



Faculty of Sciences and Technology

كلية العلوم و التكنولوجيا

Department of process Engineering

قسم هندسة الطرائق

Ref : .../U.M/F.S.T/2026

رقم :...../ج.م/ك.ع.ت//2026

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie des procédés

Option : Génie Chimique

Thème

**Étude comparative d'un échangeur de chaleur à
plaques en substitution par deux échangeurs de
chaleur type faisceau-calandre**

Présentée par

GHERMOUL Amel

Soutenu le **28/06/2026** devant le jury composé de :

Présidente :	Dr MENAD Karima	MCA	Université de Mostaganem
Examinatrice :	Dr TOUMI Imane	MCA	Université de Mostaganem
Rapporteur :	M ^{me} BELHOUARI Houria	MAA	Université de Mostaganem

Année Universitaire 2025/2026

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

*À mes très chers parents, pour leur amour, leurs sacrifices, leurs encouragements
et leur soutien inconditionnel tout au long de mon parcours.*

À ma famille, pour leur présence et leurs précieux conseils.

*À mes amis(es) et à toutes les personnes qui m'ont soutenue de près ou de loin
dans la réalisation de ce mémoire.*

À tous ceux qui ont contribué à ma formation et à ma réussite.

Que ce travail soit le témoignage de ma profonde gratitude et de mon respect.

REMERCEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout-puissant, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

Je remercie également mon encadreur M^{me} BELHOUARI Houria pour son aide. Je tiens à remercier vivement Dr MENAD Karima et Dr TOUMI Imane d'avoir accepté d'être membres du jury.

J'adresse mes chaleureux remerciements à M^{er}. LAIDAT Abdelmadjid, chef de zone du complexe GNL2/Z pour sa disponibilité et ses conseils très précieux tout au long du cheminement de ce travail, Sa grande connaissance dans le domaine, ainsi que son expérience, ont joué un rôle important dans la conception de ce travail.

Je tiens à me remercier moi-même pour ma détermination, mon courage et mon travail acharné tout au long de ce parcours. Malgré les difficultés, je suis restée motivée jusqu'à atteindre cette étape importante de ma vie académique.

Que toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce présent travail trouve ici mon entière reconnaissance et mes vifs remerciements.

Merci à mes chers parents pour leurs précieux conseils, pour toutes leurs assistances tout au long de mes études, pour prier pour moi et pour leurs présences dans ma vie.

Merci à mes sœurs Hakima et Hafida pour être avec moi et pour toujours essayer de m'aider.

Merci à ma meilleure amie Ghezlène pour sa motivation et de m'avoir écouté lorsque j'en ai besoin, merci infiniment pour être avec moi dans les moments difficiles.

Merci également à mon amie Ikram pour son encouragement et pour son aide et sa gentillesse.

Finalement, un grand merci à tous les invités ainsi qu'à tous mes amis pour leur présence, leur soutien et leurs encouragements tout au long de ce parcours.

الموضوع: دراسة استبدال مبادل حراري صفائحي بمبادلين حراريين من نوع الأنبوب والغلاف.

الملخص:

تقدم هذه المذكرة دراسة تصميم ومقارنة بين ثلاث مبادلات حرارية: مبادل حراري ذو صفائح ومبادلان حراريان من نوع الأنبوب والغلاف. يهدف هذا العمل إلى تقييم الأداء الحراري لهذه المبادلات وتحديد الأنسب لظروف التشغيل المدروسة. وقد سمحت عملية التصميم بتحديد عدة معايير أساسية، منها مساحة التبادل الحراري، عدد الأنابيب، عدد الحواجز، الأقطار المميزة، إضافة إلى فقدان الضغط. أظهرت النتائج النهائية أنه رغم أن مبادل الأنبوب والغلاف يشغل مساحة أكبر مقارنة بالمبادل ذي الصفائح، إلا أنه يتميز بمقاومة أعلى للضغوط ودرجات الحرارة المرتفعة. كما أنه يحقق فقدان ضغط أقل من المبادل ذي الصفائح في الظروف المدروسة، مما يجعله أكثر ملاءمة للتطبيقات الصناعية الصعبة.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، مبادل صفائحي، مبادل أنبوب وغلاف، التصميم، الأداء الحراري، فقدان الضغط، انتقال الحرارة.

Topic: Study of the Replacement of a Plate Heat Exchanger by Two Shell-and-Tube Heat Exchangers.

Abstract:

This thesis presents a study on the design and comparison of three heat exchangers: a plate heat exchanger and two shell-and-tube heat exchangers. The main objective is to evaluate their thermal performance and determine the most suitable configuration for the studied operating conditions. The design process allowed the determination of several key parameters, including heat transfer area, number of tubes, number of baffles, characteristic diameters, and pressure drops. The final results show that, although the shell-and-tube heat exchanger requires a larger footprint compared to the plate heat exchanger, it offers better resistance to high pressures and elevated temperatures. Furthermore, it presents a lower pressure drop than the plate heat applications.

Keywords: Heat exchanger, plate heat exchanger, shell-and-tube heat exchanger, design, thermal performance, pressure drop, heat transfer.

Thème : Étude substitution d'échangeur à plaque par 2 échangeurs de type faisceau-calandre

Résumé :

Ce mémoire présente une étude de dimensionnement et une comparaison de trois échangeurs de chaleur : un échangeur à plaques et deux échangeurs à faisceau et calandre. L'objectif est d'évaluer leurs performances thermiques et de déterminer la solution la plus adaptée aux conditions de fonctionnement étudiées. Ce dimensionnement a permis de déterminer plusieurs paramètres essentiels, notamment la surface d'échange, le nombre de tubes, le nombre de chicanes, les diamètres caractéristiques ainsi que les pertes de charge. Les résultats finaux montrent que, bien que l'échangeur à faisceau et calandre occupe une surface plus importante que l'échangeur à plaques, il présente une meilleure résistance aux hautes pressions et aux températures élevées. De plus, il offre une perte de charge inférieure à celle de l'échangeur à

plaques dans les conditions étudiées, ce qui le rend particulièrement adapté aux applications industrielles exigeantes.

Mots clés : Échangeur de chaleur, échangeur à plaques, échangeur à faisceau et calandre, dimensionnement, performance thermique, pertes de charge, transfert de chaleur.

Sommaire

Dédicace	3
REMERCIEMENTS	4
Résumé :.....	5
Liste des figures	11
Liste des tableaux	12
Liste des abréviations.....	13
Abréviation	13
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Présentation du complexe GNL2/Z et la théorie d'échangeur de chaleur	1
I.1 Présentation du complexe GNL2/Z	1
I. 1.1. Introduction	1
I. 1.2. Caractéristique générale du complexe	1
I. 1.3. Description et fonctionnement.....	1
I. 1.3.1. Zone des utilités	2
I. 1.3.1.1. Source d'énergie.....	2
I. 1.3.1.2. Source de refroidissement	2
I. 1.3.1.3. Production d'électricité	2
I. 1.3.1.4. Unité de dessalement.....	2
I. 1.3.1.5. Production d'air instrument.....	3
I. 1.3.2. Zone des procédés.....	3
I. 1.3.3. Zone stockage et de chargement	3
I. 2. La théorie d'échangeur de chaleur	3
I. 2.1. Introduction	3
I. 2.2. Principe de fonctionnement	4
I. 2.3. Types d'échangeurs de chaleurs	5
I. 2.3.1. Selon l'écoulement des fluides	5
I. 2.3.1.1. Co-courant (courant parallèle)	5
I. 2.3.1.2. Contre-courant (courant opposée).....	5
I. 2.3.1.3. Courant croisé (mixte).....	6
I. 2.3.2. Selon la construction mécanique	7

I. 2.3.2.1. Echangeurs tubulaires et multitubulaires	7
I. 2.3.2.2. Echangeur à plaques.....	8
I. 2.3.2.3. Echangeur à ailettes (air).....	9
I. 2.3.2.4. Echangeur spiralé	9
I. 2.3.2.5. Echangeur rotatif.....	10
I. 2.4. Le transfert de chaleur	10
I. 2.4.1. La conduction–loi de Fourier.....	11
I. 2.4.2. La convection-loi de Newton.....	12
I. 2.4.3. Transfert de chaleur par rayonnement–loi de Stephan	12
I. 2.5. Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur.....	13
I. 2.5.1. Nombre de Reynolds Re	13
I. 2.5.2. Nombre de Prandtl Pr.....	13
I. 2.6. Les échangeurs à plaques	14
I. 2.6.1 Les avantages, inconvénients et l'utilisation d'échangeurs à plaques	15
I. 2.6.2. Principe de construction.....	15
I. 2.6.3. Matériaux	16
I. 2.7. Echangeur de chaleur tubulaire a faisceau et calandre	16
I. 2.7.1. Avantages, inconvénients et utilisation d'échangeur faisceau calandre [13] ..	17
I. 2.7.2. Principe de fonctionnement	17
I. 2.7.3. Matériaux	17
I. 2.7.4. La méthode de KERN.....	18
I. 2.8. Conclusion	18
Chapitre II :Etude d'échangeur à plaques existant et dimensionnement des échangeurs	
de type faisceau-calandre	19
II. 1. Introduction.....	20
II. 2. Présentation du système industriel.....	20
II. 3. Présentation de l'échangeur à plaque existant	20
II. 4. Problèmes rencontrés avec l'échangeur à plaques.....	21
II. 5. Justification du remplacement	21
II. 6. Données de fonctionnement d'échangeur 1 de type faisceau-calandre	21
II. 6.1. Bilan thermique et calcul de la puissance d'échange Q d'échangeur faisceau calandre.....	22
II. 6.2. Détermination de DTLM.....	22

II. 6.3. Calcul de l'aire d'échange	23
II. 6.4. Supposition d'une taille des tubes standard et calcul des diamètres de tube et calandre	24
II.6.4.1 La surface d'un seul tube	24
II. 6.4.2. Nombre des tubes nécessaire	25
II. 6.4.3. Diamètre du faisceau tubulaire	25
II. 6.4.4. L'espacement entre faisceau tubulaire et calandre	26
II. 6.5. Calcul des coefficients d'échanges coté tubes et calandre (Re, Pr, ...)	27
Coefficient d'échange coté tube	27
II. 6.5.1. Surface d'échange d'un tube (interne).....	27
II. 6.5.2. Nombres des tubes par passe (vu qu'il s'agit de 2 passes coté tube)	28
II. 6.5.3. Surface totale d'écoulement interne (dans les tubes)	28
II. 6.5.4. La vitesse massique	29
II. 6.5.5. Vitesse linéaire dans les tubes	29
II. 6.5.6. Nombres adimensionnels.....	29
II. 6.5.7. Calcul de Nu et de h_{tubes}	30
II. 6.5.8. Choix de l'espacement entre chicanes.....	31
II. 6.5.9. La surface d'écoulement.....	32
II. 6.5.10. Calcul de la vitesse massique G du coté calandre	32
II. 6.5.11. Le diamètre hydraulique (équivalent).....	33
II. 6.5.12. Calcul du nombre de Reynolds.....	33
II. 6.5.13. Calcul du nombre de Prandtl	34
II. 6.5.14. Calcul de Nu et h	34
II. 6.6. Calcul des pertes de charges dans les tubes et la calandre	35
II. 6.6.1. La perte de charge dans les tubes	35
II. 6.6.2. La perte de charge dans la calandre.....	36
II. 7. Données de fonctionnement d'échangeur 2 de type faisceau-calandre	38
II. 7.1. Dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre $N^{\circ}= 2$	38
II. 7.2. Calcul des coefficients d'échanges coté tubes et calandre (Re, Pr, ...) d'échangeur numéro 2 de type faisceau-calandre.....	39
II. 7.3. Calcul des pertes de charges dans les tubes et la calandre d'échangeur de chaleur numéro 2 de type faisceau-calandre.....	40
II. 8. Comparaison des pertes de charge entre les échangeurs de chaleur faisceau-calandre (1 et 2) et l'échangeur à plaque	40

II. 9. Comparaison générale entre les paramètres d'échangeur à plaque et des échangeurs de chaleur faisceau-calandre (1 et 2).....	41
Conclusion générale	44
Bibliographies.....	45
Les annexes	47

Liste des figures

Figure I.1 : Echangeur de chaleur.....	4
Figure I.2 : L'écoulement d'un fluide en Co-courant.	5
Figure I.3 : L'écoulement d'un fluide en contre-courant.	6
Figure I.4 : L'écoulement d'un fluide en courant croisé.....	6
Figure I.5 : Echangeur a faisceau et calandre (multitubulaire).	7
Figure I.6 : Types de chicanes installées dans les échangeurs tubulaires.....	8
Figure I.7 : Echangeur de chaleur à plaque à joint.....	8
Figure I.8 : Echangeur à tubes ailettes.....	9
Figure I.9 : Echangeur de chaleur spiralée.	9
Figure I.10 : Echangeur de chaleur rotative.....	10
Figure I.11 : Les trois modes de transfert de chaleur.....	10
Figure I.12 : transfert de chaleur par conduction.	11
Figure I.13 : transfert de chaleur par convection.	12
Figure I.14 : Echangeur de chaleur a plaque.	14
Figure I.15 : Constituants d'un échangeur de chaleur à plaques à joints.	16
Figure I.16 : Echangeur de chaleur tubulaire.....	17
Figure II.1 : circulation des fluides chaud et froid dans un échangeur de chaleur à plaque.	20
Figure II.2 : tableau des valeurs de K et du n selon la configuration triangulaire des tubes.	26
Figure II.3 : Diagramme de Moody coté tube.....	36
Figure II.4 : Diagramme de Moody coté calandre.	37

Liste des tableaux

Tableau I.1: Avantages, inconvénients et l'utilisation des échangeurs à plaques	15
Tableau I.2: Avantages, inconvénients et l'utilisation d'un échangeur de chaleur faisceau et calandre	17
Tableau II.1: données d'échangeurs de chaleur N° 1	21
Tableau II.2 : Espace standard du faisceau calandre	26
Tableau II.3: Les propriétés de PTD à température moyenne.....	27
Tableau II.4 : Données d'échangeurs de chaleur N° 2.....	38
Tableau II.5: Dimensionnement d'échangeur de type faisceau-calandre.....	38
Tableau II.6: Les propriétés de PTD à température moyenne.....	39
Tableau II.7: Dimensionnement d'échangeur de type faisceau-calandre coté tube.....	39
Tableau II.8: Dimensionnement d'échangeur de type faisceau-calandre coté calandre	40
Tableau II.9: Comparaison entre les échangeurs	41

Liste des abréviations

Abréviation	Symbole signification
A	Aire (surface) d'échange thermique
Ac	Surface d'écoulement
Dc	Diamètre de la calandre
Deq	Diamètre équivalent
Dext	Diamètre extérieur du tube
Df	Diamètre du faisceau tubulaire
Dint	Diamètre intérieur du tube
ΔP	Perte de charge
ΔTLM	Différence de température logarithmique moyenne
Ec	Espacement entre chicanes
e	Épaisseur du tube
Es	Espacement des tubes
F	Facteur de correction
G	Vitesse massique côté calandre
GNL2/Z	Complexe de liquéfaction du gaz naturel
h	Coefficient de convection thermique
Jf	Facteur de friction
L	Longueur du tube
λ	Conductivité thermique
$\dot{m}$	Débit massique
Nc	Nombre de chicanes
Nu	Nombre de tubes
N	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Pt	Pas tubulaire
PTD	Produits de tête de dééthaniseur
Qc	Quantité de chaleur du fluide chaud
Qf	Quantité de chaleur du fluide froid
Re	Nombre de Reynolds
ρ	Masse volumique
S	Surface d'un tube
T1	Température d'entrée du fluide chaud
T2	Température de sortie du fluide chaud
t1	Température d'entrée du fluide froid
t2	Température de sortie du fluide froid
Tmoy	Température moyenne
U	Coefficient global d'échange thermique
Vmassique	Vitesse massique
Vt	Vitesse linéaire

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur occupent une place essentielle dans de nombreux secteurs industriels, notamment dans les domaines de l'énergie, de la pétrochimie, du raffinage et du traitement du gaz naturel. Leur rôle principal est d'assurer le transfert de chaleur entre deux fluides à des températures différentes, sans mélange direct entre eux, afin d'améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels. Le choix et le dimensionnement d'un échangeur de chaleur constituent des étapes importantes pour garantir des performances thermiques optimales et assurer la fiabilité des installations [1].

Parmi les différents types d'échangeurs de chaleur, les échangeurs à plaques et les échangeurs à faisceau et calandre sont les plus largement utilisés dans l'industrie. Chaque technologie présente des caractéristiques spécifiques en termes de compacité, de résistance mécanique et de pertes de charge. Une étude comparative de ces équipements permet ainsi de sélectionner la solution la mieux adaptée aux conditions de fonctionnement imposées [1].

L'objectif de ce mémoire est de réaliser le dimensionnement de trois échangeurs de chaleur, à savoir un échangeur à plaques et deux échangeurs à faisceau et calandre, puis de comparer leurs performances thermiques et hydrauliques à travers différents paramètres de conception et de fonctionnement. Cette analyse permettra d'identifier la configuration la plus adaptée aux exigences industrielles du complexe GNL2/Z.

Afin de structurer ce travail, ce mémoire est organisé en deux chapitres principaux. Le premier chapitre est consacré à la présentation du complexe GNL2/Z ainsi qu'aux généralités sur les échangeurs de chaleur, notamment leurs principes de fonctionnement, leurs principales classifications et leurs domaines d'application. Le deuxième chapitre porte sur l'étude de l'échangeur à plaques existant au sein du complexe, ainsi que sur le dimensionnement de deux échangeurs de chaleur de type faisceau et calandre. Une analyse comparative des résultats obtenus est ensuite réalisée afin d'évaluer les performances des différentes configurations étudiées et de déterminer la solution la plus adaptée aux conditions de fonctionnement considérées.

Chapitre I : Présentation du complexe GNL2/Z et la théorie d'échangeur de chaleur

I.1 Présentation du complexe GNL2/Z

I.1.1. Introduction

Le complexe industriel de GNL d'Arzew, GL2/Z, est parmi les plus importantes réalisations industrielles de la chaîne de transformation des hydrocarbures, exploitées par la société SONATRACH en Algérie. La nécessité de diversifier le mode d'alimentation du marché international en gaz a mené l'Algérie, dès le début des années soixante, à la construction d'unités de liquéfaction de gaz naturel provenant de Hassi R'Mel. L'appareil de production de GNL implanté à Arzew est composé actuellement de trois complexes dénommés par codification GL1/Z, GL2/Z et GL3/Z.

I.1.2. Caractéristique générale du complexe

Le complexe GL2Z est un site industriel de production de gaz naturel liquéfié (GNL) situé dans la zone industrielle d'Arzew dans le Nord-Ouest de l'Algérie. Il a été réalisé par la société américaine M.W. KELLOG en 1978 et a commencé à produire du GNL dès 1981. Il s'étend sur une superficie de 72 Hectares et sa capacité de traitement est de 10,5 Milliards de m³ de Gaz naturel par an [1].

Les données suivantes indiquent les capacités de production et de stockage au niveau du complexe [1]:

- Capacité de production Contractuelle
 - GNL : 17,8 Millions m³ / an.
 - Propane : 410 000 Tonnes / an.
 - Butane : 327 000 Tonnes / an.
 - Gazoline : 196 000 Tonnes / an.
- Capacité totale de stockage :
 - 03 bacs aériens de stockage GNL : 100 000 m³ chacun.
 - 02 bacs de gazoline : 14 000 m³ chacun.

L'emplacement du complexe GL2/Z au bord de la mer répond à des exigences et à des contraintes d'ordre économique et sécuritaire. En effet, ce choix permet d'utiliser l'eau de mer comme source d'alimentation pour le refroidissement, la production d'eau dessalée et la lutte contre les incendies. Cet emplacement permet de faciliter l'exportation du GNL et des autres hydrocarbures liquides par voie maritime [1].

I.1.3. Description et fonctionnement

L'usine est composée de trois zones :

- Zone des utilités.
- Zone des procédés.
- Zone de stockage et de chargement.

I.1.3.1. Zone des utilités

Le fonctionnement de l'usine pour la production du gaz naturel liquéfié nécessite la disposition d'un nombre de fluides et d'énergie, tels que la vapeur d'eau, l'eau de refroidissement, l'air instrument, ...etc.

Un aperçu est donné ci-après sur les différentes sources existantes [1]:

I.1.3.1.1. Source d'énergie

La vapeur d'eau est fournie par un ensemble de chaudières de différents tonnages répartis comme suit :

- Trois (03) chaudières HP (Haute Pression) de 90 Tonnes par heure chacune au niveau des utilités.
- Une (01) chaudière BP (Basse Pression) de 58 Tonnes par heure au niveau des utilités.
- Neuf (09) chaudières procédé HP de 136 Tonnes par heure.
- Six (06) chaudières HP de 400 Tonnes par heure pour la zone de procédé.

I.1.3.1.2. Source de refroidissement

Le complexe dispose de six pompes qui assurent la distribution de l'eau de mer au niveau des trains de liquéfaction et des utilités pour assurer les besoins en refroidissement dans les différents échangeurs.

I.1.3.1.3. Production d'électricité

L'électricité est produite par trois (03) turbogénérateurs ayant une capacité de 20 MW chacun. Une source supplémentaire de 20 MW est délivrée par le biais de l'entreprise SONEGAS.

Il est bon de préciser que l'utilisation de deux turbogénérateurs uniquement est suffisante pour la production de la totalité de l'énergie demandée, évaluée à 36 MW pour une mise en marche normale du complexe.

I.1.3.1.4. Unité de dessalement

Cinq unités de dessalement, d'une capacité de 45 m³/h chacune, sont implantées au sein du complexe permettant ainsi la production de l'eau distillée pour assurer d'une manière continue l'alimentation des chaudières.

I.1.3.1.5. Production d'air instrument

Ce système a pour but de fournir l'air service et l'air instrument nécessaire aux six unités de procédé, aux installations de stockage et chargement de GNL, à la section des utilités et à tous les services généraux des installations auxiliaires.

Les équipements principaux de ces installations comprennent quatre compresseurs avec filtres, deux groupes de sécheurs avec filtres à deux chambres et trois réservoirs d'air. En secours, il y a un compresseur avec filtre et un sécheur. L'air instrument comprimé fourni par les compresseurs est d'abord séché est filtré avant d'être acheminer à son propre réseau de distribution.

I.1.3.2. Zone des procédés

Cette zone est constituée de six trains de liquéfaction identiques fonctionnant en indépendance. Chaque train comprend un nombre d'équipements montés principalement en série, assurant ainsi la transformation du GN de l'état gazeux à l'état liquide [2]. Un train est divisé en sept sections qui assurent les opérations de :

- Décarbonatation.
- Déshydratation.
- Séparation.
- Liquéfaction.
- Compression.
- Fractionnement.

I.1.3.3. Zone stockage et de chargement

La zone de stockage et d'expédition du GNL comprend trois bacs aériens de GNL d'une capacité de 100.000 m³ où le GNL est stocké sous une pression de 1,03 bar et à une température de -162°C [2].

Les installations de chargement permettent le transfert du GNL contenu dans les bacs de stockage vers les cuves des méthaniers. Cinq motopompes assurent le pompage du GNL à travers un collecteur commun jusqu'aux bras de chargement installés sur les quais [2].

I.2. La théorie d'échangeur de chaleur

I.2.1. Introduction

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui serve à transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. On utilise cette méthode pour refroidir où réchauffer un fluide qu'il est

impossible au complexe de refroidir où chauffer directement, par exemple radiateur d'automobile, évaporateur de climatiseur, ... [3].

Un échangeur thermique est un réseau parallèle de fluides à températures différentes, séparés par une paroi à bonne conductivité thermique. Le transfert de chaleur se fait principalement par la différence de température entre ces fluides [3].

Les fluides s'écoulent généralement en contre-courant (un fluide circule de haut en bas et l'autre de bas en haut), où en courant croisé (un fluide circule horizontalement et l'autre verticalement). Ces systèmes augmentent l'efficacité du transfert thermique par rapport à un écoulement en Co-courant, où les deux fluides sont à la même vitesse [3].

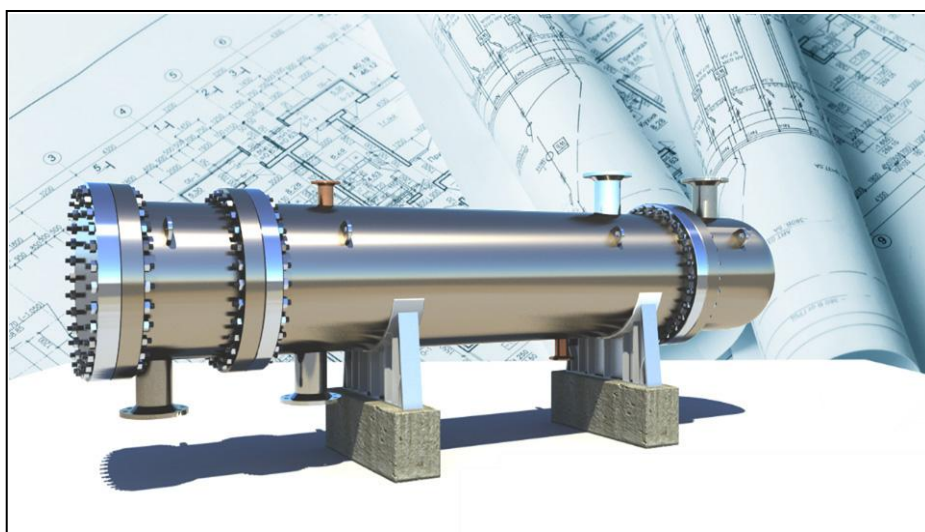


Figure I.1 : Echangeur de chaleur.

I.2.2. Principe de fonctionnement

Le principe fondamental d'un échangeur de chaleur repose sur une paroi métallique sépare les fluides, permettant le transfert de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid. Le transfert thermique se fait par cette paroi, d'où le nom de l'appareil. Une des difficultés principales dans la conception d'un échangeur est de trouver une surface d'échange suffisante pour assurer le transfert de chaleur nécessaire dans la configuration envisagée [4].

La quantité de chaleur émise est non seulement fonction de cette surface, mais aussi de nombreux autres paramètres, ce qui rend l'étude et le dimensionnement de ces appareils très complexes [4].

Les flux de chaleur transférés dépendent :

- Des températures d'entrées
- Des propriétés thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique)
- Des coefficients d'échange par convection [4].

I.2.3. Types d'échangeurs de chaleurs

I.2.3.1. Selon l'écoulement des fluides

Les échangeurs de chaleur sont classés selon l'écoulement des fluides en trois catégories principales :

Co-courant (même direction), contre-courant (sens opposé) et courants croisés (perpendiculaires).

I.2.3.1.1. Co-courant (courant parallèle)

Les deux fluides entrent du même côté et circulent dans la même direction. Il est moins efficace car la différence de température diminue rapidement [5].

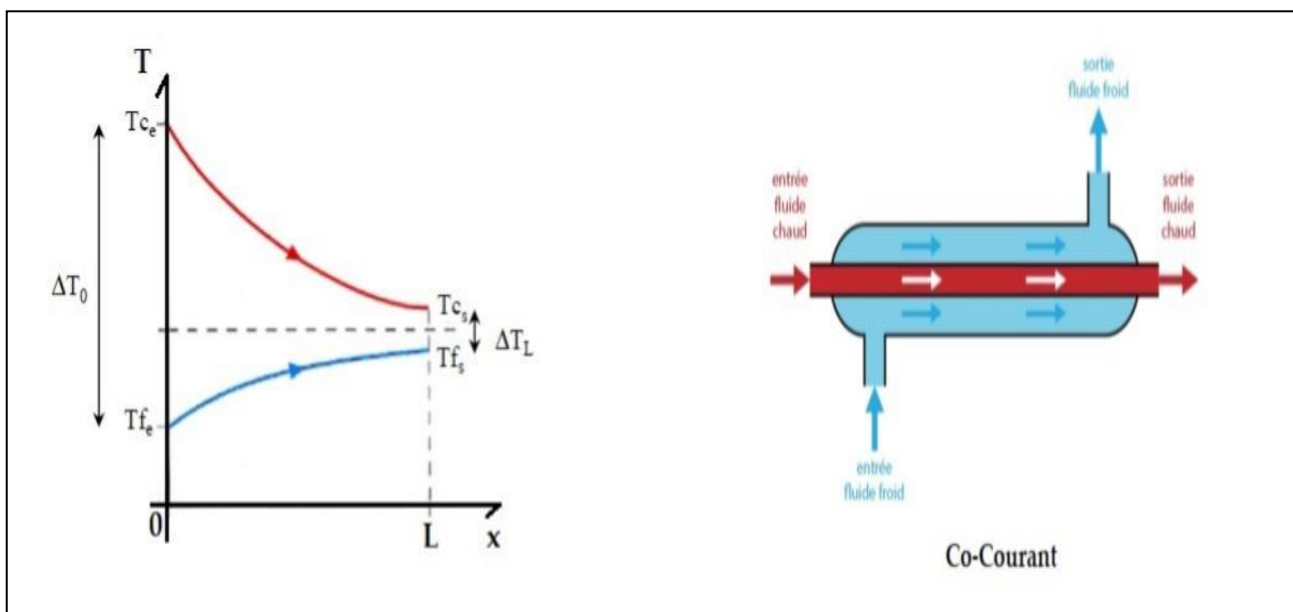


Figure I.2 : L'écoulement d'un fluide en Co-courant.

I.2.3.1.2. Contre-courant (courant opposée)

Les fluides circulent en direction opposée. Il est plus efficace car la différence de température est plus uniforme [5].

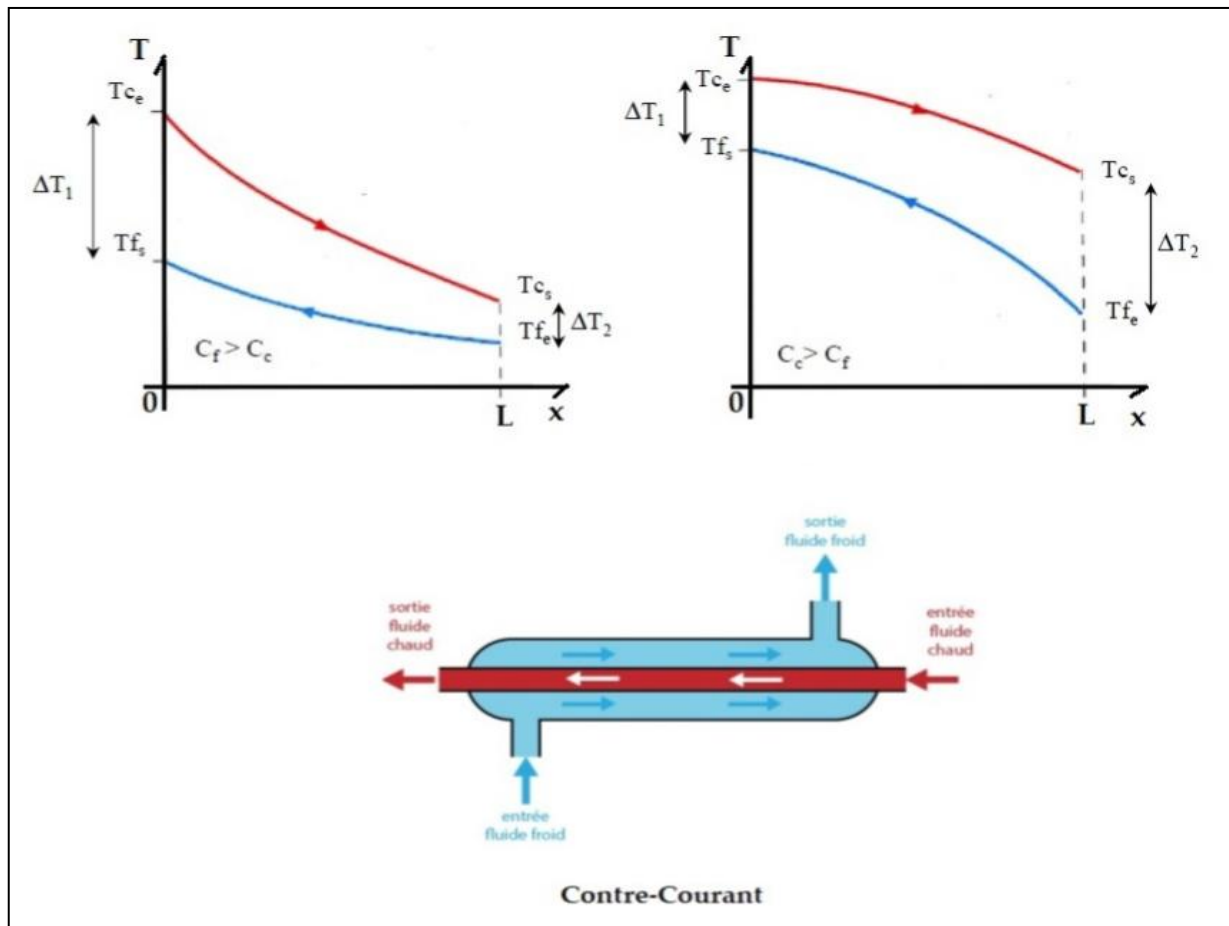


Figure I.3 : L'écoulement d'un fluide en contre-courant.

I.2.3.1.3. Courant croisé (mixte)

Les fluides s'écoulent perpendiculairement, ce courant est utilisé pour des échangeurs gaz/liquide [5].

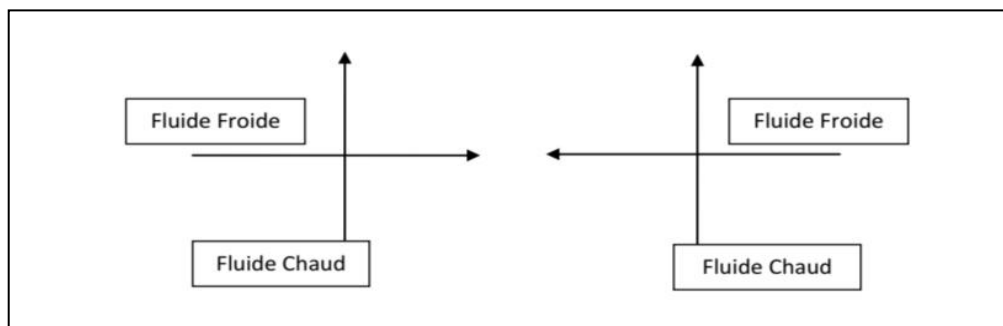


Figure I.4 : L'écoulement d'un fluide en courant croisé.

I.2.3.2. Selon la construction mécanique

I.2.3.2.1. Echangeurs tubulaires et multitubulaires

Ces échangeurs sont les principaux équipements utilisés dans les industries chimiques et pétrolières. Ils sont constitués de deux tubes concentriques reliés à leurs extrémités par des coudes. Ils sont composés de plusieurs tubes assemblés en faisceau, ce qui leur donne le nom d'échangeurs à faisceau tubulaire, également appelés échangeurs à faisceau et calandre [4].

L'échangeur est assemblé par des outils permettant un démontage rapide et le changement des tubes. La dilatation thermique et les problèmes d'étanchéité sont généralement traités par des presse-étoupes ou des joints adaptés. Les tubes sont généralement en acier, avec des longueurs standards de 3,6 m à 6 m. Des matériaux comme le verre ou le graphite peuvent être utilisés dans certains cas spécifiques [4].

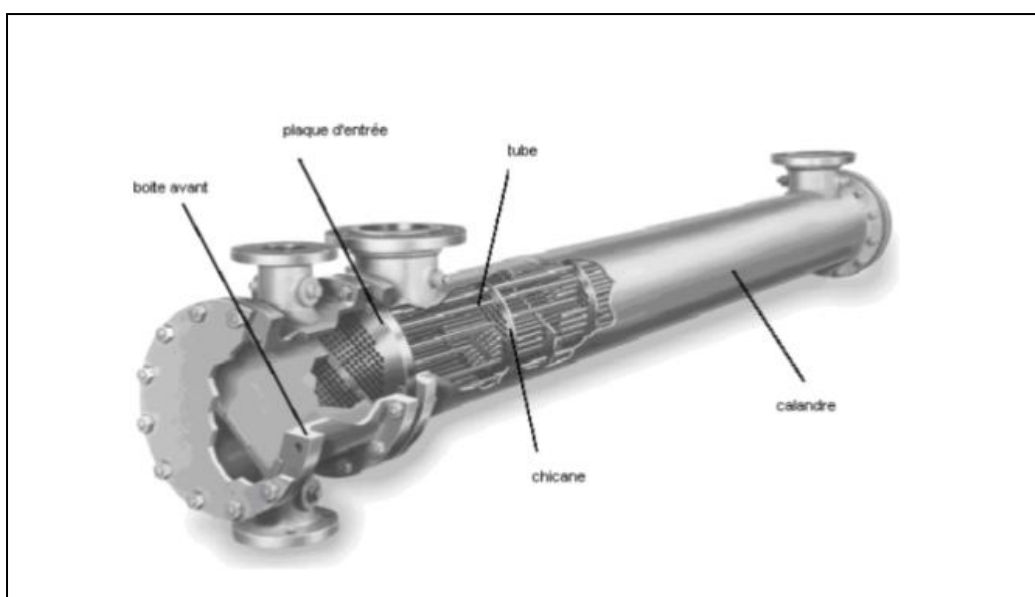


Figure I.5 : Echangeur a faisceau et calandre (multitubulaire).

Les chicanes séparatrices sont des pièces métalliques, le plus souvent de forme discaire, qui s'adaptent radialement à la forme de la calandre et comportent des trous pour le faisceau tubulaire ainsi qu'une ouverture de forme particulière pour le passage du fluide côté calandre. Les chicanes séparatrices remplissent deux rôles principaux : augmenter la vitesse du fluide et renforcer la rigidité du faisceau de tubes afin d'éviter les phénomènes vibratoires [4].

L'augmentation de la vitesse du fluide peut améliorer le coefficient de transfert de chaleur, à condition que l'échange se fasse sans changement de phase, ce qui favorise les échanges. Ainsi, il est possible de réduire l'espace entre les chicanes et le pourcentage d'ouverture. Toutefois, cela entraîne une hausse des pertes de charge pour le fluide circulant dans la calandre, ce qui pourrait aller à l'encontre des objectifs visés. Il est donc essentiel de trouver un bon équilibre entre l'ouverture des chicanes et la perte de charge acceptable supportée par le métal de la calandre. Dans un contexte industriel, la chicane la plus couramment utilisée est celle comportant un seul segment (figure 6) [4].

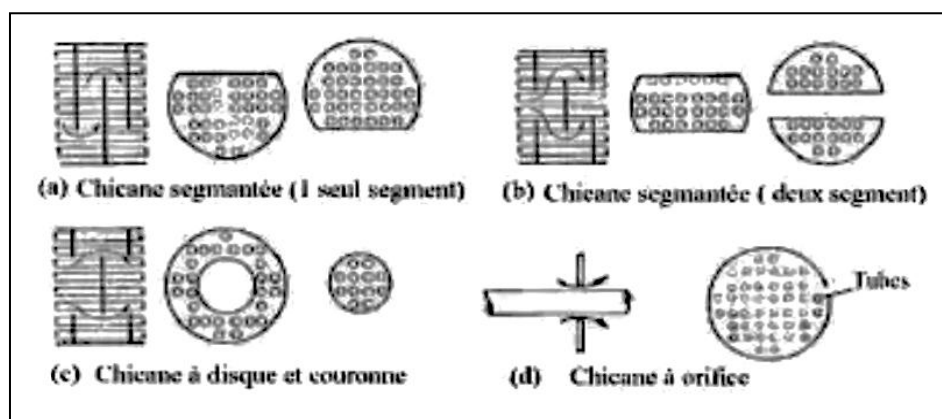


Figure I.6 : Types de chicanes installées dans les échangeurs tubulaires.

I.2.3.2.2. Echangeur à plaques

Ces échangeurs ont d'abord été conçus pour l'industrie laitière, puis sont utilisés dans d'autres secteurs industriels comme la chimie ou le nucléaire. Ce terme regroupe plusieurs technologies, dont certaines très récentes. On distingue les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire selon la géométrie des canaux. Ce type d'échangeur est composé de plaques assemblées pour la circulation des fluides entre elles. Un jeu de joints permet de répartir les fluides, de manière que chacun passe successivement dans les espaces inter plaques. Le transfert thermique se fait par les plaques [3].

La compacité de cette conception permet d'obtenir une grande surface d'échange dans un volume faible, ce qui la rend particulièrement compatible avec les applications à haute tension. Les échangeurs à plaques sont utilisés principalement dans l'agroalimentaire, le nucléaire et la chimie. Les plaques sont généralement en acier inoxydable pour des raisons d'hygiène et de sécurité, mais les joints en matériaux organiques limitent encore la plage de températures de fonctionnement [7].

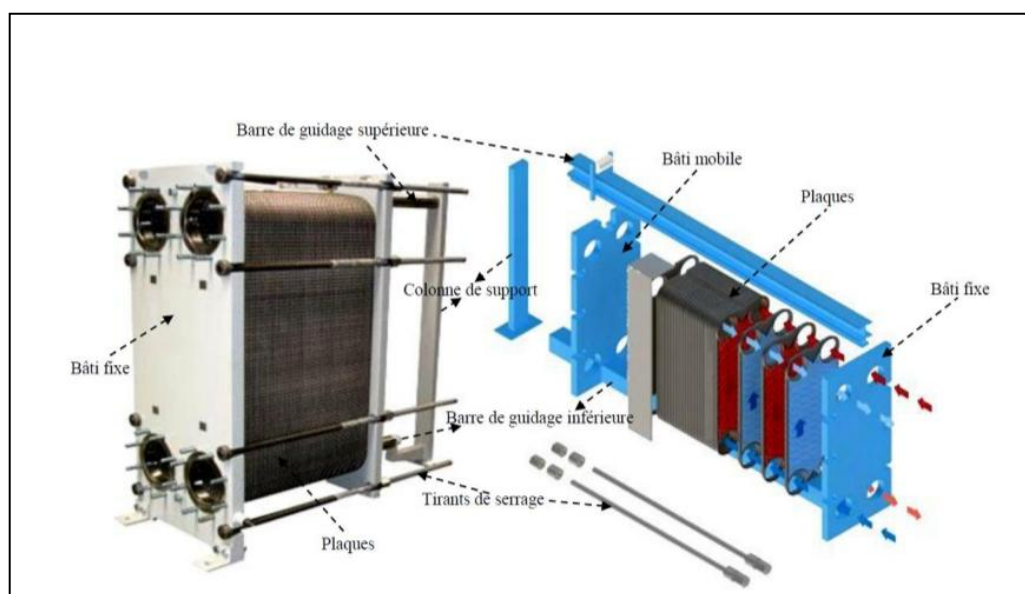


Figure I.7 : Echangeur de chaleur à plaque à joint.

I.2.3.2.3. Echangeur à ailettes (air)

Les échangeurs de chaleur à ailettes (figure 8) sont principalement utilisés dans les applications où le fluide secondaire est un gaz (système gaz /gaz ou bien liquide/gaz). Le 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 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 voiture, ou les condenseurs des fluides frigorigènes [4].

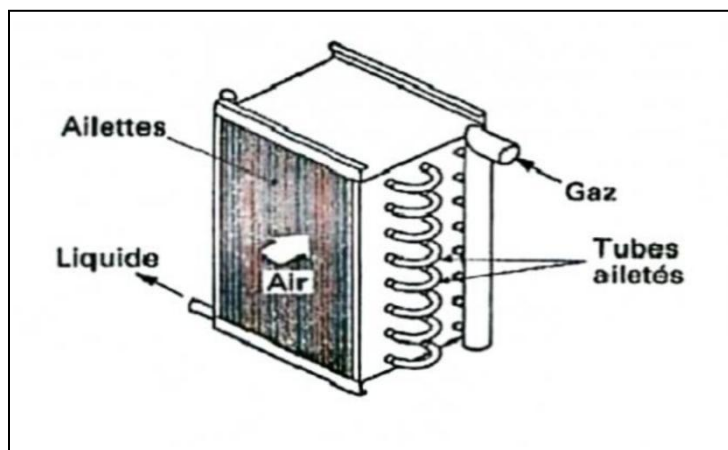


Figure I.8 : Echangeur à tubes ailettes.

I.2.3.2.4. Echangeur spiralé

Les échangeurs de chaleur à spirale sont particulièrement indiqués pour le traitement de fluides visqueux ou contenant des particules solides susceptibles d'entraîner un encrassement ou une corrosion importante dans les autres types d'échangeurs [4].

Ils sont constitués par des unités circulaires comprenant deux canaux d'écoulement en spirale, disposés concentriquement, chacun étant réservé à un fluide. Dans ce système, l'un des fluides entre par le centre de l'appareil et se dirige vers la périphérie, et l'autre entre par la périphérie et s'écoule vers le centre. Les canaux, qui sont incurvés, ont une section droite constante pour garantir un écoulement fluide des fluides. Par ailleurs, la séparation des deux canaux évite tout mélange des liquides [8].

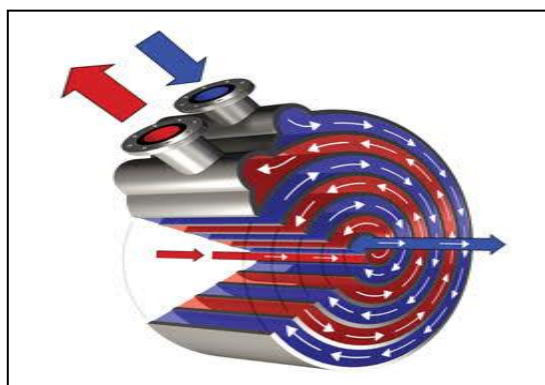


Figure I.9 : Echangeur de chaleur spiralée.

I.2.3.2.5. Echangeur rotatif

L'échangeur à roue est un système qui permet de récupérer l'énergie thermique entre deux courants d'air. Il permet le transfert de chaleur entre l'air extrait d'un local (air vicié de l'intérieur) et l'air neuf de l'extérieur. La roue tourne lentement entre les deux courants d'air : elle absorbe la chaleur de l'air sortant pour la transmettre à l'air entrant. Ce système permet de réduire les pertes de chaleur des systèmes de ventilation et d'améliorer leur efficacité énergétique [9].

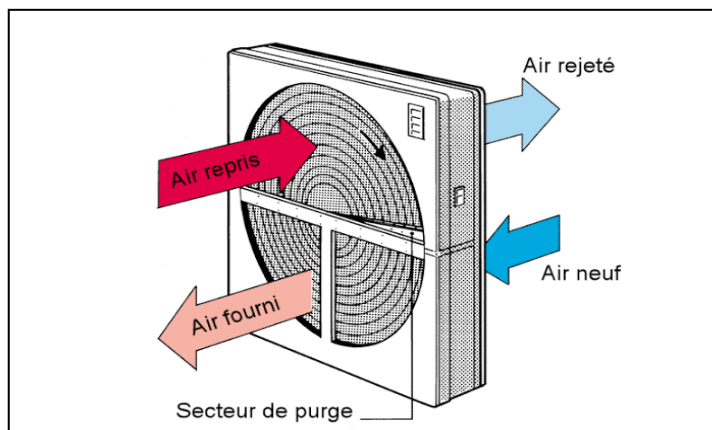


Figure I.10 : Echangeur de chaleur rotative.

I.2.4. Le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est un domaine fondamental de la thermodynamique et du génie chimique. Il intervient dans divers domaines industriels, notamment les échangeurs thermiques, les opérations de chauffage et de refroidissement, ainsi que dans les systèmes énergétiques [4].

Le transfert de chaleur désigne l'échange d'énergie thermique entre deux objets ayant des températures différentes. Cette interaction peut se réaliser de trois manières : par conduction, par convection et par rayonnement [4].

La chaleur se déplace toujours :

- Du corps chaud vers le corps froid
- Jusqu'à atteindre un équilibre thermique [3].

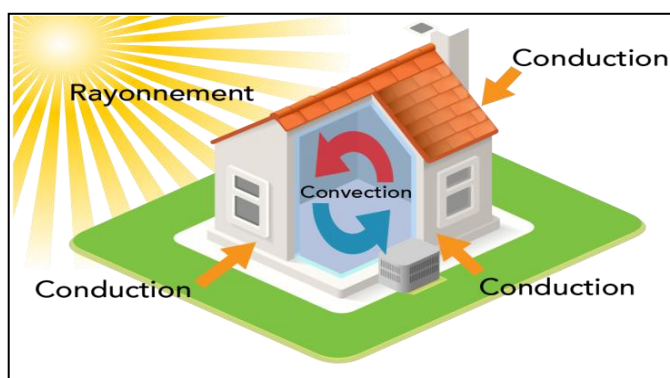


Figure I.11 : Les trois modes de transfert de chaleur.

I.2.4.1. La conduction-loi de Fourier

Le transfert de chaleur par conduction est un phénomène essentiel dans la thermodynamique. Il se produit lorsque deux corps à des températures différentes sont en contact direct. La chaleur se déplace des zones chaudes vers les zones froides par l'agitation des particules. Cette agitation permet aux particules de transmettre leur énergie cinétique [10].

La loi de Fourier décrit ce transfert en indiquant que le flux thermique est proportionnel à la différence de température. Ainsi, plus la conductivité thermique d'un matériau est élevée, plus le transfert de chaleur sera efficace [10].

Loi de Fourier :

$$\vec{q} = -\lambda \Delta T$$

(Équation 1)

$\vec{q}$: flux de chaleur (quantité de chaleur qui passe) en W/m

λ : conductivité thermique du matériau (capacité à conduire la chaleur) en W/m.K

ΔT : gradient de température (variation de température) en K

Le signe (–) indique que la chaleur va du chaud vers le froid

Ce mode de transfert est particulièrement important dans les solides, où les particules sont étroitement liées. En revanche, dans les liquides et les gaz, la conduction est moins efficace en raison des mouvements plus libres des molécules [10].

Exemples : manche métallique d'une casserole qui chauffe, fer à repasser, sensation de froid au contact d'un métal [11].

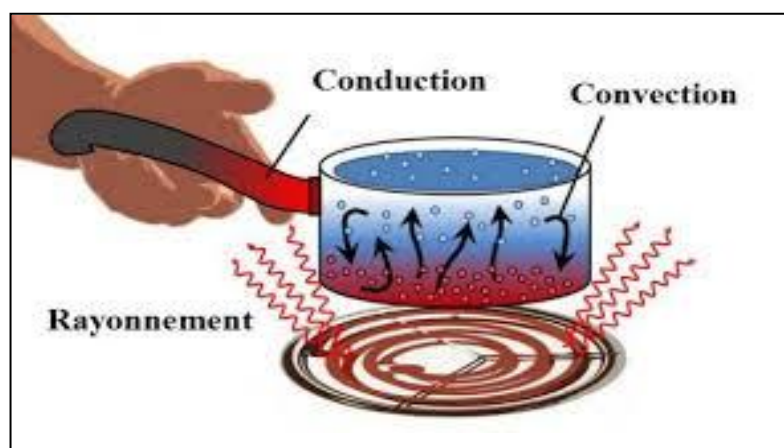


Figure I.12 : transfert de chaleur par conduction.

I.2.4.2. La convection-loi de Newton

La convection est due au déplacement des molécules qui entraîne un transfert d'énergie thermique à l'échelle microscopique. Ce phénomène apparaît dans les fluides (liquides ou gaz) et à l'interface entre un solide et un fluide. Ainsi les molécules en mouvement transmettent leur énergie thermique à d'autres parties du système. Il existe deux sortes de convection [3]:

- ✓ Convection libre (ou naturelle)
- ✓ Convection forcée

Dans le cas le plus simple, pour une paroi solide de surface S et de température uniforme T_1 en contact avec un fluide à température T_2 loin de la paroi, le flux thermique est donné par :

$$\Phi = hS(T_1 - T_2) \quad (\text{Équation 2})$$

Où "h" est le coefficient de convection thermique du matériau ($\text{W/m}^2.\text{K}$)

En d'autres termes, le flux thermique peut s'écrire :

$$\varphi = h(T_1 - T_2) \quad (\text{Équation 3})$$

Avec :

Φ : Flux thermique en W

h : coefficient de convection thermique en $\text{W/m}^2.\text{K}$

S : surface d'échange en m^2

T_1, T_2 : températures des fluides en K

φ : Flux thermique surfacique en W/m^2 tel que : $\varphi = \frac{Q}{S}$

Ce principe est celui de la loi de refroidissement de Newton qui énonce que le transfert thermique est proportionnel à la différence de température entre le corps et son environnement.

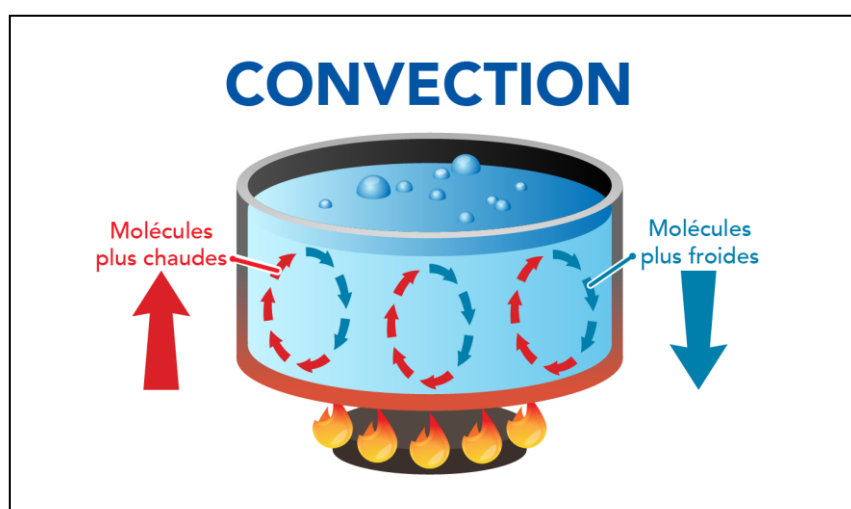


Figure I.13 : transfert de chaleur par convection.

I.2.4.3. Transfert de chaleur par rayonnement-loi de Stephan

Le transfert de chaleur par rayonnement est un mode de transmission de l'énergie thermique qui s'effectue sous forme d'ondes électromagnétiques, sans nécessiter de milieu matériel. Contrairement à la conduction et à la convection, il peut se produire dans le vide. Tous les corps

émettent un rayonnement thermique dont l'intensité dépend principalement de leur température et des propriétés de leur surface [4].

Ce phénomène est décrit par la loi de Stefan-Boltzmann, Le rayonnement devient particulièrement important à haute température et dans certaines applications industrielles. Des exemples typiques incluent le rayonnement solaire, la chaleur émise par une flamme ou encore les fours thermiques [4].

I.2.5. Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur

I.2.5.1. Nombre de Reynolds Re

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent) [4]:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu}$$

(Équation 4)

u : vitesse caractéristique du fluide en m/s
 L : dimension caractéristique en m
 ν : viscosité cinématique du fluide en m^2/s

Avec :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

(Équation 5)

ρ : Masse volumique du fluide en kg/m^3
 μ : viscosité dynamique du fluide en $Pa \cdot s$ ou $kg/(m \cdot s)$
D'où la formulation classique :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu}$$

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement dans le cas d'un écoulement à l'intérieur d'un conduit cylindrique de paroi lisse on a :

$Re < 2400$: régime laminaire pour des vitesses plus élevées

$Re > 2400$: régime turbulent apparaît

I.2.5.2. Nombre de Prandtl Pr

C'est un nombre sans dimension. C'est le rapport de la diffusivité de quantité v (viscosité cinématique) et de la diffusivité thermique. Ce nombre a été nommé d'après le physicien allemand Ludwig Prandtl. On le définit comme suit :

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

(Équation 6)

λ : La conductivité thermique en $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
 C_p : la chaleur massique en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Le nombre de Prandtl met en regard la rapidité des phénomènes thermiques et hydrodynamiques dans un fluide. Un Prandtl élevé signifie que le profil de température dans le fluide sera fortement affecté par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température [12].

I.2.6. Les échangeurs à plaques

Au cours des dernières décennies, les échangeurs compacts ont suscité un intérêt croissant en raison de leur capacité à offrir de grandes surfaces d'échange thermique dans des volumes réduits. L'échangeur à plaques constitue un exemple représentatif de cette technologie. L'observation d'un (schéma14) éclaté de ce type d'équipement met en évidence une disposition de plaques juxtaposées, organisées de manière alternée entre plaques chaudes (en rouge) et plaques froides (en bleu) [13].

Cette configuration permet à chaque plaque chaude d'être en contact avec deux plaques froides, et inversement, ce qui favorise l'efficacité des échanges thermiques. La distribution des fluides est assurée par une plaque de tête, garantissant la séparation des circuits et empêchant ainsi tout mélange entre eux [13].

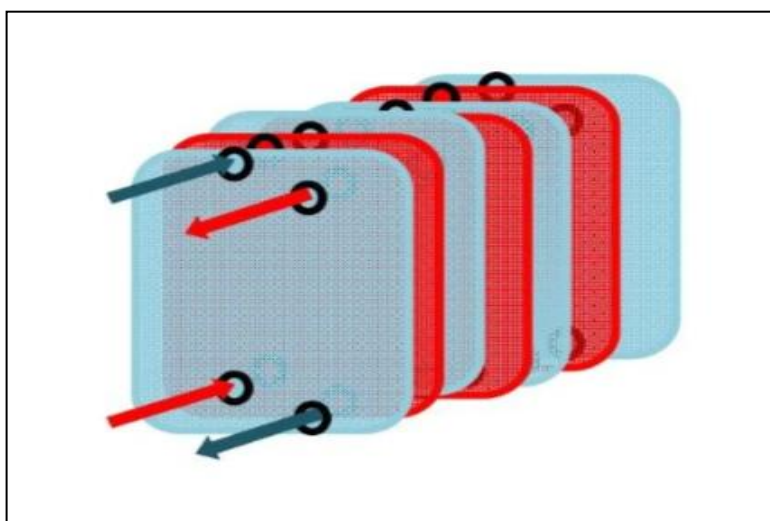


Figure I.14 : Echangeur de chaleur a plaque.

I.2.6.1 Les avantages, inconvénients et l'utilisation d'échangeurs à plaques

Le tableau résume les avantages, les inconvénients et l'utilisation d'un échangeur à plaque [13]

Tableau I.1: Avantages, inconvénients et l'utilisation des échangeurs à plaques

Avantages	Inconvénients	Utilisations
• Bonne efficacité thermique • Très bons coefficients de transfert • Faibles pertes thermiques	• Pertes de charge relativement importantes • Très fragile	• Echangeur eau-eau • Echangeur eau-eau de mer
• Bonne compacité • Complètement modulables : extensions et réductions possibles	• Pressions de travail relativement limitées	• Vapeur basse pression-huile • Huile-eau
• Adapté aux techniques de récupération d'énergie	• Plutôt adaptés aux faibles écarts de température	• Industrie agro-alimentaire • Chauffage • Chauffage urbain • Réseaux collectifs • Chauffage solaire
• Bon rapport qualité/prix	• Médiocre dans les échangeurs gaz-gaz • Médiocre pour les fluides à haute viscosité	• Laiteries • Industrie de la marine • Condensation frigorifique • Pompe à chaleur

I.2.6.2. Principe de construction

Les échangeurs à plaques à joints sont formés d'un ensemble de plaques disposées les unes contre les autres et maintenues serrées entre deux plateaux. L'un de ces plateaux est fixe et supporte généralement les raccords, tandis que l'autre est mobile et permet le serrage de l'ensemble. Selon les fabricants, les dimensions des plaques peuvent varier : leur hauteur se situe généralement entre 0,2 m et 3 m, et leur largeur représente environ 20 à 40 % de leur hauteur [13].

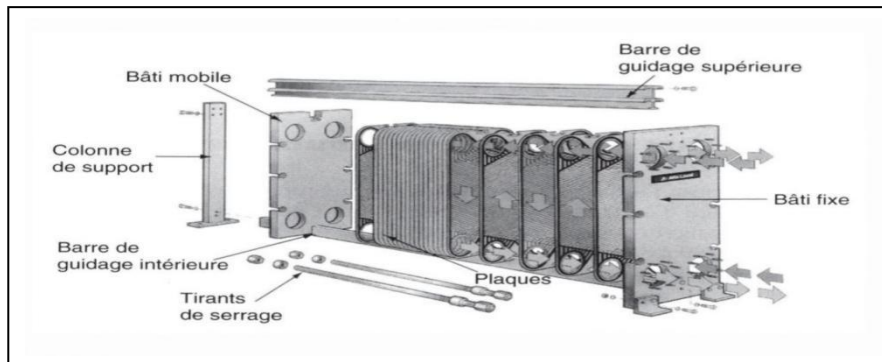


Figure I.15 : Constituants d'un échangeur de chaleur à plaques à joints.

I.2.6.3. Matériaux

Les plaques d'un échangeur à plaques sont fabriquées à partir de matériaux métalliques emboutissables, choisis selon :

- La résistance à la corrosion
- La température
- La nature des fluides [13].

On retrouve effectivement :

- Acier inoxydable (inox) → le plus utilisé
- Titane → milieux très corrosifs (eau de mer)
- Titane-palladium → encore plus résistant à la corrosion

Alliages spéciaux :

- Hastelloy
- Incoloy

Ces matériaux sont bien emboutissables et utilisés selon les standards des constructeurs [13].

I.2.7. Echangeur de chaleur tubulaire à faisceau et calandre

Un échangeur de chaleur tubulaire à faisceau et calandre (appelé aussi Shell-and-tube heat exchanger) est un appareil thermique utilisé pour transférer la chaleur entre deux fluides à des températures différentes, sans qu'ils se mélangent. C'est un échangeur constitué : d'un faisceau de tubes (où circule un premier fluide), d'une calandre (une enveloppe cylindrique) contenant ce faisceau, dans laquelle circule le second fluide [13].

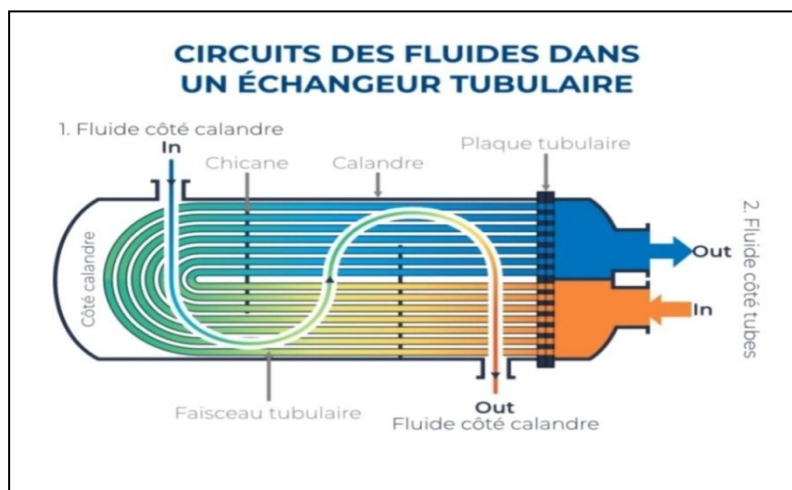


Figure I.16 : Echangeur de chaleur tubulaire.

I.2.7.1. Avantages, inconvénients et utilisation d'échangeur faisceau calandre [13]

Le tableau résume les avantages, les inconvénients et l'utilisation d'un échangeur faisceau calandre

Tableau I.2: Avantages, inconvénients et l'utilisation d'un échangeur de chaleur faisceau et calandre

Avantages	Inconvénients	Utilisation
Très robuste et durable	Encombrant (grand volume)	Industrie pétrochimique
Supporte hautes pressions et températures	Cout de fabrication élevé	Raffineries
Adapté aux fluides sales ou corrosifs	Nettoyage parfois difficile	Centrales thermiques
Longue durée de vie	Rendement parfois moins élevé que plaques	Echange gaz/liquide
Fonctionne dans des conditions extrêmes	Maintenance plus complexe	Industrie chimique
Polyvalent (plusieurs configurations)	Moins compact	Condenseurs/évaporateurs

I.2.7.2. Principe de fonctionnement

Le fonctionnement d'un échangeur de chaleur tubulaire à faisceau et calandre repose sur la circulation simultanée de deux fluides à des températures différentes, séparés par une paroi métallique, ce qui permet un transfert de chaleur sans mélange direct [13].

En pratique, le premier fluide circule à l'intérieur des tubes formant le faisceau, tandis que le second fluide s'écoule dans la calandre, autour de ces tubes. La différence de température entre les deux fluides crée un flux de chaleur qui traverse la paroi des tubes : la chaleur passe du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid [13].

I.2.7.3. Matériaux

En général, les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre sont fabriqués à partir de métaux et alliages résistants qui supportent la température, la pression et la corrosion.

Les matériaux les plus utilisés sont :

- ✓ Acier au carbone → économique et largement utilisé

- ✓ Acier inoxydable (inox) → résistant à la corrosion
- ✓ Cuivre et ses alliages → bonne conductivité thermique
- ✓ Titane → utilisé dans les milieux très corrosifs (comme l'eau de mer)
- ✓ Alliages spéciaux comme Incoloy → pour hautes températures et conditions sévères [14].

I.2.7.4. La méthode de KERN

La méthode de Kern, développée avant les années 1960, est une méthode empirique largement utilisée pour la conception et le dimensionnement des échangeurs de chaleur à tube et calandre. Basée sur des corrélations expérimentales obtenues sur des échangeurs commerciaux, elle permet d'estimer les coefficients de transfert de chaleur ainsi que les pertes de charge. Sa simplicité d'application le rend particulièrement adaptée aux calculs préliminaires et aux conceptions standards [15].

Bien que la méthode de Kern fournisse des résultats satisfaisants pour de nombreuses applications industrielles, elle ne tient pas compte des courants de fuite et de dérivation, dont l'importance a été mise en évidence à partir des années 1960. Cette limitation affecte surtout la précision du calcul des pertes de charge. Malgré cela, la méthode de Kern demeure une approche pratique et largement utilisée avant le recours à des méthodes plus détaillées et plus précises [15].

Dans la suite de ce travail, la méthode de Kern sera utilisée pour effectuer les calculs de dimensionnement et d'évaluation de performances de l'échangeur de chaleur. En raison de sa simplicité et de sa fiabilité pour les conceptions standards, elle constitue une approche adaptée à cette étude.

I.2.8. Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter les bases théoriques du transfert de chaleur ainsi que les différents types d'échangeurs thermiques utilisés dans l'industrie. Les mécanismes fondamentaux de transfert thermique, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement, ont été abordés afin de mieux comprendre le fonctionnement global de ces équipements. Une attention particulière a été portée aux principaux types d'échangeurs, notamment les échangeurs à plaques et les échangeurs de type faisceau-calandre. Une comparaison entre ces deux technologies a permis de mettre en évidence leurs avantages, leurs inconvénients ainsi que leurs domaines d'application respectifs.

Ainsi, cette étude théorique constitue une base indispensable pour la suite du travail, qui portera sur l'analyse du système existant et le dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre en vue de remplacer l'échangeur à plaques.

Chapitre II :Etude d'échangeur à plaques existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

II.1. Introduction

Ce chapitre porte sur l'étude des échangeurs thermiques utilisés dans le procédé industriel du complexe GL2/Z. Il a pour objectif d'analyser les problèmes rencontrés lors de l'utilisation de l'échangeur à plaque (51C) existant afin d'identifier ses limites de fonctionnement et de justifier son remplacement par un échangeur de type faisceau calandre. Par ailleurs, ce chapitre présente le dimensionnement du nouvel échangeur proposé, en déterminant ses caractéristiques géométriques et thermiques nécessaires pour assurer un transfert de chaleur efficace tout en respectant les conditions opératoires du procédé, notamment la pression, la température et le débit.

II.2. Présentation du système industriel

Dans ce mémoire, on étudie un procédé mettant en jeu le transfert de chaleur entre deux fluides dans un contexte industriel. L'échangeur thermique est essentiel pour conserver les conditions de fonctionnement et l'efficacité énergétique du système. Les fluides utilisés sont :

- Le fluide chaud : le produit de tête de dééthaniseur (De-ethanizerOverhead)
- Le fluide froid : propane réfrigérant, circulant à débits, températures et pressions.

Le schéma simplifié du système montre la place de l'échangeur à plaques dans le circuit ainsi que son rôle dans le transfert de chaleur entre les fluides. Cette installation est caractéristique des procédés industriels modernes pour lesquels la performance thermique et la fiabilité des équipements sont des critères essentiels.

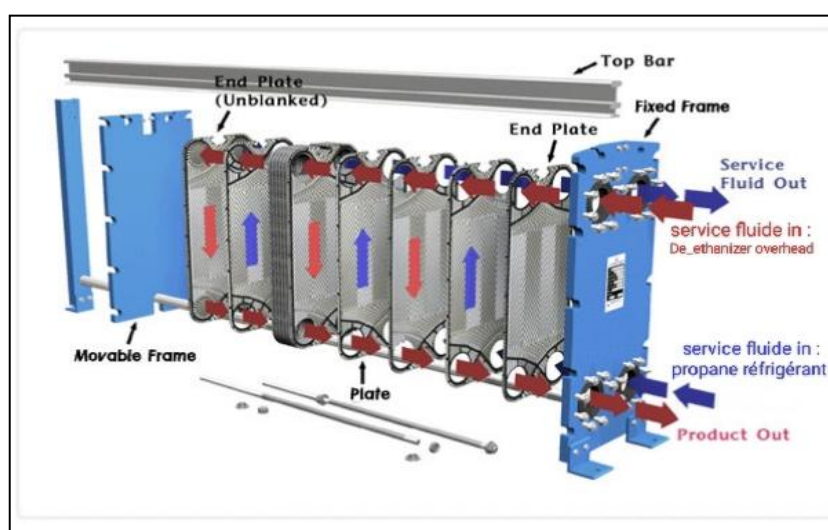


Figure II.1 : circulation des fluides chaud et froid dans un échangeur de chaleur à plaque.

II.3. Présentation de l'échangeur à plaque existant

L'échangeur utilisé aujourd'hui est à plaques, c'est à dire très compact et d'un bon rendement thermique. Ses caractéristiques techniques principales sont :

- Le nom d'échangeur de chaleur : échangeur de chaleur à plaque 51C
- Surface d'échange : 62.85 m^2
- Matériau des plaques : acier inoxydable

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

Le fonctionnement est basé sur l'alternance des fluides entre des plaques minces, séparées par des joints assurant l'étanchéité. Cette disposition permet un échange thermique efficace sur une petite surface et un faible encombrement. Les avantages de cet échangeur sont sa compacité, son haut rendement et sa facilité d'installation.

II.4. Problèmes rencontrés avec l'échangeur à plaques

Au niveau du complexe SONATRACH, et plus particulièrement de l'unité complexe GNL2/Z, les rapports d'exploitation et de maintenance enregistrés dans le système de suivi des interventions, notamment le système SAB actuellement utilisé, ont signalé des anomalies au niveau de l'échangeur de chaleur à plaques 51C. Le principal problème identifié concerne la fragilité de cet équipement ainsi que l'apparition d'une fuite au niveau de l'échangeur (Annexe 4,5), entraînant une dégradation des performances thermique et des contraintes d'exploitation et de maintenance. Selon le rapport transmis dans le système SAB, une proposition de dépose de cet échangeur a été mentionnée afin d'éviter les risques liés à son fonctionnement. Dans le cadre de ce mémoire, une étude de substitution sera alors proposée en remplaçant l'échangeur à plaque 51C par un échangeur de type faisceau-calandre, dans le but d'améliorer la fiabilité, la sécurité et la continuité de fonctionnement de l'installation.

II.5. Justification du remplacement

En raison des limites constatées, il est nécessaire de remplacer l'échangeur à plaques par une solution plus solide. Les échangeurs de type faisceau-calandre se présentent comme une alternative potentiellement mieux adaptée à ce procédé. Ce remplacement se justifie par les problèmes de fragilité et de fuite signalés lors de l'exploitation de l'échangeur 51C au niveau du Complexe GNL2/Z de Sonatrach, notamment face aux conditions de pression et de température du procédé industriel.

Cette analyse permet de conclure que l'étude et le dimensionnement des échangeurs faisceau-calandre sont justifiés et constituent la prochaine étape logique de ce mémoire.

II.6. Données de fonctionnement d'échangeur 1 de type faisceau-calandre

Les données utilisées pour le dimensionnement des échangeurs faisceau-calandre sont résumées dans le tableau suivant selon les datasheets (Annexe 1,2) :

Tableau II.1: données d'échangeurs de chaleur N° 1

Paramètres	Fluide froid (propane réfrigérant)	Fluide chaud (PTD)
Débit (Kg/h)	10647	18572
Température d'entrée (°C)	-21	-6.9
Température de sortie (°C)	-21	-15
La quantité de chaleur (Kcal/h)	953240	1464877
Chaleur spécifique (Kcal/Kg. °C)	0.4259	0.9402
Viscosité (cP)	0.00695	0.0655
Densité (Kg/m ³)	554.78	417.15
Conductivité thermique (Kcal/m.h.°C)	0.01123	0.09753

Généralement, le fluide froid (propane réfrigérant) circule dans la calandre, tandis que le fluide chaud (PTD) circule dans les tubes. Cependant, dans notre cas, cette disposition a été inversé : le propane réfrigérant circule dans les tubes et le PTD dans la calandre, afin de

limiter les effets de la corrosion et parce que les tubes sont plus faciles à nettoyer et à entretenir.

II.6.1. Bilan thermique et calcul de la puissance d'échange Q d'échangeur faisceau calandre

La puissance thermique correspond à la quantité de chaleur échangée par unité de temps entre deux fluides dans un échangeur. Elle dépend du débit massique, de la capacité thermique et de la différence de température des fluides. [4]

Ce paramètre est important pour le dimensionnement et l'évolution des performances des équipements thermiques.

La quantité de chaleur Q reste la même dans un échangeur à plaque ou à faisceau et calandre, car les deux assurent le même transfert thermique entre le fluide chaud et froid. Seule la conception de l'échangeur chargé.

Donc, d'après les données du procédé, la puissance thermique échangée est :

$$Q_c = 1464877 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_f = 953240 \text{ Kcal/h}$$

Q_c, Q_f : sont respectivement les quantités de chaleur des fluides chaud et froid

II.6.2. Détermination de DTLM

$$\Delta T_{lm,B} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

(Équation 7)

Avec :

$\Delta T_{lm,B}$: Différence de température moyenne logarithmique l'étage de propane B

T_1 : température d'entrée du fluide chaud

T_2 : température de sortie du fluide chaud

t_1 : température d'entrée du fluide froid

t_2 : température de sortie du fluide froid

$$\Delta T_{lm,B} = \frac{(-6.9 - -21) - (-15 - -21)}{\ln \frac{(-6.9 - -21)}{(-15 - -21)}}$$

$$\Delta T_{lm,B} = 9.48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

II.6.3. Calcul de l'aire d'échange

➤ Calcul du facteur correctif (F) de DTLM

Dans les échangeurs de chaleur, si l'un des fluides change de phase (condensation ou vaporisation), sa température reste constante pendant tout l'échange thermique. Cette caractéristique rend beaucoup plus simple le profil thermique entre les deux fluides, car la différence de température ne varie pas de façon complexe. On peut donc utiliser directement la différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM) sans correction supplémentaire.

Dans notre cas et d'après les datasheets du procédé, le fluide chaud a subi une condensation et le fluide froid une évaporation, on peut donc prendre $F = 1$, voire négliger le facteur de correction F qui est généralement utilisé pour tenir compte des configurations réelles des échangeurs (multi-passes, écoulements croisés, etc.). Cela permet d'utiliser directement la relation :

$Q = U * F * A * \Delta TLM$ Pour le calcul de l'aire de l'échangeur.

$$A = \frac{Q}{U * F * \Delta TLM}$$

(Équation 8)

Avec :

A : l'aire d'échange thermique (m^2)

Q : quantité de chaleur échangée (W)

U : coefficient global d'échange thermique ($W/m^2 \cdot K$)

F : le facteur de correction

Δtlm : Différence de température logarithmique moyenne (K)

Il faut d'abord convertir Q en watt :

$$1 \text{ Kcal/h} = 1.163 \text{ w}$$

$$953240 \text{ Kcal/h} = 1108618.12 \text{ w}$$

Le coefficient global de transfert thermique U

L'échange thermique peut impliquer un changement de phase, ce qui influence fortement le coefficient global de transfert thermique.

Pour un échangeur à faisceau et calandre, le coefficient global de transfert thermique U varie entre 600 et 1700 $Kcal/h.m^2.^{\circ}C$

Dans cette étude et au niveau du complexe GNL2/Z, une valeur de calcul de 1200 $Kcal/h.m^2.^{\circ}C$ a été retenue pour le prédimensionnement de l'échangeur thermique [15].

$$U = 1200 \text{ Kcal/h.m}^2.^{\circ}C$$

$$1 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C} = 1.163 \text{ w/m}^2.\text{°C}$$

$$1200 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C} = 1395.6 \text{ w/m}^2.\text{°C}$$

Donc, l'aire d'échange thermique est égale à :

$$A = \frac{1108618.12}{1395.6 * 1 * 9.48}$$

$$A = 83.79 \text{ m}^2$$

II.6.4. Supposition d'une taille des tubes standard et calcul des diamètres de tube et calandre

On choisit selon (Annexe 3) qui montre les caractéristiques des tubes d'échange, un diamètre extérieur de 19.05mm (0.01905m) et une épaisseur de 2 mm, ce qui implique un diamètre interne de 1.483cm.

Dans notre cas on prendra une longueur des tubes de 6m

d_{ext} : le diamètre extérieur = 19.05mm

e : l'épaisseur = 2mm

d_{int} : diamètre interne = 1.483cm

L : longueur des tubes = 6m

II.6.4.1 La surface d'un seul tube

$$s = \pi * d_{\text{ext}} * L \quad (\text{Équation 9})$$

$$s = \pi * 19.05 * 10^{-3} * 6$$

$$s = 0.36 \text{ m}^2$$

Avec :

S : surface d'un seul tube en m^2

d_{ext} : le diamètre extérieur en m

L : longueur des tubes en m

II.6.4.2. Nombre des tubes nécessaire

$$N = \frac{A}{S} \quad (\text{Équation 10})$$

$$N = \frac{83.79}{0.36}$$

$$N = 232 \text{ tubes}$$

Avec :

N : nombre des tubes

A : l'aire d'échange thermique en m²

S : surface d'un seul tube en m²

Le fluide coté calandre est le propane réfrigérant. Il est relativement propre. Cela nous permet d'adopter une configuration triangulaire des tubes avec un pas tubulaire de $1.25 \cdot d_{\text{ext}}$ [4].
Donc,

$$P_t = 1.25 \cdot 19.05$$

$$P_t = 23.8125 \text{ mm}$$

P_t : le pas tubulaire en mm

II.6.4.3. Diamètre du faisceau tubulaire

On utilise la formule explicitée précédemment :

$$D_f = d_{\text{ext}} \cdot \left(\frac{N}{K}\right)^{1/n}$$

(Équation 11)

D_f : diamètre du faisceau tubulaire en mm

d_{ext} : diamètre extérieure en mm

N : Nombre des tubes

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

K, n : constantes expérimentales dont les valeurs sont standardisées en fonction du nombre de passes, de la configuration et pas tubulaires (figure 18)

Selon le tableau, $K = 0.249$ et $n = 2.207$, valeurs correspondantes à une configuration triangulaire et un pas tubulaire de 1.25 avec un nombre de passe tubes de 2.

Pas Triangulaire, $pt = 1.25d_o$					
No. Passes	1	2	4	6	8
K_i	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n_i	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675

Figure II.2 : tableau des valeurs de K et du n selon la configuration triangulaire des tubes.

Donc, $D_f = 19.05 * \left(\frac{233}{0.249}\right)^{1/2.204}$

$$D_f = 425 \text{ mm}$$

II.6.4.4. L'espacement entre faisceau tubulaire et calandre

L'espacement n'est pas calculé, c'est une valeur standard donnée par des tables de conception elle dépend de diamètre du faisceau [4].

Dans notre cas, l'espacement e_s égal à 45 mm

Tableau II.2 : Espace standard du faisceau calandre

Diamètre du faisceau (mm)	Espace recommandé e_s (mm)
200-400	25-40
400-600	40-50
600-800	50-65
800-1000	65-75
1000-1400	75-100

Donc, on obtient le diamètre de la calandre :

$$D_c = D_f + e_s \quad (\text{Équation 12})$$

$$D_c = 425 + 45$$

$$D_c = 470 \text{ mm}$$

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

D_c : diamètre de calandre en mm

e_s : l'espacement en mm

D_f : diamètre de faisceau tubulaire en mm

II.6.5. Calcul des coefficients d'échanges coté tubes et calandre (Re, Pr, ...)

Coefficient d'échange coté tube

Calcul de Reynolds et Prandtl :

$$Re = \frac{\rho_t * d_i * v_t}{\mu_t} \quad (\text{Équation 13})$$

$$Pr = \frac{cp_t * \mu_t}{\lambda_t} \quad (\text{Équation 14})$$

Il faut d'abord calculer ces paramètres : la surface d'échange, nombre des tubes par passe, la surface totale interne, la vitesse massique et la vitesse linéaire.

Lors de la condensation avec variation de température, les propriétés sont évaluées à la température moyenne.

$$T_{moy} = \frac{T1 + T2}{2}$$
$$T_{moy} = \frac{-6.9 + -15}{2} = -10.95^\circ\text{C}$$

Les paramètres utilisés sont extraits d'un document technique du complexe GNL2/Z de SONATRACH, intitulé « Plans as Built Process and Diagram-Block and Flow Diagram », à la température moyenne de fonctionnement.

Tableau II.3: Les propriétés de PTD à température moyenne

Propriétés	Valeurs
La masse volumique ρ	55 Kg/m ³
La viscosité μ	1.05*10 ⁻⁵ Pa.s
La chaleur spécifique Cp	2.2 Kj/Kg.°C
La conductivité λ	0.0215 W/m.°C

II.6.5.1. Surface d'échange d'un tube (interne)

$$S_i = \pi * \frac{d_i^2}{4} \quad (\text{Équation 15})$$
$$S_i = \pi * \frac{14.83^2}{4}$$

$$S_i = 172.73 \text{ mm}^2$$

S_i : surface d'échange interne d'un tube en mm^2

d_i : diamètre interne en mm

II.6.5.2. Nombres des tubes par passe (vu qu'il s'agit de 2 passes coté tube)

$$N_t = \frac{N}{2} \quad (\text{Équation 16})$$

$$N_t = \frac{232}{2}$$

$$N_t = 116 \text{ tubes}$$

N_t : nombres des tubes par passe

N : nombre des tubes

II.6.5.3. Surface totale d'écoulement interne (dans les tubes)

$$S_{i,totale} = N_t * S_i \quad (\text{Équation 17})$$

$$S_{i,totale} = 116 * 172.73$$

$$S_{i,total} = 20036.68 \text{ mm}^2$$

On convertit la surface du (mm^2) au (m^2) :

$$1 \text{ mm}^2 = 10^{-6} \text{ m}^2$$

Donc, $23318055 \text{ mm}^2 = 0.02003668 \text{ m}^2$

$$S_{i,totale} = 0.020 \text{ m}^2$$

II.6.5.4. La vitesse massique

(Équation 18)

$$V_{massique} = \frac{\dot{m}_t}{S_{i,totale}}$$

$V_{massique}$: la vitesse massique en Kg/s.m²

$\dot{m}_t$: Débit massique coté tube en Kg/s

$S_{i,totale}$: Surface d'échange interne totale en m²

Il faut convertir le débit du propane réfrigérant (froid) en second, on divise par 3600 :

$$V_{massique} = \frac{18572/3600}{0.020}$$

$$V_{massique} = 257.94 \text{ Kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$$

II.6.5.5. Vitesse linéaire dans les tubes

(Équation 19)

$$V_t = \frac{V_{massique}}{\rho_t}$$

$$V_t = \frac{257.94}{55}$$

$$V_t = 4.69 \text{ m/s}$$

V_t : vitesse linéaire dans les tubes en m/s

$V_{massique}$: vitesse massique en Kg/s.m²

ρ_t : La densité Kg/m³

II.6.5.6. Nombres adimensionnels

$$R_{e,t} = \frac{\rho_t * d_i * v_t}{\mu_t}$$

$$R_{e,t} = \frac{55 * 0.01483 * 4.69}{1.05 * 10^{-5}}$$

$$R_{e,t} = 364324$$

Comme $Re > 4000$, l'écoulement est turbulent.

$$P_{r,t} = \frac{c p_t * \mu_t}{\lambda_t}$$

Il faut convertir la chaleur spécifique de (Kj/Kg. °C) en (J/Kg. °C)

1Kj = 10^3 J donc pour cela on multiplie par 10^3

$$P_{r,t} = \frac{2.2 * 10^3 * 1.05 * 10^{-5}}{0.0215}$$

$$P_{r,t} = 1.07$$

II.6.5.7. Calcul de Nu et de h_{tubes}

Plusieurs corrélations sont utilisables pour calculer le coefficient de convection dans les tubes. Dans ce cadre, on peut utiliser celle de Mc Adams qui s'écrit :

Pour $Re > 10^4$, $0.7 < Pr < 160$ et $L/D > 60$ [4]:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3}$$

$$Nu = 0.023 * 364324^{0.8} * 1.07^{0.3}$$

$$Nu = 631.58$$

$$h = \frac{Nu * \lambda_c}{D_{eq}}$$

(Équation 20)

$$h = \frac{631.58 * 0.01306}{0.027}$$

$$h = 305.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Nu : nombre de Nusselt (adimensionnel)

d_i : diamètre interne en m

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

h_{tubes} : coefficient de convection en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

λ_{tubes} : La conductivité thermique en $w/m \cdot ^\circ C$

R_e : Reynolds

P_r : Prandtl

➤ Coefficient d'échange coté calandre

II.6.5.8. Choix de l'espacement entre chicanes

Les espacements entre chicanes sont pris selon des valeurs types comprises entre 0,2 et 1 fois le diamètre de calandre. On se situe généralement entre 0,2 et 0,5 fois le diamètre de calandre pour trouver l'optimum. En prenant la valeur 0,2 dans ces conditions et sachant que le diamètre de calandre D_c est de 499 mm, il est possible de calculer l'espacement entre chicanes noté E_c [4]:

$$E_c = D_c * 0.2$$

(Équation 21)

$$E_c = 499 * 0.2$$

$$E_c = 99.8 \text{ mm}$$

E_c : espacement entre chicanes en mm

D_c diamètre de calandre mm

Le nombre de chicanes sera donc :

$$N_c = \frac{L_t/2(\text{passes})}{E_c}$$

$$N_c = \frac{6/2}{99.8 * 10^{-3}}$$

$$N_c \approx 32 \text{ chicanes}$$

N_c : nombre de chicanes

L_t : la longueur es tubes en m

E_c : espacement entre chicanes en m

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

Afin de calculer le coefficient de convection côté calandre il faut calculer la vitesse côté calandre. Mais il se trouve que la calandre comporte des tubes et des chicanes qui perturbent l'écoulement du fluide dans la calandre et donnent lieu à une chute de la vitesse moyenne (résultante normale à la section de passage). Dans ce cas, la vitesse axiale conventionnelle n'a pas beaucoup de signification. On calcule donc la vitesse massique dans une section de calandre située entre deux chicanes. Cette vitesse (massique) est basée sur la surface du courant transverse du fluide traversant perpendiculairement le faisceau tubulaire [4].

II.6.5.9. La surface d'écoulement

La surface d'écoulement du courant transverse entre deux chicanes est calculée en tenant compte des tubes et de l'espacement entre chicanes par la formule suivante :

$$A_c = \frac{(P_t - d_{ext})}{P_t} * D_c * E_c \quad (\text{Équation 22})$$

$$A_c = \frac{(23.81 - 19.05)}{23.81} * 470 * 10^{-3} * 94 * 10^{-3}$$

$$A_c = 0.00883 \, m^2$$

A_c : la surface d'écoulement entre chicanes en m^2

P_t : le pas tubulaire en m

d_{ext} : le diamètre extérieur en m

D_c diamètre de calandre m

E_c : espacement entre chicanes en m

II.6.5.10. Calcul de la vitesse massique G du coté calandre

$$G = \frac{\dot{m}_c}{A_c} \quad (\text{Équation 23})$$

$$G = \frac{10647/3600}{0.00883}$$

$$G = 334.94 \, Kg/s.m^2$$

G : la vitesse massique cotée calandre en $Kg/s.m^2$

$\dot{m}_t$: Débit massique coté calandre en Kg/s

A_c : la surface d'écoulement entre chicanes en m^2

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

II.6.5.11. Le diamètre hydraulique (équivalent)

Pour une configuration triangulaire, on en déduit la formule :

$$D_{eq} = \frac{4 * \left(\frac{P_t}{2} * 0.87 * P_t - \frac{1}{2} * \pi * \frac{d_i^2}{4} \right)}{\frac{\pi * d_i}{2}} = \frac{1.10}{d_i} * (P_t^2 - 0.917 * d_i^2) \quad (\text{Équation 24})$$

$$D_{eq} = \frac{1.10}{0.01483} * (0.0238^2 - 0.917 * 0.01483^2)$$

$$D_{eq} = 0.027 \text{ m} = 27 \text{ mm}$$

D_{eq} : le diamètre équivalent en mm

P_t : le pas tubulaire en mm

d_i : le diamètre extérieur en mm

II.6.5.12. Calcul du nombre de Reynolds

N.B :

$$T_{calandre} = -21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Densité } \rho_c = 554.78 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Viscosité } \mu_c = 0.00695 \text{ cP} = 6.95 * 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$\text{Conductivité } \lambda_c = 0.01123 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0.01306 \text{ w/m.}^\circ\text{C}$$

$$\text{La chaleur spécifique } C_p = 0.4259 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} = 1780.262 \text{ J/Kg.}^\circ\text{C}$$

$$R_{ec} = \frac{G * D_{eq}}{\mu_c} \quad (\text{Équation 25})$$

$$R_{ec} = \frac{334.94 * 0.027}{6.95 * 10^{-6}}$$

$$R_{ec} = 1301206$$

II.6.5.13. Calcul du nombre de Prandtl

$$P_{rc} = \frac{C_p * \mu_c}{\lambda} \quad (\text{Équation 26})$$

$$P_{rc} = \frac{1780.262 * 6.95 * 10^{-6}}{0.01306}$$

$$P_{rc} = 0.95$$

II.6.5.14. Calcul de Nu et h

Pour $Re > 10^4$, $0.7 < Pr < 160$ et $L/D > 60$:

$$Nu = 0.023 * R_e^{0.8} * P_r^{0.3}$$

$$Nu = 0.023 * 1301206^{0.8} * 0.95^{0.3}$$

$$Nu = 1764$$

$$h = \frac{Nu * \lambda_c}{D_{eq}} \quad (\text{Équation 27})$$

$$h = \frac{1764 * 0.01306}{0.027}$$

$$h = 853.25 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Nu : nombre de Nusselt (adimensionnel)

d_i : diamètre interne en m

h_{tubes} : coefficient de convection en $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

λ_{tubes} : La conductivité thermique en $\text{w/m} \cdot ^\circ\text{C}$

Re_c : Reynolds

P_{rc} : prandtl

II.6.6. Calcul des pertes de charges dans les tubes et la calandre

II.6.6.1. La perte de charge dans les tubes

$$\Delta P_{t,1} = N_p * \left[8 * j_f * \left(\frac{L}{d_i} \right) * \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-m} + 2,5 \right] * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (\text{Équation 28})$$

$\Delta P_{t,1}$: Perte de charge dans les tubes en bar pour l'échangeur de chaleur numéro 1

N_p : Nombre de passes cote tubes, 2 dans notre cas

v : Vitesse du fluide dans les tubes en m/s = 4.69 m/s

ρ : la masse volumique = 55 Kg/m³

L : Longueur des tubes = 6m

d_i : Diamètre interne des tubes = 0,01483 m

m : paramètre dépendant de Re , $m = 0.25$ pour un écoulement laminaire $Re < 2100$ et $m = 0.14$ pour un écoulement turbulent $Re > 2100$

$\left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)$: la variation radiale de la viscosité : étant donné que le fluide étudié est un mélange d'hydrocarbures légers (propane et produits de tête) et que les variations de température restent modérées, l'effet de la variation radiale de la viscosité est considéré négligeable, ainsi le rapport $\left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)$ est pris égale à 1 dans le calcul de la perte de charge coté tube et calandre.

j_f : facteur de friction

Le facteur de friction est déterminé à partir du diagramme de Moody (figure 19) après le calcul du nombre de Reynolds et du rapport de rugosité relative $\frac{\varepsilon}{d_i}$. La rugosité dépend du matériau des tubes, pour l'acier inoxydable, on prend généralement $\varepsilon = 1.5 * 10^{-6}$ m [4]

$$\text{Donc, } \frac{\varepsilon}{d_i} = \frac{1.5 * 10^{-6}}{0.01483} = 1.01 * 10^{-4}$$

$$Re = 364324$$

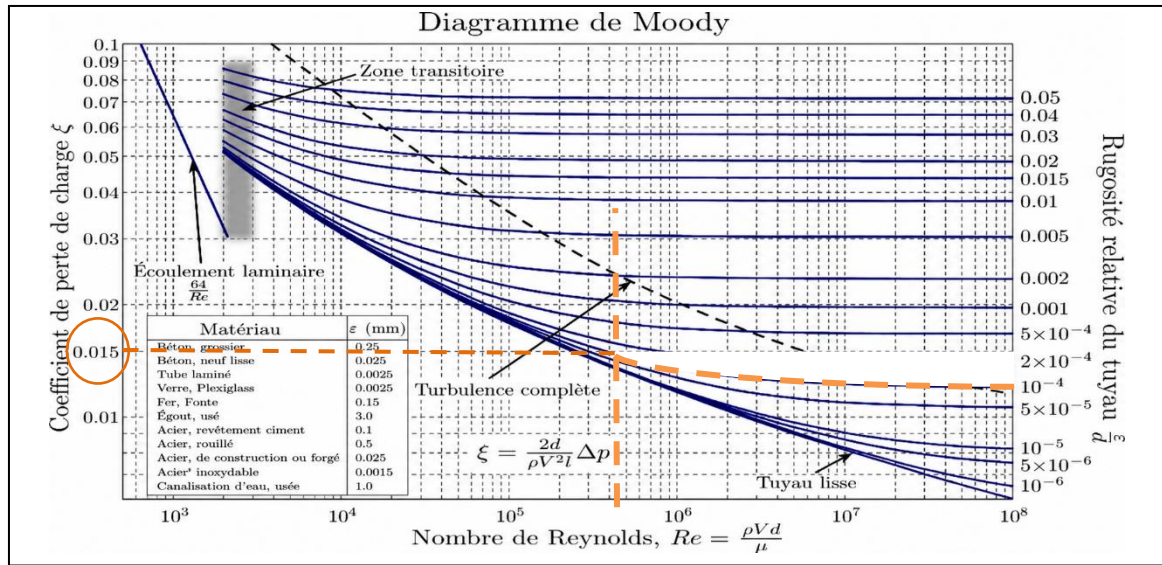


Figure II.3 : Diagramme de Moody coté tube.

En projetant la valeur du nombre de Reynolds sur l'axe des abscisses et le rapport de rugosité relative sur l'axe des ordonnées du diagramme de Moody, on obtient un facteur de friction $j_f = 0.015$

Donc, la perte de charge coté tube égale à :

$$\Delta P_{t,1} = 2 * \left[8 * 0.015 * \left(\frac{6}{0.01483} \right) + 2,5 \right] * \frac{55 * 4.69^2}{2}$$

$$\Delta P_{t,1} = 61759 \text{ Pa} = 0.61759 \text{ bar}$$

(1Pa = 10^{-5} bar)

II.6.6.2. La perte de charge dans la calandre

Pour la calandre nous avons recours à la formule empirique précédemment vu :

$$\Delta P_{c,1} = 8 * j_f * \left(\frac{L}{E_c} \right) * \left(\frac{D_c}{D_e} \right) * \frac{\rho * v^2}{2} * \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-0.14} \quad (\text{Équation 29})$$

$\Delta P_{c,1}$: Perte de charge dans la calandre en bar pour l'échangeur de chaleur numéro 1

L : Longueur des tubes = 6m

E_c : Espacement entre chicanes = 94 mm

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

D_c : Diamètre de la calandre = 470 mm

D_e : Diamètre équivalent = 27mm

v : Vitesse linéaire ($\frac{G}{\rho} = \frac{334.94}{554.78} = 0.60 \text{ m/s}$)

ρ : la masse volumique = 554.78 Kg/m³

$\left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}}\right)$: la variation radiale de la viscosité : étant donné que le fluide étudié est un mélange d'hydrocarbures légers (propane et produits de tête) et que les variations de température restent modérées, l'effet de la variation radiale de la viscosité est considéré négligeable, ainsi le rapport $\left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}}\right)$ est pris égale à 1 dans le calcul de la perte de charge coté tube et calandre.

j_f : facteur de friction

Le facteur de friction est déterminé à partir du diagramme de Moody (figure 20) après le calcul du nombre de Reynolds et du rapport de rugosité relative $\frac{\varepsilon}{D_i}$. La rugosité dépend du matériau de la calandre, pour l'acier inoxydable, on prend généralement $\varepsilon = 1.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

Donc, $\frac{\varepsilon}{D_e} = \frac{1.5 \cdot 10^{-6}}{0.027} = 5.6 \cdot 10^{-5}$

$Re = 1301206$

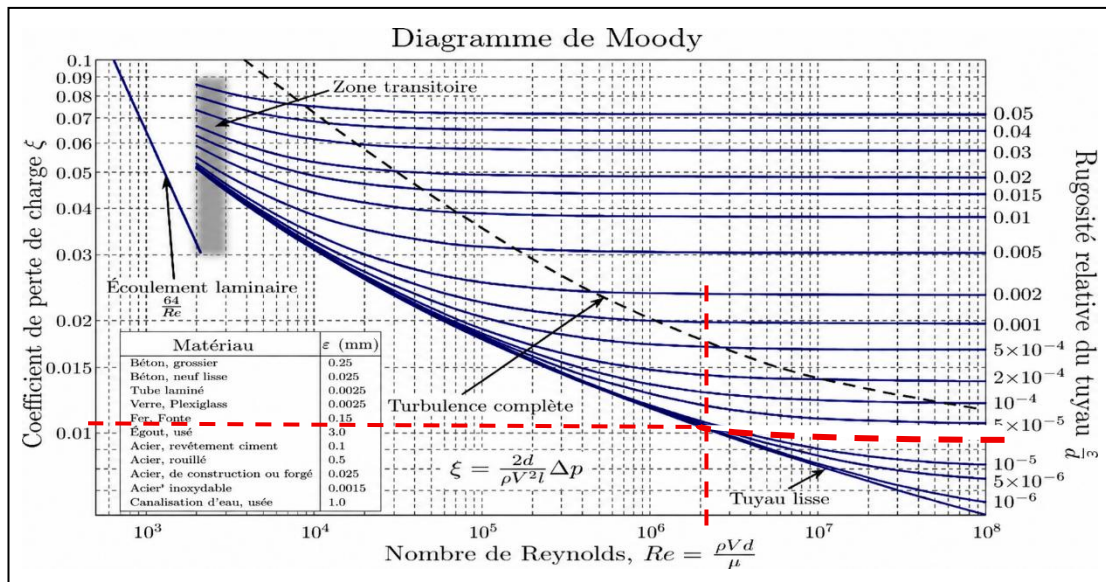


Figure II.4 : Diagramme de Moody coté calandre.

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

En projetant la valeur du nombre de Reynolds sur l'axe des abscisses et le rapport de rugosité relative sur l'axe des ordonnées du diagramme de Moody, on obtient un facteur de friction $j_f = 0.011$

Donc, la perte de charge coté tube égale à :

$$\Delta P_{c;1} = 8 * 0.011 * \left(\frac{6}{94 * 10^{-3}} \right) * \left(\frac{470}{27} \right) * \frac{554.78 * 0.60^2}{2}$$

$$\Delta P_{c;1} = 9764.128 \text{ Pa} = 0.097 \text{ bar}$$

(1Pa = 10^{-5} bar)

II.7. Données de fonctionnement d'échangeur 2 de type faisceau-calandre

Les données utilisées pour le dimensionnement des échangeurs faisceau-calandre sont résumées dans le tableau suivant selon les datasheets (Annexe 1,2)

Tableau II.4 : Données d'échangeurs de chaleur N° 2

Paramètres	Fluide froid (propane réfrigérant)	Fluide chaud (PTD)
Débit (Kg/h)	5559	18572
Température d'entrée (°c)	-35	-15
Température de sortie (°c)	-35	-31
La quantité de chaleur (Kcal/h)	511637	1464877
Viscosité (cP)	0.0065	0.0655
Densité (Kg/m ³)	571.02	417.15
Conductivité thermique (Kcal/m.h.°c)	0.01018	0.09753

II.7.1. Dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre N°= 2

Tableau II.5: Dimensionnement d'échangeur de type faisceau-calandre

Propriétés	Valeur
Différence de température moyenne en °C	$\Delta T_{lm,c} = 9.94 \text{ °C}$
L'aire d'échange en m ²	$A = 42.89 \text{ m}^2$
La surface d'un seul tube en m ²	$S = 0.36 \text{ m}^2$
Nombre de tube nécessaires	$N = 119 \text{ tubes}$

Le pas triangulaire en m	$P_t = 0.023 \text{ m}$
Le diamètre de faisceau tubulaire en m	$D_f = 0.313 \text{ m}$
Le diamètre du la calandre en m	$D_c = 0.343 \text{ m}$
Le diamètre équivalent (hydraulique) en m	$D_{eq} = 0.027 \text{ m}$

II.7.2. Calcul des coefficients d'échanges coté tubes et calandre (Re, Pr, ...) d'échangeur numéro 2 de type faisceau-calandre

Il faut d'abord calculer ces paramètres : la surface d'échange, nombre des tubes par passe, la surface totale interne, la vitesse massique et la vitesse linéaire.

Lors de la condensation avec variation de température, les propriétés sont évaluées à la température moyenne.

$$T_{moy} = \frac{-15 + -31}{2} = -23^{\circ}\text{C}$$

Les paramètres utilisés sont extraits d'un document technique du complexe GNL2/Z de SONATRACH, intitulé « Plans as Built Process and Diagram-Block and Flow Diagram », à la température moyenne de fonctionnement.

Tableau II.6: Les propriétés de PTD à température moyenne

Propriétés	Valeurs
La masse volumique ρ	60 Kg/m^3
La viscosité μ	$2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa. s}$
La chaleur spécifique C_p	$2.2 \text{ Kj/Kg.}^{\circ}\text{C}$
La conductivité λ	$0.045 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$

Tableau II.7: Dimensionnement d'échangeur de type faisceau-calandre coté tube

Propriétés	Valeur
La surface d'échange interne en m^2	$S_i = 0.17273 \text{ m}^2$
Nombre de tubes par passe (2passe coté tube)	$N_t = 60 \text{ tubes}$
Surface totale d'écoulement interne en m	$S_{i,t} = 0.010 \text{ m}^2$
La vitesse massique en Kg/s.m^2	$V_{massique} = 516 \text{ g/s.m}^2$
La vitesse linéaire dans les tubes en m/s	$V_t = 8.6 \text{ m/s}$
Reynolds	$R_e = 472140$
Prandtl	$P_r = 0.97$
Nuselt	$N_u = 789$
Le coefficient de convection en $\text{W/m}^2.{}^{\circ}\text{C}$	$h = 345.97 \text{ W/m}^2.{}^{\circ}\text{C}$

Tableau II.8: Dimensionnement d'échangeur de type faisceau-calandre coté calandre

Propriétés	Valeur
Espacement entre chicanes en m	$E_c = 0.0686 \text{ m}$
Le nombre de chicanes	$N_c = 44$
La surface d'écoulement entre chicanes en m^2	$A_c = 0.00470 \text{ m}^2$
La vitesse massique coté calandre en Kg/s.m^2	$G = 328.54 \text{ Kg/s.m}^2$
Reynolds	$R_e = 1364705$
Prandtl	$P_r = 0.97$
Nuselt	$N_u = 1844$
Le coefficient de convection en $\text{W/m}^2.\text{°C}$	$h = 808.58 \text{ W/m}^2.\text{°C}$

II.7.3. Calcul des pertes de charges dans les tubes et la calandre d'échangeur de chaleur numéro 2 de type faisceau-calandre

Les calculs des pertes de charge de l'échangeur n°2 ont été effectués de la même manière que pour l'échangeur n°1 ; seuls les résultats sont présentés.

- Pour Reynolds $R_e = 472140$ et le rapport de rugosité relative $\frac{\varepsilon}{D_i} = 1.01 * 10^{-4}$ on obtient le facteur de friction $j_f = 0.015$

Donc ; la perte de charge coté tube

$$\Delta P_{t;2} = 226540.52 \text{ Pa} = 2.26 \text{ bar}$$

- Pour Reynolds $R_e = 1364705$ et le rapport de rugosité relative $\frac{\varepsilon}{D_i} = 5.6 * 10^{-5}$ on obtient le facteur de friction $j_f = 0.011$

Donc ; la perte de charge coté calandre

$$\Delta P_{c;2} = 9241.35 \text{ Pa} = 0.092 \text{ bar}$$

$\Delta P_{t;2}$; $\Delta P_{c;2}$: Les pertes de charge dans les tubes et dans la calandre respectivement en bar pour l'échangeur de chaleur numéro 2

II.8. Comparaison des pertes de charge entre les échangeurs de chaleur faisceau-calandre (1 et 2) et l'échangeur à plaque

Pour comparer les pertes de charge des échangeurs faisceau-calandre avec celle de l'échangeur à plaque, il faut d'abord calculer la somme des pertes de charge du fluide chaud et du fluide froid dans les deux échangeurs faisceau-calandre. Les valeurs obtenues sont ensuite comparées aux pertes de charge correspondante du fluide chaud et du fluide froid dans l'échangeur à plaque. Les pertes de charge de référence de l'échangeur à plaque, égale à $\Delta P_c' =$

Chapitre II : Etude d'échangeur à plaque existant et dimensionnement des échangeurs de type faisceau-calandre

3.96 bar pour le fluide chaud et à $\Delta P_f' = 1.04 \text{ bar}$ pour le fluide froid, ont été extraites du système DCS (Distributed Control System) de l'unité GNL2/Z de SONATRACH.

$$\Delta P_c = \Delta P_{t;1} + \Delta P_{t;2} = 0.62 + 2.26$$

$$\Delta P_c = 2.88 \text{ bar}$$

$$\Delta P_f = \Delta P_{c;1} + \Delta P_{c;2} = 0.097 + 0.092$$

$$\Delta P_f = 0.189 \text{ bar}$$

$\Delta P_c; \Delta P_f$: les pertes de charge du fluide chaud et fluide froid en bar respectivement d'échangeur de chaleur faisceau-calandre

$$\Delta P_c' = 3.96 \text{ bar} > \Delta P_c = 2.88 \text{ bar}$$

$$\Delta P_f' = 1.04 \text{ bar} > \Delta P_f = 0.189 \text{ bar}$$

$\Delta P_c'; \Delta P_f'$: les pertes de charge du fluide chaud et fluide froid en bar respectivement d'échangeur de chaleur à plaque

On conclut que les pertes de charge de l'échangeur à plaques sont supérieures à celle des échangeur faisceau-calandre. Par conséquent, la solution basée sur les échangeurs faisceau-calandre est plus favorable du point de vue hydraulique, car elle permet de réduire les pertes de charge tout en assurant les performances thermiques requises du procédé.

II.9. Comparaison générale entre les paramètres d'échangeur à plaque et des échangeurs de chaleur faisceau-calandre (1 et 2)

Tableau II.9: Comparaison entre les échangeurs

Paramètre	Echangeur à plaque	Echangeur faisceau-calandre 1	Echangeur faisceau-calandre 2
L'aire d'échange thermique A	62.85 m ²	83.79 m ²	42.89 m ²
La résistance à la pression	Limitée, adapté aux faibles pressions	Elevée, adapté aux hautes pressions	Elevée, adapté aux hautes pressions

Perte de charge du fluide chaud	3.96 bar	2.88 bar
Perte de charge du fluide froid	1.04 bar	0.189 bar

Le tableau met en évidence les principaux atouts des échangeurs faisceau-calandre par rapport à l'échangeur à plaques. En effet, les deux configurations faisceau-calandre présentent une excellente résistance aux hautes pressions ainsi que des pertes de charge relativement faibles, ce qui garantit un fonctionnement plus fiable et plus adapté aux applications industrielles exigeantes. Bien que leur coût d'investissement soit plus élevé et qu'ils nécessitent des surfaces d'échange plus importantes, leur robustesse, leur polyvalence et leur aptitude à fonctionner dans des conditions sévères constituent des atouts majeurs. À l'inverse, l'échangeur à plaques se distingue principalement par son coût plus faible et sa compacité, mais sa résistance à la pression est limitée et ses pertes de charge sont plus importantes. Ainsi, malgré un investissement initial plus élevé, les échangeurs faisceau-calandre apparaissent comme la solution la plus appropriée pour les procédés nécessitant une grande fiabilité et une bonne tenue aux hautes pressions.

Conclusion générale

Conclusion générale

Au terme de cette étude, le dimensionnement des deux échangeurs de chaleur à faisceau-calandre a été réalisé afin d'évaluer leur aptitude à remplacer l'échangeur à plaque existant. Les calculs thermiques et hydrauliques ont montré que les deux configurations permettent d'assurer la même charge thermique et d'atteindre les performances de transfert de chaleur requises pour le procédé.

La comparaison des résultats a mis en évidence des différences au niveau de la surface d'échange, du coefficient global de transfert thermique, des pertes de charge et de l'encombrement des équipements. L'échangeur à plaques présente généralement une plus grande compacité et des coefficients d'échange thermique élevés. Toutefois, il engendre des pertes de charge (ΔP) plus importantes que celles observées dans les échangeurs à faisceau-calandre en raison de l'étroitesse des canaux d'écoulement. En revanche, les échangeurs à faisceau-calandre se distinguent par leur robustesse mécanique, leur facilité d'adaptation aux conditions industrielles sévères ainsi que leur capacité à fonctionner sous des pressions et des températures élevées, ce qui constitue un avantage important dans les procédés industriels.

Ainsi le remplacement de l'échangeur à plaques par deux échangeurs à faisceau-calandre apparaît techniquement réalisable, sous réserve du respect des contraintes d'exploitation et des critères économiques. Cette étude a permis de mettre en évidence les avantages et les limites de chaque technologie et constitue une base d'aide à la décision pour le choix de l'équipement le plus adapté aux besoins de l'installation.

Bibliographies

- [1] PULLMAN, K. *Pullman, Manuel opératoire procédé, Arzew: E-1594, 1979.*
- [2] P. Kellogg, « Manuel opératoire de procédé, » chez Traitement, vol. 1, Arzew, 1979
- [3] B. FERIAEL, *SIMULATION THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR A*, Génie Mécanique, 2020/2021.
- [4] n. c. mounir bennajah, échangeur de chaleur, 1 rue du bac, 75007 paris, 2014.
- [5] b. m. e. t. fatine, *étude et vérification des performances des échangeurs de la raffinerie RAIK*, guelma, 2022-2023.
- [6] *Surface d'échange d'un échangeur co/contre courant*, 30/05/2020.
- [7] b. Enseignante A. TRABELSI, *Etude thermique et dimensionnement des échangeurs de chaleur*, batna.
- [8] alfaval, «a-plaques/echangeur-thermique-spirales/how-it-works/
- [9] <http://www.abcclim.net>.
- [10] «Conduction thermique : comprendre le processus et ses enjeux,» [En ligne].
- [11] patisland, «<http://www.patisland.fr/modes-de-transfert-de-chaleur.html>,» 2009-2021. [En ligne].
- [12] A. Aymen, *étude et simulation sous matlab d'un échangeur thermique a faisceau tubulaire et calandre*, 2018/2019.
- [13] p.trambouze, le raffinage du pétrole-4matériels et équipement.
- [14] <https://books.google.dz/books?id=tISZCgAAQBAJ&pg=PA341&dq=Quels+ont+les+mat%C3>
- [15] Y. A. cengel, *heat transfert-A practical approach-second edition*, 10/2020.
- [16] m. b. mohamed, <https://dspace.univ-temouchent.edu.dz/server/api/core/bitstreams>.
- [17] S. R. C. e. d. p. p. a. e. o. Towler GP.
- [18] P. Kellogg, «Manuel opératoire de procédé,» chez *Traitement*, vol. 1, Arzew, 1979.
- [19] PULLMAN, K. *Pullman, Manuel opératoire procédé, Arzew: E-1594, 1979, Arzew: E-1594, 1979.*
- [20] <https://www.ferlam-technologies.fr/conduction-thermique-comprendre-le-processus-et-ses-enjeux/>.
- [21] https://parlonssciences.ca/sites/default/files/2021-01/Courants_de_convection.png. [En ligne].
- [22] scribd, <https://www.scribd.com/document/324901583/Diagramme-de-Moody>.
- [23] parlonssciences, parlonssciences.ca/ressources-pedagogiques/documents-dinformation/les-transferts-de-chaleur.

- [24] D. G.schild, Echangeurs de chaleur air-air dans les systèmes de ventilation, juin 2004.
- [25] D. G.schild, Echangeurs de chaleur air-air dans les systèmes de ventilation, juin 2004.
- [26] s. c. GNL2/Z, *datasheet SONATRACH GNL/2*.
- [27] «les transferts de chaleur-parlonssciences,» 1993. [En ligne].
- [28] «<https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/introduction.html>,» [En ligne].
- [29] m. blondin, «les echangeurs de chaleur tubulaire: principe.fonctionnement et applications industrielles,» 23/07/2025.
- [30] *heat-exchanger-distributor*, 18/10/2014.
- [31] w. c. e. m. andré, «les échangeurs de chaleur,» 29/10/2015. [En ligne].
- [32] K. Pullman, *Manuel opératoire procédé*, Arzew.

Les annexes

Annexe 1 : Datasheet d'échangeur de chaleur du complexe GNL2/Z

PERFORMANCE OF ONE UNIT				VENDOR
4	STREAM	A	B	C
5	FLUID CIRCULATED	DE-ETHANIZER OVHD	PROPANE REFRIGERANT	PROPANE REFRIGERANT
6	TOTAL FLUID ENTERING KG/HR (e /HR)	18572 (x1.1)	10647 (x 1.1)	5559 (x 1.1)
7	VAPOR KG/HR (e /HR)	18572 (x 1.1)	702 (x 1.1)	428 (x 1.1)
8	LIQUID KG/HR (e /HR)	---	9944 (x 1.1)	5131 (x 1.1)
9	STEAM KG/HR (e /HR)	---	---	---
10	NON-CONDENSABLES (e /HR)	---	---	---
11	FLUID VAPORIZED OR CONDENSED	16931 (x 1.1)	9944 (x 1.1)	5131 (x 1.1)
12	STEAM CONDENSED KG/HR (e /MR)	---	---	---
13	DENSITY LIQUID KG/M ³ (e /FT ³)	---	554.78	571.02
14	DENSITY VAPOR KG/M ³ (e /FT ³)	51.71 42.43	5.13	3.14
15	THERMAL COND K CAL/M ² H ² C (BTU/NR.FT. ² F)	NOTE (4)	NOTE (4)	NOTE (4)
16	TEMPERATURE IN °C (°F)	-6.9	-21.0	-35.0
17	TEMPERATURE OUT °C (°F)	-15	-21.0	-35.0
18	OPERATING PRESSURE BAR (A) (PSIG)	30	2.266	1.340
19	NUMBER OF PASSES	---	---	---
20	VISCOSITY CP	NOTE (4)	NOTE (4)	NOTE (4)
21	PRESS. DROP - ALLOWABLE BAR (PSIG)	---	---	---
22	FOULING RESISTANCE M ² H °C/K CAL	---	---	---
23	HEAT EXCHANGED KCAL/HR (BTU/HR)	1,469,877 (x1.1)	953,240 (x 1.1)	511,627 (x 1.1)
24	TRANSFER RATE - SERVICE K CAL/M ² H °C (BTU/NR.FT. ² F)	---	---	---
25	MTD. °C (°F)	---	---	---

Annexe 2 : Datasheet d'échangeur de chaleur du complexe GNL2/Z

Notes:

- (1) Design flows and conditions are for 115% Heavy Feed Extraction Case.
- (2) Re-rate existing exchanger for 110% of listed flows and duties.
- (3) plate-fin exchanger with two levels of Propane Refrigeration
- (4) Vapor/liquid flow rates and viscosities are given below:

	Process side		Propane Refrigeration side			
	Stream "A"		Stream "B"		Stream "C"	
	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT
Mass Flow (kg/hr)						
Vapor	18572	1741	703	10647	428	5559
Liquid	0	16831	9944	0	5131	0
Viscosity (cp)						
Vapor	0.0102	0.0096	0.00695	0.00695	0.0065	0.0065
Liquid	----	0.0655	0.1519	----	0.1788	----
Thermal Conductivity (kcal/m-hr-C)						
Vapor	0.02112	0.0218	0.01123	0.01123	0.01018	0.01018
Liquid	-----	0.09753	0.132	----	0.1395	0.1395
Temp	-6,9	-15	-21	-21	-35	-35

Annexe 3 : Caractéristiques des tubes d'échanges

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm²)	SURFACE (m²/m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0622	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

Annexe 4 : Rapports d'exploitation et de maintenance

GG156 - Consultation Demande d'Inspection
Numéro DI : 0000339487
Etablie Par :
Date : 17/09/2020 à 09:36:23
Dépt. Demandeur : P Service Demandeur : PF
Repère Equipement : 151C
Code Maintenance : 12 2 01 11 04
No. Série Equipement : No Dessin :
Motif Inspection : Fuite interne pass FV411
Priorité Demandée :
Réceptionnée Par :
Priorité Accordée :
Raison Inspection :
Inspection en Mar :
Agents estimés :
Inspect Responsa :
Début Prévu : GATIOR Editeur
Début Réel : Fin Réelle :

Commentaire Rapport Inspection
S suite à une fuite de gaz interne de la passe FV411 selon la production, nous vous demandons d'arrêter et de préparer l'équipement en question pour test.
NB ; 1- La réparation de cet échangeur nécessite son démontage. Et ce afin de permettre une inspection poussée et une réparation notable.
2- A noter que cet équipement est dispensé à l'horizontal (selon l'installation) Par

GG156 - Consultation Demande d'Inspection
Numéro DI : 0000389373
Etablie Par :
Date : 15/06/2022 à 10:12:47
Dépt. Demandeur : P Service Demandeur : PF
Repère Equipement : 251C
Code Maintenance : 12 2 02 11 04
No. Série Equipement : No Dessin :
Motif Inspection : Suspensions d'une fuite interne au niveau de la passe FV411
Priorité Dem :
Réceptionnée :
Priorité Acco :
Raison Inspe :
Inspection en :
Agents estim :
Inspect Respo :
Début Prévu : GATIOR Editeur
Début Réel : Fin Réelle :

Commentaire Rapport Inspection
S suite à une fuite de gaz interne de la passe FV411 selon la production, nous vous demandons d'arrêter et de préparer l'équipement en question pour test.
NB ; 1- La réparation de cet échangeur nécessite son démontage. Et ce afin de permettre une inspection poussée et une réparation notable.
2- A noter que cet équipement est dispensé à l'horizontal (selon l'installation) Par

Annexe 5 : Rapports d'exploitation et de maintenance

03.09.2025 11:37:31 WAT
151C : 01-09-25
Suite à l'inspection effectuée le 01/09/2025 sur l'échangeur à plaques 151C, une fuite externe a été constatée au niveau de la partie inférieure de l'équipement.
Il convient de rappeler que cet échangeur a déjà subi une réparation au mois de juin 06/2024, suite à l'éclatement de ce dernier en date du 05/06/2024.
A cet effet nous recommandons ce qui suit :
- la dépose de l'échangeur 151C,
- Son transfert en atelier afin de procéder à une expertise approfondie et à une réparation durable.

14.05.2025 14:20:56 WAT
Le test de fuite effectué le 06/05/2025 au niveau de l'échangeur 551C par pressurisation de la passe A à une pression de 5 bars, a révélé la présence de fuite interne entre passe B et A
Recommandations :
- transféré l'équipement vers l'atelier GC pour réparation

DESTINATAIRES : EXP/PROD ; EXP/MNT ; TEC ; INP & INP/IER

GG156 - Consultation Demande d'Inspection

Numéro DI : 0000430413

Etabli Par : Date : 12/02/2024 à 13:20:30

Dépt. Demandeur : Service Demandeur : PF

Repère Equipement : 151C

Code Maintenance : 12 2 01 11 04

No. Série Equipement : No Dessin :

Motif Inspection : Suspensions d'une fuite interne

Priorité Dem :

Réceptionne :

Priorité Acco :

Raison Inspec :

Inspection en :

Agents estim :

Inspect Resp :

Début Prévu : GATIOR Editeur

Début Réel :

Fin Réel :

Commentaire Rapport Inspection

Constat :

Suite à une fuite de gaz interne selon la production, nous vous demandons d'arrêter et de préparer l'équipement en question pour test (installation des joints pleins au niveau des 3 passes entre et sortie du échangeur).

NB : 1- La réparation de cet échangeur nécessite son démontage. Et ce afin de permettre une inspection nouvelle et sa réparation

OK

Annuler

GG156 - Consultation Demande d'Inspection

Numéro DI : 0000437801

Etabli Par : Date : 13/06/2024 à 15:39:04

Dépt. Demandeur : Service Demandeur : PF

Repère Equipement : 351C

Code Maintenance : 12 2 03 11 04

No. Série Equipement : No Dessin :

Motif Inspection : Suspensions d'une fuite interne (la passe FV411 est suspecté fayards)

Priorité Dem :

Réceptionne :

Priorité Acco :

Raison Inspec :

Inspection en :

Agents estim :

Inspect Resp :

Début Prévu : GATIOR Editeur

Début Réel :

Fin Réel :

Commentaire Rapport Inspection

Constat :

Suspensions d'une fuite interne (la passe FV411 est suspecté fayards)

OK

Annuler

RECOMMANDATIONS :

*Préparer l'équipement pour test de fuite,

AD

GG156 - Consultation Demande d'Inspection

Numéro DI : 0000437803

Etabli Par : Date : 13/06/2024 à 15:39:27

Dépt. Demandeur : Service Demandeur : PF

Repère Equipement : 451C

Code Maintenance : 12 2 04 11 04

No. Série Equipement : No Dessin :

Motif Inspection : Suspensions d'une fuite interne (la passe FV411 est suspecté fayards)

Priorité Dem :

Réceptionne :

Priorité Acco :

Raison Inspec :

Inspection en :

Agents estim :

Inspect Resp :

Début Prévu : GATIOR Editeur

Début Réel :

Fin Réel :

Commentaire Rapport Inspection

Constat :

Suspensions d'une fuite interne (la passe FV411 est suspecté fayards)

OK

Annuler

RECOMMANDATIONS :

*Préparer l'équipement pour test de fuite,

AD