dans la couche mince. Le flux de chaleur échangé entre le fluide et la paroi par convection peut donc s'écrire :

$$\Phi = \lambda \cdot \frac{S}{e_{film}} \cdot (\theta_f - \theta_p) \quad (5)$$

Où λ_f est la conductivité thermique du fluide, e_{film} l'épaisseur du film, S la surface de la paroi d'échange, θ_f la température au sein du fluide et θ_p la température de la paroi.

l'épaisseur de la couche n'est que très rarement connue car elle dépend de beaucoup de facteurs. De plus λ_f dépend de la température et celle-ci est variable dans la couche. Pour ces raisons, dans un transfert par convection on écrit le flux de chaleur sous la forme suivante :

$$\Phi = h.S(\theta_f - \theta_p) \quad (6)$$

où h est le coefficient thermique de convection. On remarque que h a la même dimension que le coefficient de transfert thermique global K . La résistance thermique de transfert par convection R est donc égale à :

$$R = \frac{1}{h.S} \quad (7)$$

I.6.2.2 Détermination du coefficient thermique de convection h

Le problème de la convection est en fait de déterminer ce coefficient en fonction des conditions d'écoulement du fluide, des caractéristiques géométriques des parois et des éventuels changements d'état du fluide. On traitera quelques cas importants en génie chimique mais on gardera à l'esprit que l'expérience est souvent la méthode apportant le plus d'informations sur la valeur de ces coefficients⁵.

a) Circulation forcée d'un liquide à l'intérieur d'un tube cylindrique

L'expérience montre que le coefficient de convection interne h_i dans une section dépend des 7 grandeurs suivantes :

- ρ : masse volumique du liquide.
- c_p : chaleur massique du liquide.
- μ : viscosité dynamique du liquide.
- λ : conductivité thermique du liquide.
- D_i : diamètre intérieur du tube.
- x : abscisse de la section considérée avec l'origine placée à l'entrée du tube.
- V_m : vitesse moyenne du liquide.

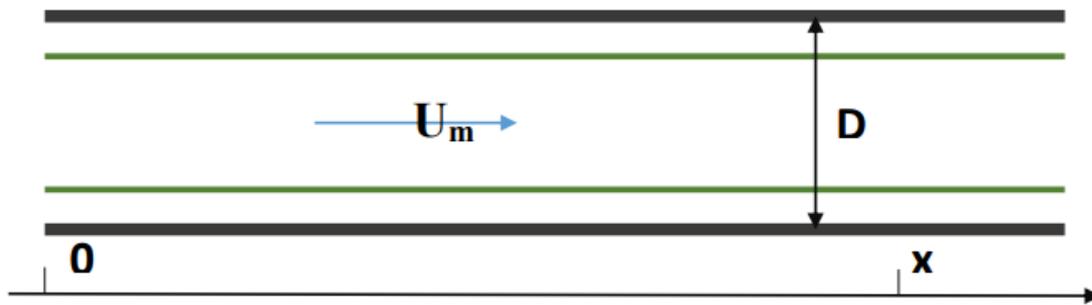


Figure I:6 Circulation forcé d'un fluide a l'intérieur du tube

La détermination du coefficient h_i par l'expérience est impossible à réaliser à cause du trop grand nombre d'expériences nécessaires. L'analyse dimensionnelle permet de simplifier notablement ce problème. Elle montre qu'il existe une fonction F à 3 variables vérifiant la relation :

$$h_i \cdot \frac{D_i}{\lambda} = F \left(\frac{(\rho \cdot V_m \cdot D_i)}{\mu} ; \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} ; \frac{x}{D_i} \right) \quad (8)$$

On définit 4 nombres sans dimension pour caractériser la convection (il faut toujours veiller à écrire les paramètres de ces nombres dans le système d'unités SI) :

- Nombre de Nusselt : $h_i \cdot D_i / \lambda$
- Nombre de Reynolds : $\rho \cdot V_m \cdot D_i / \mu$
- Nombre de Prandtl : $C_p \cdot \mu / \lambda$
- x / D_i

b) Circulation forcée d'un liquide à l'extérieur d'un tube cylindrique

Ce cas constitue par exemple celui du calcul du coefficient de convection externe h_e pour le transfert de chaleur entre la paroi extérieure d'un tube cylindrique placé à l'intérieur d'un autre tube cylindrique concentrique (échangeur mono tubulaire) et le liquide circulant dans l'espace annulaire. On montre que la relation de Colburn s'applique en remplaçant le diamètre D_i par le diamètre hydraulique (dans ce cas c'est la différence des diamètres dans l'espace annulaire) et en utilisant pour Re la vitesse du liquide réelle (la section à considérer est la section définie par l'espace annulaire)⁵.

c) Circulation forcée d'un liquide à l'extérieur d'un tube cylindrique et perpendiculairement à celui-ci

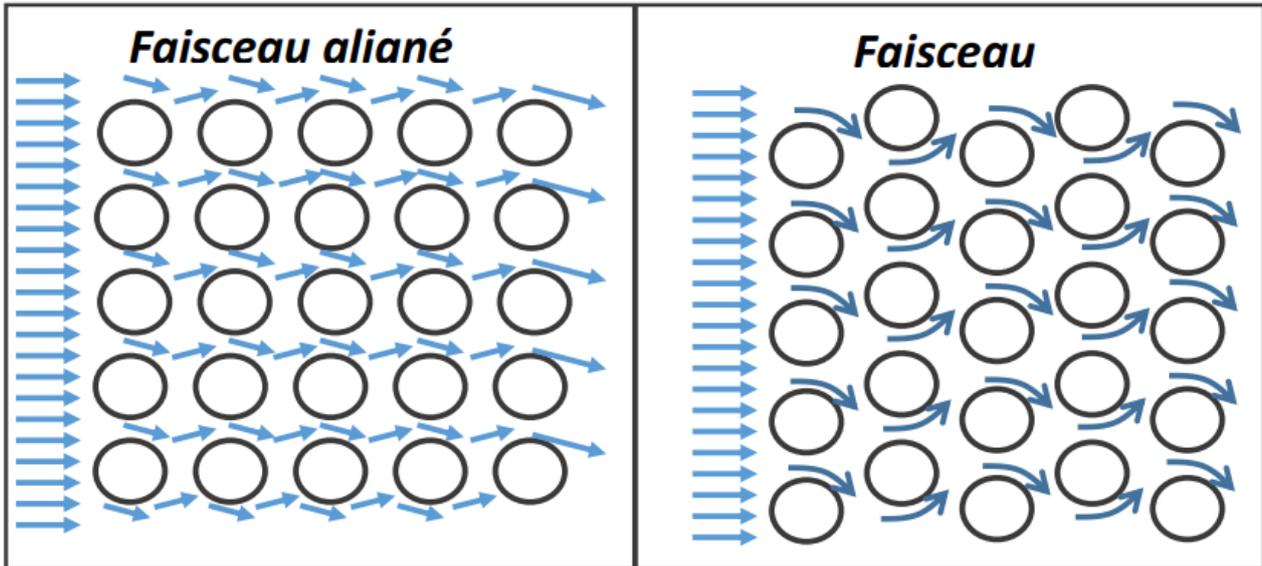


Figure I:7 Circulation forcée d'un liquide à l'extérieur d'un tube

On montre que suivant si le faisceau de tubes comporte des tubes alignés ou en quinconce, le coefficient de convection externe h_e (transfert entre le liquide extérieur aux tubes et la paroi extérieure de ces tubes) est différent. On obtient les relations suivantes :

- Faisceau aligné : $Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$
- Faisceau en quinconce : $Nu = 0,33 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$

Ces valeurs différentes montrent que l'augmentation des turbulences améliore le transfert thermique. Le nombre de Reynolds prend ici une expression particulière⁵.

I.6.3 Rayonnement

Le rayonnement est l'émission par un corps d'ondes électromagnétiques qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infra-rouge et du visible.

Pratiquement tous les corps (gaz, liquide ou solide) émettent un rayonnement électromagnétique. Ces radiations qui transportent de l'énergie peuvent se propager dans le vide, leur propagation suit les mêmes lois que celle de la lumière (vitesse identique, réflexion, réfraction, transmission, absorption). Les longueurs d'onde considérées dans le rayonnement thermique sont surtout dans l'infra-rouge entre 1 et $20 \mu\text{m}$ ^[3].

Lorsqu'un rayonnement incident atteint un corps, celui-ci réfléchit une partie du rayonnement (r). Une partie est transmise (t) si le corps est partiellement transparent tandis que le reste de l'énergie du rayonnement incident est absorbé par le corps (α). La somme des trois fractions d'énergie est égale à 1.

$$\alpha + r + t = 1 \quad (9)$$

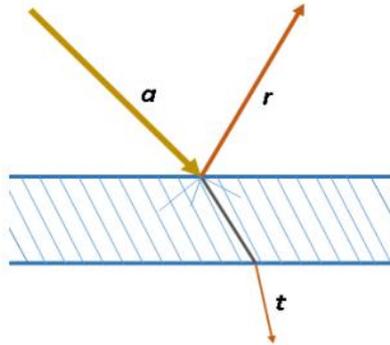


Figure I:8 Réflexion ; transmmision et absorption.

α est nommé le facteur d'absorption du corps : c'est la fraction d'énergie absorbée par rapport à l'énergie incidente. α est défini pour une longueur d'onde λ donnée.

Chapitre II

Généralités sur les échangeurs de chaleur

II. Généralités sur les échangeurs de chaleur

Les procédés utilisés dans l'industrie du traitement de gaz demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis, avec ou sans changement de phase. Parmi les équipements utilisés pour ces procédés existent les «ECHANGEURS DE CHALEUR»^[4].

Les échangeurs de chaleur facilitent l'échange de chaleur entre deux fluides avec des températures différentes, tout empêchant leur mélange. Les échangeurs de chaleur ont un champ d'utilisation très vaste ; ils sont appliqués dans plusieurs secteurs d'activités industrielles tels que la production d'énergie dans les grandes usines, les industries chimiques, la climatisation.

Le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur implique l'effet de la convection dans chaque fluide et la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides. Cependant, dans l'analyse des échangeurs de chaleur, il est commode de travailler avec un coefficient de transfert thermique global U qui représente la contribution de tous ces effets limitant (convection et conduction) sur le transfert de chaleur. Dans une zone de l'échangeur, la chaleur échangée dépend du gradient de température entre les deux fluides. ce dernier étant variable le long de l'appareil, il est généralement plus commode de travailler avec la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) équivalente entre les deux fluides pour l'ensemble de l'appareil, couvrant ainsi le long de l'échangeur de chaleur .dans certains cas, les température d'entrée et de sortie des fluides en question ne sont pas toutes connues, limitant ainsi le calcul de DTLM . Il est donc préférable d'opter pour la seconde méthode de calcul des échangeurs dite méthode d'efficacité-NUT⁷..

II.1 Types des échangeurs de chaleur

II.1.1 Principe de fonctionnement

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en générale un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi, d'où le nom de l'appareil. Le problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée.

On vient de le dire, la quantité de chaleur transfère dépend de la surface d'échange entre les deux fluides, mais aussi des nombreux paramètres ; ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe :

L'étude complète d'un échangeur comporte une analyse thermique et hydraulique, une étude mécanique et une optimisation économique⁷.

- **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.

II.2 Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des types d'échangeurs^[5].

Les principaux sont:

II.2.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

II.2.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

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

II.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

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

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

II.2.4 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase , suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique.

On rencontre alors les différents cas suivants :

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

II.2.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

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

II.2.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

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

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^[6].

II.3 Configuration

Il existe plusieurs configurations industrielles des échangeurs de chaleur. Néanmoins, on peut distinguer deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques.

II.3.1 Echangeurs tubulaires et multitubulaires

Ils représentent la majorité des échangeurs utilisés dans les industries chimiques et pétrolières. Dans leur plus simple configuration, ils sont constitués de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Cependant, pour les cas courants, ils sont faits de plusieurs tubes empilés sous forme d'un faisceau, d'où l'appellation échangeurs à faisceau tubulaires^[7].

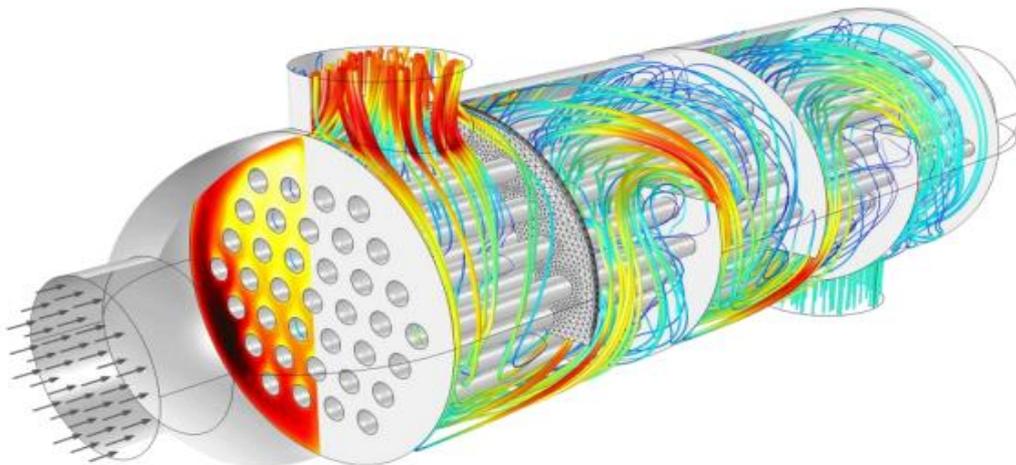


Figure II:1 Ecoulement dans un échangeur faisceau et calandre.

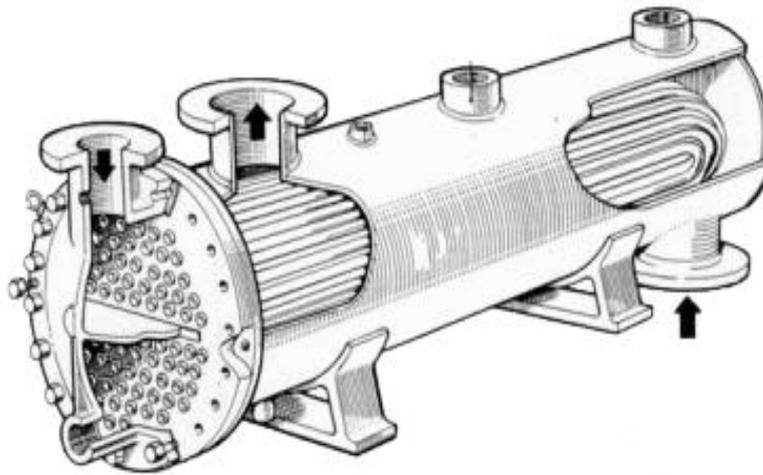


Figure II:2 Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) type 1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes (1-2 à faisceau en U)

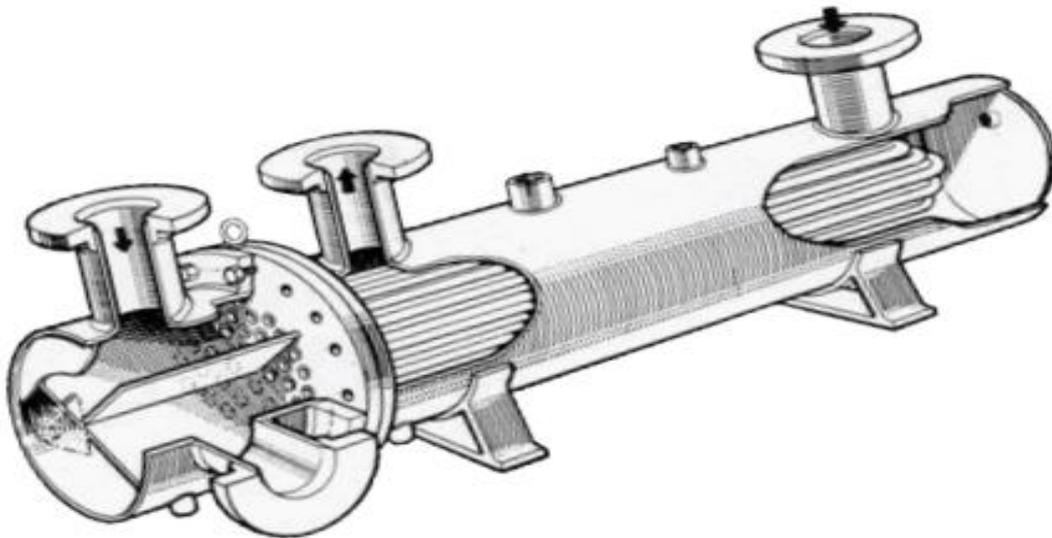


Figure II:3 Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) type 1 passe côté calandre, 4 passes côté tubes (1-4 à faisceau en U)

Ces appareils présentent des avantages spécifiques

- Facilités de démontage et d'entretien .
- Possibilité de fonctionner en contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements.
- Convenances aux produits impropres, agressifs ou incrustants.
- Fonctionnement à des températures et des pressions élevées.

Par contre ils présentent des inconvénients suivants

- Risque des fuites aux raccords.
- Flexion du tube intérieurs si la longueur est importante.
- Comparativement aux autres types d'échangeurs, surface d'échange faible par rapport au volume global de l'appareil en raison du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes.

II.3.2 Echangeur a plaques

En règle générale, les échangeurs à plaques sont constitués par un empilement de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats. Un fluide circule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs^[8].

On peut distinguer principalement deux types d'échangeurs à plaques : ceux à plaques et joints et ceux à plaques brasées (ou cassettes)^[9].

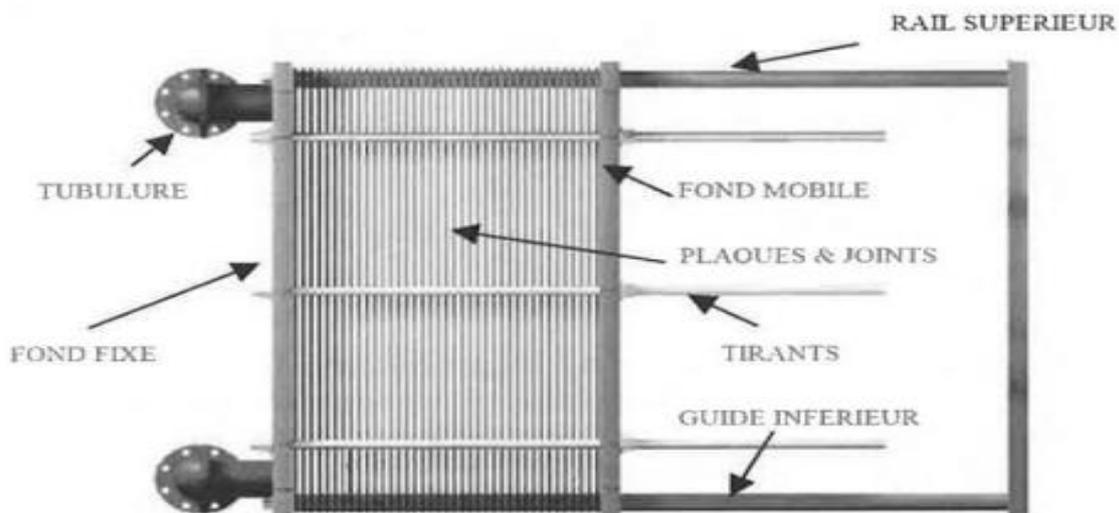


Figure II:4 : Echangeur à plaques et joints

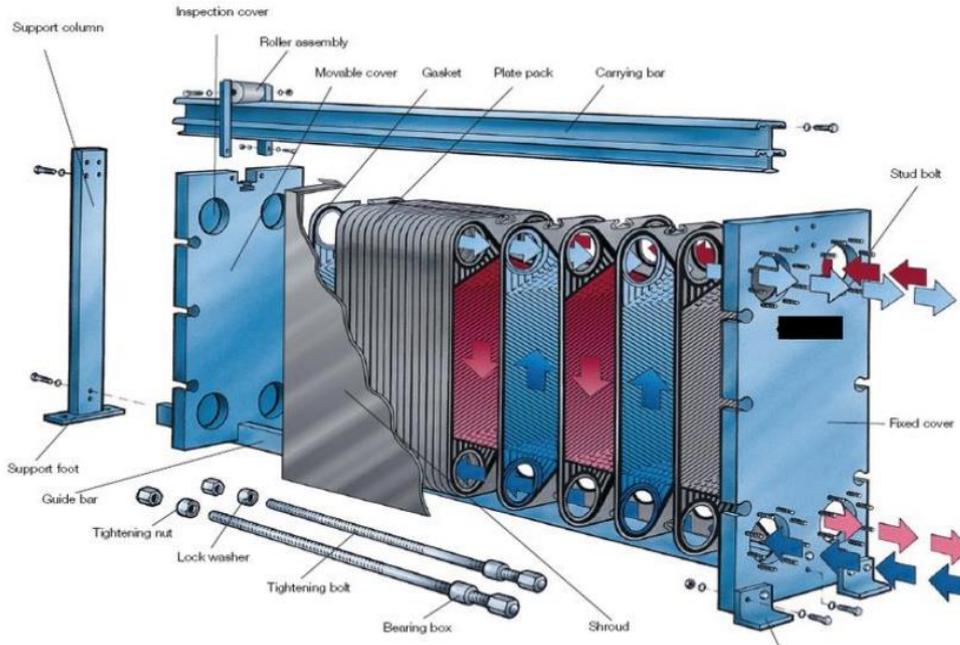


Figure II:5 Plan éclaté d'un échangeur plaque et joints

II.4 Autres types d'échangeurs

II.4.1 Echangeurs de chaleur spiralés

Ces échangeurs de chaleurs sont adaptés aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides susceptibles de causer un encrassement ou une corrosion importants sur d'autres types d'échangeurs de chaleur⁹.

II.4.2 Echangeurs à tubes et ailettes

Un premier fluide s'écoule dans les tubes tandis que le second se trouve à l'extérieur. Les tubes sont entourés de fines ailettes dans le but d'offrir une surface d'échange



Figure II:6 Les tubes ailettes

plus importante que la surface externe du tube lisse. Ce type d'échangeur est couramment utilisé pour la récupération de chaleur des fumées, les radiateurs de voitures, ou les condenseurs des fluides frigorigènes^[10].

II.4.3 Échangeurs de chaleur avec changement de phase

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs tubulaires ou à plaques où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, et des condenseurs tubulaires ou à plaques où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide. Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur⁷.

II.5 Problèmes de Fonctionnement

Lors de l'exploitation des échangeurs de chaleur, les industriels sont le plus souvent confrontés aux phénomènes :

- d'encrassement,
- de corrosion,
- de vibrations,
- voire de tenue mécanique des appareils

II.5.1 Encrassement

Encrassement : processus d'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation, soit par dépôt de tartre, soit par apparition de micro-organismes d'origine biologique^[11].

II.5.1.1 Types d'encrassement

Le classement se fait selon le mécanisme de dépôt

a) Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt, puis de l'accumulation de particules solides sur les surfaces d'échange, charriées par un fluide en écoulement.

b) Corrosion

C'est le résultat d'une réaction chimique (ou électrochimique) entre la surface d'échange et le fluide en écoulement. Cela se traduit par un encrassement dû aux produits de la réaction qui se déposent sur la surface d'échange (on parle alors de

corrosion in situ). En revanche, les produits de corrosion créés ailleurs, entraînent un encrassement particulaire (corrosion ex situ).

c) Entartrage

A lieu généralement quand on est en présence d'une production de solution solide à partir d'une solution liquide. Ce phénomène est rencontré surtout dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières et les systèmes géothermiques.

d) Encrassement biologique

Le développement de micro-organismes tels que les bactéries, les algues,..., crée un film au contact de la surface thermique. Ce type d'encrassement bien qu'apparaissant comme un processus naturel (les bactéries sont omniprésentes dans l'eau) peut être particulièrement favorisé par les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs.

e) Encrassement par réaction chimique

Il apparaît quand une réaction chimique se déroule près de la surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce phénomène se traduit souvent par une polymérisation. En général, les domaines concernés sont :

- l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds),
- l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait),

f) Encrassement par solidification

La solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie se traduit parfois par la formation d'une couche de glace ou givre entraînant l'encrassement par solidification des conduites.

II.5.2 Corrosion

Elle se définit comme un processus de dégradation des matériaux métalliques (on convient également d'utiliser cette définition pour les matériaux non métalliques) sous l'action d'un milieu agressif. En principe les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont différents, mais conduisent au même résultat pratique : la destruction du matériau⁶.

II.5.2.1 Types de Corrosion

Selon l'aspect des dégradations, la corrosion peut se présenter sous différentes formes à savoir la corrosion généralisée ou la corrosion localisée.

a) Corrosion généralisée

se caractérise par une même vitesse de corrosion sur toute la surface métallique en contact avec le milieu agressif. En général, une surépaisseur de corrosion peut être adoptée sur les pièces, en tenant compte de la durée de vie de fonctionnement à prévoir pour la pièce considérée.

b) Corrosion localisée

Elle apparaît dans le cas où la vitesse de corrosion diffère d'un endroit à l'autre de la surface du métal exposé à l'agent corrosif. Plusieurs formes de corrosion localisées sont observées dont on peut citer :

- **corrosion par piqûres** : seuls quelques endroits ponctuels de la surface métallique sont corrodés,
- **corrosion sous tension** : cette forme de corrosion se manifeste dans les zones soumises à des contraintes mécaniques,
- **fatigue-corrosion** : elle concerne tout matériau en milieu corrosif marqué par des fissures et une rupture se produisant pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas d'une fatigue en milieu non corrosif.
- **corrosion galvanique** : si deux métaux possédant un potentiel électrochimique différent sont mis en contact dans un milieu corrosif, il se produit alors passage d'un courant (création d'une pile électrique) conduisant à la corrosion du métal le plus négatif, Retenons enfin, que la corrosion des métaux peut se faire selon des processus chimiques ou électrochimiques influencés par plusieurs paramètres dont :
 - La nature du métal.
 - Son état de surface.
 - La nature de l'agent agressif, et les conditions physico-chimiques.

II.5.3 Vibrations

L'excès des vibrations «environnementale» de l'équipement, y compris les compresseurs d'air, les machines frigorifiques ou autres moteurs peuvent causer des

défaillances des tubes qui se forment à la suite des fissures de fatigue ou de l'érosion (cas où les tubes sont en contact avec les chicanes). Idéalement, les échangeurs de chaleur doivent être isolés de toute forme de vibration⁶.



Figure II:7 La vitesse des vibrations induites le long d'un tube

Les vitesses des fluides qui dépassent $1,2 \text{ m.s}^{-1}$ pourraient causer des dommages dans les tubes. La vitesse des vibrations induites peut aussi causer des ruptures de fatigue par durcissement des tubes aux points de contact entre les chicanes ou dans les segments en U, conduisant finalement à des fissures et des fractionnements.

II.5.4 La fatigue thermique

Des tubes, principalement dans les sections cintrées en U, peuvent être sérieusement endommagés en raison des contraintes de fatigue cumulatives liée à un cycle thermique constant. Ce problème est aggravé de façon significative par la différence de température à travers l'augmentation de coudes en U.

La figure 10 est un exemple typique de la fatigue thermique. Les différences de température ont causé la flexion du tube, ce qui fait que les contraintes augmentent jusqu'à ce que la résistance à la traction du matériau soit dépassée et que les fissures apparaissent. La fissure se produisant le plus souvent radialement, et peuvent conduire à une rupture complète du tube⁶.



Figure II:8 Rupture par fatigue thermique dans un secteur en U

Chapitre III

Classification de l'échangeur de chaleur E102

III. Classification de l'échangeur de chaleur E102

Ce type d'échangeurs est le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

Le faisceau à l'intérieur duquel circule le premier fluide est monté sur deux plaques tubulaires en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau muni de chicanes logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes.

La calandre est généralement réalisée en acier au carbone et les brides portant les boîtes de distribution et le couvercle sont soudées. Les tubes du faisceau répondent à des spécifications très sévères. Le choix du matériau dépend de l'utilisation:

- acier au carbone pour usage courant.
- laiton amirauté pour les appareils travaillant avec l'eau de mer.
- aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- aluminium et cuivre pour les très basses températures.

Les tubes sont fixés dans les plaques par mandrinage et la perforation des trous dans les plaques est réalisée selon une disposition normalisée, soit au pas triangle, soit au pas carré. Le pas triangle permet de placer environ 10 % de plus de tubes que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais, en contre partie, la disposition des tubes rend difficile le nettoyage des tubes par insertion de grattoirs. Les chicanes qui permettent d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre sont souvent constituées par un disque de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre comportant une section libre représentant 20 à 45 % de la section. Les boîtes de distribution et de retour sont cloisonnées. Ce cloisonnement permet au fluide de traverser successivement plusieurs sections du faisceau, ce qui a pour objet d'accroître la vitesse du fluide et d'augmenter le coefficient de transfert à l'intérieur des

tubes. Cette disposition correspond toujours à un nombre pair de passages (ou passes) dans le faisceau^[12].

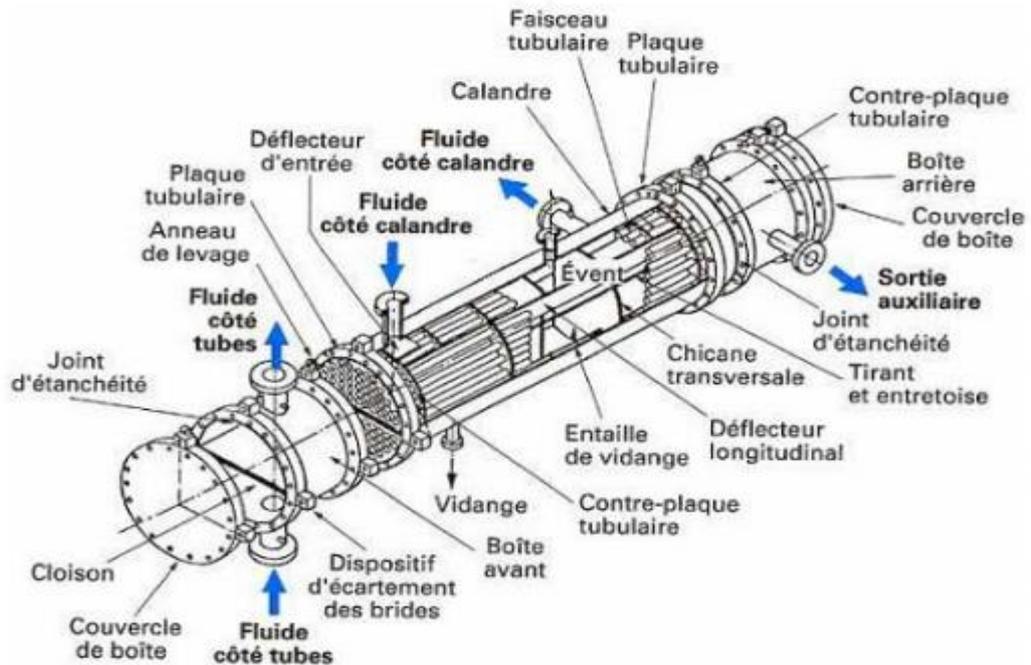


Figure III:1 Constituant de l'échangeur de chaleur tubes et calandre

L'équipement qu'on étudie est un échangeur de chaleur à contact indirect gaz/gaz de type faisceaux et calandre à plaques tubulaires fixes. Les tubes sont montés sur les plaques tubulaires fixes qui sont soudées entre la calandre et les boîtes de distribution, l'échangeur repose sur deux supports, les tubes peuvent être disposés sur la plaque tubulaire en pas carré ou triangulaire comme le cas de notre échangeur (le pas est triangulaire). Le but de cet échangeur est le refroidissement de gaz brut est la diminution de sa température au maximum pour réaliser une meilleure séparation à froid, et d'autre part l'exploitation de cette chaleur pour le chauffage de gaz de vente (sec) et l'obtention d'une température égale ou proche de 45°C (répond aux spécifications)^[13].

III.1 Appellations et désignations TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)

Étant donné leur large utilisation, ces appareils font l'objet d'une standardisation et normalisation de la procédure de conception ; la norme la plus couramment utilisée est le standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). TEMA est une norme américaine qui différencie les appareils multitubulaires en fonction des

conditions de pression et températures en trois classes/ Une classe **A**, rarement utilisée dans l'industrie, une classe **B** adoptée dans la majorité des cas et la classe **R** réservée aux échangeurs fonctionnant dans des conditions jugées très dures et inhabituelles du point de vue mécanique et environnemental (gaz toxique par exemple)^[14].

Un échangeur TEMA est désigné par trois lettres représentant respectivement l'extrémité avant (celle dans laquelle entre le fluide qui circule dans les tubes), la calandre de l'appareil et l'autre extrémité de l'échangeur. Les standards TEMA permettent d'avoir les dimensions optimales de tubes et de calandres. Ces dimensions sont données en tenant compte des différents facteurs influençant le transfert (corrosion, adhérence...)



Figure III:2 Logo de la norme TEMA

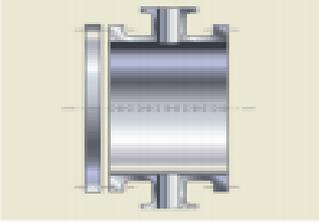
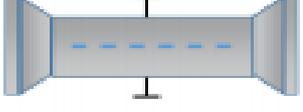
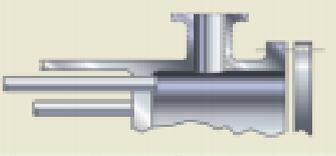
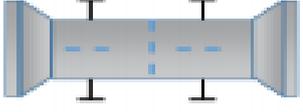
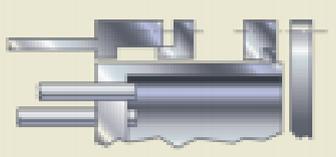
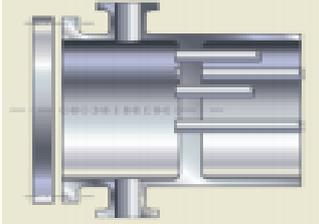
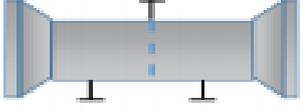
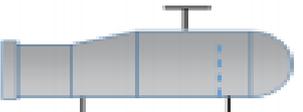
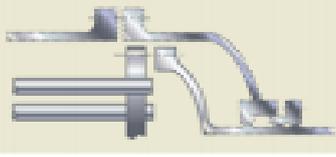
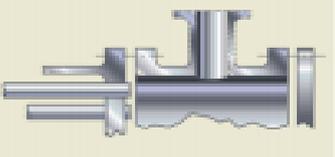
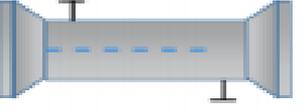
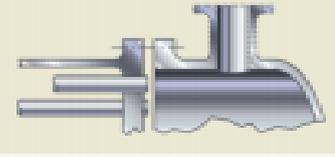
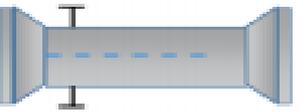
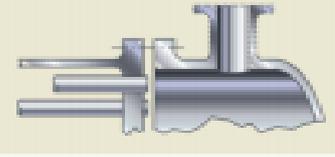
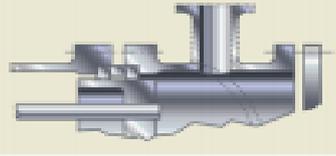
Type de chambre de distribution		Type de calandre		Type de tête flottantes et de fond de calandre	
A	 <i>Chambre avec couvercle démontable</i>	G	 <i>Flux divisé</i>	N	 <i>Plaque tubulaire fixe identique au type C chambre</i>
B	 <i>Chambre à fond et bride monobloc</i>	H	 <i>Double Flux divisé</i>	P	 <i>Tête flottante avec presse étoupe extérieur</i>
C	 <i>Chambre monobloc avec plaque tubulaire et couvercle démontable</i>	J	 <i>Flux divisé à deux sorties</i>	S	 <i>Tête flottante avec couronne de fixation en deux éléments</i>
		K	 <i>Rebouilleur type chaudière</i>	T	 <i>Tête flottante avec passage libre</i>
		Type de tête flottantes et de fond de calandre		L	 <i>Plaque tubulaire fixe identique au type A chambre</i>
Type de calandre		E	 <i>Une passe calandre</i>	M	 <i>Plaque tubulaire fixe identique au type B chambre</i>
F	 <i>Deux passes calandre avec chicane longitudinale</i>	M	 <i>Plaque tubulaire fixe identique au type B chambre</i>	U	 <i>Faisceau tubulaire avec tubes en épingles U</i>
				W	 <i>Tête flottante avec joint type lanterne</i>

Figure III:3 Différentes désignations des extrémités et de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA

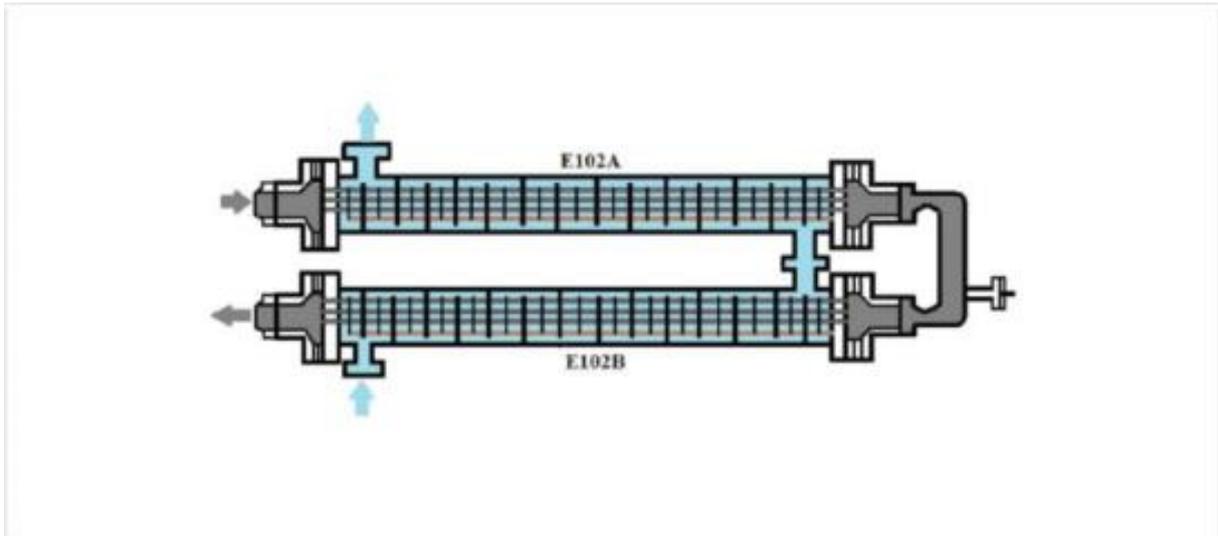


Figure III:5 Echangeur de chaleur E102 avec un calandre A/B

III.3 Description de l'échangeur de chaleur E102

C'est un échangeur multitubulaire à tête fixe ; sa plaque tubulaire est soudée directement sur la calandre. Cet appareil permet de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la concentration du faisceau soit acceptable. Le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique. Cet échangeur est de type **BEM** ce qui signifie selon les normes **TEMA**.

- B : Chambre de distribution avec fond de fermeture soudé.
- E : calandre à une seule passe.
- M : boîte de sortie.

L'échangeur de chaleur E102A/B se compose de deux échangeurs identiques communiquant entre eux coté calandre et reliée avec un coude coté tube. Comme l'E102A et l'E102B sont identiques on cite au-dessous les différents constituants de cet échangeur.

III.4 Constituants de l'échangeur E102

III.4.1 Calandre à une seule passe (Type E)

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau est de l'acier au carbone selon les normes **ASTM**. Son utilisation est très courante, la calandre type E est munie d'une tubulure à chaque extrémité.

Tableau III-1 les caractéristiques de la calandre de l'échangeur E102

Longueur (mm)	17602
Epaisseur (mm)	41.44
Diamètre (mm)	1040
Température de calcul (°C)	-45.5/93.3
Pression de calcul (kg/cm ²)	91.4
Surépaisseur de corrosion	3.2
Matériaux	SA 536-CL-1

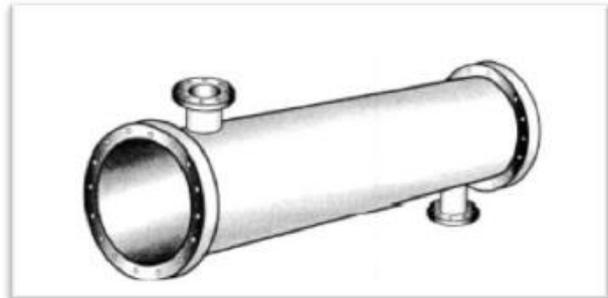
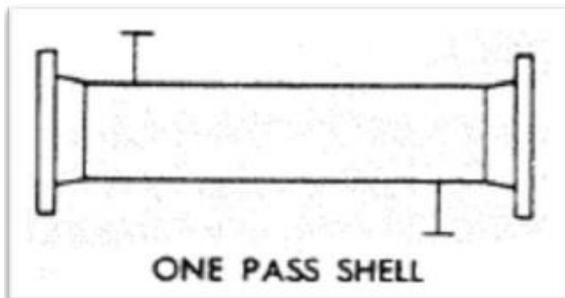


Figure III:6 Calandre à une passe

III.4.2 Caractéristiques du faisceau tubulaire

Le faisceau tubulaire est en quinconce et la disposition des tubes est à pas triangulaire.

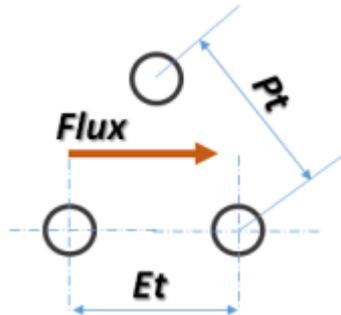


Figure III:7 : Disposition des tubes en pas triangulaire

III.4.2.1 Les tubes du faisceau tubulaire

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur.

Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou le laiton, etc.

Deux dispositions de tubes sont possibles : le pas triangulaire et le pas carré.

La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage). La disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique^[15].

Les tubes sont fixés à chacune de leur extrémité par des soudures ou dudgeonnage sur deux plaques tubulaires.

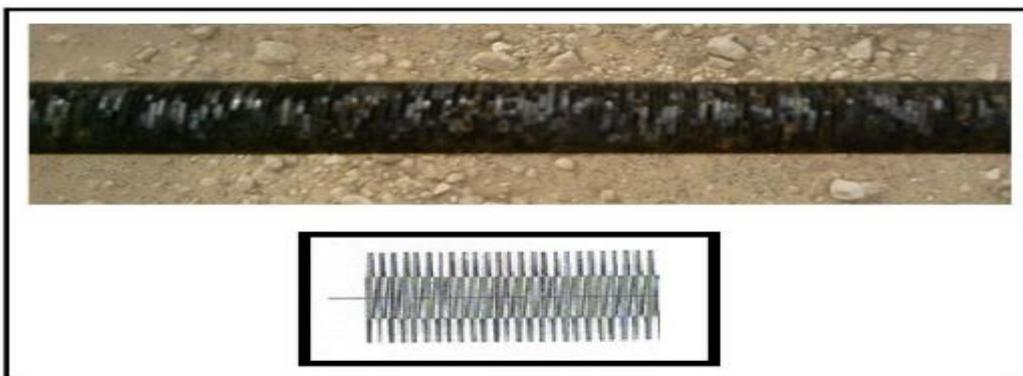


Figure III:8 Tubes de E102

Tableau III-2 Les caractéristiques des tubes de l'échangeur E102

Longueur (mm)	17602
Diamètres (mm)	22.23
Epaisseurs (mm)	2.11
Température de calcul (°C)	-45.5/93.3
Pression de calcul (kg/cm ²)	169.
Nombre des tubes	875
Matériaux	SA 334-1
Pas triangulaire	27.8

III.4.3 Les chicanes (baffles)

L'existence des chicanes forcent le fluide a s'écouler perpendiculairement aux tubes d'une part et favorisent la turbulence d'autre part, améliorant ainsi l'échange de chaleur. Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau (pour éviter le phénomène de vibration).

Dans le cas d'un transfert de chaleur sans changement de phase, il est intéressant d'augmenter la vitesse de fluide pour améliorer le coefficient d'échange. La vitesse est d'autant plus élevée que les chicanes sont rapprochées pour l'écoulement transversal au faisceau de tubes (entre deux chicanes) et qu'elles ont une ouverture faible pour l'écoulement parallèle au faisceau de tubes (au passage de la chicane). Mais un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient global d'échange thermique et des pertes de pression acceptable.

Les chicanes sont de même matériau que la calandre ; elles peuvent être de plusieurs types :

chicanes classiques ou à barreaux (Rod baffle dans la littérature anglo-saxonne) dont le développement et l'utilisation sont relativement récents.

Tableau III-3 Les caractéristiques techniques des chicanes de l'échangeur E102

Diamètre (mm)	1037
Epaisseur (mm)	16
Matériaux	SA 516-60
Nombre	14
Espacement (mm)	1142
Segmentation	18.5%

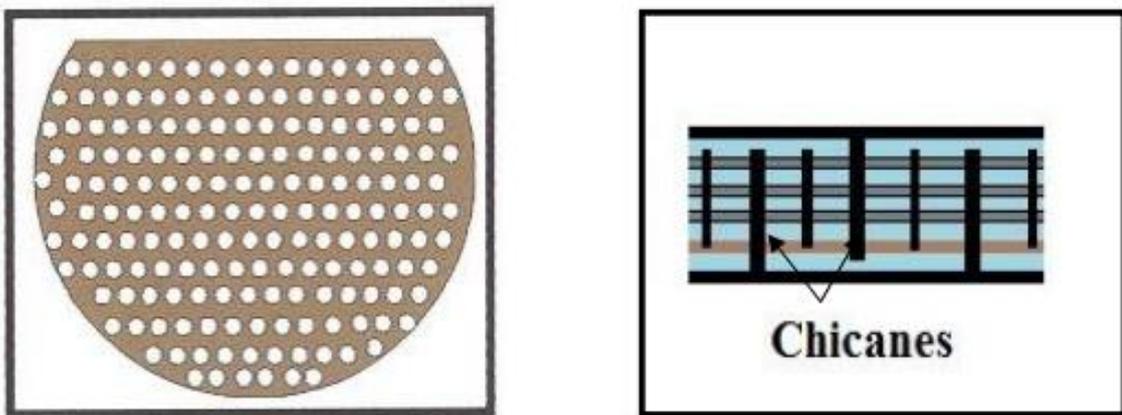


Figure III:9 Les chicanes

III.4.4 Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (15 à 20 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre d'autre part.

Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire ou en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage ou par soudure, quelquefois aussi par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité^[16].

Les plaques tubulaires sont les parties délicates des échangeurs. Les interstices entre tubes et plaques sont des lieux privilégiés de corrosion (la concentration en produit agressif y est parfois très supérieure à celle mesurée dans les autres parties de

l'échangeur, car il y a stagnation du fluide). Par ailleurs, des dilatations différentielles excessives peuvent faire céder les dougonnages ou les soudures.

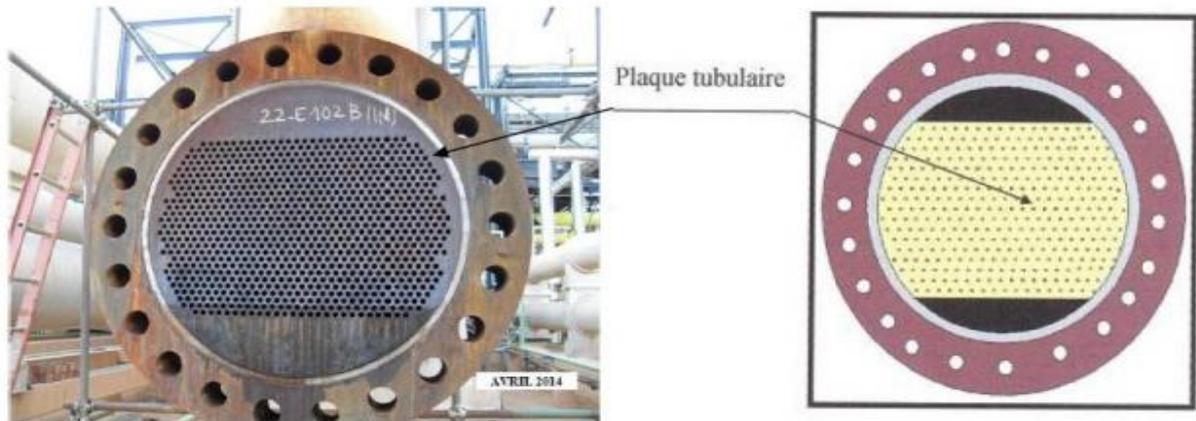


Figure III:10 La plaque tubulaire

III.4.5 La boîte de distribution

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes c.-à-d. que la circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boîte de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie, et d'une boîte de retour.

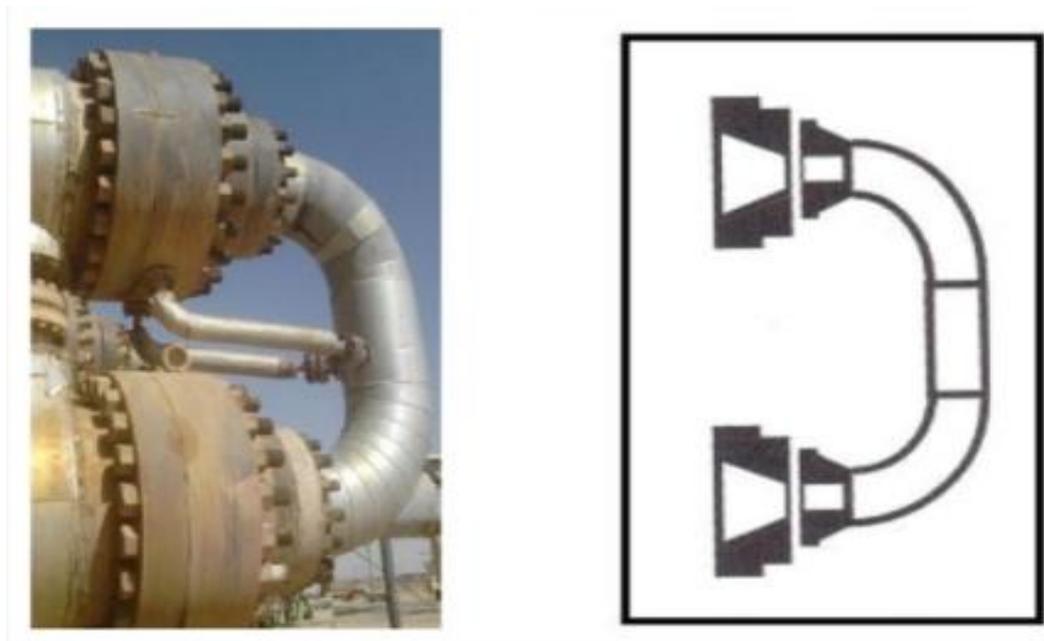


Figure III:11 Boîte de distribution

III.5 Conclusion

Les échangeurs de chaleur sont des équipements très importants dans le processus de traitement de gaz naturel. Ils sont destinés pour réchauffer ou refroidir un fluide au moyen d'un autre fluide circulant à une température différente.

L'échangeur de chaleur E102 a deux modes de circulation du gaz, l'un est le courant croisé, et l'autre est le contre courant. Le gaz brut circule à l'intérieur des tubes, et le gaz sec circule à l'extérieur. Les différents constituants de l'échangeur tube et calandre à plaque fixe sont deux plaques tubulaires, les tubes, une calandre, les chicanes, les tirants et entretoises...

L'acier au carbone est le matériau le plus utilisé pour fabriquer les échangeurs de chaleur à cause de son coût, et de sa conductivité thermique.

Chapitre IV

Simulation avec le logiciel
SolidWorks

IV. Simulations avec le logiciel SolidWorks

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes; SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés. Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

Dans ce chapitre nous allons réaliser des différentes simulations sur notre échangeur de chaleur dimensionné dans le chapitre suivant .

IV.1 Généralités sur le logiciel SolidWorks

SOLIDWORKS Simulation permet aux ingénieurs produits d'avoir accès aux fonctionnalités d'analyse par éléments finis (FEA) qui leur permettent d'accélérer l'innovation produit. En exploitant l'environnement CAO 3D SOLIDWORKS, cette technologie indique comment fonctionne dans la réalité.

SOLIDWORKS Simulation fournit une gamme complète d'outils d'analyse structurelle, d'analyse par éléments finis, d'analyse des mouvements et multi-physique de vos pièces et assemblages. Intégré à la suite SOLIDWORKS de solutions de développement produits 3D, couvrant la conception, la simulation, la communication technique et la gestion des données^[17].

IV.2 Flow simulation

Pour initialiser la simulation flow on doit définir le domaine d'écoulement des deux fluides, puis introduire les paramètres de l'écoulement (le débit, la vitesse, la pression et la température) ainsi que les matériaux de construction de l'évaporateur.

Pour réaliser ce type d'échangeur on doit réaliser leur pièces séparément afin de les assembler Les résultats de cette étude sont illustrés dans les images ci-dessous :

A) La calandre

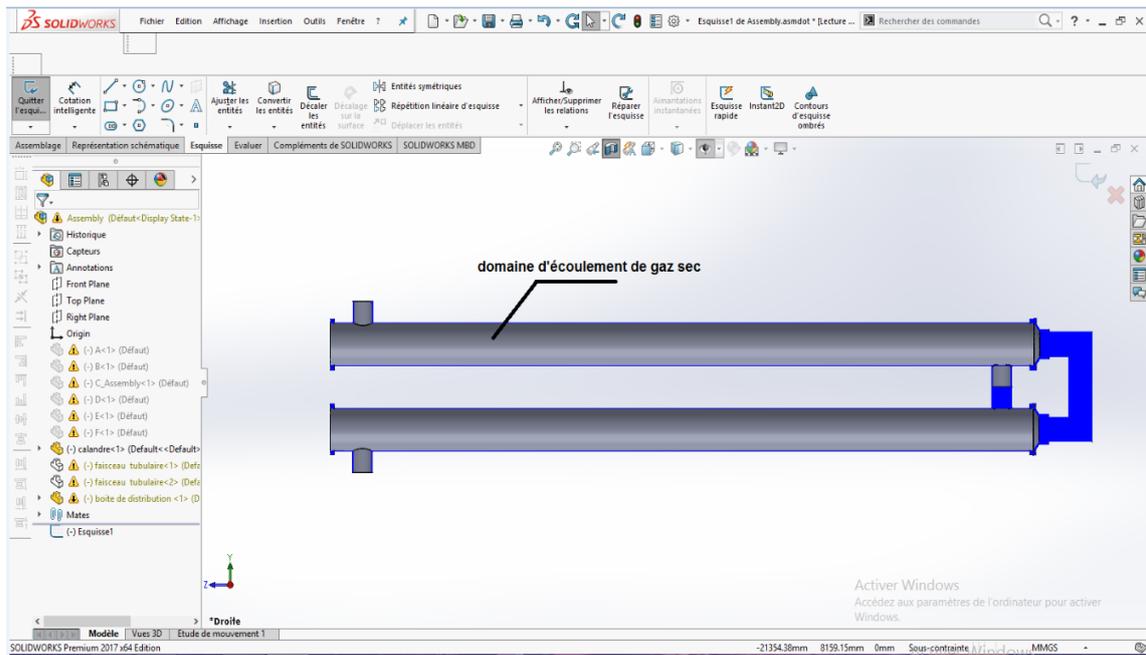


Figure IV:1 Domaine d'écoulement de gaz froid

B) Chicanes

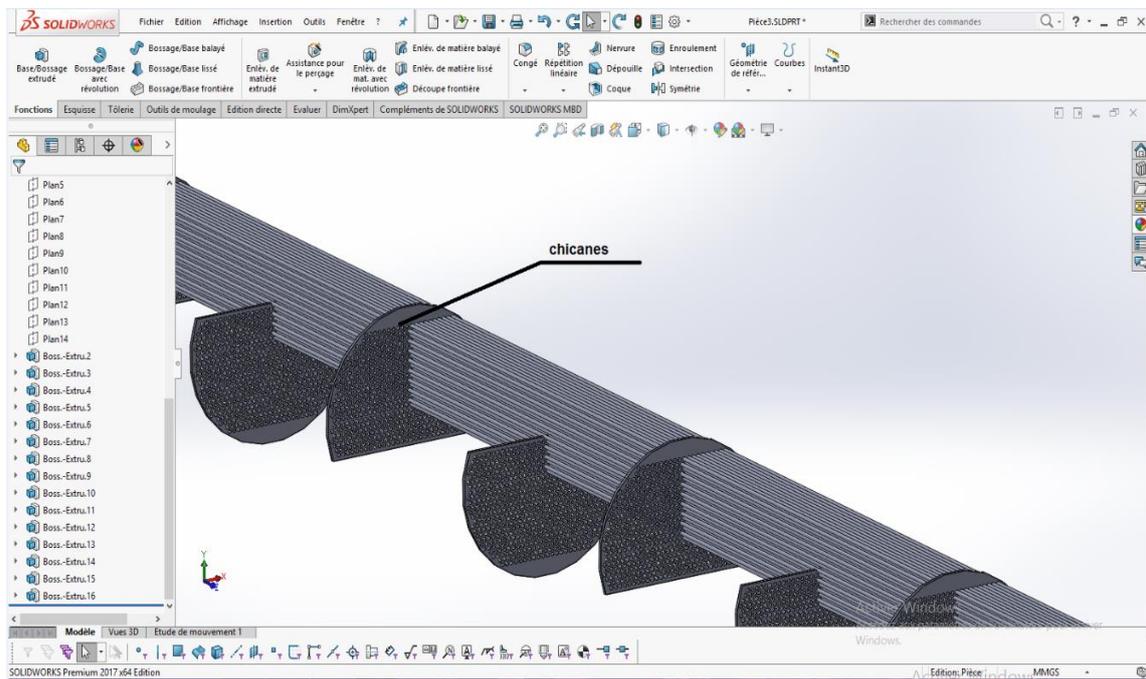


Figure IV:2 Chicanes

C) Faisceau tubulaire

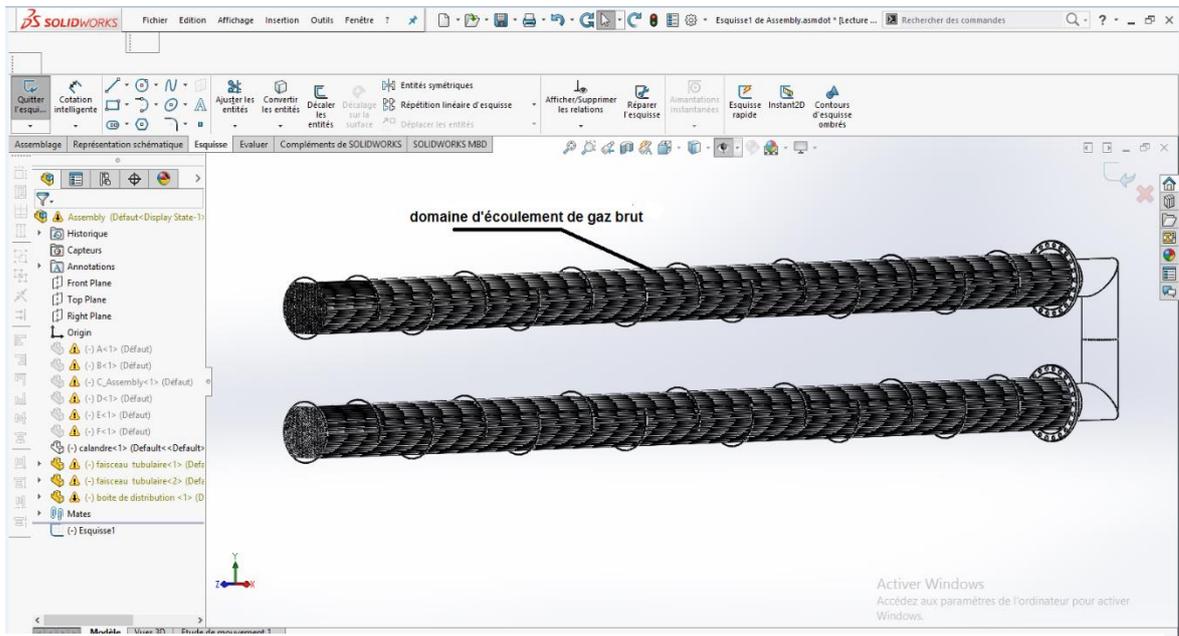


Figure IV:3 Domaine d'écoulement de gaz chaud

D) Boite de distribution

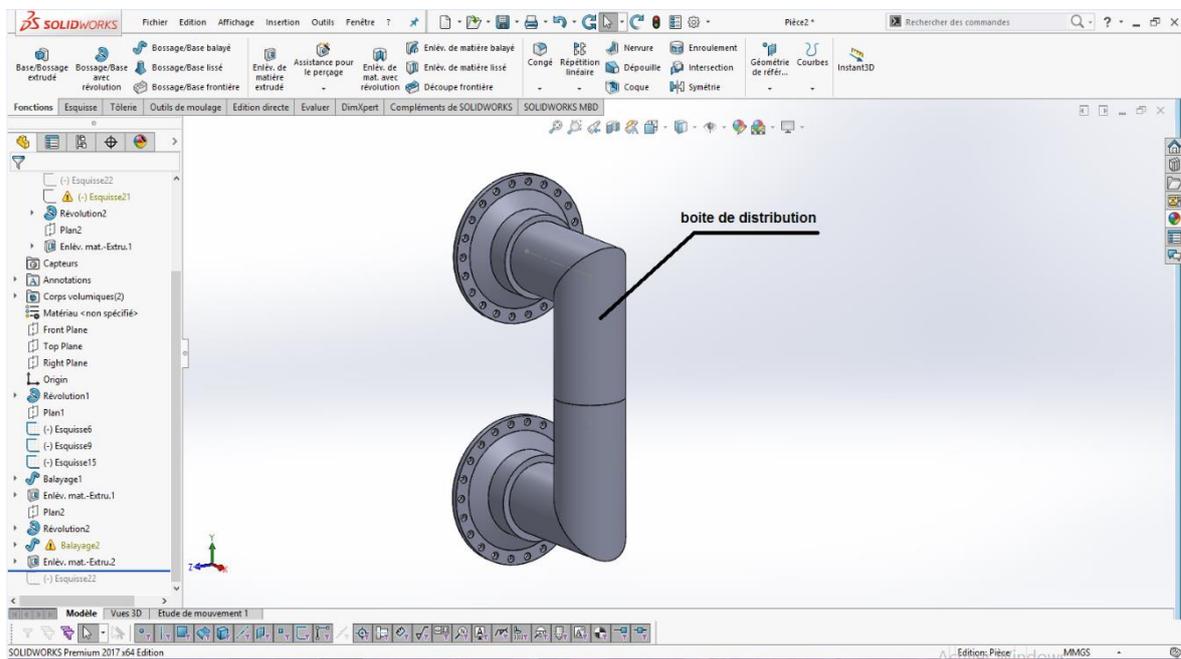


Figure IV:4 boite de distribution

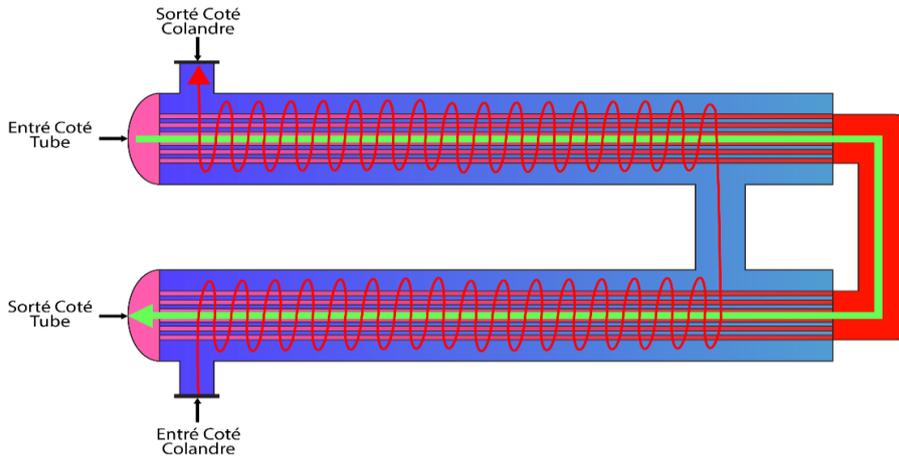


Figure IV:5 Domaine d'écoulement des deux fluides

La circulation des deux fluides se fait comme illustrés dans la figure suivante :

A l'aide de la fonction assemblage on peut assembler les trois pièces principales (la calandre, le faisceau tubulaire, boîte de distribution) comme illustré dans les figures ci-dessous on suivie les étapes suivants :

- a) Ouvrir un nouveau fichier assemblage
- b) Insérer les pièces successivement
- c) A l'aide de la fonction contrainte on vas mètre le faisceau a l'intérieur de la calandre
- d) La boîte de distribution a attaché au extrimités de la calandre

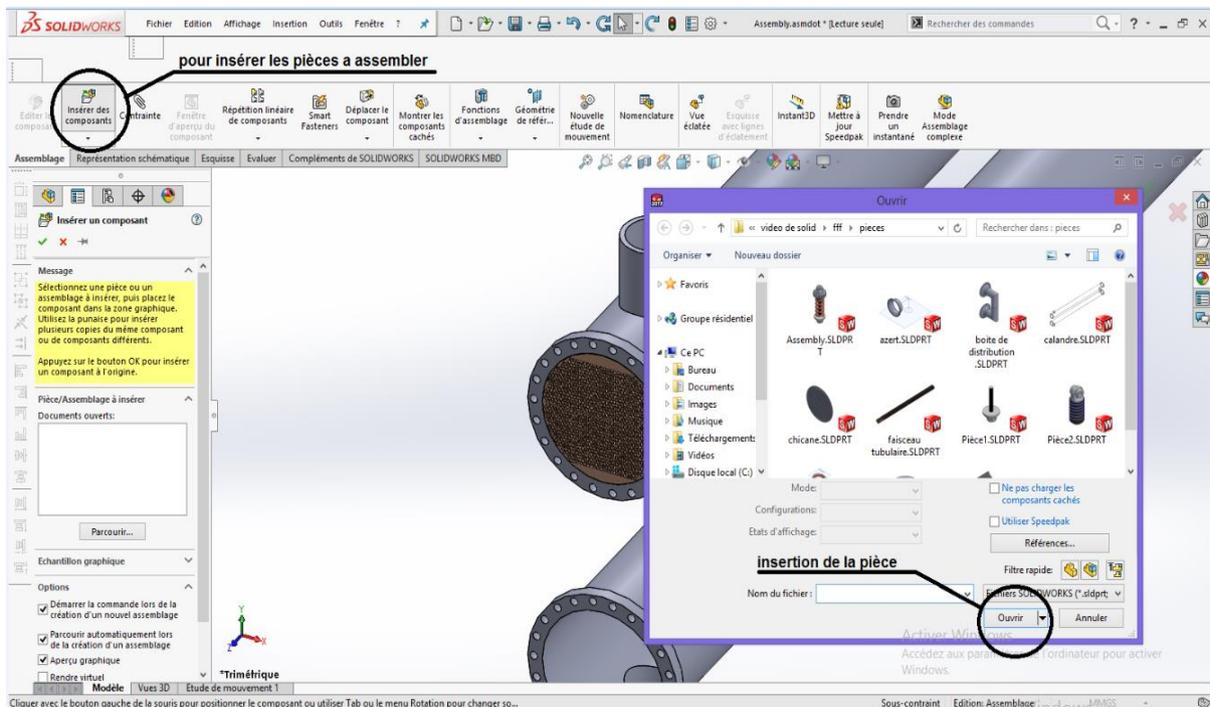


Figure IV:6 Insertion des pièces

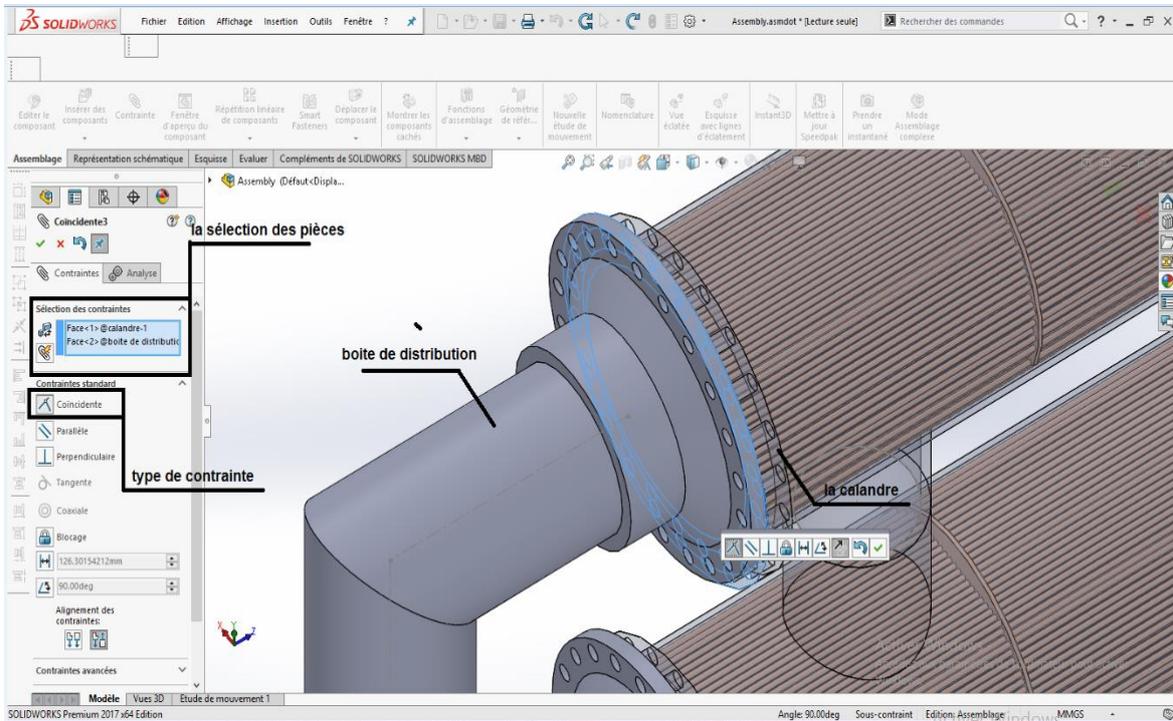


Figure IV:7 Assemblage de la calandre et la boite tubulaire :

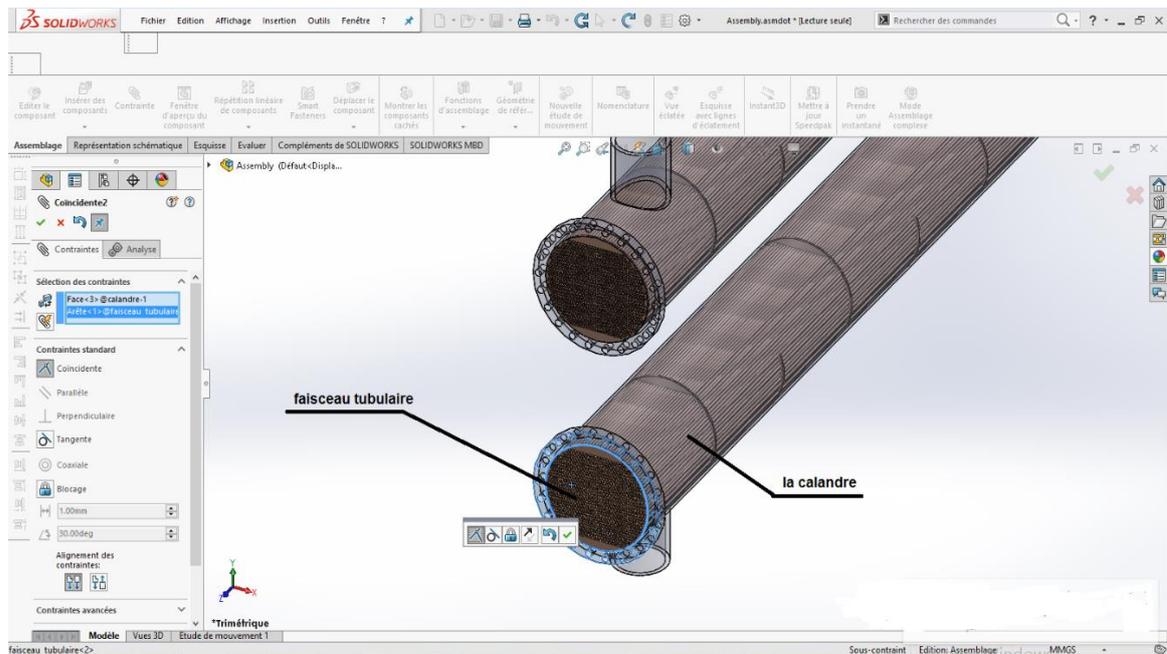


Figure IV:8 Assemblage de la calandre et le faisceau tubulaire :

IV.3 Conclusion

matériaux des pièces non sous pression, telles que, les supports, les chicanes, la boîte de distribution et les surfaces de transfert de chaleur étendues, n'a pas besoin d'être conforme aux spécifications du matériau auquel ils sont attachés ou à une spécification de matériau autorisée dans la présente division, mais s'ils sont le navire par soudage doit être de qualité soudable.

L'utilisation de la plaques ou des chicanes a une impact à la connexion d'entrée de la calandre pour réduire l'érosion de la paroi intérieure doit être envisagée pour les milieux où les vapeurs sont condensées.

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés.

Les différentes simulations qui ont été réalisées à l'aide du logiciel SolidWorks permettent de tester l'échnageur virtuellement avant de construire le modèle réel, et nous fournissent des résultats sur la conception au niveau des tubes ou bien du côté de la calandre, la répartition de la température et de flux de chaleur.

Chapitre V

Calcul thermique de
l'échangeur E102

V. Calcul thermique de l'échangeur E102

Le but de ce calcul est de vérifier les performances d'un échangeur de type faisceau-calandre disponible, en calculant sa surface d'échange, ses pertes de charge ainsi que son efficacité avec la méthode de moyenne logarithmique de la différence de température entre deux fluides.

V.1 Equation fondamentale et méthode de calcul

Ce calcul peut être traité par la méthode de Kern qui consiste à appliquer partiellement l'algorithme de design des échangeurs à faisceaux et calandre. La méthode de Kern est largement utilisée pour le design en raison de sa facilité d'application et de son calcul direct⁷.

Les lettres majuscules caractérisent le fluide chaud et les lettres minuscules celui froid, alors que les indices 1 et 2 correspondent respectivement à l'entrée et sortie.

M et m désignent les débits massiques horaires des fluides (kg/s) T et t désignent les températures des fluides (°C).

C_p et c_p désignent les chaleurs spécifiques des fluides (J/kg°C)

D'autre part, on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM}$$

A : est la surface totale d'échange offerte par l'appareil.

U : est le coefficient de transfert de chaleur global.

ΔT_{LM} : est la différence de température moyenne du fluide.

Pour un appareil donné dont la surface A est une caractéristique géométrique calculable, les valeurs des termes U et ΔT_{LM} sont en fonction de la disposition interne des tubes, du nombre de passe et des caractéristiques de l'écoulement des fluides. La seconde restriction réside dans la validité de la relation précédente établie pour le cas des échangeurs tubulaire simple à Co-courant et contre-courant. En pratique, dans le cas d'échangeur moins simple que l'échangeur à double tube, la littérature (TEMA) notamment fournit une expression du flux thermique corrigée au moyen d'un facteur de correction F issu d'abaques. Il est en fonction de deux paramètres **P** et **R** qui

caractérise l'échangeur étudié. L'expression du flux se met ainsi sous une forme générale :

$Q=U.A.\Delta T_{lm}$. ou F en fonction de (P.R)

$$P = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - T_1} \quad (10)$$

$$R = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - T_1} \quad (11)$$

On réserve la lettre **t** pour désigner la température du fluide circulant dans la calandre (froid) et la lettre **T** celle de fluide circulant dans les tubes (chaud). En fait, la grandeur **P** symbolise l'influence relative de l'écart de température global, Quant à **R** il représente le rapport des débits calorifique **Cp** et **cp** respectivement côté tube et calandre.

V.2 Calcul thermique de l'échangeur E102

Tableau V-1 les données de calcul pour l'échangeurs E102

Propriétés	Coté tube fluide chaud	Coté calandre fluide froid
Fluide	Gaz brut	Gaz sec
Température d'entrée(°C)	T1=48.9°C	t1=-35°C
Température de sortie(°C)	T2=-7.2°C	t2=43.3
Débits (Kg/h)	689898	589220
Masse volumique (Kg/m ³)	156.4	65.4
Cp (J/kg.°C)	3260	2820
Conductivité thermique (W/m.°C)	0.05	0.037
Viscosité dynamique (Kg/m.s)	1.82*10 ⁻⁵	1.28*10 ⁻⁵

Tableau V-2 Caractéristiques de l'échangeur E102

Calandre (gaz sec)	Faisceau (gaz brut)
Diamètre intérieur : $d_i=1.040\text{m}$	Nombre des tubes $N_t= 875$ tubes
Espacement entre chicanes : $B= 1.142\text{m}$	Conductivité thermique : $\lambda= 58.05\text{w/m}^\circ\text{C}$
Nombre de passe : $N_c=2$	Longueur des tubes $L=17.602\text{m}$
Résistance d'encrassement $R_c= 1.72 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C/W}$	Pas triangulaire normal $P=27.78 \cdot 10^{-3}\text{m}$ Diamètre intérieur des tubes $D_i= 0.0181\text{m}$ Diamètre extérieur des tubes $D_e= 0.02223\text{m}$
Epaisseur des chicanes $E_c=16 \cdot 10^{-3}\text{m}$	Epaisseur des tubes $e_t=0.00211\text{m}$ Nombre de passe $N_t=2$ Résistance d'encrassement $r_t =$ $1.72 \cdot 10^{-4}\text{m}^2\text{C/W}$
Epaisseur des tubes $E_t=2.11\text{mm}$	
Pertes de charge admissible $\Delta p= 1.5\text{kg/cm}^2$	Pertes de charge admissible $\Delta p = 1.65\text{kg/cm}^2$

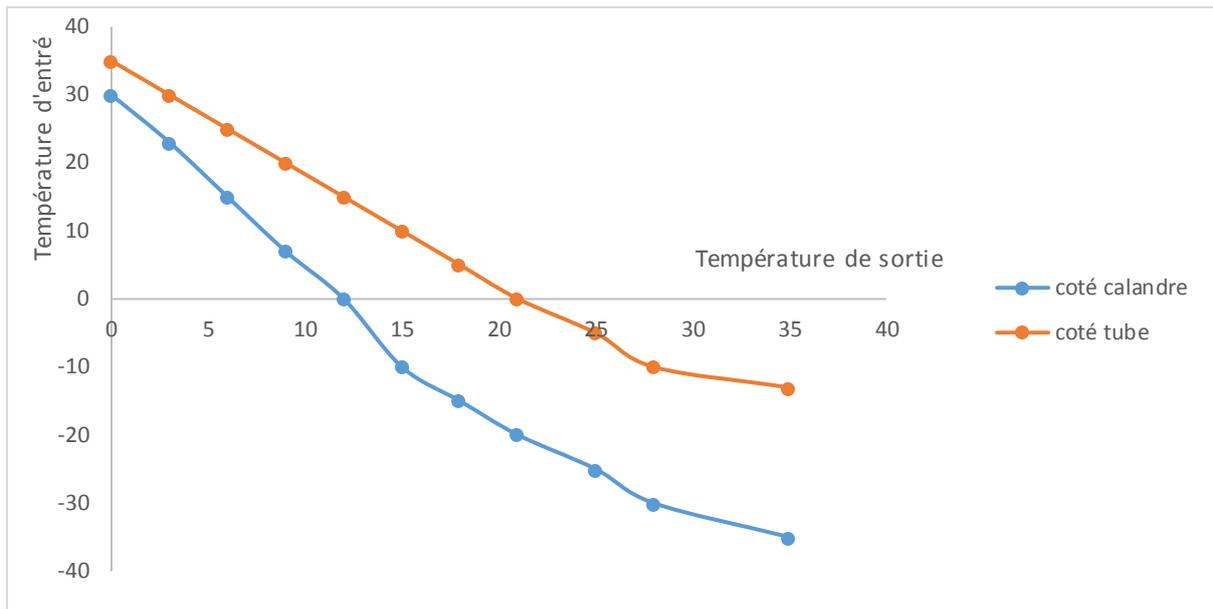


Figure V:1 Schéma représente la configuration de l'échangeur à contre-courant

V.3 Calcul de ΔT_{lm} (la différence de température logarithmique moyenne)

Calcul de ΔT_{lm} : le mode d'écoulement contre-courant

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (12)$$

Avec

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 \quad (14)$$

AN

$$\Delta T_{lm} = 13.86^\circ\text{C}$$

V.3.1 Correction de ΔT_{lm}

On a 2 passes cotés tube et 2 passes coté calandre, dans ce cas d'échangeur il faut introduire le coefficient de correction F

F est obtenu à partir d'une abbaque :

$$P = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - T_1} = \frac{-7.2 - 48.9}{-35 - 48.9} = 0.66$$

$$P=0.66$$

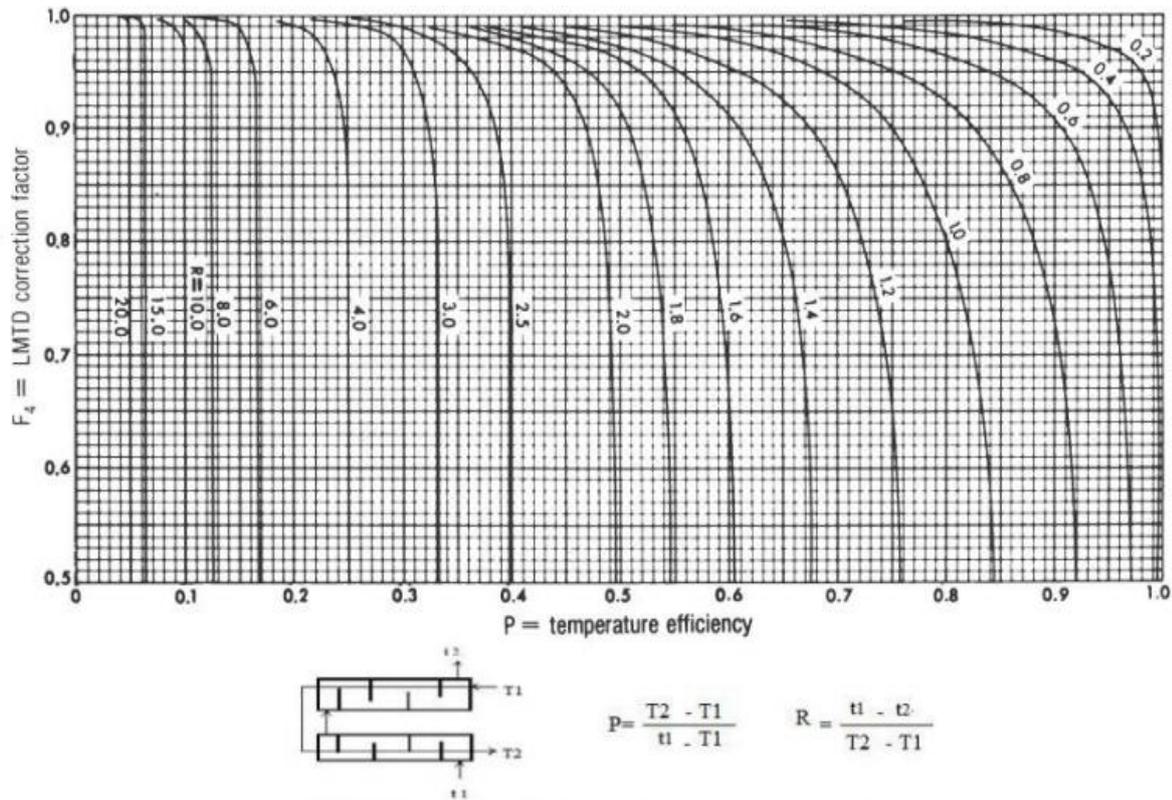


Figure V:2 Abaque de facteur de correction 1 passe coté calandre 1 passe coté tube

$$R = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - T_1} = \frac{-35 - 43.3}{-7.2 - 48.9} = 1.4$$

R=1.4

F=0.68

D'après l'abaque on trouve :

V.4 Calcul du coefficient d'échange global U

Le coefficient d'échange globale qui est nécessaire de connaître et dont la détermination se fait par le calcul de deux coefficient d'échange par convection h_c et h_f , respectivement du côté fluide chaud et froid. Pour un élément de tube de longueur dL , le flux de chaleur correspondant dQ s'écoulera en rencontrant cinq résistances :

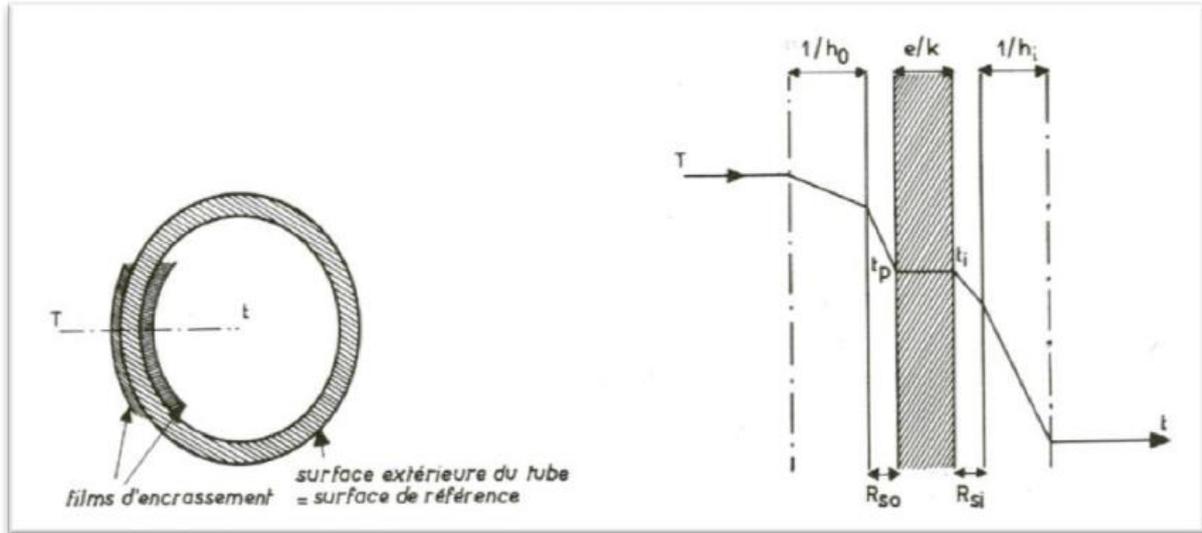


Figure V.3 Résistance d'encrassement et d'écoulement au transfert

Où :

- **R_f** : Résistance dans le fluide à l'extérieur du tube.
- **Ree** : Résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube
- **R_t** : Résistance due à la paroi métallique du tube
- **Rei** : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.
- **R_c** : Résistance dans le fluide à l'intérieur du tube.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_c} + R_{ee} + \frac{De \cdot \ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \lambda} + \frac{de \cdot Re_i}{di} + \frac{De}{ht \cdot Di} \quad (15)$$

V.4.1 Calcul des coefficients de convection côté tubes et calandre

V.4.1.1 Coefficient d'échange côté tube h_c (fluid chaud)

Le coefficient de convection côté tube est calculé par

$$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{Di} \left(\frac{W}{m^2 K} \right) \quad (16)$$

➤ **La vitesse massique Gt**

$$Gt = \frac{M}{At \cdot Nt} \left(\frac{Kg}{sm^2} \right) \quad (17)$$

At : Section de passage.

Nt : nombre de tubes.

➤ **Section de passage coté tube**

$$At = \frac{\Pi}{4} \cdot (Di)^2 (m^2) \quad (18)$$

AN

$$At = \frac{3.14}{4} \cdot (18.1)^2 (m^2)$$

$$At = 2.54752 \cdot 10^{-4} m^2$$

Donc :

$$Gt = \frac{689898}{2.57 \cdot 10^{-4} \cdot 875.3600}$$

$$Gt = 859.72 \text{ Kg/s.m}^2$$

➤ **La vitesse linéaire**

$$Vl = \frac{Gt}{\rho} \left(\frac{m}{s} \right) \quad (19)$$

AN
$$Vl = \frac{859.72}{156.4}$$

$$Vl = 5.5 \text{ m/s}$$

➤ **Nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{Di \cdot Gt}{\mu c} \quad (20)$$

AN
$$Re = \frac{18,1859,72}{1.82 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 8.51 \cdot 10^5$$

Dans le regime turbulent $Re > 10^5$ pour calculer le nombre de Nusselt on utilise l'équation suivante :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot pr^{0.33} \quad (21)$$

➤ Nombre de Prandtl

$$pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (22)$$

$$pr = \frac{1.82 * 10^{-5} * 3260}{0.05}$$

Pr=1.188

➤ Nombre de Nusselt

$$Nu = 0.023 * (8.51 * 10^5)^{0.8} * Pr^{0.33}$$

Nu=1350.73

D'après l'équation (16) :

$$hc = \frac{1350.73 * 0.05}{18.3 * 10^{-3}}$$

hc=3744.49 W/m²°C

V.4.1.2 Coefficient d'échange coté calandre hf (fluid froid)

Le coefficient de convection coté calandre est calculé par

$$hf = Nu \cdot \frac{\lambda_f}{Deq} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) \quad (23)$$

➤ La vitesse massique Gf

$$Gf = \frac{m}{Ac \cdot Nc} = \frac{m \cdot p}{Ac \cdot di} \left(\frac{Kg}{sm^2} \right) \quad (24)$$

➤ La section de passage entre les chicanes

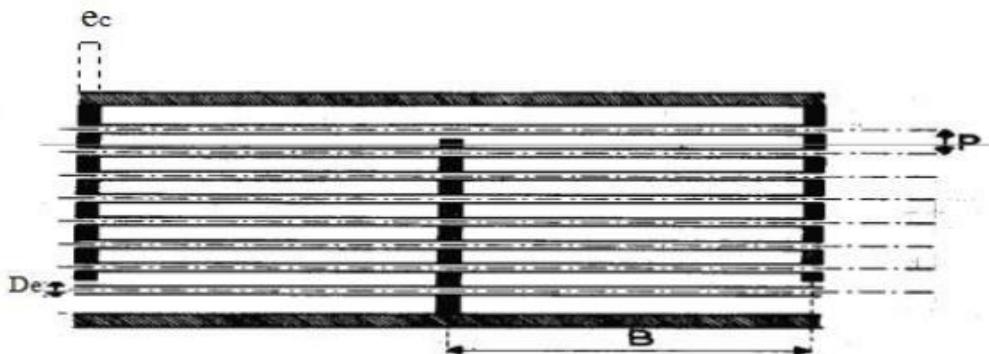


Figure V:4 Section de passage coté calandre

$$Ac = (p - De).(B - ec)(m^2) \quad (25)$$

- P : le pas triangulaire
- B : Espacement entre chicanes
- ec : Epaisseur des chicanes
- De : le diamètre extérieur des tubes : $De = Di + 2ep$ (m)

AN :

$$Ac = (p - De).(B - ec)$$

$$Ac = (27.78 - 22.23) * 10^{-3} * (1.142 - 16 * 10^{-3})$$

$$Ac = 6.2493 * 10^{-3} m^2$$

Donc :

$$Gf = \frac{589220 * 27.78 * 10^{-3}}{6.2473 * 10^{-3} * 18.1 * 10^{-3} * 3600}$$

$$Gf = 699.58 \text{ Kg/s.m}^2$$

- **La vitesse linéaire**

$$Vl = \frac{Gf}{\rho f} \quad (26)$$

$$Vl = \frac{699.58}{65.4}$$

$$Vl = 10.697 \text{ m/s}$$

- **Nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{Deq \cdot Gf}{\mu f} \quad (27)$$

$$Deq = \frac{3.464 p^2}{\pi De} - De \quad (28)$$

$$Deq = \frac{3.46 * (27.78 * 10^{-3})^2}{3.14 * 22.23 * 10^{-3}} - 22.23$$

$$Deq = 16.06 * 10^{-3} \text{ m}$$

Donc :

$$Re = \frac{699.58 * 16.06 * 10^{-3}}{1.82 * 10^{-5}}$$

$$Re = 878188.19$$

➤ **Nombre de Prandtl**

$$Pr = \frac{\mu f C_p}{\lambda f} \quad (29)$$

AN

$$Pr = \frac{1.82 \cdot 10^{-5} \cdot 2820}{0.037}$$

Pr=0.98

➤ **Nombre de Nusselt**

Dans le regime turbulent $Re > 10^5$ pour calculer le nombre de Nusselt on utilise l'équation suivante :

$$Nu = 0.36 * Re^{0.55} * Pr^{0.33} \quad (30)$$

$$Nu = 0.36 * 878188.19^{0.55} * 0.98^{0.33}$$

Nu=663.39

D'après l'équation (28)

$$hf = \frac{1350.73 * 0.037}{16.06 * 10^{-3}}$$

hf= 1527.63W/m² °C

➤ **calcule la résistance thermique due au paroi métallique**

Vu que le métal utilisé au niveau des tubes c'est un acier au carbone de type **A 334-1** suivant la norme ASME, la résistance due au métal est calculé par :

$$R_t = \frac{De * \ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 * \lambda} \quad (31)$$

➤ **Coefficients d'échanges thermique globale**

On a vu que, après un certain temps d'utilisation, il se produit des dépôts à l'intérieur et à l'extérieur des tubes et que ces dépôts constituent des résistances R_{si} et R_{se} au transfert de chaleur, de sorte que le coefficient de transfert global U_p diminue. Dans ces conditions, la surface A_p devient très rapidement insuffisante pour assurer l'échange Q . il est donc indispensable de calculer la surface de l'échangeur pour la valeur minimale admissible du coefficient de transfert quand l'échangeur est sale.

Dans l'industrie pétrolière, par l'habitude de considérer qu'un appareil tubulaire doit pouvoir fonctionner pendant une année sans nettoyage.

AN :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1527.63} + 0.0002 + \frac{22.23 * 10^{-3} \ln(\frac{22.23}{18.10})}{2 * 58.05} + \frac{22.23 * 0.0002}{18.10} + \frac{1}{3744.49}}$$

U=765.41W/m²°C

V.5 Le flux de chaleur échangé

$$Q = MC_p\Delta T = mcp\Delta T \tag{32}$$

$$Q = \left(\frac{589220}{3600}\right) * 2820 * (43.3 + 35) \sim \left(\frac{689898}{3600}\right) * 3260 * (48.9 + 7.2)$$

Q=36159032W

V.6 Calcul de la surface d'échange

$$A = \frac{Q}{F.U.\Delta T Lm} \tag{33}$$

AN

$$A = \frac{36159032}{0.68 * 765.41 * 13.86}$$

A=5014.08 m²

V.7 Calcul Perte du charge de l'échangeur

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

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

V.7.1 Perte de charge à l'intérieur des tubes

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning, valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre Di :

$$\Delta Pt = \frac{f \cdot Gt^2 \cdot L}{Dt \cdot \rho c} \quad (34)$$

Avec :

- **ΔPt** : perte de charge coté tubes.
- **Gt** : vitesse massique coté tube en kg/s.m^2 .
- **L** : la longueur parcourir par le fluide à l'intérieur des tubes.
- **F** : coefficient de friction, sans dimension, en fonction de nombre de reynolds.

La valeur du coefficient de friction f en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes.

Régime laminaire : $Re < 2100$

$$f = \frac{32}{Re} \quad (35)$$

Régime turbulent : $Re > 2100$

- ✓ Tube lisse d'échangeur

$$f = 0.0028 + 0.25 * Re^{-0.32}$$

- ✓ Tube rugueux

$$f = 0.007 + 0.528 * Re^{0.42}$$

Le nombre de reynolds coté tube est : $Re = 8.51 * 10^5$

La distance totale parcourue par le fluide à l'intérieur des tubes est :

$$L=2 \times l$$

à l'intérieur des tubes la surface est lisse donc f :

$$f = 0.0028 + 0.25 * 8.51 * 10^{5-0.32}$$

$$f_t=0.006$$

La perte de charge totale rencontrée par le fluide à l'intérieur des tubes s'écrira donc :

$$\Delta P_t = \frac{ntGt^2}{\rho} \cdot \left(f_t \frac{L}{D_i} + 2 \right) \quad (36)$$

Le premier terme correspond aux pertes de charge à l'intérieur des tubes, pour le second terme correspond aux pertes de charge dues aux circulations du fluide dans les boîtes de distribution et de retour.

AN :

$$\Delta P_t = \frac{2 * 859.72^2}{156.4} \cdot \left(0.006 \frac{17.602}{18.1 * 10^{-3}} + 2 \right)$$

$$\Delta P_t=0.74\text{bar}$$

V.7.2 La perte de charge à l'extérieur des tubes (coté calandre)

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux, le courant principale du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parallèlement, au travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autre plus d'importance que le diamètre de la calandre est petite.

A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Le coefficient de friction est donné en fonction de Re et la distance parcourue par le fluide est égale à $(N_c+1)D_c$.

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning

$$\Delta P_c = \frac{f t G t^2 (N_c + 1) D_c}{\rho f \cdot D_{eq}} \quad (37)$$

Avec :

D_c : diamètre de la calandre.

D_{eq} : le diamètre équivalent de la calandre.

F : facteur de friction, pour une surface rugueuse

$$f = 0.007 + 0.528 * Re^{-0.42}$$

Donc :

$$f = 8.68 * 10^{-3}$$

$$\Delta P_c = \frac{0.00868 * 699.58^2 (15 + 1) 1.04}{65.4 * 16.06 * 10^{-3}}$$

$$\Delta P_c = 0.97 \text{ bar}$$

V.8 Efficacité de l'échangeur

Pour caractériser les performances d'un échangeur, la démarche la plus naturelle paraît être de comparer sa puissance thermique avec le flux maximum précédemment défini. On appelle " efficacité thermique " E de l'échangeur le rapport, qui est évidemment sans dimension :

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (38)$$

Avec : $0 < E < 1$

Q_{max} : prendre la valeur tout au long de l'échangeur.

$$Q_{max} = (m C_p)_{\min} \cdot (T_e - t_e) \quad (39)$$

On a $m_f \cdot C_{pf} < m_c \cdot C_{pc}$

Donc

$$Q_{max} = \left(\frac{589220}{3600} \right) \cdot 2820 (48.9 + 35)$$

$$Q = 38745118 \text{ (W)}$$

Donc :

$$E = \frac{36159032}{38745118}$$

$$E = 0.93$$

V.9 Calcul des paramètres de l'échangeur avec tubes bouchés

V.9.1 La variation de la vitesse d'écoulement

La variation de la vitesse moyenne du gaz à l'intérieur des tubes de l'échangeur est présentée sur la **Figure V:5**.

On remarque une augmentation de la vitesse en proportion avec le nombre des tubes bouchés. On peut expliquer cette augmentation par l'équation de continuité. Lorsqu'il y a une réduction de la section de passage la vitesse de l'écoulement augmente et la pression diminue.

Les avantages de l'augmentation de la vitesse de l'écoulement :

- Empêchement la formation des nouveaux dépôts de l'encrassement.
- Détachement des anciens dépôts de l'encrassement.

Les inconvénients de l'augmentation de la vitesse de l'écoulement :

- Augmentation la perte de charge dans les tubes.
- Augmentation l'usure par érosion sur les surfaces nues du métal.

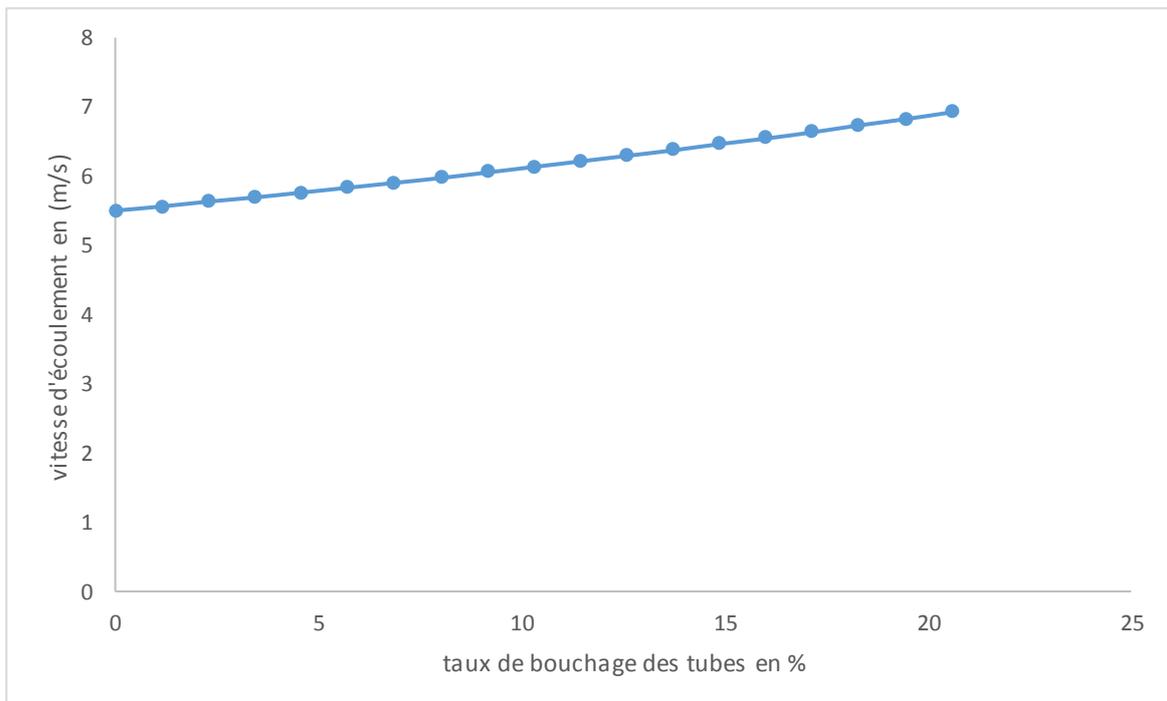


Figure V:5 Variation de la vitesse d'écoulement en fonction des tubes bouchés

V.9.2 La variation du coefficient d'échange global en fonction des tubes bouchés

La **Figure V:6** représente la variation du coefficient de transfert de chaleur global en fonction du nombre des tubes bouchés.

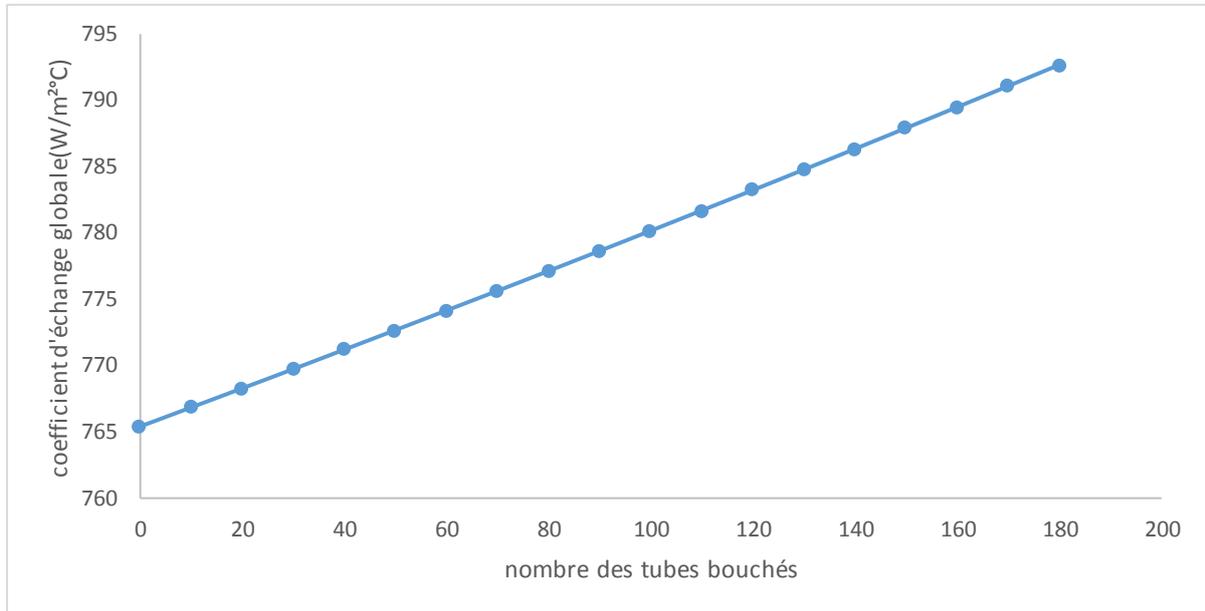


Figure V:6 Variation de coefficient d'échange en fonction des tubes bouchés

On observe sur cette **Figure V:6** que le coefficient de transfert global a une augmentation de sa valeur tout le long de sa variation.

On peut interpréter que cette augmentation de ce coefficient par l'augmentation de la vitesse d'écoulement de fluide à l'intérieur des tubes. Le coefficient de transfert c'est lui qui donne une idée sur le taux de transfert de chaleur. Dans ce cas cette augmentation est insuffisante pour compenser la surface d'échange des tubes éliminés.

V.9.3 Variation de l'efficacité de l'échangeur avec tubes bouchés

L'efficacité de l'échangeur de chaleur représente l'une des caractéristiques les plus importantes dans l'étude de ces équipements. Sa variation est présentée sur la **Figure V:7**.

On observe sur cette figure une diminution de l'efficacité en proportion avec la diminution de la surface d'échange, la courbe de l'efficacité prend la forme d'une droite

On peut expliquer cette diminution de l'efficacité de notre appareil par deux facteurs :

- le premier est la diminution de la surface d'échange.

- le deuxième est le coefficient d'échange de chaleur global, il n'a pas une grande élévation de sa valeur pour pouvoir compenser la surface des tubes éliminée par bouchage.

Lorsque le taux de bouchage des tubes de l'échangeur atteint les 15 % la norme TEMA exige de renouveler tous les tubes installés dans l'appareil (rettubage).

Lorsque la valeur de l'efficacité de l'échangeur de chaleur diminue au-dessous de 0.75 la norme exige d'ajouter une autre passe à l'échangeur dans le cas de la conception. Cette exigence est impossible dans notre cas. La solution est de limiter l'utilisation cet équipement où le taux de bouchage ne dépasse pas 20% de nombre total des tubes de l'échangeur de chaleur E102.

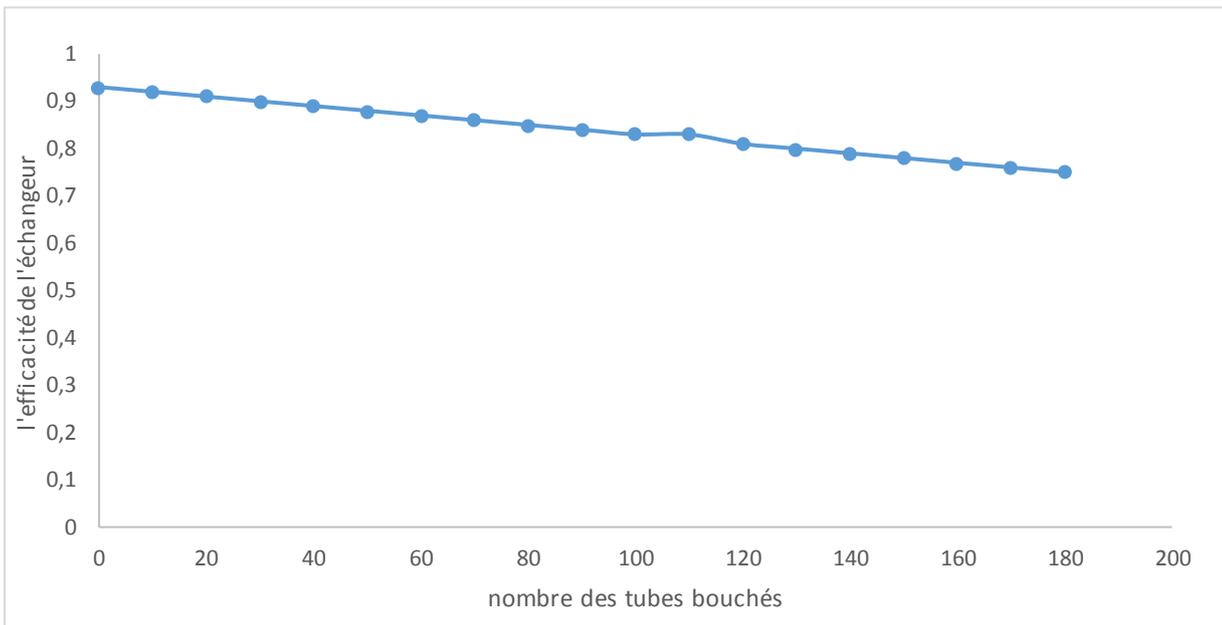


Figure V:7 Variation de l'efficacité en fonction des tubes bouchés

V.9.4 Les pertes de charge à l'intérieur des tubes encrassé

Cette **Figure V:8** au-dessous représente l'évolution de la perte de charge à l'intérieur des tubes de l'échangeur de chaleur en fonction du taux de bouchage des tubes de l'appareil.

On remarque que la perte de charge total à l'intérieur des tubes augmente par une façon proportionnelle avec le taux de bouchage des tubes, mais cette augmentation reste toujours acceptable tout le long de son évolution, elle ne dépasse pas la perte de charge admissible.

La rugosité et l'augmentation de la vitesse sont les deux facteurs majeurs qui ont une grande influence sur l'augmentation de la perte de charge.

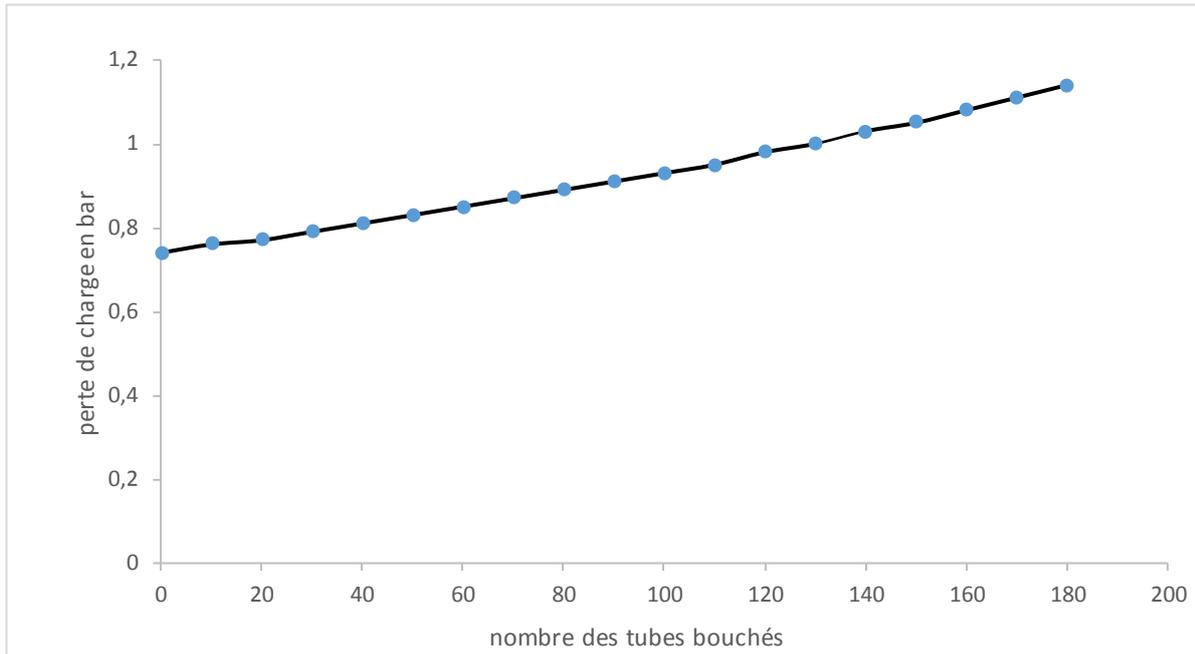


Figure V:8 Perte de charge en fonction des tubes bouchés

L'analyse des résultats de cette méthode analytique montre que la prolongation du fonctionnement de l'échangeur E102 jusqu'à un taux de bouchage égale 20% est possible et sans risque.

V.9.5 L'évolution de la quantité de chaleur échangée en fonction du nombre des tubes bouchés

Le **Tableau V-3** ci-dessous représente la variation de la quantité de chaleur échangé en fonction de nombre de tubes bouché.

On remarque que la quantité de chaleur diminué due à la diminution de la surface d'échange thermique entre le fluide à l'intérieur et à l'extérieur des tubes, sa variation est proportionnelle avec le nombre de tubes bouchés, lorsque le tube est bouché doit être supprimé donc leur efficacité et leur rendement seront nulle.

L'énergie thermique perdu au sein de notre échangeur va influencer sur le débit de fluide entré dans le coté tube, qui nous exige de le récupérer ou de le compenser.

Tableau V-3 La variation de ΔQ en fonction du nombre des tubes bouchés

Nombre de tube bouchés	ΔQ variation de la quantité de chaleur échangé (W)	Débit de compensation en (kg/s)
0	144935,5133	0,658917591
10	144608,2341	0,657429688
20	144822,5731	0,658404133
30	144895,5835	0,658736059
40	144508,0768	0,656974344
50	144526,3024	0,657057203
60	144485,8799	0,656873431
70	144927,4159	0,658880778
80	144852,3964	0,658539718
90	144729,5599	0,657981269
100	144635,6589	0,657554368
110	144574,6769	0,657277127
120	144936,9303	0,658924033
130	144805,4633	0,658326347
140	144718,3779	0,657930432
150	144679,7196	0,657754681
160	144619,4649	0,657480746
170	144615,4804	0,657462632
180	144671,8595	0,657718947

V.10 Conclusion

La surface d'échange d'E102 est calculée pour un débit de gaz maximal et des paramètres extrêmes de fonctionnement. Le programme de calcul donne une valeur de la surface d'échange presque égale la surface d'échange installée dans l'échangeur de chaleur.

On remarque les pertes de charge qu'on a calculée sont inférieures aux pertes de charge admissibles.

On remarque dans notre calcul une augmentation de la résistance d'encrassement ce qui va accompagné l'augmentation les perte de charge et la vitesse d'écoulement du fluide a l'intérieur des tubes.

Notre programme de calcul prédit une valeur de l'efficacité qui égale 0.75 pour un taux de bouchage des tubes 20%. Cette dernière valeur est la limite de fonctionnement selon la norme TEMA, mais reste acceptable pour notre échangeur de chaleur E102.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le travail effectué durant mon stage de mise en situation professionnelle au sein de la SHDP-HRM et exactement au MPP4 a été très bénéfique. En effet, il m'a permis d'apprendre beaucoup de choses sur l'industrie du gaz naturel et les équipements qui font partie de son processus de traitement et en particulier l'échangeur de chaleur.

Les échangeurs de chaleur rencontrent pendant leur durée de fonctionnement deux majeurs problèmes : la corrosion et l'encrassement. Ces deux processus attaquent le métal et réduit son épaisseur avec le temps. Deux procédés sont utilisés pour minimiser l'effet de la corrosion. Le premier est la métallisation de la plaque tubulaire et le deuxième est l'injection d'une quantité de glycol suffisante avec une pulvérisation parfaite à l'entrée de l'échangeur. L'encrassement minimise le taux d'échange de chaleur et provoque ainsi la diminution de l'efficacité de notre appareil.

Pour cela, la conception et la sélection de l'échangeur de chaleur pour accomplir un bon transfert de chaleur entre deux fluides sont difficiles dans la mesure où plusieurs réponses peuvent satisfaire le problème.

Le choix final dépend très souvent de facteurs comme le coût, l'encombrement et les conditions opératoires. Le design est également limité par les différents standards.

Le choix et le dimensionnement de l'échangeur considéré dans ce travail à été fait suivant différentes normes TEMA et ASME section 8. Ceci nous permis de construire un modèle qui peut accomplir la fonction requise pour la configuration que nous avons.

Deux méthodes sont utilisées pour la maintenance des échangeurs de chaleur quand il y a des tubes percés. La première est l'élimination des tubes percés par le bouchage : on utilise pour cette procédure un bouchon métallique de forme conique convenable avec le diamètre intérieur du tube. La deuxième appliquée selon la norme TEMA exige un renouvellement de tubes insérés dans l'échangeur de chaleur lorsque le nombre de tubes bouchés dépasse les 15% du nombre total de tubes.

La réduction de la surface d'échange par élimination des tubes percés a une influence sur les paramètres de fonctionnement de l'échangeur.

La méthode de Kern basé sur la différence moyenne de température logarithmique a été utilisée dans cette résolution.

Selon l'analyse des résultats de cette méthode analytique, on trouve que la prolongation du fonctionnement de **l'échangeur E102** jusqu'à un taux de bouchage égale 20% est possible et sans risque.

En perspective, ce travail peut être continué sur les fronts suivants :

- Utiliser un inhibiteur de corrosion efficace. Il sera injecté à l'entrée des échangeurs pour prévenir leur bouchage par formation d'hydrates.
- Changer le type de métal utilisé ayant des propriétés physiques et mécaniques meilleures que le métal existant. Ces propriétés doivent satisfaire les conditions du travail ou de service.

Références bibliographiques

- [1] BERNARD EYGLUNENT. Manuel de thermique : théorique et pratique . 2e édition revue et augmentée. Hermes Science Publications : 2000. 374 p . ISBN 2866016157.
- [2] FRANK P. INCROPERA, DAVID P. DEWITT. Fundamentals of heat and mass transfer. FRANK P. INCROPERA. 2005, 1070 p
- [3] Transfert de chaleur par rayonnement : Université de Technologie UTC .2002.
- [4] REHRAH AMIROUCHE. Etude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre E102 A/B. 58 p ; Université M'Hamed Bougara Boumerdès.
- [5] ZOE MINVIELLE. Technique de l'ingénieur : Echangeur de chaleur, Description . NADIA CANEY. BE9516, BE9515. Janvier 2014.
- [6] BONTEMPS ANDRE. Technique de l'ingénieur : Echangeur de chaleur- problème de fonctionnement. ALAIN GARRIGUE. B2341 v1. Mai 1995.
- [7] BENNADJAH MOUNIR, CHAOUNI NAOIL : Echangeur de chaleur, Calcul et design. TECHNIP . Paris : Science d'ingénierie, 2014. 213 p.
- [8] BRAHIMI HASANE. Dimensionnement et implantation d'un évaporateur au niveau de l'usine de GPL de la Région de RHOURDE NOUSS : 111 p. Projet professionnelle : Génie Pétrolière. Institut Algérien du Pétrole, Ecole Boumerdès. 2014
- [9] RAMESH K. SHAH, DUSAN P. SEKULIC . Génie mécanique : Fundamentals of heat exchanger Design. Canada : Hoboken, NJ : JOHN WILEY & SONS, 2003. 891 p.
- [10] ALLAND KRAUS, A AZIZE, J WELTY . Extended Surface Heat Transfer. WILEY-INTERSCIENCE. 2001, ISBN-13: 978-0471395508
- [11] BONTEMPS ANDRE. Technique de l'ingénieur: Echangeurs de chaleur- problème de fonctionnement. ALAIN GARRIGUE. B2344 v1. Février 1995.
- [12] MEKCEM MAROUA. Dimensionnement d'un échangeur de chaleur à tube et calandre de l'unité de decarbonatation du complexe GL1K Skikda. 96 p . Thèse de Master : Génie mécanique Annaba, Université Badji Mokhtar .2017
- [13] BOUTEFOUS HICHAM. Etude thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre E102 : 81 p. Mémoire de fin de formation : Génie pétrolière, Direction Régionale Hassi-R'Mel. 2017
- [14] Rules for Construction of Pressure Vessels : ASME BPVC 2010 – Section VIII, Division 1
- [15] Rules for Construction of Pressure Vessels : ASME BPVC 2010 – Section VIII, Division 2
- [16] Rules for Construction of Pressure Vessels : ASME BPVC 2010 – Section VIII, Division 3
- [17] Cours simulation SolidWorks 2012 : (www.solidworks.com/tutoriels)

Annexes

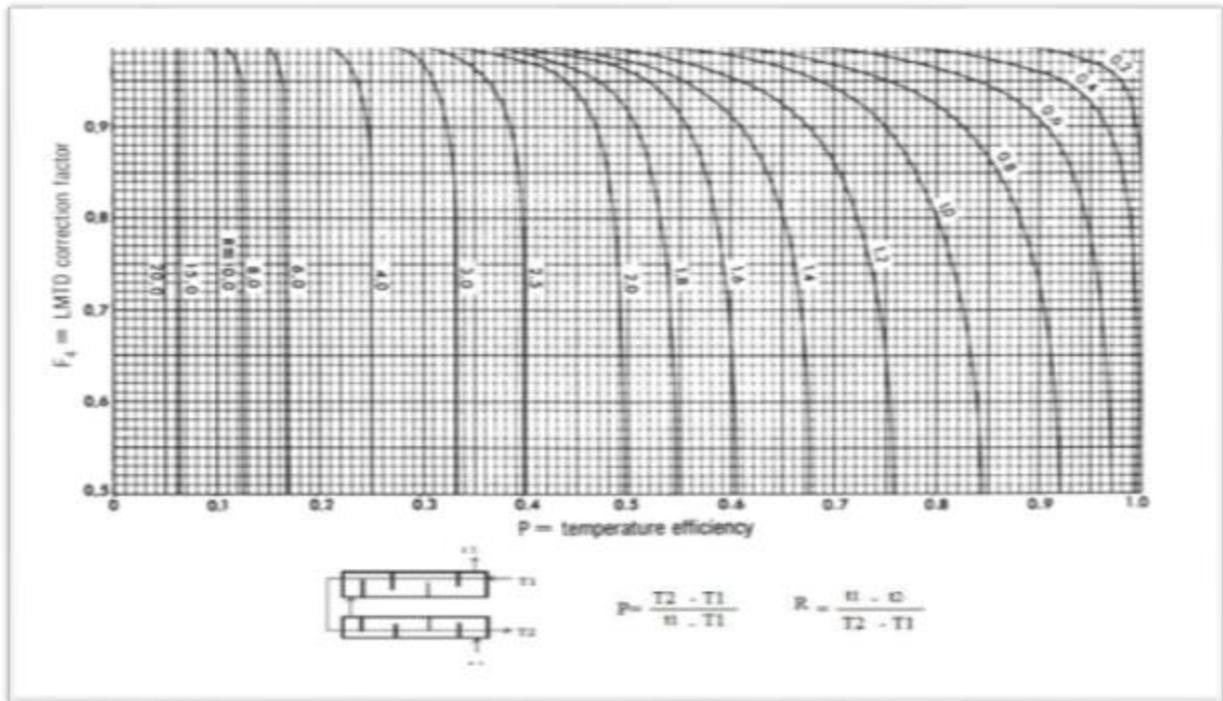


Figure 1 : Facteur de correction

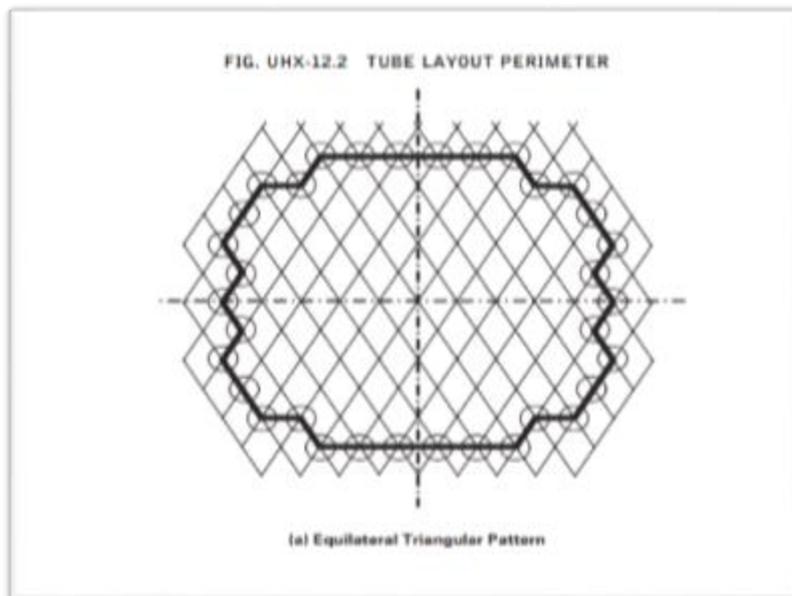


Figure 2 : Configuration des tybes en pas triangulaire

TABLEAU 3.1.2
COEFFICIENTS DE TRANSFERT SALE U_0 ⁽¹⁾

ÉCHANGEURS		U_0	
FLUIDE CHAUD	FLUIDE FROID	kcal/h.m ² .°C	BTU/hr. ft ² .°F
RÉFÉRÉNTS			
Eau	Eau	1 250 - 2 500	250 - 500
Solutions aqueuses	Solutions aqueuses	1 250 - 2 500	250 - 500
hydrocarbures légers ⁽²⁾	Hydrocarbures légers	200 - 370	40 - 75
hydrocarbures moyens ⁽²⁾	Hydrocarbures moyens	100 - 300	20 - 60
hydrocarbures lourds ⁽²⁾	Hydrocarbures lourds	50 - 200	10 - 40
hydrocarbures légers	Hydrocarbures légers	150 - 300	30 - 60
hydrocarbures lourds	Hydrocarbures lourds	50 - 200	10 - 40
RÉFRIGÉRANTS			
Eau, méthanol, ammoniac et solutions aqueuses		Eau	1 250 - 2 500
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
gaz	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 : $\mu < 2$ cPo	1 000 - 3 400	200 - 700
Vapeur d'eau	Solutions aqueuses : $\mu > 2$ cPo	500 - 2 500	100 - 500
Vapeur d'eau	Hydrocarbures légers	500 - 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

(1) Ces valeurs de U_0 , comprennent une résistance globale d'encrassement $R_0 = 0,0006$ h.m².°C/kcal = 0,003 hr. ft².°F/BTU, et comptent à : $0,35$ kg/cm² < ΔP < $0,7$ kg/cm².

(2) Hydrocarbures légers : $\mu < 0,5$ cPo (ainsi que : benzène, toluène, acétone, éthanol, MEK).
Hydrocarbures moyens : $0,5 < \mu < 1$ cPo (kérosène, gasoil chaud, huiles d'absorption, bruts légers).
Hydrocarbures lourds : $\mu > 1$ cPo (gasoil froid, huiles, fuels-oils, brut réduit, asphalte).

Figure 3 : Coefficient de transfert sale

Épaisseur normalisés des tôles [mm]	1	3	4	5	6	8	10	12
	14	16	18	20	22	24	26	28
	30	32	...	50	55	60	65	...

Figure 4 : Épaisseur normalisés des toles pour les échangeurs de chaleur

Configuration	d_c (in)	P=pitch (in)	$\frac{P}{d_e}$	P- d_e (in)
	5/8	13/16	1.30	3/16
	3/4	15/16	1.25	3/16
	3/4	1	1.33	1/4
	1	1 1/4	1.25	1/4
	1 1/4	1 5/8	1.25	5/16

Figure 5 : les dispositions utilisés dans les tubes

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Figure 6 : les diamètres nominaux dans l'échangeur E102

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-24 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
6-24 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
9-38 (737-985)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
9-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
1-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Figure 7 : épaisseur des chicanes en fonction de diamètre de la calandre et espacement entre les chicanes

Tube Dia. d_e	Tube Pitch p	$\frac{p}{d_e}$	$p - d$	Heaviest Recommended Tube Gage BWG	Tube Hole Dia. Std. Fit	Nominal Ligament Width	Minimum Std. Ligaments (95% of ligaments must equal or exceed values tabulated below)								Minimum Permissible Ligament Width	
							Tubesheet Thickness									
							25.4	38.1	50.8	63.5	76.2	101.6	127.0	152.4		
6.4	7.94	1.25	1.59	22	6.579	1.361	0.635	0.635	0.635	0.635	-	-	-	-	0.535	
							2.108	1.955	1.778	1.625	-	-	-	-	1.524	
9.5	12.70	1.33	3.17	18	9.754	2.946	2.210	2.108	2.007	1.905	1.778	1.575	-	-	1.524	
							3.023	2.895	2.794	2.692	2.591	2.362	2.159	1.930	1.905	
12.7	15.88	1.25	3.18	18	12.954	2.905	2.261	2.159	2.083	2.007	1.930	1.753	1.600	-	1.524	
							3.716	3.048	2.972	2.870	2.794	2.718	2.565	2.388	2.235	1.905
							4.506	3.835	3.759	3.653	3.607	3.505	3.353	3.200	3.023	2.286
15.9	19.84	1.25	3.98	15	16.129	3.711	2.819	2.769	2.692	2.616	2.565	2.438	2.311	2.184	1.905	
							4.511	3.607	3.556	3.480	3.429	3.353	3.226	3.099	2.972	2.286
							6.101	5.207	5.131	5.080	5.004	4.953	4.801	4.674	4.547	3.048
19.1	23.81	1.25	4.76	13	19.304	4.505	3.632	3.581	3.531	3.480	3.429	3.302	3.200	3.099	2.286	
							6.095	5.232	5.182	5.105	5.055	5.004	4.902	4.801	4.674	3.048
							7.686	6.807	6.756	6.705	6.655	6.604	6.477	6.375	6.274	3.810
							9.276	8.407	8.357	8.280	8.230	8.179	8.077	7.976	7.849	4.699
22.2	27.78	1.25	5.56	12	22.479	5.301	4.445	4.394	4.343	4.318	4.267	4.166	4.064	3.968	2.667	
							6.101	5.232	5.207	5.156	5.105	5.055	4.953	4.877	4.775	3.048
							7.681	6.833	6.782	6.731	6.680	6.655	6.553	6.452	6.375	3.810
							9.271	8.407	8.382	8.331	8.280	8.230	8.128	8.052	7.950	4.699
25.4	31.75	1.25	6.35	10	25.705	6.045	5.207	5.156	5.131	5.080	5.029	4.953	4.877	4.801	3.048	
							7.635	6.782	6.756	6.705	6.680	6.629	6.553	6.477	6.375	3.810
							9.225	8.382	8.331	8.306	8.255	8.204	8.128	8.052	7.976	4.699
31.8	39.69	1.25	7.94	9	32.105	7.584	6.756	6.731	6.680	6.655	6.629	6.553	6.502	6.425	3.810	
38.1	47.63	1.25	9.53	8	38.557	9.073	8.255	8.230	8.204	8.179	8.153	8.077	8.025	7.976	4.572	
60.8	63.50	1.25	12.70	6	51.959	12.141	-	11.328	11.303	11.278	11.252	11.227	11.175	11.125	6.350	

Figure 8 : Les dimensions normalisées de la plaque tubulaire

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 759 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600(316) Nickel, 850 (464) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (899)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)

Figure 9 : Les différents matériaux utilisés pour les tubes

DISPOSITION DES TUBES EN TRIANGLE													
D, calandre		Tubes : 3/4" P = 15/16"				Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"			
		nombre de passes : n1				nombre de passes : n2				nombre de passes : n3			
(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

Figure 10 : Diamètres normalisés des tubes en acier

TABLE UG-84.3 SPECIFICATIONS FOR IMPACT TESTED MATERIALS IN VARIOUS PRODUCT FORMS	
Product Form	Spec. No.
Plates	
Parts UCS and UHT	SA-20, S5
Part UHA	SA-480
Pipe	SA-333
Tubes	SA-334
Forgings	SA-350
Castings	SA-352
Bolting materials (and bars)	SA-320
Piping fittings	SA-420

Figure 11 : les matériaux utilisés dans les échangeurs de chaleur