



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures
Faculté des hydrocarbures et de la chimie
Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme:

MASTER

Domaine : Sciences et Technologies
Filière : Hydrocarbures
Option : Mécanique des unités pétrochimique

THEME :

***Calcul analytique et simulation de l'échangeur thermique G11-GA-32-02
à l'aide des logiciels CHEMCAD et SOLIDWORKS***

Présenté par :

SMILI Sifeddine
ZAOUI Ahmed djaber

Encadreur : Mr *KHELIFI TOUHAMI.MS*

Année universitaire : 2015 /2016

Remerciement

Avant tout nous remercions « ALLAH » le tous puissant, de nous avoir ouvert les portes du savoir et qui sans lui ce travail ne serait jamais réalisé.

Nous tenons à exprimer nos essentiels remerciements à nos parents pour leur éternel et inconditionnel soutien, toujours présents de notre naissance à ce jour.

*Nos grands remerciements à Mr **KHELIFI TOUHAMI.MS** notre encadreur pour sa générosité et l'aide nécessaire qu'il nous a apportées et nous a dirigé dans ce travail et qui nous avons prodigué ses conseils et ses orientations.*

*Nos remerciements à Mr **HARKAT** Chef service de maintenance à la nouvelle raffinerie de **HASSI MESSAOUD**.*

*Nous tenons à remercier également, pour l'aide appréciable, qu'ils nous ont apportée : Messieurs: **M. BETTAYEB; K. SAHNOUN**.*

*Ainsi, nos remerciements à notre collègue **ZEHOUF MOHAMED EL AMINE***

Notre profonde gratitude aux membres du jury qui vont juger ce travail Enfin, que tous ceux, de loin comme de près, ont contribué à l'élaboration de ce mémoire trouvent ici l'expression de mes remerciements

SOMMAIRE

Introduction (présentation du sujet de mémoire)

Chapitre I : présentation de lieu de stage

I-1. Situation géographique du champ de Hassi Messaoud.....	1
I-2. Organigramme des directions régionales HMD	2
I-2-1. Organisation de la direction maintenance.....	2
I-2-2. Organigramme de la direction maintenance	3
I-3. Présentation de service d'affectation Z CINA	4
I-4. Présentation de l'unité GPL ZCINA	5
I-4-1. But de l'usine GPL ZCINA	5
I-4-2. Description générale de l'usine GPL ZCINA.....	6
I-4-3. Description des unités de l'usine GPL ZCINA	7
I-4-3-1. Unité 32 : Trains de traitement des liquides	8
I-4-3-1-1. Description de la section de refroidissement du gaz.....	8

Chapitre II : Généralisés sur le transfert de chaleur

II-1. Introduction.....	11
II-2. Mode de transmission de chaleur.....	11
II-2-1. La conduction	11
II-2-2. La convection	14
II-2-3. Le rayonnement	17

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

III-1. Introduction	20
III-2. Définition d'un échangeur de chaleur	20
III-3. Principe de fonctionnement	20
III-4. Classification des échangeurs de chaleur	20
III-4-1. Selon le type de contact des fluides	20
III-4-2. Selon leur destination	21
III-4-3. Suivant la disposition des écoulements	21
III-4-4. Suivant les types d'échange	22
III-4-5. Classement technologique	23
III-4-5-1. Échangeurs tubulaires	23
III-4-5-2. Échangeurs à plaques	24
III-4-5-3. Autres types d'échangeurs	25

Chapitre IV : Description de l'échangeur G11- GA- 32- 02

IV-1. Présentation de l'échangeur G11-GA-32-02	29
--	----

IV-1-1. Paramètres des éléments principaux de l'échangeur 02	29
IV -1-2. Les éléments principaux de l'échangeur 02	30
IV -1-2-1. Calandre	30
IV -1-2-2. Tubes	30
IV -1-2-3. Plaques tubulaires	31
IV -1-2-4. Chicanes	32
IV -1-2-5. Tirants et entretoises	33
IV -1-2-6. Déflecteurs d'entrée	34
IV -1-2-7. Événements, drain et vidange	34
Chapitre V : Calcul thermique de l'échangeur de chaleur G11-GA-32-02	
V-1. Vérification thermique de l'échangeur 02 :	35
V-1-1. Introduction	35
V-1-2. Procédure de la vérification	35
V-1-3. Calcul de vérification thermique	36
V-1-3-1. Conditions opératoires	36
V-1-3-2. Propriétés physiques des deux fluides circulant dans l'échangeur	37
V-1-3-3. Calcul des quantités de chaleur échangées « Φ »	37
V-1-3-4. Efficacité de l'échangeur « E »	37
V-1-3-5. Calcul de l'écart logarithmique moyen de température (ΔT_{LM})	38
V-1-3-6. Facteur de correction « F »	38
V-1-3-7. Calcul de coefficient d'échange global requis « U_{req} »	38
V-1-3-8. Calcul du coefficient de transfert global propre (sans encrassement) « U_p ».....	39
V-1-3-8-1. Calcul de coefficient de film interne « h_i »	39
Coefficient de film interne corrigé « h_{i0} »	40
V-1-3-8-2. Calcul de coefficient de film externe « h_0 »	41
V-1-3-9. Calcul de coefficient de transfert sale « U_s »	42
V-1-3-10. Vérification de la résistance d'encrassement R_s	43
V-1-4. Calcul des pertes de charge	44
V-1-4-1. Calcul coté faisceau	44
V-1-4-2. Calcul coté calandre	44
V-1-5. Interprétations.....	46
V-1-6. Conclusions	46
V-2. Simulation thermique de l'échangeur 02 à l'aide de simulateur CHEMCAD	47
V-2-1. Le simulateur CHEMCAD brièvement :	47
V-2-2. Simulation de l'échangeur 02	48
V-2-2-1. En mode Rating	48
Sans encrassement	48
Avec encrassement	55
V-2-2-2. En mode Design	57

Chapitre VI : Calcul mécanique de l'échangeur de chaleur G11-GA-32-02

VI-1. Vérification mécanique de l'échangeur 02	59
VI-1-1. Introduction	59
VI-1-2. Données de départ	59
VI-1-3. Propriétés mécaniques et compositions chimiques des éléments principaux de l'échangeur 02	59
VI-1-4. Détermination des paramètres de calcul (températures et pressions de calcul)	60
VI-1-5. Calcul des contraintes admissible et des épaisseurs des éléments principaux de l'échangeur 02	61
VI-1-5-1. Calculs coté calandre	63
VI-1-5-2. Calculs coté tube	63
VI-1-5-3. Calcul de l'épaisseur de la plaque tubulaire	64
VI-1-6. Calcul des contraintes thermiques	65
VI-1-7. Calcul des poids des éléments de l'échangeur 02	66
VI-1-8. Calcul de poids de l'eau dans l'échangeur 02 lors de l'essai hydraulique	79
VI-1-9. Calcul des charges	80
VI-1-9-1. Charges réparties	80
A. Sans présence de l'eau	80
B. Lors de l'essai hydraulique	81
VI-1-9-2. Charges concentrés	82
VI-1-10. Calcul des réactions des appuis	82
VI-1-10-1. Calcul sans présence de l'eau	82
VI-1-10-2. Calcul lors de l'essai hydraulique	83
VI-1-11. Calcul des moments fléchissant correspondant au poids maximum possible (lors de l'essai hydraulique)	84
VI-1-12. Vérification de la stabilité de forme de l'appareil	85
VI-1-13. Réalisation de l'épure de moment fléchissant	86
VI-1-14. Conclusion	89
VI-2. Simulation mécanique de l'échangeur 02 à l'aide de simulateur SOLIDWORKS.....	90
VI-2-1. Généralités sur le SOLIDWORKS	90
VI-2-2. Modélisation des éléments étudiés de l'échangeur 02.....	91
VI-2-3. Étude des éléments modélisés	94
VI-2-3-1. Calandre, boîtes et leurs tubulures	94
VI-2-3-2. Tube	96
VI-2-4. Conclusion	98

Conclusion générale.

Annexes.

Bibliographie.

Introduction générale

Les procédés utilisés dans l'industrie pétrolière demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis, avec ou sans changement de phase, au cours des diverses opérations auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie, dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible au profit de fluides de procédés ou d'utilités. De ce fait les échangeurs de chaleur ont une importance considérable dans tout type d'industrie et particulièrement l'industrie pétrolière.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans ou avec contact direct entre les deux, le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateur, bouilleurs.

C'est dans ce contexte que nous souhaiterons élaborer notre thème de mémoire, il consiste à une étude de vérification thermique et mécanique de l'échangeur G11-GA-32-02 situé dans la section de refroidissement de gaz dans l'unité *GPL-ZCINA* (Hassi Messaoud).

Notre objectif dans ce mémoire est de vérifier le transfert thermique qui se passe dans cet échangeur, le degré d'encrassement et la résistance de ses éléments aux différentes contraintes appliquées lors du fonctionnement en confirmant dans tout ça nos résultats par des simulations à l'aide des deux logiciels *CHEMCAD* et *SOLIDWORKS*.

Notre travail est organisé comme suit :

Nous abordons dans le chapitre I, un bref aperçu sur l'unité *GPL-ZCINA* en se concentrant sur la section de refroidissement de gaz.

Au chapitre II, nous avons donné de brèves généralités sur les modes de transfert thermique et leurs applications dans l'industrie et dans notre vie quotidienne.

Au chapitre III, nous avons intéressé aux généralités sur les échangeurs de chaleur.

Le chapitre IV, est réservé à la description de l'échangeur G11-GA-32-02 et ses éléments.

Dans le chapitre V nous avons effectué une vérification thermique de cet échangeur on se basant sur les méthodes analytiques d'une part et en utilisant le simulateur des procédés *CHEMCAD* d'autre part.

Le chapitre VI est divisé à son tour en deux parties, une vérification mécanique de l'échangeur G11-GA-32-02 à l'aide des formules analytiques et une simulation de cet appareil à l'aide du logiciel *SOLIDWORKS*, cette simulation a pour but de vérifier la résistance des éléments principaux de notre échangeur lors de son fonctionnement.

I-1. Situation géographique du champ de Hassi Messaoud

Le champ de Hassi Messaoud découvert en 1956 est situé à 800 km du sud est du capital Alger sur le grand erg oriental du Sahara Algérienne. Il est occupé une superficie de près de 2000 km² dans le bassin de Oued Mya. Plus de 1000 puits à objectif cambrien y ont été foré en 50 années, à des profondeurs variant entre 3200 m au nord à 3600 m au sud. Il est composé de quatre (04) réservoirs (R3-R2-Ra-Ri). Les dépôts quartzitiques d'âge cambro-ordovicien se développent sur plusieurs centaines de mètres d'épaisseur. Le "Ra" constitue le principal réservoir par ses meilleures qualités pétro physiques et de production. Il est lui-même subdivisé en cinq niveaux ou drains (D1-ID-D2-D3-D5) qui se caractérisent par une remarquable isopacité quand ils ne sont pas atteints par la discordance hercynienne. Une récupération secondaire a été mise en œuvre en 1964 par une injection de gaz miscible et complétée par une injection d'eau en 1972.

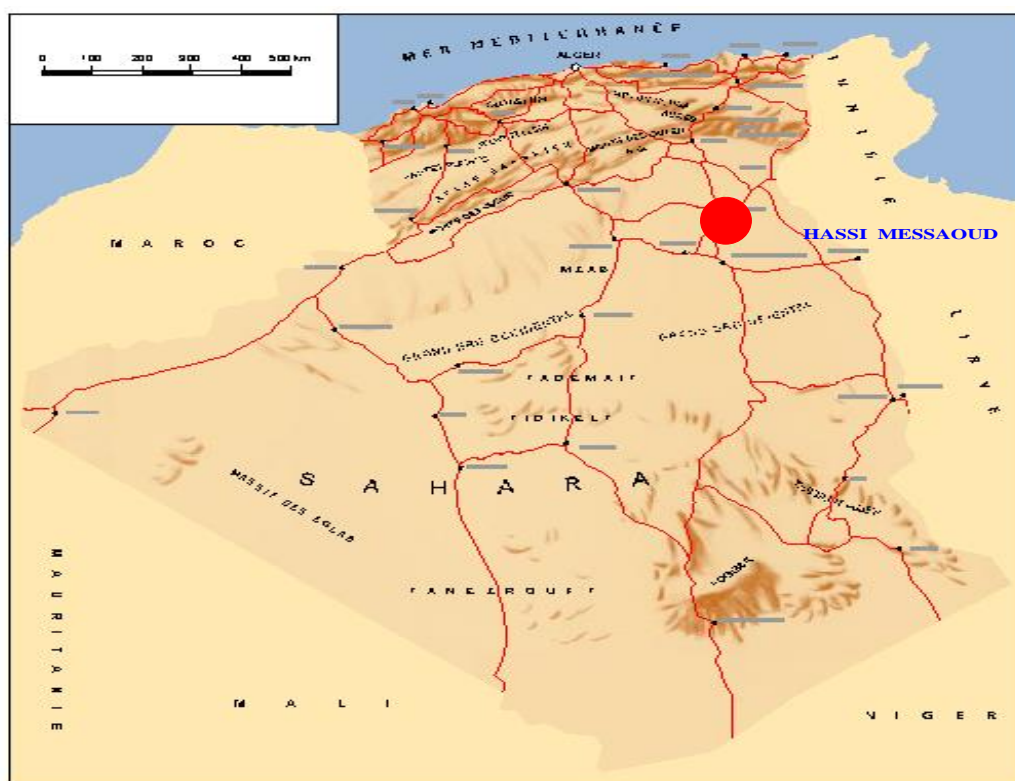
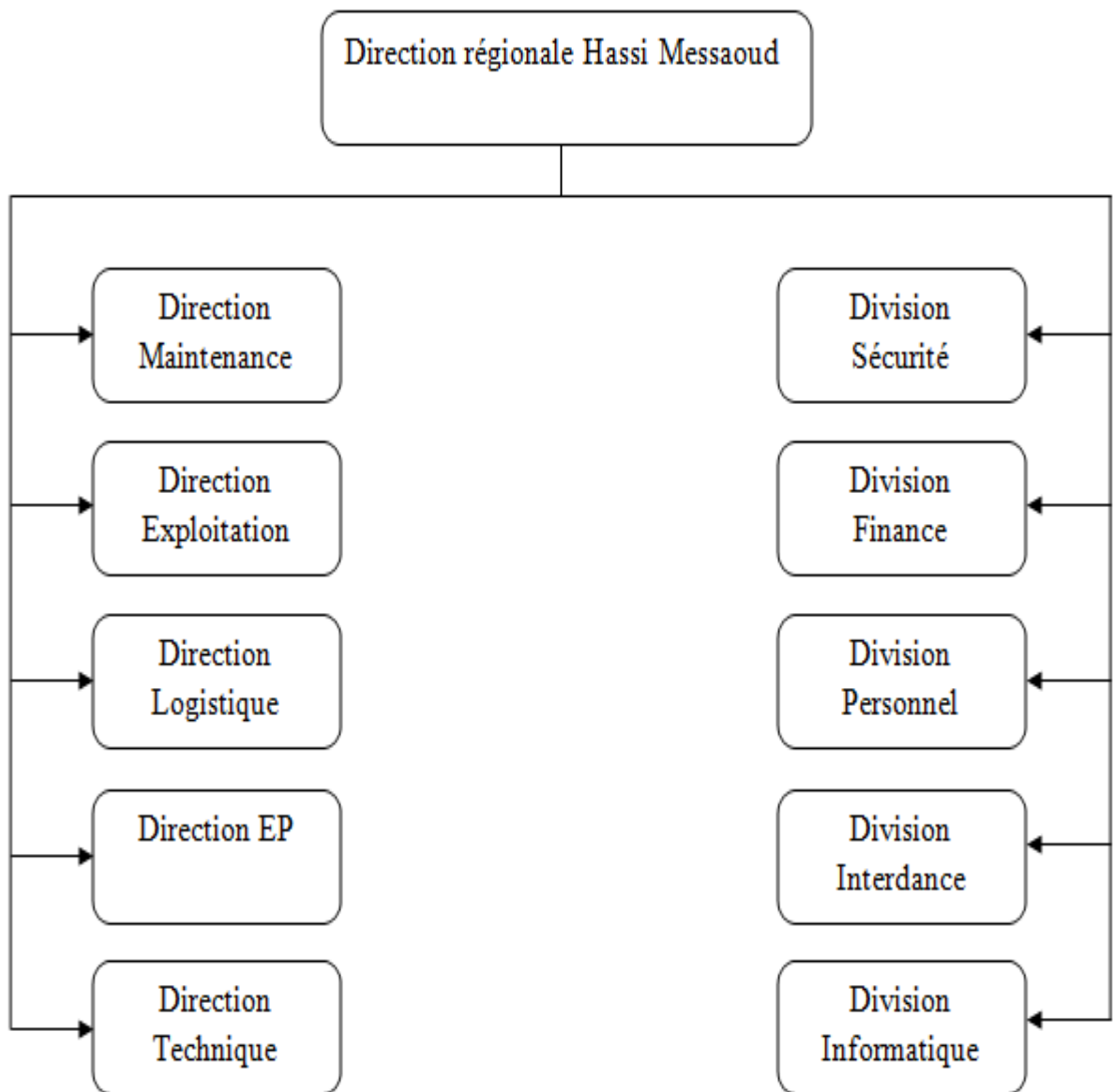


Fig. I-1 : situation géographique du champ de Hassi Messaoud

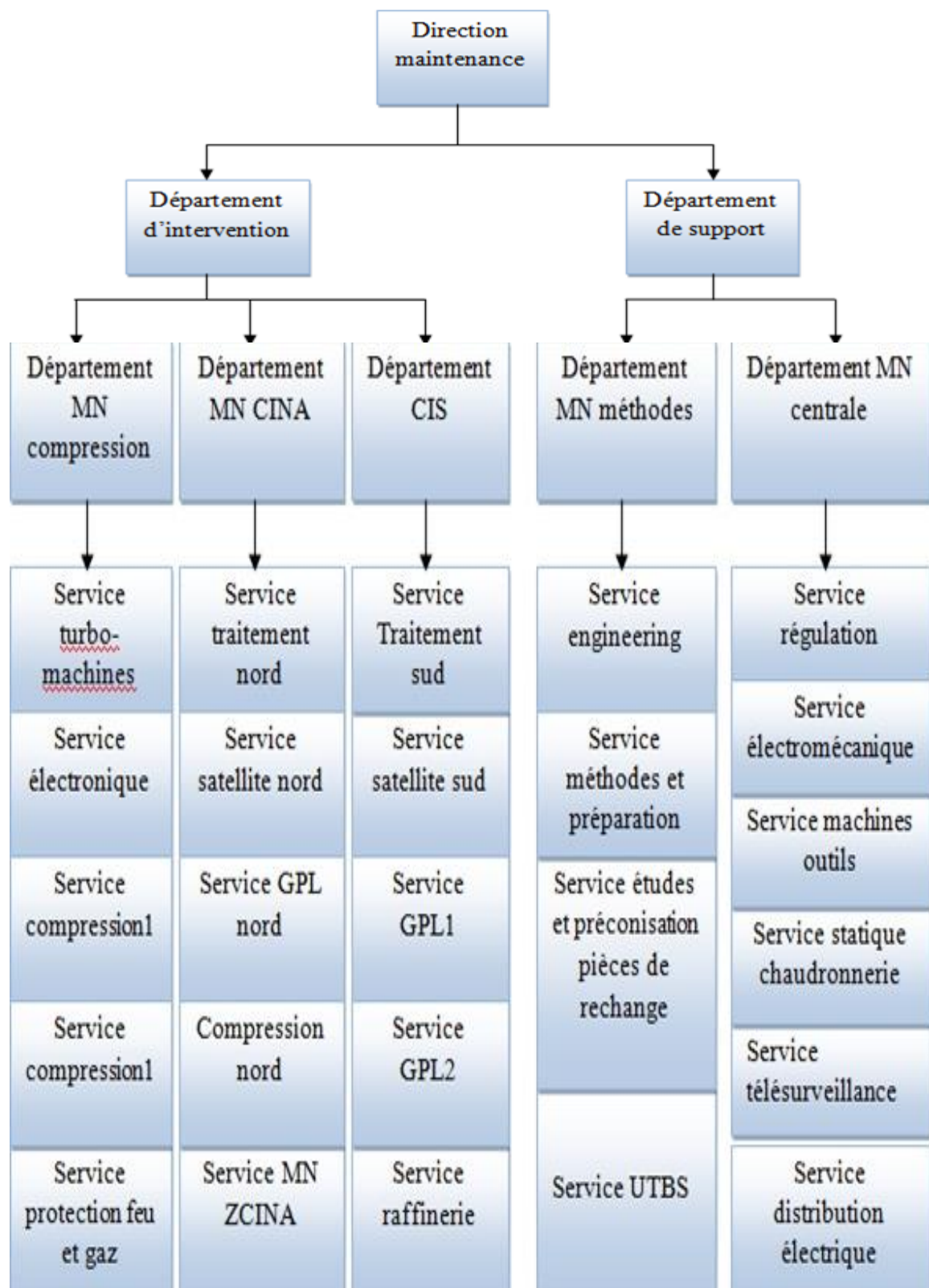
I-2. Organigramme des directions régionales HMD



I-2-1. Organisation de la direction maintenance

La direction maintenance compte parmi les structures de soutien en matière de maintenance des équipements des unités de production des deux complexes industriels (Sud et Nord) et champs satellites en état de marche en assurant un entretien préventif et curatif des installations pétrolières au niveau de toute la région de Hassi Messaoud.

I-2-2. Organigramme de la direction maintenance



I-3. Présentation de service d'affectation ZCINA

Au niveau du service d'affectation ZCINA on a quatre sections qui sont représentées dans l'organigramme suivant :

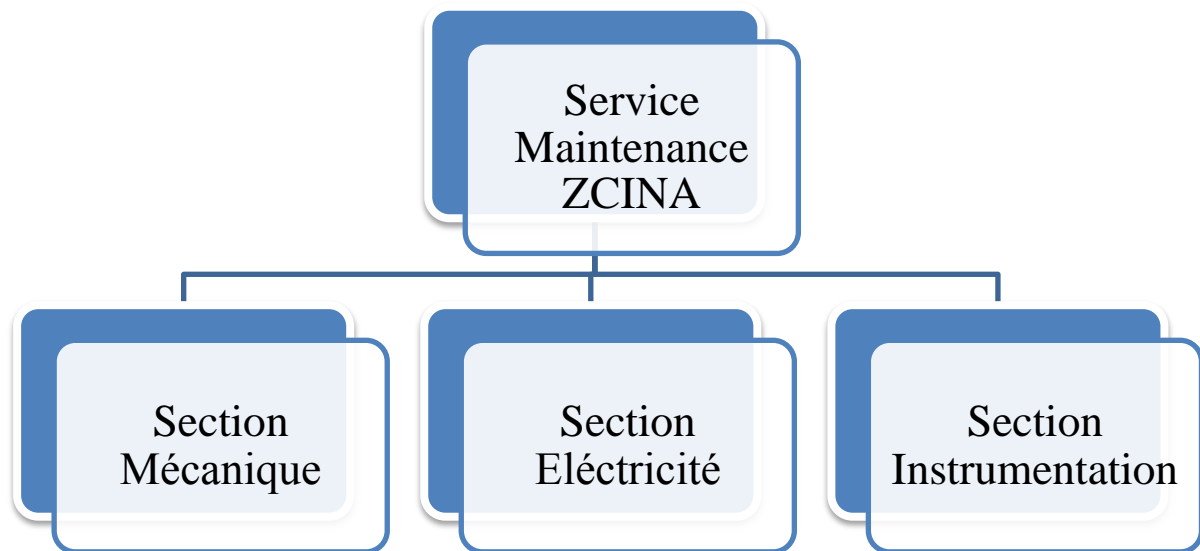


Fig. I-2 : les sections de service de maintenance ZCINA

- ❖ ***Section de mécanique*** : Elle intervient en cas de problème mécanique des machines tournantes (les moteurs, les compresseurs, les turbines.....).
- ❖ ***Section d'électricité*** : Elle s'occupe de la maintenance et l'exploitation des installations électriques.
- ❖ ***Section d'instrumentation*** : a pour tâche de maintenir l'unité en service, et sa se fait avec la maintenance préventive et curative.

I-4. Présentation de l'unité GPL ZCINA

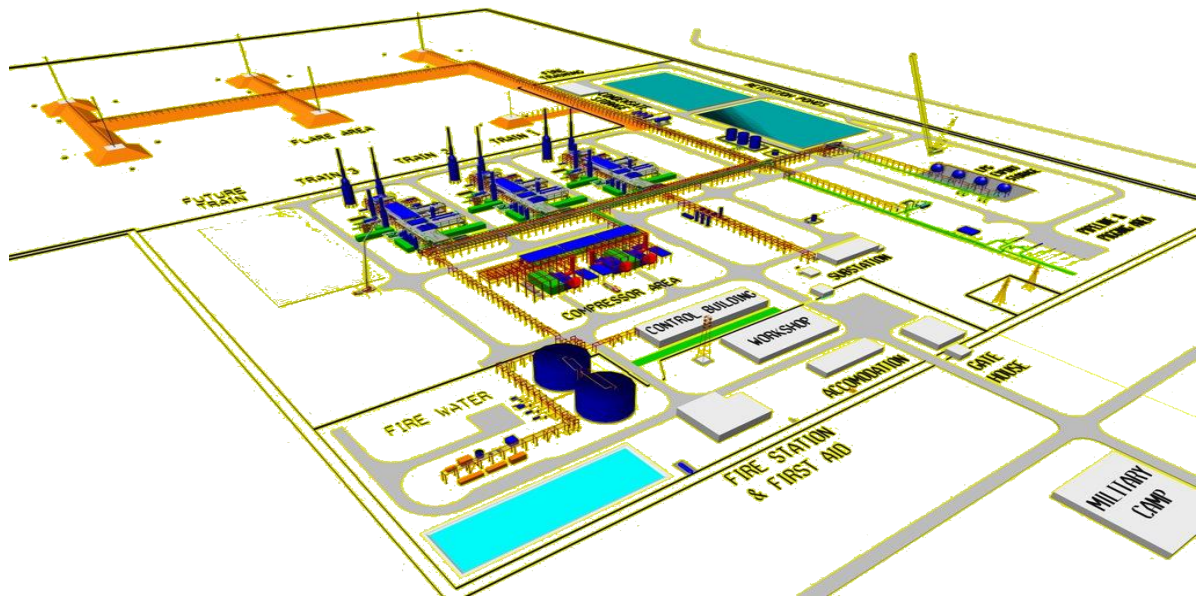


Fig. I-3 : Vue générale de l'usine ZCINA

I-4-1. But de l'usine GPL ZCINA

Sonatrach a décidé de réaliser une nouvelle unité d'extraction des liquides de gaz associés sur le champ de Hassi Messaoud nord, dénommé GPL ZCINA (nouvelle Zone Centre Industriel Naili Abdelhalim).

GPL ZCINA est une unité d'extraction des liquides de gaz associés destinée à recevoir des gaz associés valorisables provenant de l'unité de traitement de brut CINA sur le champ de Hassi Messaoud nord, et à réexpédier en retour à CINA un gaz appauvri et à expédier le GPL extrait du gaz de charge vers une nouvelle station de pompage situé à 17 km (station hors fourniture). Cette nouvelle unité sera située à environ 5 km au nord de CINA.

Une partie du gaz de charge de l'usine GPL peut aussi provenir de l'unité de séparation d'huile LDHP également située à ZCINA.

I-4-2. Description générale de l'usine GPL ZCINA

Cette usine comprend notamment :

- Des connexions à la ligne existante de 40'' de gaz associés de CINA, pour amener le gaz de charge et exporter le gaz résiduel
- Une section de réception du gaz de charge
- Une unité de compression du gaz de charge
- Trois trains de traitement de gaz incluant une section de déshydratation du gaz, une section de récupération des liquides, une section de séparation des GPL et des condensats et un système d'huile chaude
- Des stockages et une pomperie d'expédition des GPL
- Des stockages et une pomperie d'expédition des condensats
- Des systèmes d'utilités

Des systèmes de torche

- Des lignes d'expédition des produits (GPL, condensats)
- Des infrastructures et des bâtiments

Les installations sont conçues pour récupérer les liquides des gaz associés provenant de l'usine de traitement de brut de CINA et de l'unité de séparation d'huile LDHP.

Le traitement du gaz consiste, après réception du gaz depuis la ligne existante allant aux sections de réinjections de gaz situées au CIS, à comprimer le gaz à haute pression, puis à le déshydrater, pour ensuite le détendre dans un turbo-expandeur. Le gaz obtenu est rectifié dans un absorber et le liquide obtenu est strippé dans un dééthaniseur pour extraire les liquides contenus dans le gaz de charge. Un train d'échange thermique permet d'intégrer l'ensemble de ces opérations. Le complément de chaleur nécessaire est fourni par un système d'huile chaude. Le gaz résiduel appauvri est re-comprimé dans la ligne existante de gaz allant aux sections de réinjections de gaz situées au CIS, via le recompresseur à couplage direct avec le turbo-expander. Les liquides extraits sont finalement séparés dans un débutaniseur pour obtenir les GPL et condensats aux spécifications voulues.

I-4-3. Description des unités de l'usine GPL ZCINA

Cette section a pour but de rappeler les objectifs de chacune des installations de l'usine GPL ZCINA afin d'extraire les liquides des gaz associés provenant des installations de traitement de brut de CINA.

L'ouvrage comporte :

➤ Des unités procédées :

- Systèmes d'alimentation en gaz :
 - Canalisation de gaz de charge depuis CINA (Unité 27)
 - Séparation d'entrée (Unité 20)
- Compression du gaz de charge (Unité 23)
- Déshydratation du gaz de charge (Unité 24)
- Systèmes d'alimentation en liquides :
 - Import & distribution de condensats M4 de CINA (Unité 37)
- Trains de traitement des liquides (Unité 32) :
 - Section de refroidissement & Section de dééthanisation
 - Section de débutanisation
- Stockage et expédition des produits liquides :
 - Stockage, export et recyclage de GPL (Unité 33)
 - Canalisation d'export de GPL (Unité 36)
 - Stockage, export et recyclage des condensats (Unité 35)
 - Canalisation d'export des condensats (Unité 37)
- Système d'expédition des produits gazeux :
 - Canalisation d'export de gaz résiduel (Unité 34)

➤ Des unités utilités :

- Système gaz combustible (Unité 45)
- Système d'huile chaude (Unité 41)
- Systèmes de torche (Unité 43)
- Système d'injection de produits chimiques (Unité 42)
- Air instrument / Air service (Unité 63)

- Azote (Unité 64)
- Drains fermés (Unité 57)
- Drains ouverts (Unité 56)
- Traitement des eaux huileuses (Unité 44)
- Diesel (Unité 62)
- Eau brute et eau potable (Unités 50 & 53)

I-4-3-1. Unité 32 : Trains de traitement des liquides

Les trois trains de traitement sont identiques. La description de fonctionnement qui suit s'applique à n'importe lequel des trains de traitement.

L'unité 32 se divise en deux sections :

A – Section de débutanisation – séparation des liquides.

B – Section de refroidissement & Section de dééthanisation :

Cette section se divise à son tour en :

- 1 .Refroidissement du gaz – Expandeur de gaz de charge/Recompresseur :
- 2 .Section de dééthanisation :

I-4-3-1-1. Description de la section de refroidissement du gaz (Expandeur de gaz de charge/Recompresseur)

Le gaz sec filtré provenant de l'unité de déshydratation est acheminé vers la section de refroidissement du gaz.

Le débit de gaz est réparti entre l'échangeur gaz de charge/charge dééthaniseur G11-GA-32-01 (côté tubes) et l'échangeur gaz de charge/gaz résiduel G11-GA-32-02 A/B (côté calandre) fonctionnant en parallèle. Une partie du gaz déshydraté est refroidi dans l'échangeur G11-GA-32-01 par la sortie liquide froide provenant du ballon d'alimentation du dééthaniseur G11-VL-32-03. Le débit restant est refroidi dans l'échangeur G11-GA-32-02 A/B par le gaz résiduel provenant du système de tête de l'absorbeur G11-CA-32-01. Les deux flux froids sont mélangés et dirigés vers le ballon d'alimentation de l'expandeur G11-VL-32-01.

Le gaz provenant du ballon d'alimentation de l'expandeur G11-VL-32-01 est envoyé vers l'expandeur du gaz de charge G11-KH-32-01 où il est détendu à la pression de 21.8 barg. Au démarrage, l'expandeur G11-KH-32-01 est à l'arrêt et le gaz est envoyé vers la vanne 32-FV-0103.

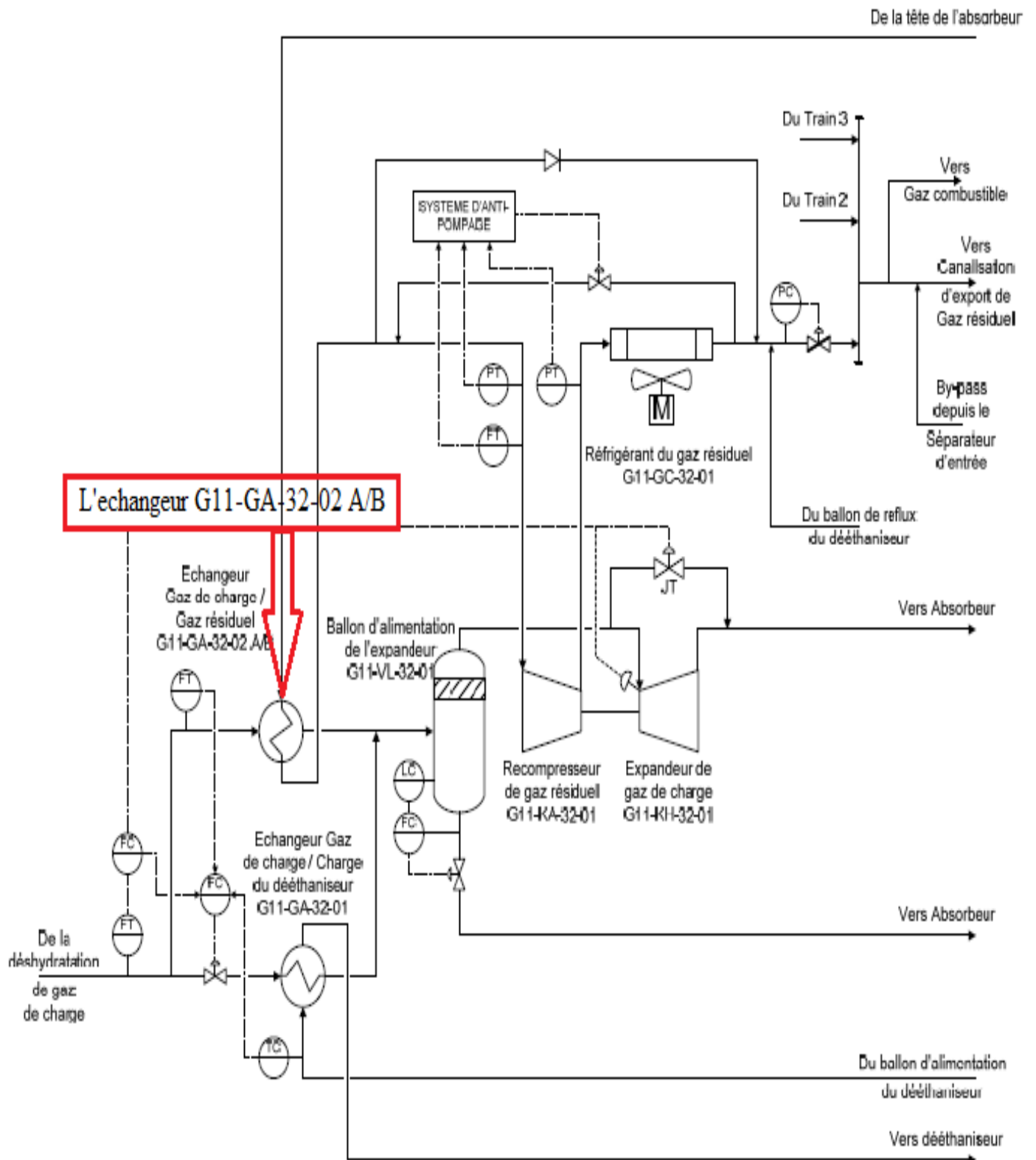
Dans les deux cas, la température du gaz est réduite, permettant la condensation d'une partie des GPL.

Néanmoins, l'expandeur réalise une détente thermodynamiquement bien plus efficace (chute en température bien plus importante), qui permet de récupérer plus de GPL en aval que dans le cas d'une simple détente à travers une vanne.

Dans le cas d'un fonctionnement normal de l'unité, le gaz en sortie du ballon d'alimentation de l'expandeur G11-VL-32-01 alimente l'expandeur G11-KH-32-01. La position des volets d'entrée de l'expandeur (IGV) est ajustée par le contrôleur de pression du collecteur commun au refoulement des compresseurs de gaz de charge G05/G06/G07/G08-KA-23-01 agissant en cascade sur le régulateur de débit du train de traitement localisé à l'entrée de la section de refroidissement de gaz. En sortie de l'expandeur, le gaz se trouve à une pression de 21.8 bar et une température de $-41\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le flux biphasique au refoulement de l'expandeur alimente alors l'absorbeur G11-CA-32-01. L'énergie mécanique récupérée au niveau de l'expandeur par la détente du gaz haute pression est utilisée pour entraîner le compresseur de gaz résiduel G11-KA-32-01 (les deux machines sont sur le même axe).

Les condensats recueillis au niveau du ballon d'alimentation de l'expandeur G11-VL-32-01 sont détendus et combinés avec le flux bi-phasique au refoulement de l'expandeur pour alimenter la colonne d'absorption G11-CA-32-01.

I-5-3-1-2. Schéma de la section de refroidissement du gaz:



II-1. Introduction :

L'énergie thermique se transmet d'un point à un autre, dans un même corps, à chaque fois qu'il existe un gradient de température. Ce phénomène est aussi valable lorsque 2 systèmes, à températures différentes se mettent en contact. La théorie qui étudie le processus de propagation de la chaleur porte le nom de transfert ou transmission de chaleur.

II-2. Mode de transmission de chaleur :

On distingue conventionnellement trois 3 modes de transmission de la chaleur :

II-2-1. La conduction :

II-2-1-1. Définition:

La conduction thermique est la propagation de la chaleur, de molécule à molécule, dans un corps ou dans plusieurs corps contigus et non réfléchissants, sans qu'il y ait mouvement du milieu ou que ce mouvement intervienne dans la transmission.

Ce mode de transmission caractérise essentiellement les transferts de chaleur dans les solides ou entre corps solides contigus. La conduction intervient également dans les liquides et les gaz mais sauf dans le cas des liquides très visqueux ou des gaz emprisonnés dans des matériaux poreux, son effet est marginal par rapport à celui de la convection.

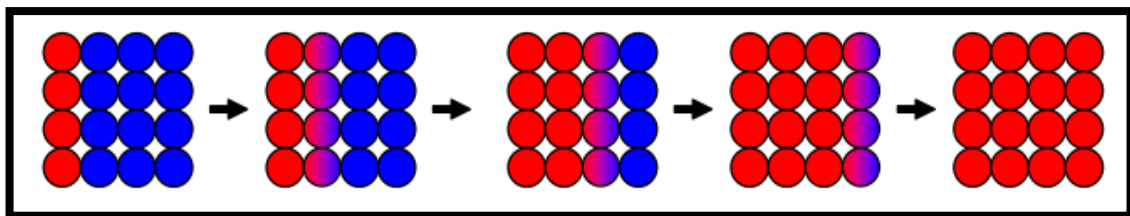


Fig.II-1 : Phénomène de conduction.

II-2-1-2. Applications :

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur, mais c'est aussi celui des murs et vitrages d'un bâtiment, des cuves contenant des liquides chauds ou froids, des parois des fours, etc. Il est courant que les parois soient constituées de plusieurs matériaux ayant chacun un rôle spécifique (réfractaire, revêtement anticorrosion, isolant thermique, etc.) et qui sont des parois composites à travers lesquelles s'effectue le transfert de chaleur.

II-2-1-3. Loi de Fourier :

La loi de Fourier traduit la relation existant, en chaque point d'un corps, entre le flux thermique et le gradient de température. Cette expression, dans la mesure où la position d'un point peut être caractérisée par une seule dimension (paroi plane, cylindrique ou sphérique par exemple), s'écrit :

$$\frac{d\Phi}{dA} = -\frac{\lambda dT}{dx}$$

Avec : Φ (W) : flux de chaleur.
 T (°C) : température.
 A (m²) : surface d'échange.
 x (m) : coordonnée du point considéré.
 λ (W/(m.°C)) : conductivité thermique.

Le calcul intégral permet de généraliser la loi de Fourier à des corps de forme quelconque. Cette loi traduit le fait que le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température. La direction de l'écoulement de chaleur coïncide avec celle du gradient de température. Le signe – caractérise le fait que l'écoulement de chaleur s'effectue dans le sens des températures décroissantes, du chaud vers le froid.

II-2-1-4. La conductivité thermique (λ) :

La conductivité thermique est un paramètre physique de matériau, il caractérise la capacité d'un matériau à transmettre de la chaleur. Dans la loi de FOURIER on a considéré la conductivité thermique comme étant constante mais on réalité comme toute les propriétés mécaniques et thermiques de la matière, il dépend de la température, la figure suivante illustre la variation du coefficient de conductivité thermique des différents corps (solides, liquides, gaz) en fonction de la température.

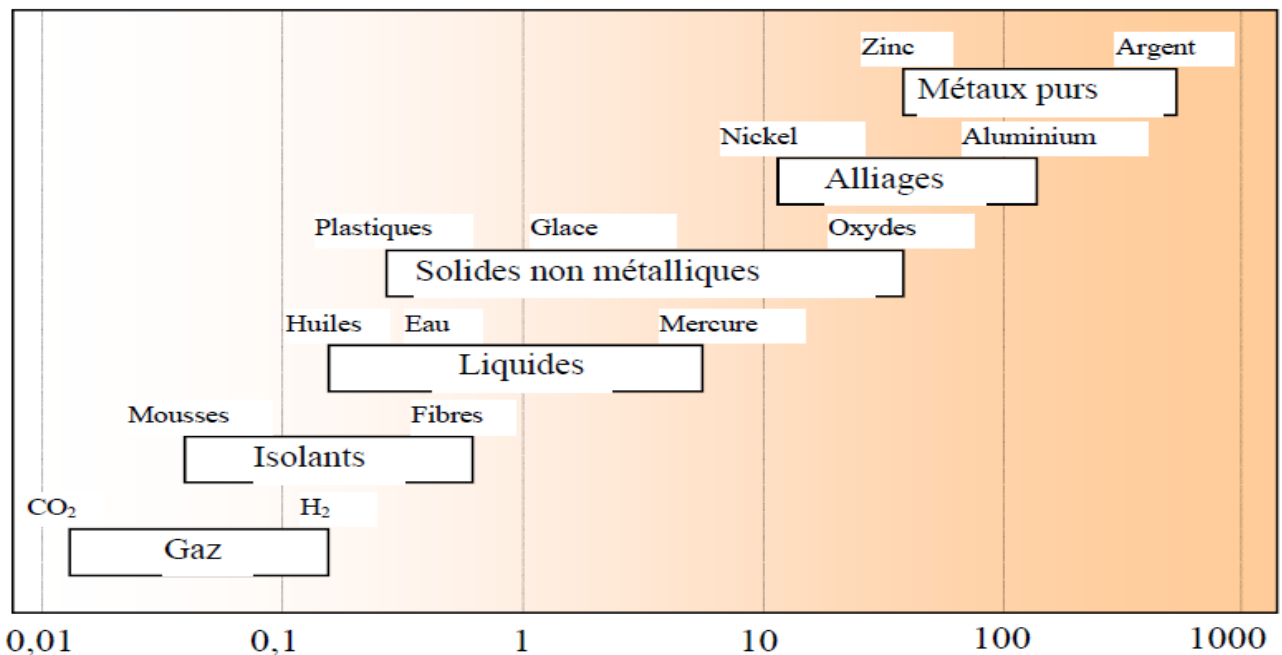


Fig.II-2 : variation du coefficient de conductivité thermique en fonction de la température.

II-2-1-5. Conduction en régime permanent:

- **Paroi homogène plane**

La loi de Fourier s'applique directement et l'on a :

$$\Phi = (\lambda/e) (T_1 - T_2) A$$

Avec :

e (m) épaisseur de la paroi,
 T_1, T_2 (°C) températures extrême
 A (m²) surface comptée perpendiculairement au flux.

Cette loi montre que la variation de température à l'intérieur du corps conducteur de la chaleur est une fonction linéaire de la distance à la paroi.

- **Paroi composite plane**

Une paroi peut être composée de plusieurs matériaux différents en contact physique les uns avec les autres sur une surface A .

L'épaisseur de la paroi est " e " et chacun des matériaux a une épaisseur e_1, e_2, \dots, e_n telle que :

$$e = \sum_{i=1}^n e_i$$

Les matériaux constituant la paroi ont des conductivités thermiques qui sont, respectivement, $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$:

$$\frac{e}{\lambda} = \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n}$$

Chaque élément de paroi est traversé par le même flux thermique dont l'expression est :

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_{n+1}) A}{\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i}}$$

- **Paroi cylindrique**

En régime permanent, le flux thermique s'exprime par :

$$\Phi = \frac{2 \pi L \lambda (T_1 - T_2)}{\ln (r_e/r_i)}$$

Avec : L longueurs de la paroi cylindrique,
 r_e, r_i rayons extérieur et intérieur du cylindre,
 T_1, T_2 températures correspondant respectivement à r_e et r_i

La distribution des températures, en régime permanent, à l'intérieur de la paroi du cylindre, est logarithmique. L'expression de la température, en un point situé à une distance du centre telle que

$r_e > r > r_i$ est:

$$T_r = T_1 - \frac{\Phi}{2\pi L \lambda} \ln(r/r_e)$$

- **Paroi sphérique**

En régime permanent, la formule donnant le flux de chaleur est :

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda(T_1 - T_2)}{1/r_i - 1/r_e}$$

La distribution des températures à l'intérieur de la paroi sphérique a une allure hyperbolique. La température, à une distance " r " du centre, est donnée par:

$$T_r = T_1 - \frac{\Phi}{4\pi\lambda} (1/r_i - 1/r)$$

II-2-2. La convection :

II-2-2-1. Définition:

La convection est le mode de transfert de chaleur liée au mécanisme de propagation de la chaleur entre une surface solide et un fluide, imaginons un solide baignant dans un fluide en mouvement. Si le solide et le fluide ne sont pas à la même température, de la chaleur est échangée entre le solide et les particules fluides qui sont à son contact.

On distingue deux types de convection :

- Convection forcée : le mouvement du fluide est un écoulement provoqué par une force extérieure, qui peut être un ventilateur pour les gaz et une pompe pour les liquides.
- Convection naturelle ou libre : le mouvement du fluide est dû à la différence de masse volumique des particules de ce fluide. Si on considère le cas de refroidissement d'un corps à l'air libre, les particules d'air frais qui sont en contact de ce corps absorbent une certaine quantité d'énergie thermique d'où leur masse volumique diminue, et sous l'effet de la poussée d'Archimède un écoulement ascendant est créé au sein du fluide.

Sur la figure suivante présente une illustration des deux types de convection.

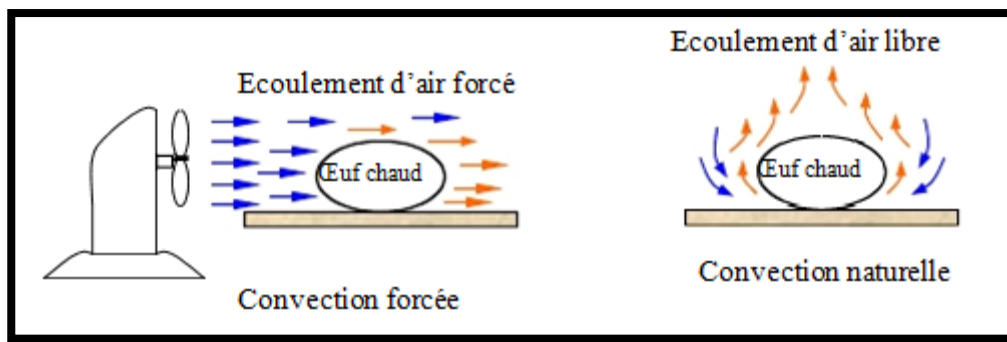


Fig.II-3 : les types de convection.

L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

Le flux de chaleur transmis par convection est donné par la deuxième (2^{ième}) loi de Newton

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T$$

Φ : flux de chaleur transporté.

h : coefficient de convection.

S : surface d'échange.

ΔT : représente la chute de température entre la paroi et le fluide égale à la valeur absolue de la différence entre les températures du fluide et de la paroi du corps.

II-2-2-2. Applications

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur.

La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques, voire des sècheurs à air chaud.

II-2-2-3. Rappels sur les nombres sans dimension

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergie, les transferts de masse.

Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est souvent menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de paramètres adimensionnels qui permettent de définir des similitudes. C'est ainsi qu'ont été choisis les nombres sans dimension ci-après.

1) Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{GD}{\mu} = \frac{\rho u D}{\mu}$$

Avec ρ (Kg/m³) masse volumique du fluide,
 u (m/s) vitesse moyenne,
 μ (Pa.s) viscosité dynamique,
 G (Kg.s⁻¹.m⁻²) débit-masse spécifique,
 D dimension caractéristique de la conduite :

Diamètre s'il s'agit d'une conduite circulaire ou diamètre hydraulique dans les autres cas : $D_h = 4A/P$ tel que : A la section de la conduit.

P le périmètre.

Le modèle d'écoulement en circulation forcée est :

- laminaire si $Re < 2300$.
- transitoire si $2300 < Re < 10000$.
- turbulent si $Re > 10000$.

2) Nombre de Prandtl :

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

Avec C_p capacité thermique massique du fluide.

Ce nombre caractérise le fluide dans un état donné:

- Pour les métaux liquides $Pr = 10^{-2}$ à 10^{-3}
- Pour l'eau et l'air $Pr \approx 1$
- Pour les huiles..... $Pr = 10^2$ à 10^7 .

:

3) Nombre de Nusselt :

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

Avec h coefficient local de convection thermique. il caractérise le transfert de chaleur par convection.

4) Nombre de Grashof :

Il caractérise le déplacement du fluide dans un phénomène de convection naturelle.

Si la température de paroi (T_p) est constante, le nombre de Grashof s'écrit :

$$Gr = \rho^2 g \beta (T_p - T_{sat}) \frac{D^3}{\mu^2}$$

Avec β coefficient de dilatation thermique volumique :

g accélération due à la pesanteur ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)

T_{sat} température d'équilibre du fluide

ρ_0 et ρ_{sat} masses volumiques respectivement à T_p et T_{sat} .

$$\beta = \frac{1}{T_p - T_{sat}} \left(\frac{\rho_0 - \rho_{sat}}{\rho_0} \right),$$

5) Nombre de Rayleigh :

Il caractérise la convection naturelle.

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

II-2-3. Le rayonnement :

Le mode de transfert de chaleur par rayonnement diffère de ceux par conduction et convection. Ce dernier ne nécessite pas de support matériel pour sa réalisation. Il n'est pas conditionné par la présence d'un gradient de température dans de la matière pour en avoir lieu. Il est basé sur le principe que tout corps, quel que soit sa température (différente de zéro Kelvin), peut rayonner.

L'expérience de la figure (4) donne une explication claire sur la manière dont se fait le transfert de chaleur par rayonnement entre un corps 1 chaud et un autre corps 2 moins chaud, sous forme d'enceinte, où se trouve le corps 1. Le corps 1 se refroidit pour atteindre la température d'équilibre avec le corps 2 en présence du vide (pas de matière solide ou fluide) entre les 2 corps.

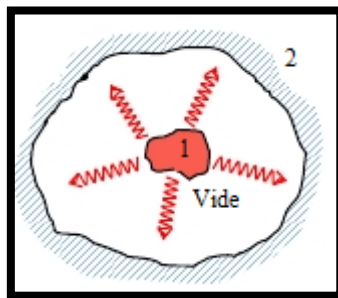


Fig.II-4 : Refroidissement sans support de matière

La figure (5) présente l'exemple de la sensation de la chaleur reçue par une personne à 30°C de la part d'un foyer de flamme à 900°C qui se trouve à une certaine distance. Alors que l'air qui se trouve entre eux est à la température de 5°C .

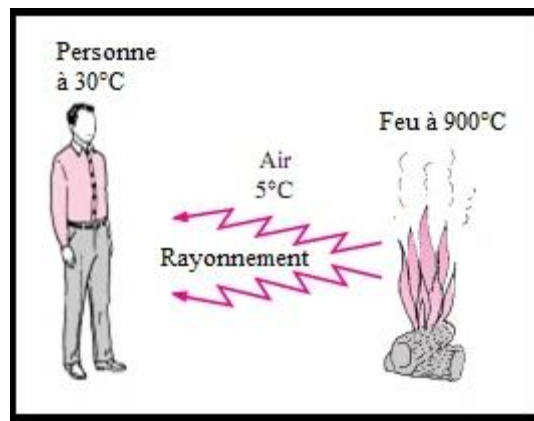


Fig.II-5: Transfert de chaleur par rayonnement

II-2-3-1. Applications

Le rayonnement infrarouge est appliqué dans de très nombreux procédés industriels. Son action sur la matière est essentiellement thermique et les applications principales concernent :

- le séchage (papiers, cartons, textiles, etc.) ;
- la cuisson (teintures, apprêts, enductions...) ;
- le chauffage (avant formage de matériaux divers, traitements thermiques, soudage, chauffage de postes de travail...) ;
- les polymérisations (encres, revêtements, emballages...) ;
- la stérilisation (flacons pharmaceutiques, produits alimentaires divers...).

Le rayonnement ultraviolet est constitué de photons dont l'énergie est de l'ordre de grandeur de l'énergie des liaisons atomiques.

Ceux-ci agissent sur la matière par déplacement des électrons vers des niveaux énergétiques supérieurs. Lorsque la matière soumise au rayonnement y est sensible, il s'y produit des réactions chimiques.

La partie du rayonnement ultraviolet absorbée par la matière et qui n'est pas utilisée à la réaction chimique est transformée en chaleur.

Dans la pratique, cet échauffement reste faible et le rayonnement ultraviolet est principalement utilisé dans le domaine des réticulations de films plastiques et des polymérisations de produits organiques comme les encres d'imprimerie, les laques et vernis, opérations qui sont souvent appelées improprement séchages

II-2-3-2. Loi fondamentale du rayonnement calorifique (loi de Stefan Boltzmann):

$$Q = S \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Où:

Q: Energie rayonnée ;
S : surface émissive ;

ε : émissivité. ($\varepsilon = 1$ pour un corps noir) ;

σ : constante de Boltzmann numériquement égale à $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}^4$
ou $4,96 \cdot 10^{-8} \text{ K cal/h. m}^2 \cdot \text{°K}^4$

Matériau	Température en °C	ε (émissivité)
Aluminium rugueux	20 - 50	0,006 - 0,07
Eau	0 - 100	0,95 - 0,96
Brique rouge	20	0,88 - 0,98
Peinture à huile de différents couleurs	100	0,92 - 0,96
Charbon	100 - 600	0,81 - 0,79

Tableau .II-1:émissivité de certains corps

III-1. Introduction :

L'application des différents modes de transfert de chaleur dans le design des appareils d'échange de chaleur est d'une grande importance.

Les dépenses thermiques au niveau d'une unité industrielle sont énormes et il est indispensable de récupérer cette énergie pour l'utiliser au mieux dans la chaîne de fabrication.

Donc, l'économie joue un rôle important dans l'élaboration des appareils pouvant réaliser les transferts de chaleur entre phases.

Plusieurs méthodes de design des appareils d'échange de chaleur ont été développées. Pour chaque application particulière, il faut choisir la méthode appropriée qui tient compte de tous les paramètres : surface d'échange, poids de l'appareil, économie.

III-2. Définition d'un échangeur de chaleur :

C'est un équipement dans lequel s'effectue l'échange de chaleur entre deux fluides de procédé Rappelons qu'indépendamment du niveau thermique auquel ils se trouvent lorsqu'ils circulent dans les échangeurs, le fluide qui cède de la chaleur est dit "fluide chaud" tandis que celui qui en reçoit est dit "fluide froid".

III-3. Principe de fonctionnement :

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

III-4. Classification des échangeurs de chaleur :

III-4-1. Selon le type de contact des fluides :

1) Contact direct :

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les 2 fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

2) Contact indirect :

Les 2 fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

III-4-2. Selon leur destination :**1) Les échangeurs et réfrigérants :**

Dans lesquels la chaleur est cédée par un fluide de procédé à un autre fluide de procédé sans aucun d'entre eux ne subisse de changement dans son état physique. Dans cet appareil par conséquent, l'échange de chaleur pourra s'effectuer d'un liquide à un autre, d'un gaz à un autre ou bien entre un liquide et un gaz. Les réfrigérants fonctionnent comme les précédents mais qui ont pour but de refroidir le fluide chaud du procédé au moyen d'un fluide réfrigérant, qui peut être indifféremment l'eau ou l'air.

2) Les condenseurs :

Lorsque le fluide passe, totalement ou partiellement, de la phase vapeur à la phase liquide, le fluide froid peut être l'eau de refroidissement, l'air. Ils permettent la condensation et le refroidissement des produits de tête de colonne.

3) Les rebouilleurs :

Lorsqu'un fluide de procédé se vaporise partiellement, le fluide chaud peut être de la vapeur d'eau ou bien un fluide chaud quelconque. Ils assurent une vaporisation partielle des produits de fond de colonne grâce à un produit chaud (gasoil de recyclage, vapeur d'eau).

4) Vaporisateurs :

Ils sont analogues aux précédents, mais ils transforment complètement le fluide de procédé en vapeur, de sorte qu'il n'y aura, à la sortie, que de la vapeur.

5) Préchauffeurs :

Lorsqu'ils chauffent, au préalable, avec de la vapeur ou un autre fluide de procédé, l'alimentation d'une unité de traitement.

III-4-3. Suivant la disposition des écoulements :

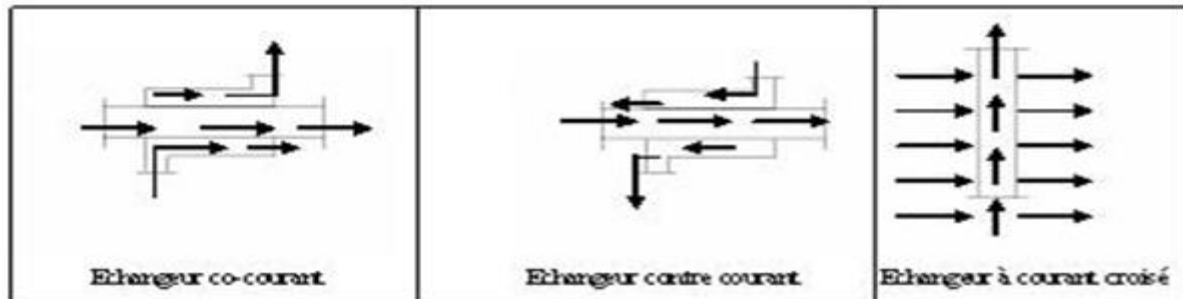
Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

1) Même sens « co-courants ».

2) Sens contraire « contre-courant ».

- 3) Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés »

Comme la figure le montre :



1. Echangeur co-courant 2. Echangeur contre-courant 3. Echangeur à courant croisé

Fig. III-1 : différent modes de circulation

III-4-4. Suivant les types d'échange :

1) Échangeur sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

2) Échangeur avec changement de phase:

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

a) l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

b) le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

c) le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid.

III-4-5. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs sont :

III-4-5-1. Échangeurs tubulaires :

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

1) **Echangeur monotube** : (*figure : III-2-a*), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent ;

2) **Echangeur coaxial** : (*figure : III-2-b*), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur ;

3) **Echangeur multitubulaire** : existant sous quatre formes :

➤ échangeur à tubes séparés (*figure : III-2-c*) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

➤ échangeur à tubes rapprochés (*figure : III-2-d*) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

➤ échangeur à tubes ailettes (*figure : III-2-e*) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

➤ échangeur à tubes et calandre (*figure : III-2-f*) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

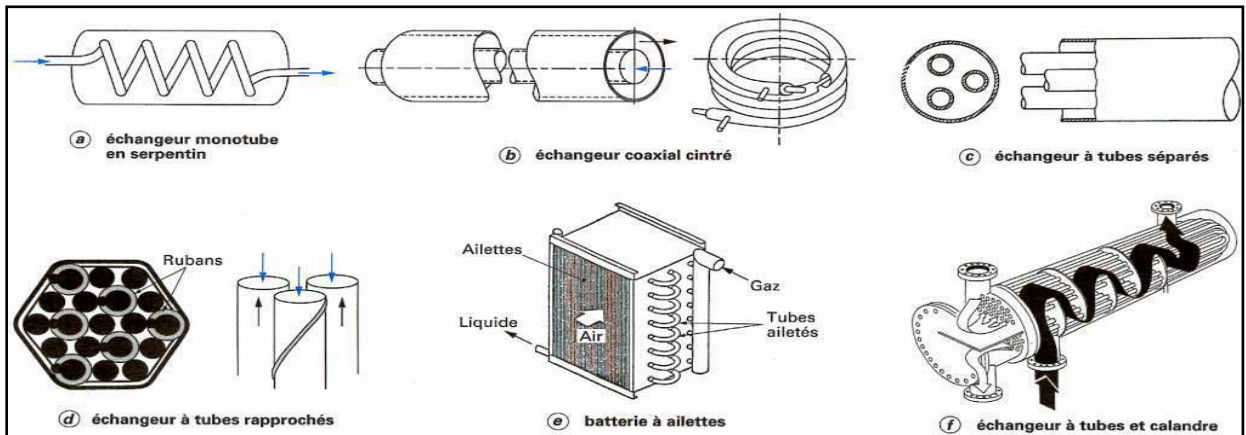


Fig. III-2 : Différents types d'échangeurs tubulaires

III-4-5-2. Échangeurs à plaques :

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. Suivant On distingue :

1) **Échangeurs à surface primaire** : Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

2) **Échangeurs à surface secondaire** : Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

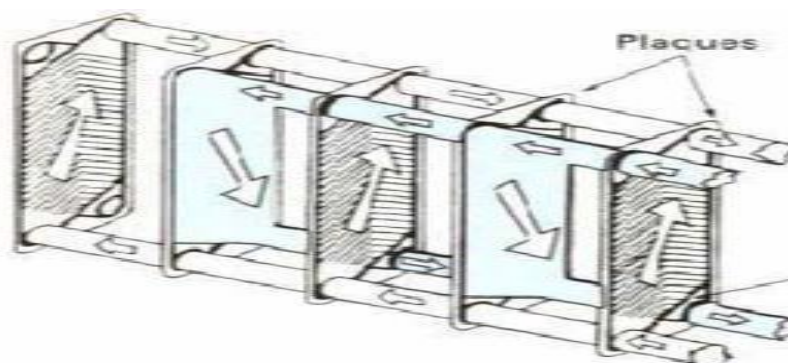


Fig. III-3: Échangeur à plaques

III-4-5-3. Autres types d'échangeurs :

1) Échangeurs régénératifs rotatifs et statiques :

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénératifs, les échangeurs à matrice tournante et statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait du balayage alternatif. Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

a) Échangeurs régénératifs rotatifs à matrice tournante (fig. III-4-a) :

Ils présentent deux types d'écoulement :

- ✓ un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement.
- ✓ un écoulement radial où la matrice est constituée d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement.

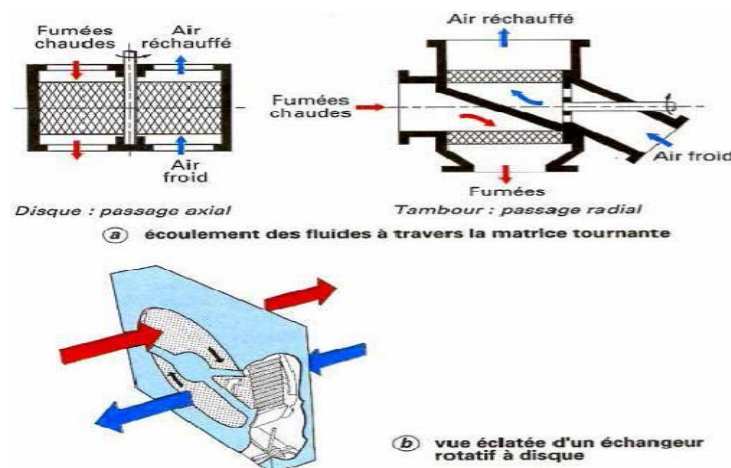


Fig. III-4-a: Échangeur rotatif à matrice tournante

b) Échangeurs régénératifs statiques (ou à valves) (fig. III-4-b) :

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid ,
Ces régénératifs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre.

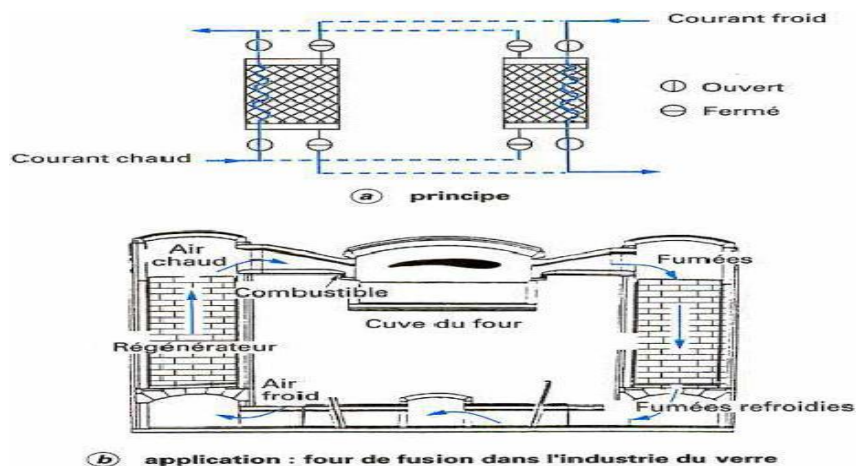


Fig. III-4-b : Échangeurs régénératifs statiques

2) Échangeurs à caloducs longitudinale :

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur.

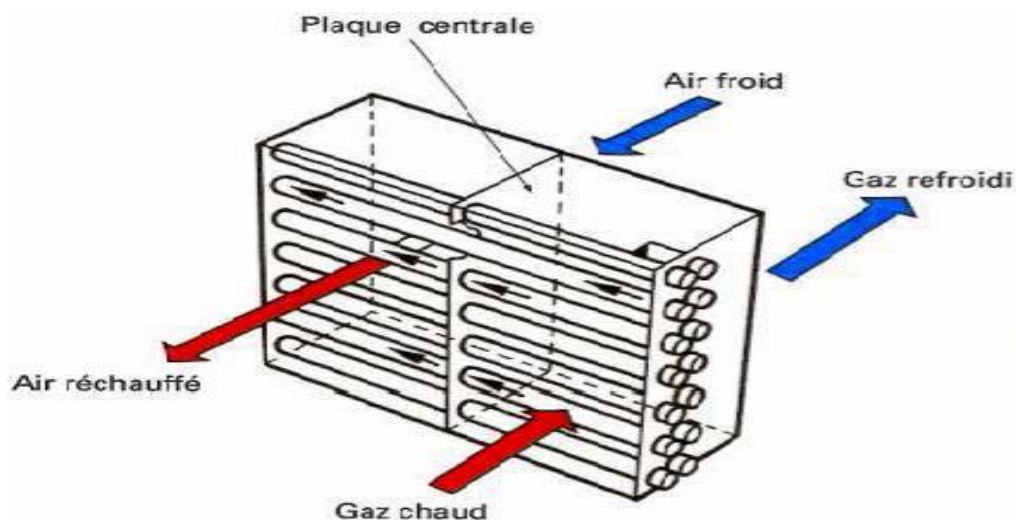


Fig. III-5 : Échangeur à caloducs

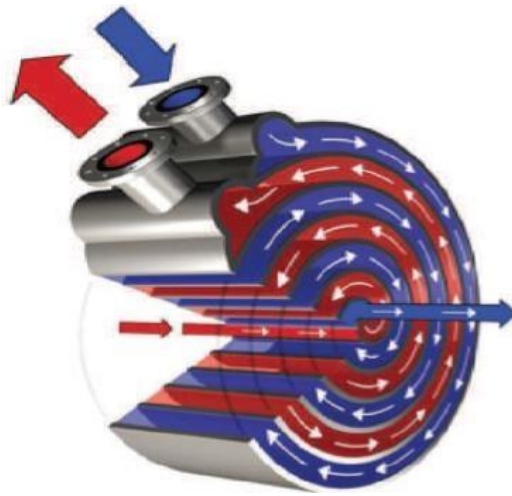
3) *Echangeur liquide-liquide (spirale) :*

Fig. III-6 : Échangeur à spirale

4) *Échangeur lamellaire :*

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



Fig. III-7 : Échangeur lamellaire

5) *Échangeurs à plaques brasées :*

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres. Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents.

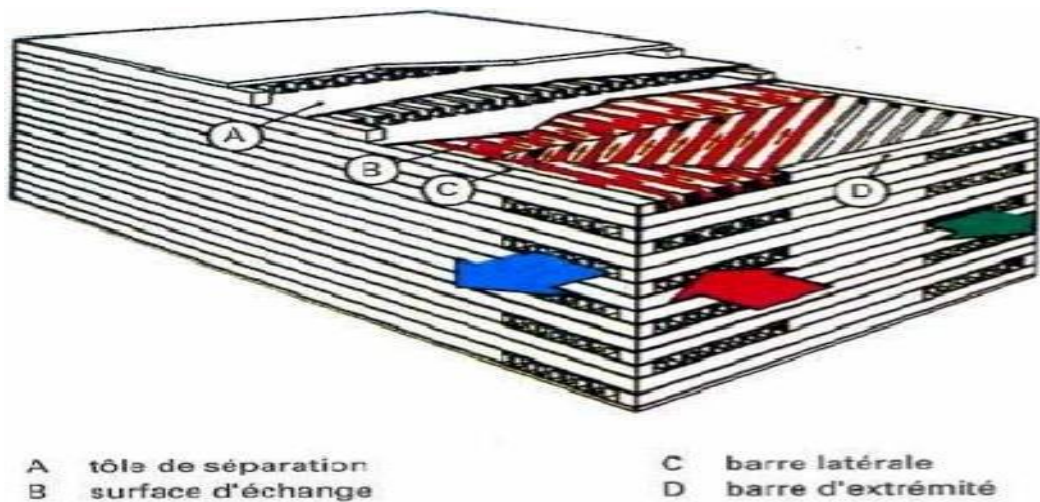


Fig. III-8 : Échangeur à plaques brasées

VI-1. Présentation de l'échangeur G11-GA-32-02 :

L'échangeur G11-GA-32-02 est de type faisceau et calandre, ce type d'appareils est le plus répandu au niveau des unités de traitement des hydrocarbures. Le principe du faisceau logé à l'intérieur d'une calandre a été également retenue dans la construction de condenseur et rebouilleur.

L'appareil est constitué par un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes.

A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution à une passe qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des faisceaux.

Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrée et de sortie, suivant le chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation nommée par TEMA (Standard of Tubular Exchanger Manufacturer Association) qui spécifie tous les éléments entrants dans la constitution des échangeurs.

Cette normalisation TEMA est complétée par d'autres codes tels que :

API: American Petroleum Institute.

ASME: American Standard for Mechanical Engineering.

❖ **Remarque:** Dans tout ce qui suit le nom de l'échangeur "G11-GA-32-02" va être réduit en "échangeur 02".

VI-1-1. Paramètres des éléments principaux de l'échangeur 02 :

Paramètres Eléments	Longueur [mm]	Diamètre [mm]	Epaisseur [mm]	Pression de service [bar]	Pression de calcul [bar]	Pression d'épreuve [bar]	Température de calcul (min/max) [°C]
Calandre	17574	1430	54	93	106	159	-45/90
Tubes	18000	19.05	2.11	22	71	107	-29/90
Plaque tubulaire	/	1538	1290	/	/	/	/

Tableau .VI -1 : Paramètres des éléments de l'échangeur.

VI -1-2. Les éléments principaux de l'échangeur 02 :

VI -1-2-1. Calandre

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé.

Les matériaux les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou les matières plastiques. Il semble que la limite technologique des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de 2 m.

La calandre de l'échangeur 02 est fabriquée en matériau SA 537 CL2 dont la composition chimique et les propriétés mécaniques sont inscrites dans les deux tableaux suivant :

Elément	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cu	Cr	Mo	Nb	V
Calandre SA 537 CL2	0.24	1~1.6	0.035	0.035	0.15 ~0.5	0.25	0.35	0.25	0.08	/	/

Tableau .VI -2 : composition chimique du matériau SA 537 CL2.

propriétés	La limite d'élasticité σ_e [MPa]	La résistance à la traction σ_r [MPa]	L'allongement minimum [%]	Réduction minimum [%]
Valeurs	415	550 ~ 690	30	/

Tableau .VI -3 : Propriétés mécanique du matériau SA 537 CL2.

VI -1-2-2. Tubes

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur (à la différence des tubes utilisés en tuyauterie).

Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis ; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, les cupronickels, le graphite, le verre ou les matières plastiques, pour notre cas le SA 334-6 dont la composition chimique et les propriétés mécaniques sont les suivantes :

Elément	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Nb	V
Tubes. SA 334-6	0.30	0.29 ~ 1.06	0.025	0.025	≥ 0.1	3.018	/	/	/	/

Tableau .VI -4 : composition chimique du matériau SA 334-6.

propriétés	La limite d'élasticité σ_e [MPa]	La résistance à la traction σ_r [MPa]	L'allongement minimum [%]	Réduction minimum [%]
Valeurs	240	415	30	/

Tableau .VI -5 : Propriétés mécanique du matériau SA 334-6.

Deux dispositions de tubes sont possibles : le pas triangulaire et le pas carré (*Fig.III-1*). La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage).

La disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique.

Le rapport du pas au diamètre extérieur des tubes sera au minimum de 1,25 et sera pris supérieur à 1,25 si l'on souhaite limiter les pertes de pression côté fluide dans la calandre ou pour les bouilleurs dégageant une forte quantité de vapeur.

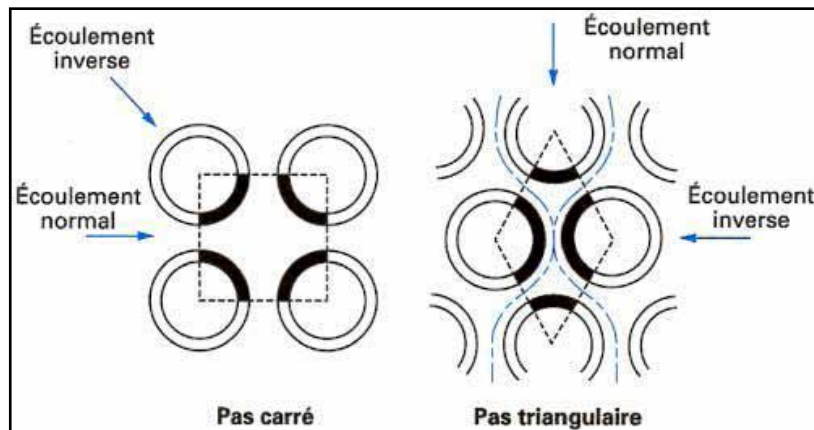


Fig. VI -1 : type de pas

On peut noter qu'il y a deux types de pas triangulaire (droit et incliné), pour notre échangeur on utilise le deuxième type de pas (triangulaire incliné).

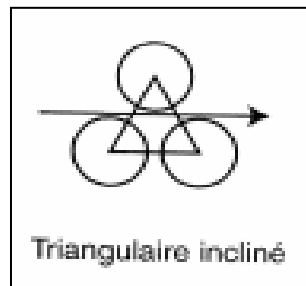


Fig. VI.2: Pas des tubes de l'changeur 02

VI -1-2-3. Plaque tubulaire

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

Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Un plaquage en acier inoxydable par exemple, peut se justifier dans le cas de plaques tubulaires déjà assez épaisses.

Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage ou par soudure, quelquefois aussi par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité.

Les plaques tubulaires sont les parties délicates des échangeurs.

Les interstices entre tubes et plaques sont des lieux privilégiés de corrosion (la concentration en produit agressif y est parfois très supérieure à celle mesurée dans les autres parties de l'échangeur, car il y a stagnation du fluide). Par ailleurs, des dilatations différentielles excessives peuvent faire céder les dudgeonnages ou les soudures.

Notre échangeur possède deux plaques tubulaires identiques fixes qui supportent les 2708 tubes, la fixation de ces derniers est assurée par dudgeonnage.

Le SA 350-LF2 CL1 est le matériau de fabrication des plaques tubulaires de l'échangeur 02 la composition chimique et les propriétés mécaniques de ce matériau sont inscrites dans les deux tableaux suivants :

Elément	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cu	Cr	Mo	Nb	V
Plaque tubulaire SA 350-LF2 CL1	0.30	0.60~1.35	0.035	0.04	0.15~ 0.30	0.4	0.4	0.3	0.12	0.02	0.08

Tableau .VI -6: composition chimique du matériau SA 350-LF2 CL1.

propriétés	La limite d'élasticité σ_e [MPa]	La résistance à la traction σ_r [MPa]	L'allongement minimum [%]	Réduction minimum [%]
Valeurs	250	485 ~ 655	30	30

Tableau .VI -7: Propriétés mécaniques du matériau SA 350-LF2 CL1.

VI -1-2-4. Chicanes

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau.

Dans le cas d'un transfert de chaleur sans changement de phase, il est intéressant d'augmenter la vitesse du fluide pour améliorer le coefficient d'échange.

La vitesse est d'autant plus élevée que les chicanes sont rapprochées pour l'écoulement transversal au faisceau de tubes (entre deux chicanes) et qu'elles ont une ouverture faible pour l'écoulement parallèle au faisceau de tubes (au passage de la chicane). Mais un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient global d'échange thermique et des pertes de pression acceptables.

Par ailleurs, les chicanes sont nécessaires pour augmenter la rigidité du faisceau.

L'échangeur 02 dispose de 56 chicanes à simple segmentation de 8 mm d'épaisseur et dont le matériau est le SA 516 – 70.

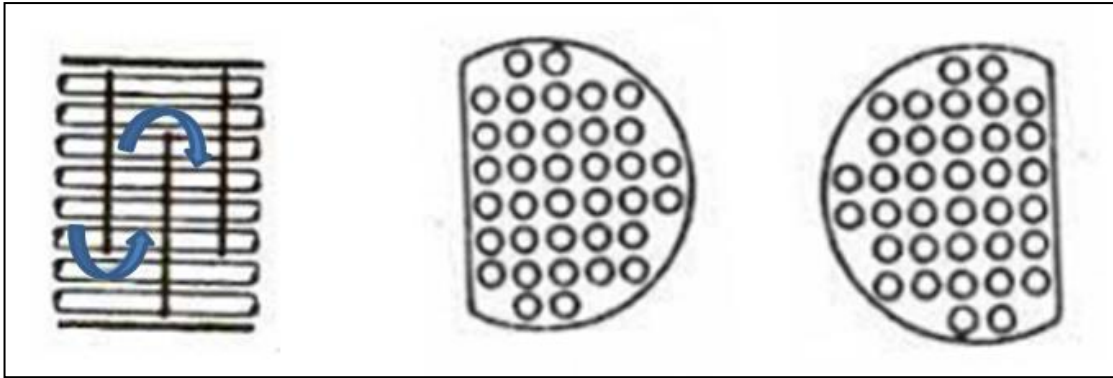


Fig. VI-3 : Type de chicanes pour l'échangeur 02 (Simple segmentaire, orientation verticale).

VI -1-2-5. Tirants et entretoises

Ce sont des dispositifs ou équivalents assurant la liaison du système de chicanes, qui ont pour objet de maintenir les chicanes et les plaques supports solidement en place. Les tirants et entretoises doivent être du même matériau que la calandre.

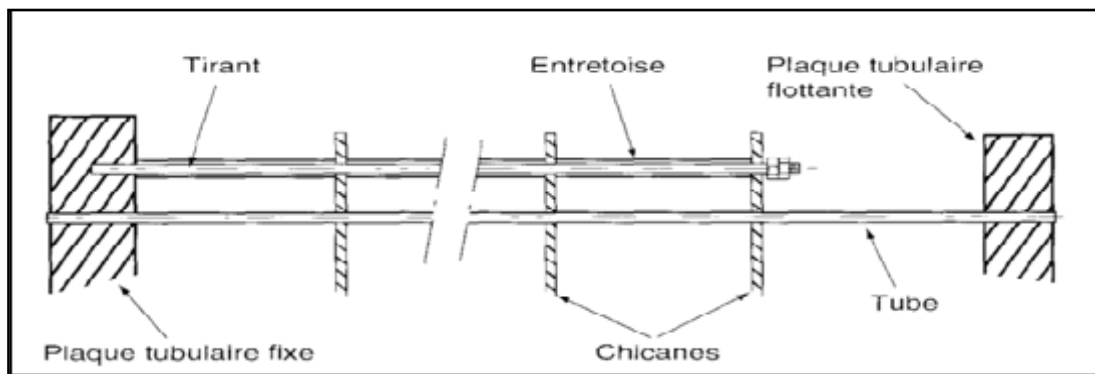


Fig. VI -4 schéma des tirants et entretoises.

On note que l'échangeur 02 dispose de :

- ❖ 440 entretoises de longueur 282 mm
- ❖ 54 entretoises de longueur 572 mm
- ❖ 9 entretoises de longueur 814 mm
- ❖ 1 entretoise de longueur 1104 mm
- ❖ 9 tirants de longueur 16820 mm
- ❖ 1 tirant de longueur 16530 mm

VI -1-2-6. Déflecteurs d'entrée :

Il sert à protéger, dans certains cas, le faisceau contre l'impact du fluide entrant ; il est nécessaire sur tout pour :

- les vapeurs saturées.
- les mélanges diphasiques et autres fluides.

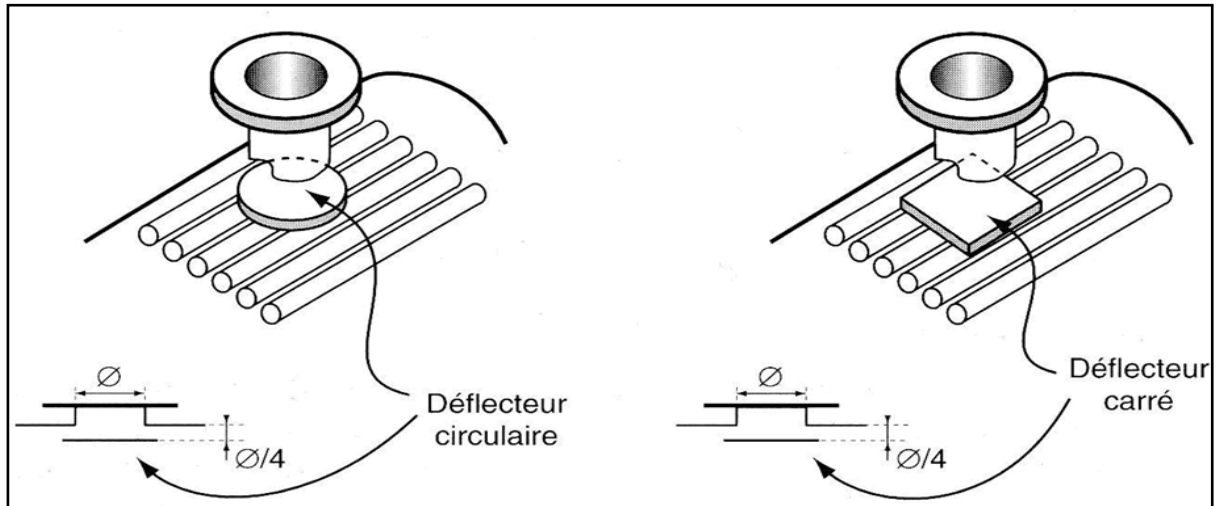


Fig. VI -5 : Systèmes de protection contre l'érosion

VI -1-2-7. Événements, drain et vidange :

Dans la conception d'un échangeur devant réchauffer ou refroidir du liquide, il faut s'assurer qu'aucune poche de gaz ne peut stagner et ainsi diminuer la surface efficace. Il est donc nécessaire de prévoir des piquages d'événements, de drain et de vidange.

V-1. Vérification thermique de l'échangeur 02 :

V-1-1. Introduction :

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

En générale le calcul de tout appareil comportera deux études parallèles : transfert de chaleur et perte de charge.

V-1-2. Procédure de la vérification : [1]

Etape 1 : Calcul du coefficient de transfert global requis

$$U_{req} = \frac{\Phi}{S_{tot} \cdot DTLM \cdot F}$$

Avec :

Φ : quantité de chaleur échangée en [J/s].

S_{tot} : surface d'échange obtenue à partir du dimensionnement de l'échangeur en [m²].

$$S_{tot} = N \cdot L \cdot s$$

N : nombre de tubes.

L : longueur des tubes en [m].

S : surface extérieur des tubes par mètre longueur, cette caractéristique est obtenue à partir des tableaux de dimensionnement standard des tubes des échangeurs en $\left[\frac{m^2}{m}\right]$.

DTLM : différences de température logarithmiques moyennes en [°C]

F : facteur de correction de DTLM.

Etape 2 : Calcul du coefficient de transfert global propre (sans encrassement) :

$$U_p = \frac{1}{\frac{d_0}{h_{i0} d_i} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_0}}$$

d_0 : diamètre extérieur de tube en (m).

d_i : diamètre intérieur de tube en (m).

h_{i0} : Coefficient de filme interne corrigé (coté tubes) en $\left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$.

h_0 : Coefficient de filme externe (coté calandre) $\left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$.

λ_p : Conductivité thermique de la paroi des tubes en (w/m. °c).

Etape 3 : Comparaison entre U_{req} et U_p :

- Si $U_p > U_{req}$ donc le calcul est satisfaisant, on passe à l'étape suivante.
- Si $U_p < U_{req}$ donc le calcul n'est pas satisfaisant.

Etape 4 : obtention des résistances d'encrassement R_i et R_0 (coté intérieur et extérieur des tubes respectivement) à partir des tableaux (annexe 1) et calcul de coefficient de transfert salé U_s (avec encrassement).

$$U_s = \frac{1}{\frac{d_0}{h_{i0}d_i} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda} + \frac{1}{h_0} + \frac{R_i d_0}{d_i} + R_0}$$

R_i : Facteur d'encrassement du fluide circulant coté tubes en ($m^2 \cdot ^\circ C/w$).

R_0 : Facteur d'encrassement du fluide circulant coté calandre en ($m^2 \cdot ^\circ C/w$).

Etape 5 : Comparaison entre U_{req} et U_s :

- Si $U_s > U_{req} \implies$ donc l'échangeur est en bon état thermique.
- Si $U_s < U_{req} \implies$ l'échangeur n'est pas en bon état thermique

V-1-3. Calcul de vérification thermique :

V-1-3-1. Conditions opératoires :

➤ **Coté faisceau** : (Gaz résiduel)

	Entrée	Sortie
Température T [°C]	- 8,9	49,3
Pression P [bar]	20,8	20,7
Débit massique \dot{M}_1 [Kg/h]	121948,5	121948,5

Tableau.V-1 : Paramètres opératoires du fluide circulant coté faisceau (Gaz résiduel).

➤ **Coté calandre** : (Gaz de charge)

	Entrée	Sortie
Température T [°C]	55,7	6,9
Pression P [bar]	92,1	91,2
Débit massique \dot{M}_2 [Kg/h]	83771,5	83771,5

Tableau.V-2 : Paramètres opératoires du fluide circulant coté calandre (Gaz de charge).

V-1-3-2. Propriétés physiques des deux fluides circulant dans l'échangeur :

L'obtention de ces propriétés est réalisée à l'aide de simulateur des procédés CHEMCAD, voir (annexe 2)

	ρ_m (Kg/m ³)	C_{p_m} (Kj/Kg.°C)	μ_m (N.s/m ²)	λ_m (w/m.°C)
Coté faisceau (Gaz résiduel)	18,1451	2,1247635	$1,12 \times 10^{-5}$	0,03108008
Coté calandre (Gaz de charge)	127,40045	3,597074	$1,6065 \times 10^{-5}$	0,04311207

Tableau.V-2 : Propriétés physiques des deux fluides circulant dans l'échangeur 02.

Avec :

ρ_m : La masse volumique moyenne en (Kg/m³)

C_{p_m} : La capacité thermique massique moyenne en (Kj/Kg.°C)

μ_m : La viscosité dynamique moyenne en (N.s/m²)

λ_m : La conductivité thermique moyenne en (w/m.°C)

- ❖ **Remarque** : dans ce qui suit les indices 1 et 2 désignent coté tube (gaz résiduel) et coté calandre (gaz de charge)

V-1-3-3. Calcul des quantités de chaleur échangées « Φ » :

➤ **Coté faisceau :**

$$\Phi_1 = \dot{M}_1 \cdot C_{p_{m1}} \cdot \Delta t$$

$$\Phi_1 = \frac{121948,5}{3600} (2,1247635) \cdot (49,3 - 8,9).$$

$$\Phi_1 = 4188,9728 \text{ KJ/s}$$

➤ **Coté calandre :**

$$\Phi_2 = \dot{M}_2 \cdot C_{p_{m2}} \cdot \Delta T$$

$$\Phi_2 = \frac{83711,5}{3600} (3,597074) \cdot (55,7 - 6,9).$$

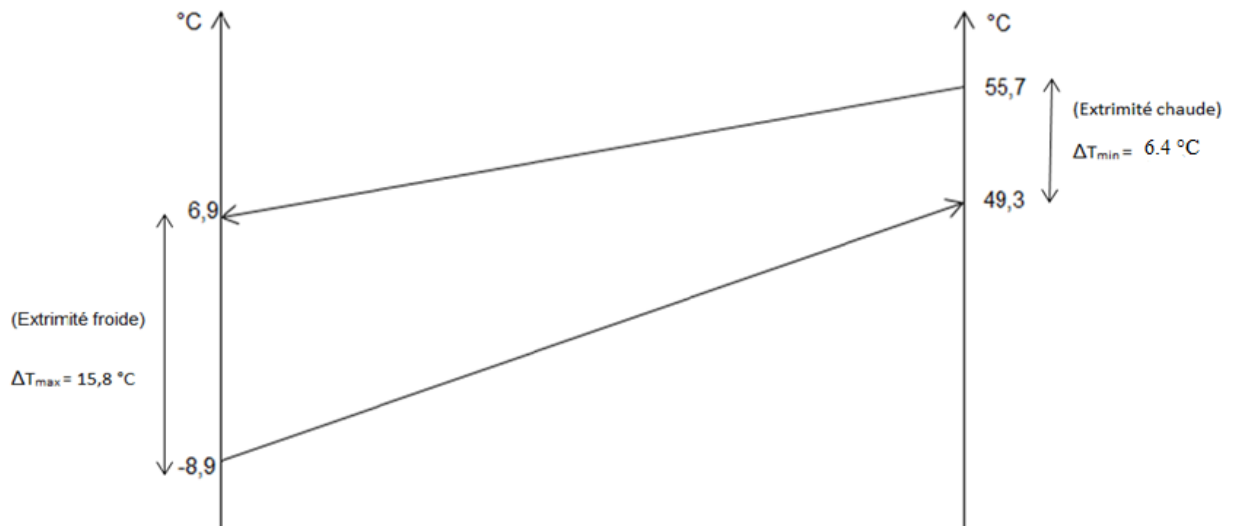
$$\Phi_2 = 4084,7021 \text{ KJ/s}$$

V-1-3-4. Efficacité de l'échangeur « E » :

$$E = \frac{\Phi_2}{\Phi_1}$$

$$E = \frac{4084,7021}{4188,9728} \Rightarrow E = 97,51 \%$$

- ❖ Dans ce qui suit on va prendre en considération dans le calcul la puissance Φ_1 car elle est la plus grande.

V-1-3-5. Calcul de l'écart logarithmique moyen de température (ΔTLM) :

On a $\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} = \frac{15,8}{6,4} = 2,468$

D'où: $\Delta TLM = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{15,8 - 6,4}{\frac{15,8}{6,4}} = 10,4 \text{ °C}$

Finalemment:

$\Delta TLM = 10,4 \text{ °C}$

V-1-3-6. Facteur de correction « F » :

Ce facteur varie selon le nombre de passe de chaque côté et le type d'écoulement des deux fluides dans l'échangeur (parallèle, croisé), il prend dans le cas idéal la valeur 1.

La valeur de « F » est tiré à partir des abaques en fonction des deux facteurs « P » et « R ».

On a :

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{(49,3 + 8,9)}{(55,7 + 8,9)} = 0,9$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(55,7 + 6,9)}{(49,3 + 8,9)} = 1,07$$

} F = 1 (annexe 3)

V-1-3-7. Calcul de coefficient d'échange global requis :

$$U_{req} = \frac{\Phi}{S_{tot} \cdot \Delta TLM \cdot F}$$

➤ Calcul de la surface d'échange total « S_{tot} » :

$$S_{tot} = N \cdot L \cdot s$$

N : nombre de tubes ; N = 2708.

L : longueur des tubes ; L = 18 m.

s : surface extérieur des tubes par mètre longueur, cette caractéristique est obtenue à partir des tableaux de dimensionnement standard des tubes des échangeurs (annexe 4), dans notre cas : $s = 0,1963 \left[\frac{ft^2}{ft} \right]$

$$s = 0,1963 \times \frac{0,0929}{0,3048} \left[\frac{m^2}{m} \right] = 0,05983 \left[\frac{m^2}{m} \right]$$

$$S_{tot} = 2708 \times 18 \times 0,1963 \times \frac{0,0929}{0,3048} \text{ donc : } \boxed{S_{tot} = 2916,36 \text{ m}^2.}$$

$$U_{req} = \frac{4188,9728 \times 10^3}{2916,36 \times 10,4 \times 1} \text{ alors : } \boxed{U_{req} = 138,11 (\text{w/m}^2 \cdot \text{°C})}$$

V-1-3-8. Calcul du coefficient de transfert global propre (sans encrassement) :

$$U_p = \frac{1}{\frac{d_0}{h_{i0} d_i} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_0}}$$

V-1-3-8-1. Calcul de coefficient de film interne « hi » :

a. Section de passage :

$$S_1 = \frac{N \times \pi \times d_i^2}{4} = \frac{2708 \times 3,14 \times (0,01483)^2}{4}$$

$$\boxed{S_1 = 0,4675 \text{ m}^2}$$

b. Vitesse massique « G₁ » :

$$G_1 = \frac{\dot{M}_1}{S_1} = \frac{121948,5}{3600 \times 0,4675} \text{ alors : } \boxed{G_1 = 72,46 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}}$$

c. Nombre de Reynolds « Re₁ » :

$$Re_1 = \frac{G_1 \times d_i}{\mu_{m_1}} = \frac{72,46 \times 0,01483}{1,12 \times 10^{-5}}$$

Alors : $R_{e1} = 9,59448 \times 10^4 > 10^4 \implies$ Le régime d'écoulement est *turbulent*.

d. **Nombre de Prandtl « P_{r1} » :**

$$P_{r1} = \frac{C_{pm1} \times \mu_{m1}}{\lambda_{m1}}$$

$$P_{r1} = \frac{2,1247637 \times 10^3 \times 1,12 \times 10^{-5}}{3,108008 \times 10^{-2}}$$

Donc : $P_{r1} = 0,76567$

e. **Nombre de Nusselt « N_{u1} » :**

Pour calculer le nombre de Nusselt en utilise l'équation de Seider-Tate (Seider-Tate equation) [2]

$$N_{u1} = 0,027 \times R_{e1}^{0,8} \times P_{r1}^{0,33} \times \Phi_1 .$$

Avec: $\Phi_1 = \left[\frac{\mu_{c1}}{\mu_{m1}} \right]^{0,14} = \left[\frac{1,08 \times 10^{-5}}{1,12 \times 10^{-5}} \right]^{0,14}$ $\Phi_1 = 0,95938$

Φ_1 : Facteur de correction de la viscosité dynamique coté tubes.

μ_c : viscosité dynamique du fluide à la pression atmosphérique et à la température donnée, comme les autres propriétés physiques des deux fluides elle est tirée à partir de CHEMCAD (annexe 5)

$$N_{u1} = 0,027 \times (9,59448 \times 10^4)^{0,8} \times (0,76567)^{0,33} \times 0,95938$$

$$N_{u1} = 229,2545$$

❖ **Coefficient de film interne « h_i » :**

$$h_i = \frac{N_{u1} \times \lambda_{m1}}{d_i}$$

$$h_i = \frac{229,2545 \times 3,108008 \times 10^{-2}}{0,01483}$$

$$h_i = 480,4617 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°c}$$

Coefficient de film interne corrigé « h_{i0} » :

$$h_{i0} = h_i \times \frac{d_i}{d_0}$$

$$h_{i0} = 480,4617 \times \frac{14,43}{19,05}$$

$$h_{i0} = 374,0287 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°c}$$

V-1-3-8-2. Calcul de coefficient de film externe « h_0 » :**a. Section par calandre « a_c » :**

$$a_c = \frac{D_{int} \times (P - d_0) \times B}{P}$$

D_{int} : diamètre intérieur de la calandre en (m).

P : Pas des tubes en (m).

d_0 : Diamètre extérieur de tube en (m).

B : Espacement entre les chicanes en (m).

$$a_c = \frac{1,43 \times (0,02381 - 0,01905) \times 0,29}{0,02381}$$

$$a_c = 0,0829 \text{ m}^2$$

b. Vitesse massique « G_2 » :

$$G_2 = \frac{\dot{M}_2}{a_c}$$

$$G_2 = \frac{83771}{3600 \times 0,0829}$$

alors :

$$G_2 = 280,7 \text{ Kg/m}^2.\text{s}$$

c. Nombre de Reynolds « Re_2 » :

$$Re_2 = \frac{G_2 \times d_0}{\mu_{m2}}$$

$$Re_2 = \frac{280,7 \times 0,01905}{1,6065 \times 10^{-5}}$$

$$Re_2 = 3,328562 \times 10^5 > 10^4 \implies \text{Le régime d'écoulement est } \textit{turbulent}$$

d. Nombre de Prandtl « P_{r2} » :

$$P_{r2} = \frac{C_{p_{m2}} \times \mu_{m2}}{\lambda_{m2}} = \frac{3,597074 \times 10^3 \times 1,6065 \times 10^{-5}}{4,311207 \times 10^{-2}}$$

Donc :

$$P_{r2} = 1,34$$

e. Nombre de Nusselt « N_{u2} » :

Pour calculer le nombre de Nusselt (coté calandre) en utilise la méthode de Kern [2]

$$N_{u1} = 0,36 \times R_{e2}^{0,55} \times P_{r2}^{0,33} \times \phi_2 .$$

Avec:

ϕ_2 : Facteur de correction de la viscosité dynamique coté calandre.

$$\phi_2 = \left[\frac{\mu_{c2}}{\mu_{m2}} \right]^{0,14} = \left[\frac{1,06 \times 10^{-5}}{1,6065 \times 10^{-5}} \right]^{0,14}$$

$$\phi_2 = 0,9434$$

$$N_{u2} = 0,36 \times (3,328562 \times 10^5)^{0,55} \times (1,34)^{0,33} \times 0,9434$$

$$N_{u2} = 409,95$$

❖ Coefficient de film externe « h_0 » :

$$h_0 = \frac{N_{u2} \times \lambda_{m2}}{d_0}$$

$$h_0 = \frac{409,95 \times 4,311207 \times 10^{-2}}{0,01905}$$

$$h_0 = 927,75 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°c}$$

$$U_p = \frac{1}{\frac{19,05}{374,0287 \times 14,83} + \frac{0,01905 \times \ln\left(\frac{19,05}{14,83}\right)}{2 \times 52} + \frac{1}{927,75}} = 219,29$$

Donc : $U_p = 219,29 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°c}$

On a: $U_p > U_{rec} \implies$ Le calcul est satisfaisant, on passe à l'étape suivante :

V-1-3-9. Calcul de coefficient de transfert sale « U_s » :

$$U_s = \frac{1}{\frac{d_0}{h_{i0} \cdot d_i} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda} + \frac{1}{h_0} + \frac{R_i d_0}{d_i} + R_0}$$

Les deux facteurs R_i et R_o sont tirés à partir des tableaux de (annexe 1)

Pour notre cas : $R_i = 0,001 \text{ (h.ft}^2 \cdot \text{°F/Btu)} = 0,000172248 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C/w)}$

$R_o = 0,001 \text{ (h.ft}^2 \cdot \text{°F/Btu)} = 0,000172248 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C/w)}$

$$U_S = \frac{1}{\frac{19,05}{374,0287 \times 14,83} + \frac{0,01905 \times \ln\left(\frac{19,05}{14,83}\right)}{2 \times 52} + \frac{1}{927,75} + \frac{0,000172248 \times 19,05}{14,83} + 0,000172248}$$

$$U_S = 201,87 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$U_S > U_{rec} \implies$ Donc notre échangeur est en bon état thermique.

V-1-3-10. Vérification de la résistance d'encrassement R_s :

$$R_s = \frac{U_P - U_S}{U_P \times U_S} = \frac{219,29 - 201,87}{219,29 \times 201,87} = 3,935 \times 10^{-4}$$

$$R_s = 3,935 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

❖ Comparons cette valeur avec la valeur de résistance admissible d'encrassement $[R_s]$ (annexe 6) qui égal à $1,72 \times 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$

$R_s < [R_s] \implies$ l'échangeur 02 est dans une marge de sécurité.

V-1-4. Calcul des pertes de charge [3]**V-1-4-1. Calcul coté faisceau :****a. pertes de charge dans les tubes :**

$$\Delta P_t = \frac{f_t \cdot L \cdot G_1^2}{d_i \cdot \phi_1 \cdot \rho_m}$$

d_i diamètre intérieur de tube en (mm)

L longueur de tube en (mm)

ρ_m masse volumique moyenne de gaz résiduel.

f_t coefficient de friction coté tube, en fonction de régime d'écoulement :

- Pour un régime **turbulent** ($Re_1 = 9,59448 \times 10^4 > 10^4$) avec tubes lisses:

$$f = 0.0028 + 0.250 \times Re_1^{-0.32} = 0.0028 + 0.250 \times (9,59448 \times 10^4)^{-0.32} = 9.163 \times 10^{-3}$$

$$\Rightarrow f = 9.163 \times 10^{-3}$$

D'où :

$$\Delta P_t = \frac{9.163 \times 10^{-3} \times 18 \times (260052.4064)^2}{0,01483 \times 0,95938 \times (3600)^2 \times 18.1451} = 3334.049 \text{ Pa} \quad \Rightarrow \quad \Delta P_t = 3334.049 \text{ Pa}$$

b. pertes de charge dans la boîte de distribution :

$$\Delta P_B = \frac{2 \cdot n_t \cdot G_1^2}{\rho_m}$$

Avec : n_t nombre de passes coté tube qui égale à 1.

$$\text{Alors : } \Delta P_B = \frac{2 \times 1 \times (260052.4064)^2}{18,1451} = 578.70 \text{ Pa} \quad \Rightarrow \quad \Delta P_B = 578.70 \text{ Pa}$$

➤ perte de charge totale coté faisceau :

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_B + \Delta P_t = 3334.049 + 578.70 = 3912.8 \text{ Pa}$$

$\Delta P_{\text{total}} = 3912.8 \text{ Pa} = 0.04 \text{ bar}$
--

V-1-4-2. Calcul coté calandre:

$$\Delta P_{\text{calandre}} = \frac{n_c \cdot f_c \cdot G_2^2 \cdot (N_C + 1) \cdot D_C}{1,271 \times 10^{15} \cdot d' \cdot D_e \cdot \phi_2}$$

Avec :

N_C : nombre de chicanes qui égal à 56.

d' : densité du fluide qui égale à 1.257 à la température calorique $T_C = 20.74 \text{ }^\circ\text{C}$ (annexe 7)

➤ **Détermination des températures caloriques T_C, t_c :**

$$\begin{cases} t_c (\text{coté tube}) = t_1 + F_C(t_2 - t_1) \\ T_C(\text{coté calandre}) = T_2 + F_C(T_1 - T_2) \end{cases} \quad \text{Avec : } F_C = \frac{\Delta T_{LM} - \Delta T_{min}}{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}} = \frac{10.04 - 6.4}{15.8 - 6.4} = 0.425$$

$$F_C = 0.425$$

$$\text{Alors : } \begin{cases} t_c = -8.9 + 0.425(49.3 - (-8.9)) = 15.835 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_C = 6.9 + 0.425(55.7 - 6.9) = 20.74 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}$$

n_c : nombre de passes coté calandre qui égale à 1.

D_C : diamètre extérieur de la calandre qui égal à 1.538 mm

D_e : diamètre équivalent en m

d_0 : diamètre extérieur des tubes qui égale à 19.05 mm

f_c : coefficient de friction coté calandre.

Tel que :

- Pour un pas triangulaire ($P = 23.81 \text{ mm}$) on a :

$$D_e = \frac{3.464 \cdot P^2}{\pi d_0} - d_0 = \frac{3.464 \cdot (0.02381)^2}{\pi \times 0.01905} - 0.01905$$

$$D_e = 0.01356 \text{ m}$$

- Pour un régime **turbulent** ($Re_2 = 3,328562 \times 10^5 > 10^4$):

$$f_c = 1.50 \times \left(\frac{d_0}{(P-d_0) \times Re_2} \right)^{0.2} = 1.50 \times \left(\frac{0.01905}{(0.02381 - 0.01905) \times 3,328562 \times 10^5} \right)^{0.2} = 0.1661$$

$$f_c = 0.1661$$

$$\text{Donc : } \Delta P_{\text{calandre}} = \frac{1 \times 0.1661 \times (1010506.634)^2 \times (56+1) \times 1.538}{1,271 \times 10^{15} \times 1.257 \times 0.01356 \times 0.9434} = 0.71$$

$$\Delta P_{\text{calandre}} = 0.71 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 0.70 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{calandre}} = 0.70 \text{ bar}$$

V-1-5. Interprétations

- ❖ Le nombre de Reynolds calculé est supérieur à 10^4 dans les deux côtés de l'échangeur, ce qui implique un régime d'écoulement turbulent.
- ❖ Les coefficients de transfert propre (U_p) et sale (U_s) sont tous deux supérieur à U_{req} (coefficient de transfert requis).
- ❖ La résistance d'encrassement calculée par la formule de Kern ($R_s = 3,935 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$) est inférieure à la résistance d'encrassement admissible prise à partir des tableaux de littérature en fonction des fluides circulants dans l'échangeur ($R_{\text{adm}} = 1,72 \times 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$).

V-1-6. Conclusions

- ❖ Le régime turbulent existe dans le côté tube et côté calandre, ce qui assure un bon transfert de chaleur.
- ❖ D'après le critère de comparaison suivi, les valeurs des coefficients globaux U_p et U_s sont satisfaisant, au de là on peut conclure que notre échangeur est en bon état thermique.
- ❖ La comparaison de la résistance d'encrassement calculée avec l'admissible nous a montré que notre échangeur se trouve dans une marge de sécurité.
- ❖ Les deux pertes de charge calculées (coté tube et coté calandre) sont négligeables.

V-2. Simulation thermique de l'échangeur 02 à l'aide de simulateur CHEMCAD

V-2-1. Le simulateur CHEMCAD brièvement [4]:

CHEMCAD est un environnement puissant et flexible pour la simulation des processus chimiques.

Ce logiciel assure des avantages importants pour les utilisateurs :

- ✓ A Portée de main les dernières techniques de génie chimique.
- ✓ Toutes les fonctionnalités réunies dans un seul environnement logiciel.
- ✓ Connexion transparente à l'environnement informatique de génie chimique avec des liens vers des outils tels que: Excel et Word.

CHEMCAD combine une vaste base de données de composants chimiques, une grande bibliothèque de données thermodynamiques et une bibliothèque d'opération les plus courants de l'unité.

En outre le programme est personnalisable pour permettre personnalisés les produits chimiques, thermodynamiques, opération unitaires et les calculs et les rapports et tous les ingrédients pour une expérience utilisateur puissante.

Pour les échangeurs de chaleur ce simulateur nous propose 03 modes de simulations :

- ***Rating*** : L'utilisateur doit fournir les conditions d'entrée (T, P, D,...etc.) et les détails géométriques de l'échangeur (diamètres, longueur, nombre des tubes,...etc.) et le programme calcule les paramètres thermiques (chaleur échangée, températures de sortie,...etc.) et d'autre paramètres.
- ***Désign*** : A partir des conditions d'entrée et de sortie qui sont données par l'utilisateur le programme donne les paramètres géométriques optimaux de l'échangeur.
- ***Fouling rating*** : L'utilisateur doit fournir les conditions d'entrée et les détails géométriques de l'échangeur.
Le programme calcule les facteurs d'encrassement requis pour obtenir les performances spécifiques de l'échangeur à partir des paramètres données par l'utilisateur.

V-2-2. Simulation de l'échangeur 02:

V-2-2-1. En mode Rating :

➤ Sans encrassement :

a) Etapes suivies :

Etape 01: Réalisation de l'échangeur

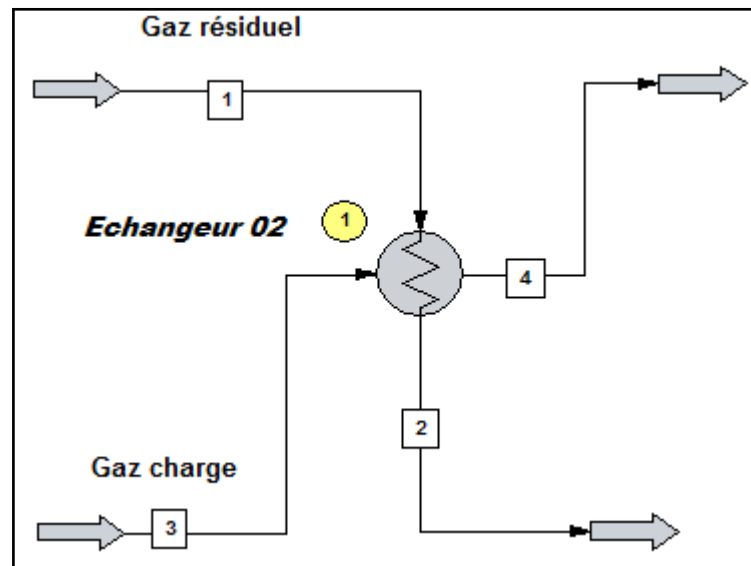


Fig. V-1 : schéma de l'échangeur 02 réalisé par CHEMCAD

Etape 02: Sélection des composants pour les deux fluides

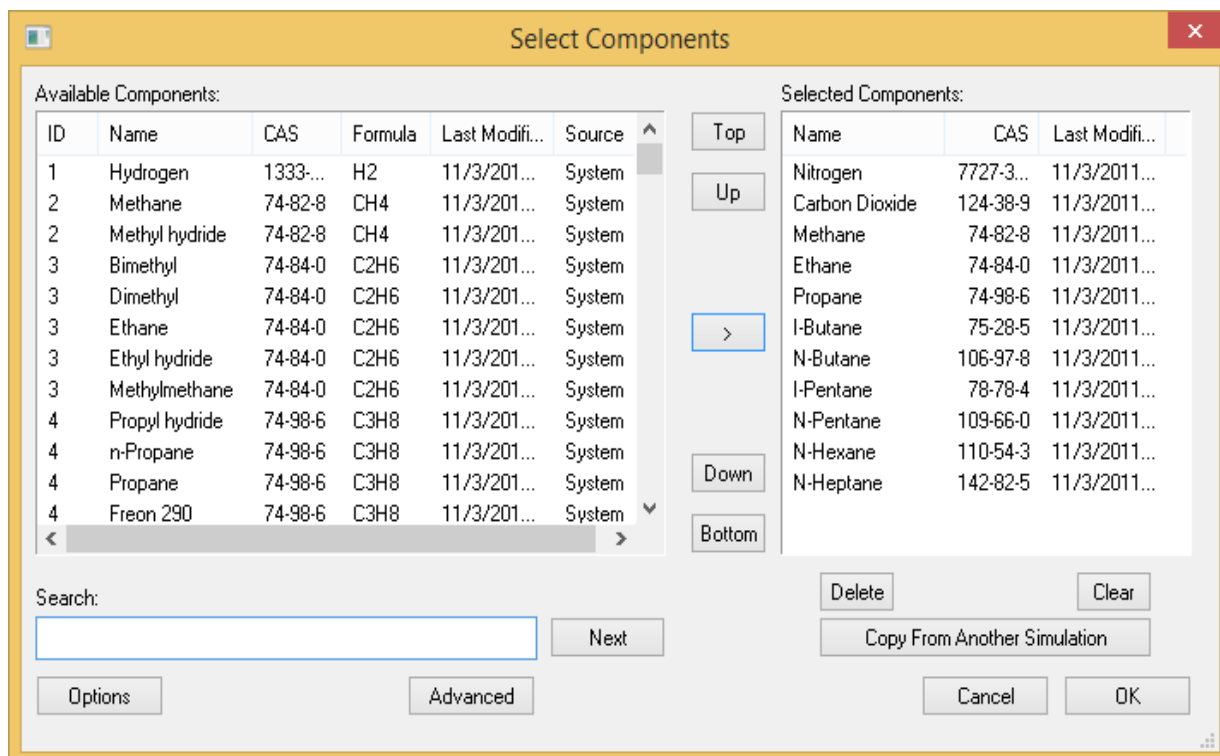


Fig. V-2 : compositions chimique des deux fluides

Etape 03: introduction des paramètres d'entrée pour les deux fluides

The figure shows two 'Edit Streams' dialog boxes side-by-side. The left dialog is for Stream No. 1, 'Gaz résiduel', and the right is for Stream No. 3, 'gaz charge'. Both have 'Flash' selected and 'OK' buttons.

Stream No.	1	3
Stream Name	Gaz résiduel	gaz charge
Temp C	-8.9	55.7
Pres bar	20.8	92.1
Vapor Fraction	1	1
Enthalpy MJ/h	-508217	-309163
Total flow	6118.95	3585.15
Total flow unit	kmol/h	kmol/h
Comp unit	kmol/h	kmol/h
Nitrogen	173.75	90.3501
Carbon Dioxide	122.65	63.7999
Methane	4578.4	2380.75
Ethane	1185.7	627
Propane	58.45	282.15
I-Butane	0	25.45
N-Butane	0	73.8501
I-Pentane	0	13.6
N-Pentane	0	17.9
N-Hexane	0	7.89998
N-Heptane	0	2.4

Fig. V-3 : conditions d'entrée (coté calandre/coté tube)

Etape 04: choix des paramètres

- Paramètres généraux : d'après cette fenêtre on peut choisir le mode de simulation

The 'General Specifications' dialog box shows various settings for the heat exchanger simulation. The 'Calculation mode' is set to 'Rating' and is circled in red. Other settings include TEMA class/standard (TEMA R), Orientation (Horizontal), TEMA front end head (N - Channel with Tubesheet & Removable Cover), TEMA shell type (E - One Pass), and TEMA rear end head (L - Fixed Tubesheet (A head)). The 'TUBE SIDE' is 'Gaz résiduel' and 'SHELL SIDE' is 'Gaz de charge'. The process type is 'Sensible Flow'. Fouling factor and Optional h Coeff. are set to empty boxes.

Fig. V-4 : Paramètres générales de l'échangeur 02

➤ Paramètres des tubes

- Tube Specifications -

Number of tubes: 2708

Number of tube passes: 1

Tube outer diameter: 0.01905 m

Tube wall thickness: 0.00211 m

Tube length: 18 m

Roughness factor: m

Tube pattern: Rotated Triangular (60)

Tube pitch: 0.0238125 m

Trufin tube code: Plain tube

Turbulator: No Turbulator

Tubesheet thickness: 0.21 m

Number of tubesheets: 2

Buttons: Help, Cancel, OK

Fig. V-5 : paramètres des tubes

➤ Paramètres de la calandre

- Shell Specifications -

Shell diameter: 1.43 m

Calculate tube count: []

Number of exchangers in parallel: 1

Number of exchangers in series: 1

Untubed area/OTL area of tube sheet: []

Impingement protection: Use impingement plates

Buttons: Help, Cancel, OK

Fig. V-6 : paramètres de la calandre

➤ Paramètres des chicanes

- Baffle Specifications -

Baffle type: Single segmental

	Specified	Calculated	
Number of baffles	56	56	
Spacing definition	Center-Center		
Inlet spacing	0.814	0.814	m
Center spacing	0.290036	0.290036	m
Outlet spacing	0.814	0.814	m
Baffle thickness	0.008	0.008	m

Baffle cut percent: 4.5 percent

Basis of cut: Area

Baffle cut orientation: Vertical

Intermediate baffles per baffle space:

X overlap: m

Buttons: Help, Cancel, OK

Fig. V-7 : paramètres des chicanes

➤ Paramètre des tubulures

- Nozzle Specifications -

	--- TUBE ---		--- SHELL ---	
Inlet diameter	0.3556	m	0.3048	m
Outlet diameter	0.3556	m	0.3048	m
	<input type="checkbox"/> Longneck		<input type="checkbox"/> Longneck	
Orientation	Opposite Side			
Tubeside flow enters	<input checked="" type="radio"/> Bottom nozzle <input type="radio"/> Top nozzle			

Buttons: Help, Cancel, OK

Fig. V-8 : Paramètre des tubulures

➤ Paramètres des espaces

- Clearance Specifications -

Diametrical clearances

Baffle to shell	0.006	m
Shell to outer tube limit	0.051	m
Tube to baffle hole	0.0007	m

In Line Pass Partition

		m
Space at Top of Bundle		m
Space at Bottom of Bundle		m
Pass Clearance Lane		m

Help Cancel OK

Fig. V-9 : Paramètres des espaces

➤ Paramètres des matériaux

- Material Specifications -

Tube material 6 A-334-6

Tubesheet material A-350-LF2

Shell material A-537-2

Channel material A-516-70

Baffle material A-516-70

For vibration analysis

Optional density		kg/m3
Elastic modulus		bar

Help Cancel OK

Fig. V-10 : Paramètres des matériaux

b) Les résultats :

CHEMCAD 6.5.6		Page 1			
Simulation: Echangeur 02 default		Date: 05/30/2016 Time: 15:01:45			
FLOW SUMMARIES:					
Stream No.	1	2	3	4	
Stream Name	1300		1130		
Temp C	-8.9000*	50.0497	55.7000*	5.8601	
Pres bar	20.8000*	20.7099	92.1000*	91.4929	
Enth MJ/h	-5.0822E+005	-4.9293E+005	-3.0916E+005	-3.2445E+005	
Vapor mole frac.	1.0000	1.0000	1.0000	0.84175	
Total kmol/h	6118.9502	6118.9502	3585.1499	3585.1499	
Total kg/h	121948.0000	121948.0000	83794.4688	83794.4688	
Total std L m3/h	362.5042	362.5042	226.2202	226.2202	
Total std V m3/h	137147.98	137147.98	80356.29	80356.29	
Flow rates in kg/h					
Nitrogen	4867.4326	4867.4326	2531.0676	2531.0676	
Carbon Dioxide	5397.8262	5397.8262	2807.8335	2807.8335	
Methane	73451.2578	73451.2578	38194.3711	38194.3711	
Ethane	35654.0000	35654.0000	18853.8887	18853.8887	
Propane	2577.4114	2577.4114	12441.6865	12441.6865	
I-Butane	0.0000	0.0000	1479.2303	1479.2303	
N-Butane	0.0000	0.0000	4292.3892	4292.3892	
I-Pentane	0.0000	0.0000	981.2400	981.2400	
N-Pentane	0.0000	0.0000	1291.4850	1291.4850	
N-Hexane	0.0000	0.0000	680.7966	680.7966	
N-Heptane	0.0000	0.0000	240.4896	240.4896	

```

*** Equip. 1 ***
* Warning: Flash condition near or above critical point.

Equip. No. 1
Name
1st Stream dp bar 0.6071
2nd Stream dp bar 0.0901
U W/m2-K 220.1905
Area/shell m2 2776.5225
Shells in Series 1
No. of SS Passes 1
No. of TS Passes 1
Calc Ht Duty MJ/h 15284.4375
LMTD (End points) C 9.4872
LMTD Corr Factor 1.0000
Calc U W/m2-K 220.1905
Calc Area m2 2776.5225
1st Stream Pout bar 91.4929
2nd Stream Pout bar 20.7099
P1 out specified bar 91.4929
P2 out specified bar 20.7099
Simulation Mode 1
Syphon Recir. Tout C 55.7000

```

c) *Discussion des résultats :*

	<i>Paramètres opératoires</i>		<i>Paramètres calculés par CHEMCAD</i>	
	Sortie Tube	Sortie calandre	Sortie Tube	Sortie calandre
<i>Température de sortie (°C)</i>	49.3	6.9	50.049	5.86
<i>Pression de sortie (bar)</i>	20.7	90.3	20.7099	90.4929
<i>Débit massique (Kg/h)</i>	121948.5	83771.5	121948	83794.4688

- ❖ Les paramètres de sorties trouvés par le simulateur CHEMCAD sont presque identiques aux paramètres opératoires, cela veut dire que notre simulation est juste.

	<i>Paramètres calculés analytiquement</i>		<i>Paramètres calculés par CHEMCAD</i>	
	<i>Coté tube</i>	<i>Coté calandre</i>	<i>Coté tube</i>	<i>Coté calandre</i>
<i>Pertes de charge (bar)</i>	0.04	0.7	0.0901	0.6071
<i>Chaleur échangée (MJ/s)</i>	4.1889728		4.229311	
<i>Coefficient de transfert global (W/m². °C)</i>	219.29		220.19	

- ❖ Pour la chaleur échangée, il y a une petite différence entre la valeur calculée et celle trouvée par CHEMCAD, cela est due à la légère différence entre les températures de sortie comparées préalablement.
- ❖ Le coefficient de transfert global trouvé analytiquement est presque égal à celui trouvé par CHEMCAD, ce qui montre la concordance entre les méthodes de calcul analytique et utilisés par le simulateur.
- ❖ Les pertes de charge sont similaires coté calandre, alors qu'on enregistre une faible différence coté tube.

➤ *Avec encrassement*

a) *Introduction des facteurs d'encrassement :*

On introduit les facteurs d'encrassement qui sont tirés à partir des tableaux (annexe 1) dans la fenêtre « general specification » et on refait la simulation d'une façon similaire au mode « Rating sans encrassement ».

Fig. V-11 : Introduction des facteurs d'encrassement.

b) *les résultats :*

```

*** Equip. 1 ***
* Warning: Flash condition near or above critical point.

Equip. No. 1
Name
1st Stream dp bar 0.6057
2nd Stream dp bar 0.0901
U W/m2-K 202.3758
Area/shell m2 2776.5225
Shells in Series 1
No. of SS Passes 1
No. of TS Passes 1
Calc Ht Duty MJ/h 15145.8984
LMTD (End points) C 9.9867
LMTD Corr Factor 1.0000
Calc U W/m2-K 202.3758
Calc Area m2 2776.5225
1st Stream Pout bar 91.4943
2nd Stream Pout bar 20.7099
P1 out specified bar 91.4943
P2 out specified bar 20.7099
Simulation Mode 1
Tube fouling m2-K/W 0.0002
Shell fouling m2-K/W 0.0002
Syphon Recir. Tout C 55.7000

```

o)

CHEMCAD 6.5.6		Page 1			
Simulation: Echangeur 02		Date: 06/08/2016 Time: 07:50:28			
STREAM PROPERTIES					
Stream No.	1	2	3	4	
Name	1300		1130		
- - Overall - -					
Molar flow kmol/h	6118.9502	6118.9502	3585.1499	3585.1499	
Mass flow kg/h	121948.0000	121948.0000	83794.4609	83794.4609	
Temp C	-8.9000	49.5256	55.7000	6.2157	
Pres bar	20.8000	20.7099	92.1000	91.4943	
Vapor mole fraction	1.000	1.000	1.000	0.8460	
Enth MJ/h	-5.0822E+005	-4.9307E+005	-3.0916E+005	-3.2431E+005	
Tc C	-49.0085	-49.0085	-12.4983	-12.4983	
Pc bar	58.5608	58.5608	76.5241	76.5242	
Std. sp gr. wtr = 1	0.336	0.336	0.370	0.370	
Std. sp gr. air = 1	0.688	0.688	0.807	0.807	
Degree API	289.1244	289.1244	250.5075	250.5075	
Average mol wt	19.9296	19.9296	23.3727	23.3727	
Actual dens kg/m3	20.5912	16.0170	100.7270	161.7452	
Actual vol m3/h	5922.3374	7613.6753	831.8965	518.0646	
Std liq m3/h	362.5042	362.5042	226.2202	226.2202	
Std vap 0 C m3/h	137147.9844	137147.9844	80356.2891	80356.2891	

c) Discussion des résultats

Les paramètres comparés	Sans encrassement		Avec encrassement	
	Coté tube	Coté calandre	Coté tube	Coté calandre
Température de sortie (°C)	50.049	5.86	49.52	6.21
Pertes de charge (bar)	0.0901	0.6071	0.0933	0.6174
Débit massique (Kg/h)	121948	83794.4688	121948	83794.4688
Coefficient de transfert global ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	220.19		202.3758	
Chaleur échangée (KJ/s)	4229.311		4207.194	

- ❖ D'après les résultats de CHEMCAD (en mode Rating avec encrassement), on observe que l'encrassement fait diminuer le coefficient de transfert global et la chaleur échangée, ce qui est tout à fait logique.

V-2-2-2. En mode Design :

a) Etapes suivies :

Etape 01: Choix de mode « design » dans la fenêtre «General Specification »

The screenshot shows the 'General Specifications' dialog box with the following settings:

- Calculation mode: Design (highlighted with a red circle)
- TEMA class/ standard: TEMA R
- Orientation: Horizontal
- TEMA front end head: N - Channel with Tubesheet & Removable Cover
- TEMA shell type: E - One Pass
- TEMA rear end head: L - Fixed Tubesheet (A head)
- Stream name (TUBE SIDE): Gaz résiduel
- Process type: Sensible Flow
- Fouling factor: [] m²-K/W
- Optional h Coeff.: [] W/m²-K
- Stream name (SHELL SIDE): Gaz de charge
- Process type: Horiz Condensation
- Fouling factor: [] m²-K/W
- Optional h Coeff.: [] W/m²-K

Fig. V-12 : Choix de mode design.

Etape 02: Introduction des limites de dimensionnement :

The screenshot shows the 'Design Options' dialog box with the following settings:

Design Criteria

- Allowable tube pressure drop: [] bar
- Allowable shell pressure drop: [] bar
- Allowable tube velocity: [] m/sec
- Allowable shell velocity: [] m/sec
- Prefer tube length/shell diameter ratio: []
- Minimum excess %: []

Sizing nozzle

- Tube, inlet
- Tube, outlet
- Shell, inlet
- Shell, outlet

Limits of Design Variables

	Lower Limits	Upper Limits	
Tube Length	0.9144	21	m
Shell Diameter	0.1524	3.048	m
Baffle Cut	15	45	Area Percent
Baffle Spacing	0.0508	3.175	m

Optimize number of tube passes

Fig. V-13 : Paramètres de dimensionnement.

a) Résultats :

SUMMARY REPORT			
General Data:		Heat Transfer Data:	
Exch Class/Type	R/NEL	Effective Transfer Area	3340.21
Shell I.D.	1.52	Area Required	3201.20
Shell in Series/Parallel	1/1	COR LMTD	6.94
Number of Tubes	3182	U (Calc/Service)	190.97/183.02
Tube Length	18.29	Heat Calc	15948.17
Tube O.D./I.D.	0.0191/0.0148	Heat Spec	15284.43
		Excess %	4.34
Tube Pattern	TRI60	Foul (S/T)	0.000E+000/0.000E+000
Tube Pitch	0.02	Del P (S/T)	0.23/0.09
Number of Tube Passes	1	SS Film Coeff	586.27
Number of Baffles	41	SS CS Vel	0.90
Baffle Spacing	0.41	TW Resist	0.000046
Baffle Cut, % Area	15	TS Film Coeff	368.67
Baffle Type	SSEG	TS Vel	3.43
Baffle space def.	Center-Center		

b) Discussion des résultats de mode « Design » :

Pour les mêmes paramètres d'entrée et de sortie précédentes des fluides, coté tube et coté calandre (T, P et M) CHEMCAD nous a optimisé un échangeur de différentes dimensions données ci-dessous :

- ❖ Augmentation de diamètre de la calandre de **1.43 m à 1.52 m**
- ❖ Augmentation de la longueur des tubes de **18 m à 18.29 m**
- ❖ Augmentation de nombre des tubes de **2708 à 3160**
- ❖ Réduction de nombre des chicanes de **56 à 29**
- ❖ Augmentation de l'espacement entre les chicanes de **290 mm à 580 mm**

Nous remarquons que l'échangeur proposé par CHEMCAD, contient un nombre des tubes plus important avec un petit nombre des chicanes que celui de constructeur, ce qui implique une quantité de chaleur échangée plus élevée.

VI-1. Vérification mécanique de l'échangeur 02 :

VI-1-1. Introduction :

Le calcul mécanique d'un échangeur à faisceau et calandre à plaques tubulaires fixes a pour but la vérification de la résistance de l'appareil aux charges provoquées par la pression, poids et contraintes thermiques, aussi bien que la vérification de la stabilité de l'appareil contre la perte de forme des éléments (tubes, calandre).

VI-1-2. Données de départ :

- ✓ Diamètre intérieur de la calandre $D_i = 1430 \text{ mm}$.
 - ✓ Epaisseur de la paroi de la calandre $e_c = 54 \text{ mm}$.
 - ✓ Epaisseur de la plaque tubulaire $e_p = 210 \text{ mm}$
 - ✓ Diamètre extérieur du tube $d_e = 19.05 \text{ mm}$.
 - ✓ Epaisseur de la paroi de tube $e_t = 2.11 \text{ mm}$.
 - ✓ Longueur des tubes $L = 18000 \text{ mm}$.
 - ✓ Nombre de tubes $N = 2708$.
- Nombre de passes : Coté tube $n_t = 1$ et Coté calandre $n_c = 1$.
- ✓ Le pas (disposition des tubes sur la plaque tubulaire) est triangulaire tel que $P = 23.7 \text{ mm}$.
 - ✓ Les paramètres opératoires :

Coté	Fluide	Pression de service P_S [bar]	Température de service T_S [°C]	
			entrée	sortie
Calandre	Gaz de charge	93	55.7	6.9
Tube	Gaz résiduel	22	- 8.9	49.3

VI-1-3. Propriétés mécaniques et compositions chimiques des éléments principaux de l'échangeur 02:

a. Propriétés mécaniques : [5]

Eléments (nom de matériau)	La limite d'élasticité σ_e [MPa]	La résistance à la rupture σ_r [MPa]	Coefficient de Poisson ν	Module d'élasticité E [GPa]	L'allongement minimum [%]
Calandre SA 537- 2	415	550 ~ 690	0.3	200	30
Tube SA 334-Gr- 6	240	415	0.3	200	30
Plaque tubulaire SA 350 -LF2 -CL1	250	485 ~ 655	0.3	200	30

Tableau VI.1: Propriétés mécaniques des éléments principaux de l'échangeur02 (Calandre, tub, Plaque tubulaire)

b. Composition chimique : [5]

Eléments	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cu	Cr	Mo	Nb	V
Calandre SA 537- 2	0.24	1~1.6	0.035	0.035	0.15 ~0.5	0.25	0.35	0.25	0.08	/	
Tube SA 334-Gr- 6	0.30	0.29 ~1.0	0.025	0.025	≥0.1	3.01 8	/	/	/	/	0.30
Plaque tubulaire SA 350 -LF2 - CL1	0.30	0.60~1.35	0.035	0.04	0.15~0.3	0.4	0.4	0.3	0.12	0.02	0.08

Tableau VI.2: Composition chimique des éléments principaux de l'échangeur 02.**VI-1-4. Détermination des paramètres de calcul (températures et pressions de calcul) :**

Les pressions et les températures de service sont celles qui existent dans la calandre et à l'intérieur des tubes.

Les pressions et les températures de calcul sont celles de service avec une légère augmentation. Celle-ci est considérée comme une réserve de sécurité.

➤ **Pression de calcul P_C :**

$$P_C = \max \left\{ \begin{array}{l} P_S + 1 \\ P_S + 10\% \times P_S \end{array} \right. \quad [\text{bar}]$$

Avec : P_C pression de calcul [bar].

P_S Pression de service [bar].

❖ **Coté calandre:**

$$P_C = \max \left\{ \begin{array}{l} 93 + 1 = 94 \\ 93 + 10\% \times 93 = 10.23 \end{array} \right. \quad [\text{bar}]$$

Donc : $P_C = 102.3$ [bar]

$$\Rightarrow P_C = 10.23 \text{ [MPa]}$$

❖ **Coté tube:**

$$P_C = \max \left\{ \begin{array}{l} 22 + 1 = 23 \\ 22 + 10\% \times 22 = 24.2 \end{array} \right. \quad [\text{bar}]$$

Donc : $P_C = 24.2$ [bar]

$$\Rightarrow P_C = 2.42 \text{ [MPa]}$$

➤ **Température de calcul T_C :**

$$T_C = \begin{cases} T_S + 15 \text{ } ^\circ\text{C} & \text{pour } T_S > 0 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_S - 10 \text{ } ^\circ\text{C} & \text{pour } T_S < 0 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases}$$

❖ Coté calandre: on a $T_S = 55.7 \text{ °C}$

Alors : $T_C = 55.7 + 15 = 70.7 \Rightarrow T_C = 70.7 \text{ °C}$

❖ Coté tube: on a $T_S = 49.3 \text{ °C}$

Alors : $T_C = 49.3 + 15 = 64.3 \Rightarrow T_C = 64.3 \text{ °C}$

VI-1-5. Calcul des contraintes admissible et des épaisseurs des éléments principaux de l'échangeur 02: [6]

L'échangeur est considéré comme un équipement cylindrique à paroi mince ($\frac{e_r}{D_i} < 0.1$ mm).

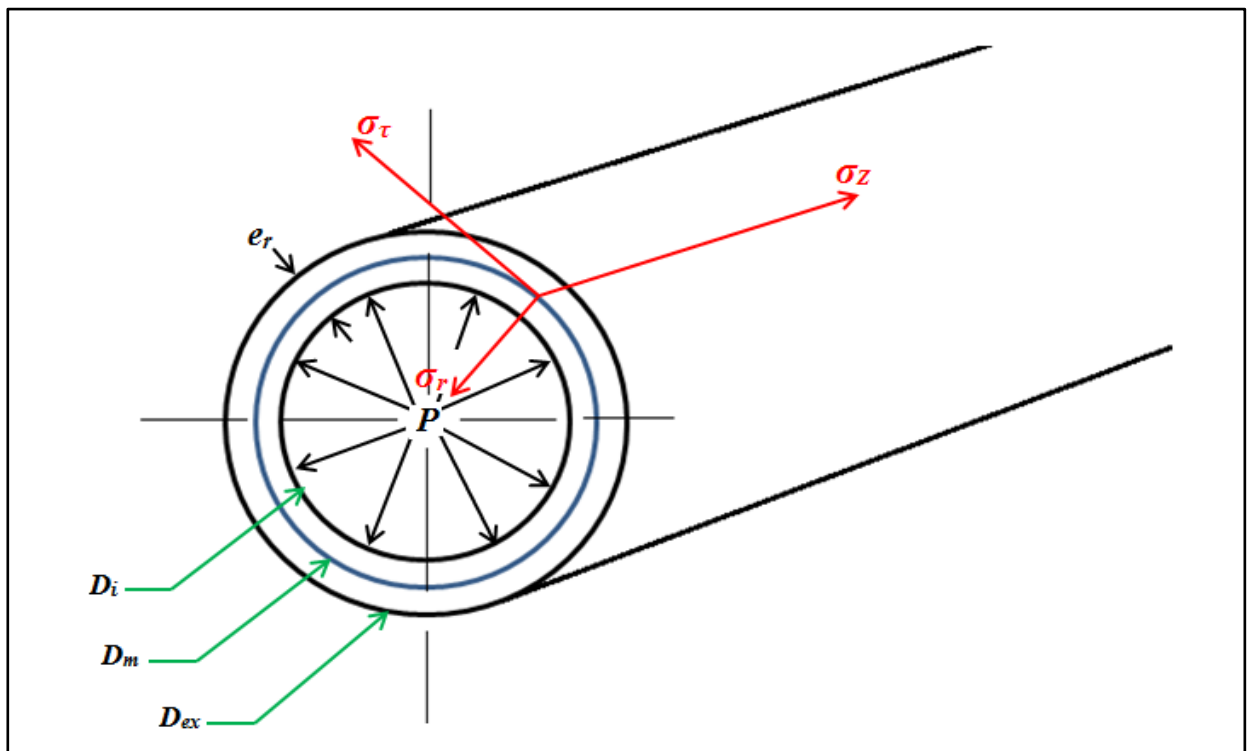


Fig. VI-1 : schéma descriptif d'un cylindre creux sous pression interne

Tel que : e_r : épaisseur de résistance en (mm).

D_i : diamètre intérieur de la calandre en (mm).

Pour calculer la résistance d'un équipement cylindrique, on utilise l'équation de LAPLACE

définie comme suit: $\frac{\sigma_\tau}{\rho_\tau} + \frac{\sigma_z}{\rho_z} = \frac{P}{e_r} \dots\dots(*)$

Avec : σ_τ : contrainte tangentielle perpendiculaire à la génératrice.

σ_z : contrainte axiale parallèle à la génératrice de cylindre.

ρ_z : rayon de courbure de la direction de σ_z

ρ_τ : rayon de courbure de la direction de σ_τ

P : pression interne.

Puisque on a : $\begin{cases} \rho_\tau = R_m \\ \rho_z \approx \infty \end{cases}$ alors (*) devient : $\frac{\sigma_\tau}{R_m} = \frac{P}{e_r} \Rightarrow \sigma_\tau = \frac{P \times R_m}{e_r}$

Pour le matériau de l'équipement – qui est considéré soudé - sa condition de résistance s'écrit comme suit : $\sigma_\tau = \frac{P \times R_m}{e_r} \leq \varphi [\sigma]$

Avec : φ : coefficient de diminution de résistance due au soudage.

$[\sigma]$: contrainte admissible du matériau en [MPa].

R_m : rayon moyen tel que : $R_m = \frac{D_i + e_r}{2} = \frac{D_e - e_r}{2}$

D_e, D_i : diamètre extérieur et intérieur respectivement en (m).

Donc on obtient : $e_r \geq \frac{P \times R_m}{\varphi [\sigma]}$ d'où $e_r = \begin{cases} \frac{P_c \times D_i}{2\varphi [\sigma] - P_c} \\ \frac{P_c \times D_e}{2\varphi [\sigma] + P_c} \end{cases}$

La contrainte dans les parois de l'appareil soumis à des sollicitations ne doit pas dépasser la limite élastique, ni la limite de fluage.

Pour satisfaire la marge de sécurité on détermine la valeur de contrainte admissible qui doit être inférieure aux limites par l'intermédiaire de coefficient de sécurité.

$$[\sigma]^{T_c} = \min \left\{ \frac{\sigma_e^{T_c}}{n_e}; \frac{\sigma_r^{T_c}}{n_r} \right\} \quad [MPa]$$

Avec :

$[\sigma]^{T_c}$ Contrainte admissible à la température de calcul T_c .

$\sigma_e^{T_c}$ Limite d'élasticité à la température de calcul T_c .

$\sigma_r^{T_c}$ Résistance à la rupture à la température de calcul T_c .

$n_e; n_r$ Coefficients de sécurité selon normes AFNOR tel que $n_e = 1.5$ et $n_r = 3$.

$\sigma_e^{T_c}; \sigma_r^{T_c}$ peuvent être calculées approximativement selon les formules suivantes :

✓ Pour la limite d'élasticité :

$$\sigma_e^{T_c} = K. \sigma_e^{20^\circ C} \quad [MPa]$$

✓ Pour la résistance à la rupture :

$$\sigma_r^{T_c} = \begin{cases} \sigma_r^{20^\circ C} & \text{si } 20^\circ C \leq T_c \leq 350^\circ C \\ K. \sigma_r^{20^\circ C} & \text{si } T_c > 350^\circ C \end{cases}$$

K : est un coefficient qui sera déterminé à partir de graphe de comportement des aciers sous haute températures (annexe 8)

VI-1-5-1. Calculs coté calandre :**a. Calcul de la contrainte admissible coté calandre $[\sigma]_c$:**

D'après le graphe (teneur des aciers sous hautes températures, annexe 8) $k=0.94$ alors :

- Pour $\sigma_e^{70.7}$: $\sigma_e^{70.7} = 0.94 \times 415 = 390.1 \Rightarrow \sigma_e^{70.7} = 390.1 \text{ MPa}$
- Pour $\sigma_r^{70.7}$ on a : $20^\circ\text{C} \leq 70.7 \leq 350^\circ\text{C}$ alors:

$$\sigma_r^{70.7} = \sigma_r^{20^\circ\text{C}} = 600 \Rightarrow \sigma_r^{70.7} = 600 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_c^{70.7} = \min\left\{\frac{390.1}{1.5}; \frac{600}{3}\right\} = \min\{260.6; 200\} \Rightarrow [\sigma]_c^{70.7} = 200 \text{ MPa}$$

b. Calcul de l'épaisseur de la calandre de e_{rc} :

$$e_{rc} = \frac{P_c \times D_i}{2\varphi [\sigma]_c - P_c} = \frac{10.23 \times 1430}{2 \times 1 \times 200 - 10.23} \Rightarrow e_{rc} = 37.53 \text{ mm}$$

Puisque on a : $e_{rc} < e_c = 54 \text{ mm}$ (l'épaisseur réelle utilisée) donc la résistance de la paroi de la calandre est vérifiée.

VI-1-5-2. Calculs coté tube :**a. Calcul de la contrainte admissible coté tube $[\sigma]_t$:**

D'après le graphe (teneur des aciers sous hautes températures, annexe 8) $k=0.956$ alors:

$$\text{Pour } \sigma_e^{64.3} : \sigma_e^{64.3} = 0.956 \times 240 = 229.44 \Rightarrow \sigma_e^{64.3} = 229.44 \text{ MPa}$$

Pour $\sigma_r^{64.3}$ on a : $20^\circ\text{C} \leq 64.3 \leq 350^\circ\text{C}$ alors:

$$\sigma_r^{64.3} = \sigma_r^{20^\circ\text{C}} = 415 \Rightarrow \sigma_r^{64.3} = 415 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_t^{64.3} = \min\left\{\frac{229.44}{1.5}; \frac{415}{3}\right\} = \min\{152.96; 138.33\} \Rightarrow [\sigma]_t^{64.3} = 138.33 \text{ MPa}$$

b. Calcul de l'épaisseur des tubes e_{rt} :

Les parois des tubes sont soumises à la pression des deux côtés: coté tubes, coté calandre. Le calcul de l'épaisseur des tubes est basé sur la plus grande valeur entre les deux pressions.

$$e_{rt} = \frac{P_c \times D_e}{2\varphi [\sigma]_t + P_c} = \frac{10.23 \times 19.05}{2 \times 1 \times 138.33 + 10.23} \Rightarrow e_{rt} = 0.679 \text{ mm}$$

Puisque on a : $e_{rt} < e_t = 2.11 \text{ mm}$ (l'épaisseur réelle utilisée) donc la résistance des tubes est garantie.

VI-1-5-3. Calcul de l'épaisseur de la plaque tubulaire : [7]

L'épaisseur de la plaque est celle la plus grande valeur calculée en fonction des deux formules suivantes :

$$e_{r.1} = \frac{K_1 \times D_i}{2} \sqrt{\frac{0.2P_{C_c}}{[\sigma] \times \Psi}} \quad (1)$$

$$e_{r.2} = 0.65K_2 D_i \sqrt{\frac{0.2P_{C_T}}{[\sigma] \times \Psi}} \quad (2)$$

Où:

D_i : Diamètre intérieur de la calandre en [mm]

P_{C_c}, P_{C_T} : Respectivement pression de calcul coté calandre et coté tube en [bar].

$[\sigma]$: La contrainte admissible du matériau que l'on détermine d'après la formule :

$$[\sigma] = \frac{\sigma_e^{T_c}}{n_e} = \frac{\sigma_e^{70.7}}{n_e} = \frac{K \cdot \sigma_e^{20^\circ C}}{1.5} = \frac{0.94 \times 250}{1.5} = 147.27 \Rightarrow [\sigma] = 147.27 \text{ MPa}$$

Ψ : Coefficient de la résistance de la plaque, tel que : $\Psi = \frac{P-d'}{P}$

Avec : P pas entre les tubes en [mm].

d' Diamètre des logements des tubes en [mm].

$$\text{Alors : } \Psi = \frac{23.81 - 19.3}{23.81} = 0.17 \Rightarrow \Psi = 0.19$$

K sera déterminé comme suivant :

$$K_1 = \sqrt{\frac{1}{2\rho+3}} \quad ; \quad K_2 = \sqrt{\frac{2\rho+1}{2\rho+3}}$$

Où: ρ coefficient rapport de la rigidité des tubes sur la rigidité de la calandre.

$$\text{Sachant que : } \rho = \frac{E_T \cdot S_T}{E_C \cdot S_C} = \frac{E_T \times N \times \frac{\pi}{4} \times (d_e^2 - d_i^2)}{E_C \times \pi \times D_m \times e_c}$$

E_T, E_C : module d'élasticité longitudinal des matériaux des tubes et de la calandre en [MPa].

S_T, S_C : sections transversales des tubes et de la calandre en [mm²].

D_m : diamètre moyenne de la calandre, $D_m = D_i + e_c = 1430 + 54 = 1484$ mm

e_c : l'épaisseur de la paroi de la calandre $e_c = 54$ mm.

$$\rho = \frac{E_T \cdot S_T}{E_C \cdot S_C} = \frac{200 \times 2708 \times \frac{\pi}{4} \times (0.01905^2 - 0.01483^2)}{200 \times \pi \times 1.484 \times 0.054} \Rightarrow \rho = 1.1718$$

On obtient :

$$K_1 = \sqrt{\frac{1}{2\rho+3}} = \sqrt{\frac{1}{2 \times 1.1718 + 3}} = 0.4326 \Rightarrow K_1 = 0.4326$$

$$K_2 = \sqrt{\frac{2\rho+1}{2\rho+3}} = \sqrt{\frac{2 \times 1.1718 + 1}{2 \times 1.1718 + 3}} = 0.6257 \Rightarrow K_2 = 0.6257$$

En fin :

$$e_{r.1} = \frac{K_1 \times D_i}{2} \sqrt{\frac{0.2 P_{C_c}}{[\sigma] \times \psi}} = \frac{0.4326}{2} \times 1430 \sqrt{\frac{0.2 \times 10.23}{147.27 \times 0.19}} = 83.64 \text{ mm} \Rightarrow e_{r.1} = 83.64 \text{ mm.}$$

$$e_{r.2} = 0.65 K_2 D_i \sqrt{\frac{0.2 P_{C_T}}{[\sigma] \times \psi}} = 0.65 \times 0.6257 \times 1430 \sqrt{\frac{0.2 \times 10.23}{147.27 \times 0.19}} = 157.26 \text{ mm} \Rightarrow e_{r.2} = 157.26 \text{ mm.}$$

Puisque $e_{r.2} > e_{r.1}$ alors : l'épaisseur de la plaque tubulaire est $e_{r.2} = 157.26 \text{ mm}$.

La valeur choisit ($e_{r.2} = 157.26 \text{ mm}$) est inférieur à la valeur réelle de l'épaisseur de la plaque tubulaire $e_p = 210 \text{ mm}$, donc celle-ci se trouve dans une marge de sécurité.

Eléments	Epaisseur donnée [mm]	Epaisseur calculée [mm]
La calandre	54	37.53
Les tubes	2.11	0.679
Les plaques tubulaires	210	157.26

Tableau VI.3: Résumé des résultats du calcul de résistance des éléments de l'échangeur 02.

VI-1-6. Calcul des contraintes thermiques : [7]

Les contraintes thermiques dans les tubes et dans la calandre peuvent être évaluées suivants les formules :

$$\sigma_T = \frac{[\alpha_T(T_{C.t}-20) - \alpha_C(T_{C.C}-20)] E_T E_C S_C}{E_T S_T + E_C S_C} \quad (1)$$

$$\sigma_C = \frac{[\alpha_T(T_{C.t}-20) - \alpha_C(T_{C.C}-20)] E_T E_C S_T}{E_T S_T + E_C S_C} \quad (2)$$

Où:

E_T, E_C : module d'élasticité longitudinal des matériaux des tubes et de la calandre en [Pa].

σ_T, σ_C : contraintes thermiques dans les tubes et dans la calandre respectivement en [Pa].

α_T, α_C : coefficients d'allongement thermique des matériaux des tubes et de la calandre respectivement en $\left[\frac{1}{^\circ C}\right]$.

$T_{C.T}, T_{C.C}$: températures de calcul des tubes et de la calandre en [$^{\circ}\text{C}$].

S_C, S_T : Sections transversales des tubes et de la calandre en [m^2].

$$\text{Ou : } S_T = \frac{\pi}{4} \times (d_e^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \times (0.01905^2 - 0.01483^2) = 0.3 \text{ m}^2$$

$$S_C = \pi \times D_m \times e_c = \pi \times 1.484 \times 0.054 = 0.256 \text{ m}^2$$

Et puisque $\alpha_T = \alpha_C = 1.16 \times 10^{-5} \left[\frac{1}{^{\circ}\text{C}} \right]$ et $E_T = E_C = 200 \text{ [GPa]}$ les équations (1), (2) devient

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_T = \frac{\alpha \Delta T \cdot E \cdot S_C}{S_T + S_C} \\ \text{et} \\ \sigma_C = \frac{\alpha \Delta T \cdot E \cdot S_T}{S_T + S_C} \end{array} \right.$$

$$\text{Où : } E = E_T = E_C$$

$$\Delta T = T_{C.T} - T_{C.C}$$

$$\alpha = \alpha_T = \alpha_C$$

Donc:

$$\sigma_T = \frac{\alpha \Delta T \cdot E \cdot S_C}{S_T + S_C} = \frac{1,16 \times 10^{-5} \times (70,7 - 64,3) \times 200 \times 10^9 \times 0.256}{0.256 + 0.3} = 6.786 \Rightarrow \sigma_T = 6.786 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_C = \frac{\alpha \Delta T \cdot E \cdot S_T}{S_T + S_C} = \frac{1,16 \times 10^{-5} \times (70,7 - 64,3) \times 200 \times 10^9 \times 0.3}{0.256 + 0.3} = 7.952 \Rightarrow \sigma_C = 7.952 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_T = 6.786 \text{ [MPa]} < [\sigma]_t^{64.3} = 138.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = 7.952 \text{ [MPa]} < [\sigma]_c^{70.7} = 200 \text{ MPa}$$

Il est remarquable que les contraintes thermiques sont inférieures aux contraintes admissibles des deux matériaux (tube et calandre), donc du point de vue des contraintes thermiques l'échangeur n'est pas surchargé.

VI-1-7. Calcul des poids des éléments de l'échangeur 02 : [7]

VI-1-7-1. Poids de la calandre :

$$Q_{cal} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ en [N]}$$

Avec :

Q_{cal} : poids total de la calandre.

Q_1 : poids de la virole de la calandre.

Q_2 : poids de la tubulure d'entrée côté calandre N_1 et sa bride.

Q_3 : poids de la tubulure de sortie côté calandre N_2 et sa bride.

Q_4 : poids de la tubulure de drain D_2 et sa bride.

Q_5 : poids de la tubulure de l'évent V_2 et sa bride.

➤ *Calcul de poids de la virole de la calandre Q_1 :*

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) L_c \times \rho \times g$$

Avec :

D_e : diamètre extérieur de la calandre en [m].

D_i : diamètre intérieur de la calandre en [m].

L_c : longueur de la calandre en [m].

ρ : masse volumique de l'acier en $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$; $\rho = 7850 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

g : accélération de la pesanteur en $\left[\frac{m}{s^2}\right]$; $g = 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$.

$$Q_1 = \frac{3.14}{4} ((1.538)^2 - (1.43)^2) 17.574 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_1 = 340540 \text{ N}$$

➤ *Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté calandre N_1 et sa bride :*

a. Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté calandre N_1 (Q_{N_1}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure N_1 sont :

Diamètre extérieur $D_{eN_1} = 480 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iN_1} = 257.3 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 111.35 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mN_1} = 368.65 \text{ mm}$;

Longueur $L_{N_1} = 298.2 \text{ mm}$

$$Q_{N_1} = \pi \times D_{mN_1} \times e \times L_{N_1} \times \rho \times g$$

$$Q_{N_1} = 3.14 \times 0.36865 \times 0.11135 \times 0.2982 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{N_1} = 2959.923 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure N_1 (Q_{Brd1}) :

La bride 1 est une brique ASME WN classe 900, d'après le catalogue des brides ASME (annexe....) la masse de cette bride est $M_{Brd1} = 163 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd1} = M_{Brd1} \times g$$

$$Q_{Brd1} = 163 \times 9.81$$

$$Q_{Brd1} = 1599.03 \text{ N}$$

$$\text{En fin : } Q_2 = Q_{N1} + Q_{Brd1} = 2959.923 + 1599.03$$

$$Q_2 = 4558.953 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté calandre N_2 et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté calandre N_2 (Q_{N2}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure N_2 sont :

Diamètre extérieur $D_{eN2} = 480 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iN2} = 257.3 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 111.35 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mN2} = 368.65 \text{ mm}$;

Longueur $L_{N2} = 296.3 \text{ mm}$

$$Q_{N1} = \pi \times D_{mN2} \times e \times L_{N2} \times \rho \times g$$

$$Q_{N2} = 3.14 \times 0.36865 \times 0.11135 \times 0.2963 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{N2} = 2941.063 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure N_1 (Q_{Brd1}) :

La bride 1 est une brique ASME WN classe 900, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 9) la masse de cette bride est $M_{Brd2} = 163 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd1} = M_{Brd1} \times g$$

$$Q_{Brd1} = 163 \times 9.81$$

$$Q_{Brd1} = 1599.03 \text{ N}$$

$$\text{En fin : } Q_3 = Q_{N1} + Q_{Brd1} = 2941.063 + 1599.03$$

$$Q_3 = 4540.093 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure de drain D_2 et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure de drain D_2 (Q_{D2}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure D_2 sont :

Diamètre extérieur $D_{eD2} = 104.6 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iD2} = 50.8 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 26.9 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mD2} = 77.7 \text{ mm}$;

Longueur $L_{D2} = 272 \text{ mm}$

$$Q_{D2} = \pi \times D_{mD2} \times e \times L_{D2} \times \rho \times g$$

$$Q_{D2} = 3.14 \times 0.0777 \times 0.0269 \times 0.272 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{D2} = 137.47 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure de drain D_2 ($Q_{Brd D2}$):

La bride D_2 est une bride plane ASME BL.RTJ classe 900, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 10) la masse de cette bride est $M_{Brd D2} = 9.8$ Kg.

$$Q_{Brd D2} = M_{Brd D2} \times g$$

$$Q_{Brd D2} = 9.8 \times 9.81$$

$$Q_{Brd D2} = 96.138 \text{ N}$$

$$\text{En fin : } Q_4 = Q_{D2} + Q_{Brd D2} = 137.47 + 96.138$$

$$Q_4 = 233.608 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure de l'évent V_2 et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure de l'évent V_2 (Q_{V2}):

❖ Les caractéristiques de la tubulure V_2 sont :

Diamètre extérieur $D_{eV2} = 104.6$ mm ;

Diamètre intérieur $D_{iV2} = 50.8$ mm ;

Epaisseur $e = 26.9$ mm ;

Diamètre moyen $D_{mV2} = 77.7$ mm ;

Longueur $L_{V2} = 269.4$ mm

$$Q_{V2} = \pi \times D_{mV2} \times e \times L_{V2} \times \rho \times g$$

$$Q_{V2} = 3.14 \times 0.0777 \times 0.0269 \times 0.2694 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{V2} = 136.1567 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure de l'évent V_2 ($Q_{Brd V2}$):

La bride D_2 est une bride plane ASME BL.RTJ classe 900, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 10) la masse de cette bride est $M_{Brd V2} = 9.8$ Kg.

$$Q_{Brd V2} = M_{Brd V2} \times g$$

$$Q_{Brd V2} = 9.8 \times 9.81$$

$$Q_{Brd V2} = 96.138 \text{ N}$$

$$\text{En fin : } Q_5 = Q_{V2} + Q_{Brd V2} = 136.1567 + 96.138$$

$$Q_5 = 232.2947 \text{ N}$$

Finalement on obtient le poids total de la calandre :

$$Q_{cal} = 340540 + 4558.953 + 4540.093 + 233.608 + 232.2947$$

$$Q_{cal} = 350105 \text{ N}$$

VI-1-7-2. Poids de faisceau tubulaire :

$$Q_{ft} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad \text{en [N]}$$

Avec :

Q_{ft} : Poids total de faisceau tubulaire.

Q_1 : poids des tubes.

Q_2 : poids des deux plaques tubulaires.

Q_3 : poids des entretoises.

Q_4 : poids des tirants

Q_5 : poids des chicanes.

➤ **Calcul de poids des tubes Q_1 :**

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_i^2) L_T \times N_T \times \rho \times g$$

Avec :

d_e : diamètre extérieur des tubes en [m].

d_i : diamètre intérieur des tubes en [m].

L_T : longueur des tubes en [m].

N_T : Nombre de tubes.

ρ : masse volumique de l'acier en $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$; $\rho = 7850 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

g : accélération de la pesanteur en $\left[\frac{m}{s^2}\right]$; $g = 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$.

$$Q_1 = \frac{3.14}{4} ((0.01905)^2 - (0.01483)^2) 18 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_1 = 4377.713 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids des deux plaques tubulaires Q_2 :**

On note que l'échangeur 2 dispose de deux plaques tubulaires fixe.

$$Q_2 = 2 \left[\frac{\pi}{4} (D_{pt}^2 - N_T \times d_0^2) e_{pt} \times \rho \times g \right]$$

Avec :

D_{pt} : diamètre de la plaque tubulaire en [m].

e_{pt} : épaisseur de la plaque tubulaire en [m].

$$Q_2 = 2 \left[\frac{3.14}{4} ((1.43)^2 - 2708 \times (0.01905)^2) 0.21 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81 \right]$$

$$Q_2 = 26967.926 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids des entretoises Q_3 :**

Le faisceau tubulaire de l'échangeur 2 contient quatre types d'entretoises :

- ☞ Type 1 : $N_1 = 9$ et $L_1 = 814$ [mm].
- ☞ Type 2 : $N_2 = 1$ et $L_2 = 1104$ [mm].
- ☞ Type 3 : $N_3 = 440$ et $L_3 = 282$ [mm].
- ☞ Type 4 : $N_4 = 54$ et $L_4 = 572$ [mm].

Avec : N_i et L_i : nombre et longueur d'entretoise de type « i » respectivement.

Tous les entretoises du faisceau sont de :

- ☞ Diamètre extérieur $D_{0ent} = 19.05$ mm ;
- ☞ Diamètre intérieur $D_{ient} = 14.83$ mm ;
- ☞ Epaisseur $e_{ent} = 2.11$ mm ;

$$Q_3 = \sum_{i=1}^4 Q_{ent i}$$

$$Q_{ent 1} = \frac{\pi}{4} (D_{ient}^2 - D_{0ent}^2) L_1 \times N_1 \times \rho \times g$$

$$Q_{ent 1} = \frac{\pi}{4} ((0.01905)^2 - (0.01483)^2) 0.814 \times 9 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{ent 1} = 63.3186 \text{ N}$$

$$Q_{ent 2} = \frac{\pi}{4} (D_{ient}^2 - D_{0ent}^2) L_2 \times N_2 \times \rho \times g$$

$$Q_{ent 2} = \frac{\pi}{4} ((0.01905)^2 - (0.01483)^2) 1.104 \times 1 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{ent 2} = 9.5418 \text{ N}$$

$$Q_{ent 3} = \frac{\pi}{4} (D_{ient}^2 - D_{0ent}^2) L_3 \times N_3 \times \rho \times g$$

$$Q_{ent 3} = \frac{\pi}{4} ((0.01905)^2 - (0.01483)^2) 0.282 \times 440 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{ent 3} = 1072.4234 \text{ N}$$

$$Q_{ent 4} = \frac{\pi}{4} (D_{ient}^2 - D_{0ent}^2) L_4 \times N_4 \times \rho \times g$$

$$Q_{ent 4} = \frac{\pi}{4} ((0.01905)^2 - (0.01483)^2) 0.814 \times 9 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{ent 4} = 266.965 N$$

Finalelement :

$$Q_3 = Q_{ent 1} + Q_{ent 2} + Q_{ent 3} + Q_{ent 4}$$

$$Q_3 = 63.3186 + 9.5418 + 1072.4234 + 266.965$$

$$Q_3 = 1412.2488 N$$

➤ *Calcul de poids des tirants Q_4 :*

Le faisceau tubulaire de l'échangeur 2 contient deux types d'entretoises :

☞ Type 1 : $N_1 = 9$; $L_1 = 16820$ [mm] ; $d_1 = 12$ mm

☞ Type 2 : $N_2 = 1$; $L_2 = 16530$ [mm] ; $d_2 = 12$ mm

Avec : N_i , L_i et d_i : nombre, longueur et diamètre d'entretoise de type « i » respectivement.

$$Q_4 = \sum_{i=1}^2 Q_{tir i}$$

$$Q_{tir 1} = \pi \times \frac{d_1^2}{4} \times N_1 \times L_1 \times \rho \times g$$

$$Q_{tir 1} = 3.14 \times \frac{(0.012)^2}{4} \times 19 \times 16.82 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81 \Rightarrow Q_{tir 1} = 2781.957 N$$

$$Q_{tir 2} = \pi \times \frac{d_2^2}{4} \times N_2 \times L_2 \times \rho \times g$$

$$Q_{tir 2} = 3.14 \times \frac{(0.012)^2}{4} \times 1 \times 16.53 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81 \Rightarrow Q_{tir 2} = 143.9 N$$

$$Q_4 = Q_{tir 1} + Q_{tir 2} = 2781.957 + 143.9 \Rightarrow Q_4 = 2925.857 N$$

➤ *Calcul de poids des chicanes Q_5 :*

$$Q_5 = S_{chic} \times e_{chic} \times \rho \times g \times N_{chic}$$

Avec :

S_{chic} : surface de la chicane en [m²].

e_{chic} : épaisseur d'une chicane en [m].

N_{chic} : nombre de chicanes.

❖ *Déterminons la surface de la chicane S_{chic} :*

$$S_{chic} = S_1 - (S_2 + S_3 + S_4)$$

Avec :

S_1 : Surface du rond (sans tenir compte des orifices) en $[m^2]$.

S_2 : Surface du segment en $[m^2]$.

S_3 : Surface occupé par les tubes en $[m^2]$.

S_4 : Surface occupé par les tirants en $[m^2]$.

a. Calcul de S_1 (surface du rond) :

$$S_1 = \pi \times \frac{d^2}{4}$$

d : Diamètre de la chicane en $[m]$.

$$S_1 = 3.14 \times \frac{(1.424)^2}{4} \quad \Rightarrow \quad S_1 = 1.5918 \text{ mm}^2$$

b. Calcul de S_2 (surface du segment) :

$$S_2 = \frac{d^2}{8} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right) = \frac{(1.424)^2}{8} \left(\frac{3.14 \times 67.2116}{180} - \sin(67.2116) \right)$$

$$\Rightarrow S_2 = 0.0635 \text{ mm}^2$$

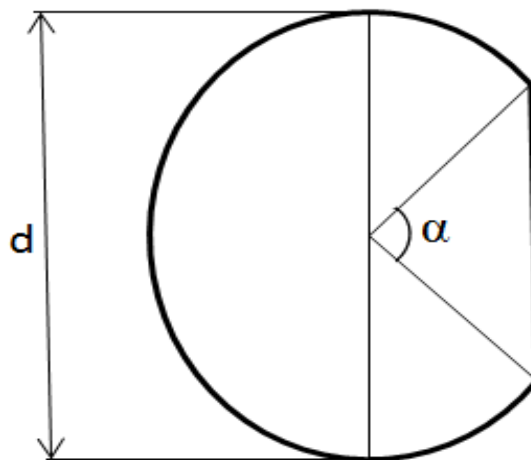


Fig. VI-2 : Chicane simple segmentaire, orientation verticale

Avec :

α : angle du segment

d : diamètre de la chicane en [mm]

c. Calcul de S_3 (surface occupée par les tubes) :

$$S_3 = \pi \times \frac{d_{lgt}^2}{4} \times N_T$$

d_{lgt} : Diamètre de logement des tubes dans la chicane en [m].

N_T : Nombre de tubes.

$$S_3 = 3.14 \times \frac{(0.01975)^2}{4} \times 2708 \quad \Rightarrow \quad S_3 = 0.892 \text{ mm}^2$$

d. Calcul de S_4 (surface occupée par les tirants) :

$$S_3 = \pi \times \frac{d_{lgt.tir}^2}{4} \times N_{Tir}$$

d_{lgt} : Diamètre de logement des tirants dans la chicane en [m].

N_T : Nombre de tirants.

$$S_3 = 3.14 \times \frac{(0.013)^2}{4} \times 10 \quad \Rightarrow \quad S_3 = 0.00132 \text{ mm}^2$$

Finalement, on obtient la surface de la chicane S_{chic} et poids des chicanes Q_5 :

$$S_{chic} = 1.5918 - (0.0635 + 0.829 + 0.00132)$$

$$S_{chic} = 0.698 \text{ m}^2$$

$$Q_5 = 0.698 \times 0.008 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81 \times 56$$

$$Q_5 = 24080.866 \text{ N}$$

Le poids du faisceau tubulaire :

$$Q_{ft} = 4377.713 + 29676.926 + 1412.2488 + 2925.857 + 24080.866$$

$Q_{ft} = 59764.61 \text{ N}$

VI-1-7-3. Poids des deux boites de distribution :

$$Q_{Bt} = 2[Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6] \text{ en [N]}$$

Q_{Bt} : poids total des deux boites de distribution.

Q_1 : poids de la virole de la boite de distribution.

Q_2 : poids de la tubulure d'entrée côté tube N_3 et sa bride.

Q_3 : poids de la tubulure de sortie côté tube N_4 et sa bride.

Q_4 : poids de la tubulure de drain D_1 et sa bride.

Q_5 : poids de la tubulure de l'évent V_1 et sa bride.

Q_6 : Poids de couvercle plat de la boite et sa bride.

➤ **Calcul de poids de la virole de la boite de distribution Q_1 :**

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} (D_{ebt}^2 - D_{ibt}^2) L_{bt} \times \rho \times g$$

Avec :

D_{ebt} : diamètre extérieur de la boite de distribution en [m].

D_{ibt} : diamètre intérieur de la boite de distribution en [m].

L_{bt} : longueur de la boite de distribution en [m].

ρ : masse volumique de l'acier en $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$; $\rho = 7850 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

g : accélération de la pesanteur en $\left[\frac{m}{s^2}\right]$; $g = 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$.

$$Q_1 = \frac{3.14}{4} ((1.514)^2 - (1.43)^2) 0.81 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_1 = 12109.06 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté tube N_3 et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté tube N_3 (Q_{N3}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure N_1 sont :

Diamètre extérieur $D_{eN3} = 500 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iN3} = 317.6 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 91.2 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mN3} = 408.8 \text{ mm}$;

Longueur $L_{N3} = 280.6 \text{ mm}$

$$Q_{N3} = \pi \times D_{mN3} \times e \times L_{N3} \times \rho \times g$$

$$Q_{N3} = 3.14 \times 0.4088 \times 0.0912 \times 0.2806 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{N3} = 2529.6573 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure N₃ (Q_{Brd3}) :

La bride 1 est une brique ASME WN classe 600, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 9) la masse de cette bride est $M_{Brd3} = 150 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd3} = M_{Brd3} \times g$$

$$Q_{Brd3} = 150 \times 9.81$$

$$Q_{Brd3} = 1471.5 \text{ N}$$

En fin :

$$Q_2 = Q_{N3} + Q_{Brd3} = 2529.6573 + 1471.5 \quad \Rightarrow \quad Q_2 = 4001.1573 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure de sortie côté tube N₄ et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure d'entrée côté tube N₄ (Q_{N4}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure N₄ sont :

Diamètre extérieur $D_{eN4} = 500 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iN4} = 317.6 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 91.2 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mN3} = 408.8 \text{ mm}$;

Longueur $L_{N4} = 282.4 \text{ mm}$

$$Q_{N4} = \pi \times D_{mN4} \times e \times L_{N4} \times \rho \times g$$

$$Q_{N4} = 3.14 \times 0.4088 \times 0.0912 \times 0.2824 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{N4} = 2545.8847 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure N₄ (Q_{Brd4}) :

La bride 1 est une brique ASME WN classe 600, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 9) la masse de cette bride est $M_{Brd4} = 150 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd4} = M_{Brd4} \times g$$

$$Q_{Brd4} = 150 \times 9.81$$

$$Q_{Brd4} = 1471.5 \text{ N}$$

$$\text{En fin : } Q_3 = Q_{N4} + Q_{Brd4} = 2545.8847 + 1471.5$$

$$Q_3 = 4017.3847 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure de drain D_1 et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure de drain D_1 (Q_{D1}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure D_1 sont :

Diamètre extérieur $D_{eD1} = 84.1 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iD1} = 50.8 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 16.65 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mD1} = 67.45 \text{ mm}$;

Longueur $L_{D1} = 252.4 \text{ mm}$

$$Q_{D1} = \pi \times D_{mD1} \times e \times L_{D1} \times \rho \times g$$

$$Q_{D2} = 3.14 \times 0.06745 \times 0.01665 \times 0.2524 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{D2} = 68.541 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure de drain D_1 ($Q_{Brd D1}$) :

La bride D_2 est une bride plane ASME BL.RTJ classe 600, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 10) la masse de cette bride est $M_{Brd D1} = 4 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd D1} = M_{Brd D1} \times g$$

$$Q_{Brd D1} = 4 \times 9.81$$

$$Q_{Brd D1} = 39.24 \text{ N}$$

$$\text{En fin : } Q_4 = Q_{D1} + Q_{Brd D1} = 68.541 + 39.24$$

$$Q_4 = 107.781 \text{ N}$$

➤ **Calcul de poids de la tubulure de l'évent V_1 et sa bride :**

a. Calcul de poids de la tubulure de l'évent V_1 (Q_{V1}) :

❖ Les caractéristiques de la tubulure V_1 sont :

Diamètre extérieur $D_{eV1} = 84.1 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur $D_{iV1} = 50.8 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 16.65 \text{ mm}$;

Diamètre moyen $D_{mV1} = 67.45 \text{ mm}$;

Longueur $L_{D1} = 254.2 \text{ mm}$

$$Q_{V1} = \pi \times D_{mV1} \times e \times L_{V1} \times \rho \times g$$

$$Q_{D2} = 3.14 \times 0.06745 \times 0.01665 \times 0.2542 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{D2} = 69.03 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de la tubulure de l'évent V_1 ($Q_{Brd V1}$):

La bride D_2 est une bride plane ASME BL.RTJ classe 600, d'après le catalogue des brides ASME (annexe 10) la masse de cette bride est $M_{Brd V1} = 4 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd V1} = M_{Brd V1} \times g$$

$$Q_{Brd V1} = 4 \times 9.81$$

$$Q_{Brd V1} = 39.24 \text{ N}^*$$

En fin :

$$Q_5 = Q_{V1} + Q_{Brd V1} = 69.03 + 39.24 \Rightarrow Q_5 = 108.27 \text{ N}$$

➤ **Calcul de Poids de couvercle plat de la boîte et sa bride (Q_6) :**

a. Calcul de poids de couvercle plat de la boîte de distribution ($Q_{cv.bd}$):

❖ Les caractéristiques de couvercle plat de la boîte de distribution sont :

Diamètre : $D_{cv.bd} = 1964 \text{ mm}$;

Epaisseur $e = 235 \text{ mm}$;

$$Q_{cv.bd} = \frac{\pi}{4} \times (D_{cv.bd})^2 \times e \times \rho \times g$$

$$Q_{cv.bd} = \frac{3.14}{4} \times (1.964)^2 \times 0.235 \times 7.85 \times 10^3 \times 9.81$$

$$Q_{cv.bd} = 54797.3 \text{ N}$$

b. Poids de la bride de couvercle plat de la boîte de distribution ($Q_{Brd cv}$):

La bride D_2 est une bride ASME WN, d'après la fiche de constructeur de l'échangeur 2 (annexe 11) la masse de cette bride est $M_{Brd cv} = 2811.59 \text{ Kg}$.

$$Q_{Brd cv} = M_{Brd cv} \times g$$

$$Q_{Brd cv} = 2811.59 \times 9.81$$

$$Q_{Brd cv} = 27581.7 \text{ N}$$

En fin :
$$Q_6 = Q_{cv.bd} + Q_{Brd cv} = 54797.3 + 27581.7$$

$$Q_6 = 82379 \text{ N}$$

Finalement on obtient le poids des deux boîtes de distribution :

$$Q_{Bd} = 2[12109.06 + 4001.1573 + 4017.3847 + 107.781 + 108.27 + 82379]$$

$$Q_{Bd} = 205445.306 \text{ N}$$

➤ **Finalemment on obtient le Poids de l'échangeur 02 :**

$$Q_{éch.2} = Q_{cal} + Q_{ft} + Q_{bd}$$

$$Q_{éch.2} = 350105 + 59764.61 + 205445.306$$

$$Q_{éch.2} = 615314.916 \text{ N}$$

VI-1-8. Calcul de poids de l'eau dans l'échangeur 02 lors de l'essai hydraulique :

VI-1-8-1. Poids de l'eau dans la calandre :

$$Q_{eau_{cal}} = \left(\frac{\pi}{4} \times D_{in}^2 \times L - V \right) \rho_{eau} \times g$$

Avec :

D_{in} : diamètre intérieur de la calandre en [m].

L : longueur de la calandre en [m].

V : volume occupé par les dispositifs intérieurs situés dans la calandre (faisceau) en [m].

$$V = \frac{Q_{ft}}{\rho \times g}$$

ρ : masse volumique de l'acier en $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$; $\rho = 7850 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$.

g : accélération de la pesanteur en $\left[\frac{m}{s^2} \right]$; $g = 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$.

$$V = \frac{59764.61}{7.85 \times 10^3 \times 9.81}$$

$$V = 0.776 \text{ m}^3$$

ρ_{eau} : masse volumique de l'eau en $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$; $\rho_{eau} = 1000 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$.

$$Q_{eau_{cal}} = \left(\frac{3.14}{4} \times (1.43)^2 \times 17.574 - 0.776 \right) 1000 \times 9.81$$

$$Q_{eau_{cal}} = 269133.4455 \text{ N}$$

VI-1-8-2. Poids de l'eau dans les deux boites de distribution :

$$Q_{eau_{Boites}} = 2[V_{eau_{Boite}} \times \rho_{eau} \times g]$$

Avec :

$V_{eauBoite}$: Volume de l'eau dans la boîte de distribution en $[m^3]$.

$$V_{eauBoite} = \frac{\pi}{4} \times D_i^2 \times L$$

ρ_{eau} : masse volumique de l'eau en $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$; $\rho_{eau} = 1000 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

L : longueur de la calandre en [m].

D_i : diamètre intérieur de la boîte de distribution en [m].

$$V_{eauBoite} = \frac{3.14}{4} \times (1.43)^2 \times 0.81$$

$$V_{eauBoite} = 1.3 m^3$$

☞ Le Poids de l'eau dans les deux boites de distribution est donc :

$$Q_{eauBoites} = 2[1.3 \times 1000 \times 9.81]$$

$Q_{eauBoites} = 25470 N$

VI-1-9. Calcul des charges : [7]

VI-1-9-1. Charges réparties :

A. Sans présence de l'eau :

➤ Dans la calandre :

$$q_1 = \frac{Q_{cal} + Q_{ft} - Q_{pt}}{L}$$

Avec :

Q_{cal} : Poids de la calandre en [N].

Q_{ft} : Poids du faisceau tubulaire en [N].

Q_{pt} : Poids des deux plaques tubulaires en [N].

L : Longueur de la calandre en [m].

$$q_1 = \frac{350105 + 59764.61 - 26967.926}{17.574}$$

$$q_1 = 21787.964 N/m$$

➤ *Dans les deux boîtes :*

$$q_2 = q_3 = \frac{Q'_{Boite} - Q_6}{L}$$

Avec :

q_2 : Charge répartie dans la boîte de distribution frontale en [N/m].

q_3 : Charge répartie dans la boîte de distribution arrière en [N/m].

Q'_{Boites} : Poids d'une des boîtes de distribution en [N].

Q_6 : Poids de couvercle plat d'une des boîtes de distribution et sa bride en [N].

L : Longueur d'une des boîtes de distribution en [m].

$$q_2 = q_3 = 25115.621 \text{ N/m}$$

B. Lors de l'essai hydraulique :

➤ *Dans la calandre :*

$$q'_1 = q_1 + \frac{Q_{eau_{cal}}}{L}$$

Avec :

q'_1 : Charge répartie dans la calandre lors de l'essai hydraulique en [N/m].

q_1 : Charge répartie dans la calandre sans présence de l'eau en [N/m].

L : Longueur de la calandre en [m].

$$q'_1 = 21787.964 + \frac{269133.4455}{17.574}$$

$$q'_1 = 37102.26 \text{ N/m}$$

➤ *Dans les deux boîtes :*

$$q'_2 = q'_3 = q_2 + \frac{Q'_{eauBoite}}{L}$$

Avec :

q'_2 : Charge répartie dans la boîte de distribution frontale lors de l'essai hydraulique en [N/m].

q'_3 : Charge répartie dans la boîte de distribution arrière lors de l'essai hydraulique en [N/m].

$Q'_{eauBoite}$: Poids de l'eau dans l'une des boîtes de distribution en [N].

L : Longueur d'une des boîtes de distribution en [m].

$$q'_2 = q'_3 = 40837.84 \text{ N/m}$$

VI-1-9-2. Charges concentrées :

A. Charges des deux plaques tubulaires :

$$q_4 = q_5 = Q_2 = 26967.926 \text{ N}$$

B. Charge de couvercle plat de la boîte de distribution et sa bride :

$$q_6 = q_7 = Q_6 = 82379 \text{ N}$$

VI-1-10. Calcul des réactions des appuis : [7]

L'échangeur 02 se repose sur deux supports :

- Support « A » : support fixe qui correspond à un appui double.
- Support « B » : support glissant suivant l'horizontal qui correspond à un appui simple.

VI-1-10-1. Calcul sans présence de l'eau :

➤ Réaction R_A :

La somme des moments des forces appliquées à l'échangeur 02 par rapport au point "B" est :

$$\begin{aligned} \sum M_{/B} = & -q_6(l_1 + l_2 + l_3) - q_4(l_2 + l_3) - q_1 \times \frac{(l_2 + l_3)^2}{2} - q_2 \times l_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{l_1}{2} \right) \\ & + q_7(l_4 + l_5) + q_5 \times l_4 + q_1 \times \frac{l_4^2}{2} + q_3 \times l_5 \left(l_4 + \frac{l_5}{2} \right) + R_A \times l_3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{/B} = & -82379(17.204) - 13483.963(16.39) - 21787 \times \frac{(16.39)^2}{2} - 25115.621 \times 0.81 \times 16.799 + 82379 \\ & \times 1.99 + 13483.963 \times 1.18 + 21787.964 \times \frac{(1.18)^2}{2} + 25115.621 \times 0.81 \times 1.585 + R_B \times 15.08 \end{aligned}$$

On appliquant la deuxième condition de l'équilibre statique d'un corps solide (Le moment résultant de toutes les forces appliquées à ce solide, calculé par rapport à un point quelconque est nul : $\sum M = 0$), on obtient :

$$R_A = 310391.2819 \text{ N}$$

➤ Réaction R_B :

La somme des moments des forces appliquées à l'échangeur 02 par rapport au point "A" est :

$$\begin{aligned} \sum M_{/A} = & -q_7(l_5 + l_4 + l_3) - q_5(l_4 + l_3) - q_1 \times \left(\frac{l_4 + l_3}{2} \right)^2 - q_3 \times l_5 \left(l_4 + l_3 + \frac{l_5}{2} \right) \\ & + q_6(l_1 + l_2) + q_4 \times l_2 + q_1 \times \frac{l_2^2}{2} + q_2 \times l_1 \left(l_2 + \frac{l_1}{2} \right) + R_B \times l_3 \end{aligned}$$

$$\sum M/A = 82379(17.07) + 13483.963(16.26) + 21787 \times \frac{(16.26)^2}{2} + 25115.621 \times 0.81 \times 16.665 - 82379 \times 2.124 \\ - 13483.963 \times 1.314 - 21787.964 \times \frac{(1.314)^2}{2} - 25115.621 \times 0.81 \times 1.719 - R_B \times 15.08$$

On appliquant la deuxième condition de l'équilibre statique d'un corps solide (Le moment résultant de toutes les forces appliquées à ce solide, calculé par rapport à un point quelconque est nul : $\sum M = 0$), on obtient :

$$R_B = 304923.6295 \text{ N}$$

➤ **Vérification des valeurs des réactions R_A et R_B :**

Pour que les valeurs de R_A et R_B seront justes, la première condition de l'équilibre statique d'un corps solide (La résultante générale des forces (actions et réactions) appliquées à ce solide est nulle $\sum F = 0$) doit être vérifié, vérifions cette condition selon l'axe Y :

$$\sum F/Y = Q_{cal} - Q_{ft} - Q_{bd} + R_A + R_B$$

$$\sum F/Y = 350105 - 59764.61 - 205445.306 + 310391.2819 + 304923.6295$$

$$\sum F/Y = 0.0046 \approx 0$$

Donc : les valeurs de R_A et R_B sont vérifiées.

VI-1-10-2. Calcul lors de l'essai hydraulique :

Lors de l'essai hydraulique les charges réparties q_1 , q_2 et q_3 sont remplacées par les charges q'_1 , q'_2 et q'_3 (charges réparties dans l'échangeur 02 lors de l'essai hydraulique, calculée préalablement).

➤ **Réaction R'_A :**

La somme des moments des forces appliquées à l'échangeur 02 par rapport au point "B" est :

$$\sum M/B = -q_6(l_1 + l_2 + l_3) - q_4(l_2 + l_3) - q'_1 \times \frac{(l_2 + l_3)^2}{2} - q'_2 \times l_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{l_1}{2} \right) \\ + q_7(l_4 + l_5) + q_5 \times l_4 + q'_1 \times \frac{l_4^2}{2} + q'_3 \times l_5 \left(l_4 + \frac{l_5}{2} \right) + R_B \times l_3$$

$$\sum M/B = -82379(17.204) - 13483.963(16.39) - 37102 \times \frac{(16.39)^2}{2} - 40837.843 \times 0.81 \times 16.799 + 82379 \\ \times 1.99 + 13483.963 \times 1.18 + 37102 \times \frac{(1.18)^2}{2} + 40837.843 \times 0.81 \times 1.585 + R_B \times 15.08$$

On appliquant la deuxième condition de l'équilibre statique d'un corps solide (Le moment résultant de toutes les forces appliquées à ce solide, calculé par rapport à un point quelconque est nul : $\sum M = 0$), on obtient : $R'_A = 459001.9277 \text{ N}$

➤ **Réaction R'_B :**

La somme des moments des forces appliquées à l'échangeur 02 par rapport au point "A" est :

$$\sum M_{/A} = -q_7(l_5 + l_4 + l_3) - q_5(l_4 + l_3) - q'_1 \times \left(\frac{l_4 + l_3}{2}\right)^2 - q'_3 \times l_5 \left(l_4 + l_3 + \frac{l_5}{2}\right) \\ + q_6(l_1 + l_2) + q_4 \times l_2 + q'_1 \times \frac{l_2^2}{2} + q'_2 \times l_1 \left(l_2 + \frac{l_1}{2}\right) + R_B \times l_3$$

$$\sum M_{/A} = -82379(17.07) - 13483.963(16.26) - 37102.26 \times \frac{(16.26)^2}{2} - 40837.843 \times 0.81 \times 16.665 + 82379 \times 2.124 \\ + 13483.963 \times 1.314 + 37102.26 \times \frac{(1.314)^2}{2} + 40837.843 \times 0.81 \times 1.719 + R_B \times 15.08$$

On appliquant la deuxième condition de l'équilibre statique d'un corps solide (Le moment résultant de toutes les forces appliquées à ce solide, calculé par rapport à un point quelconque est nul : $\sum M = 0$), on obtient :

$$R'_B = 450916.4338 \text{ N}$$

➤ **Vérification des valeurs des réactions R'_A et R'_B :**

Pour que les valeurs de R_A et R_B seront justes, la première condition de l'équilibre statique d'un corps solide (La résultante générale des forces (actions et réactions) appliquées à ce solide est nulle :

$\sum F = 0$) doit être vérifié, vérifions cette condition selon l'axe Y :

$$\sum F_{/Y} = Q_{cal} - Q_{ft} - Q_{bd} - Q_{eau_{cal}} - Q_{eau_{Boites}} + R'_A + R'_B$$

$$\sum F_{/Y} = 350105 - 59764.61 - 205445.306 - 269133.4455 - 25470 + 459001.9277 + 450916.4338$$

$$\sum F_{/Y} \approx 0$$

Donc : les valeurs de R'_A et R'_B sont vérifiées.

VI-1-11. Calcul des moments fléchissant correspondant au poids maximum possible (lors de l'essai hydraulique) : [7]

Considérons les sections suivantes :

➤ **Section A (correspondante au support A) :**

$$M_{fA} = -q_6 \times (l_1 + l_2) - q_4 \times l_2 - q'_2 \times l_1 \times \left(l_2 + \frac{l_1}{2}\right) - q'_1 \times \frac{(l_2)^2}{2}$$

$$M_{fA} = -82379 \times (2.124) - 13483.963 \times 1.314 - 40837.84 \times 0.81 \times 1.719 - 37102.26 \times \frac{(1.314)^2}{2}$$

$$M_{fA} = -281583.4349 \text{ N.m}$$

➤ **Section B (correspondante au support B) :**

$$M_{fB} = -q_7 \times (l_4 + l_5) - q_5 \times l_4 - q'_3 \times l_5 \times \left(l_4 + \frac{l_5}{2} \right) - q'_1 \times \frac{(l_4)^2}{2}$$

$$M_{fB} = 82379 \times (1.99) - 13483.963 \times 1.18 - 40837.84 \times 0.81 \times 1.585 - 37102.26 \times \frac{(1.18)^2}{2}$$

$$M_{fB} = -258105.5445 \text{ N.m}$$

➤ **Section C (équidistante de A et B) :**

$$M_{fC} = -q_7 \times \left(l_4 + l_5 + \frac{l_3}{2} \right) - q_5 \times \left(l_4 + \frac{l_3}{2} \right) - q'_3 \times l_5 \times \left(l_4 + \frac{l_5}{2} + \frac{l_3}{2} \right) - q'_1 \times \frac{\left(l_4 + \frac{l_3}{2} \right)^2}{2} + R'_B \times \frac{l_3}{2}$$

$$M_{fC} = -82379 \times (9.53) - 13483.963 \times 8.72 - 40837.84 \times 7.39125 - 37102.26 \times 38.0192 + 450916.4338 \times 7.54$$

$$M_{fC} = 784816.933 \text{ N.m}$$

VI-1-12. Vérification de la stabilité de forme de l'appareil : [7]

➤ **La condition de stabilité est :**

$$\sigma_{fl \max} = \frac{M_{fl \max}}{w} \leq [\sigma_{fl}]$$

Avec :

$\sigma_{fl \max}$: Contrainte maximale de flexion en $\left[\frac{N}{m^2} \right]$

$M_{fl \max}$: Moment fléchissant maximal en $[N.m]$

$$\Rightarrow M_{fl \max} = M_{fC} = 784816.933 \text{ N.m}$$

w : Module de flexion de la section transversale de la calandre en $[m^3]$

$$w = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_e^4 - D_i^4}{D_e} \right)$$

D_e : Diamètre extérieur de la calandre en $[m]$

D_i : Diamètre intérieur de la calandre en $[m]$

$$w = \frac{3.14}{32} \left(\frac{(1.538)^4 - (1.43)^4}{1.538} \right)$$

$$w = 0.09 \text{ m}^3$$

Donc :

$$\sigma_{fl\ max} = \frac{784816.933}{0.09}$$

$$\sigma_{fl\ max} = 8.72 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$[\sigma_{fl}]$: Résistance pratique à la flexion en $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

$$[\sigma_{fl}] = \begin{cases} 1.1[\sigma] & \text{Pour les acier au carbone.} \\ 1.2[\sigma] & \text{Pour les acier spéciaux.} \end{cases}$$

$[\sigma]$: Contrainte admissible de l'acier de la calandre (calculé préalablement l'ors de calcul de l'épaisseur de la calandre, $[\sigma] = 200\text{ MPa}$).

$$[\sigma_{fl}] = 1.1 \times 200$$

$$[\sigma_{fl}] = 220\text{ MPa}$$

Finalement :

$$\sigma_{fl\ max} \ll [\sigma_{fl}]$$

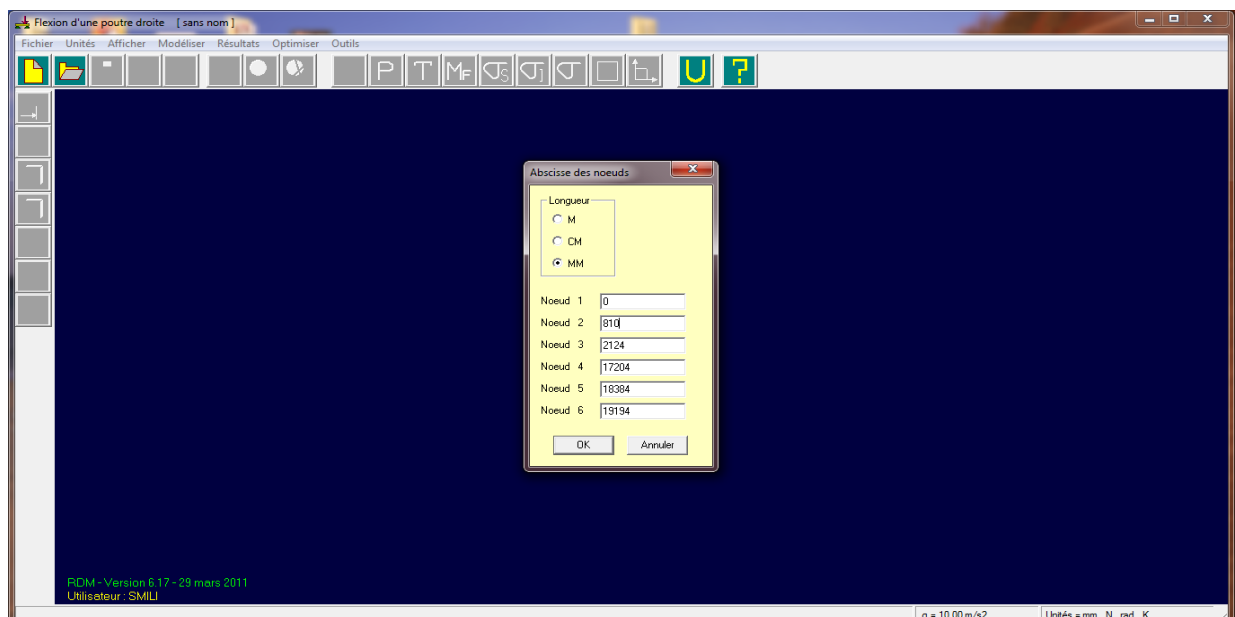
Donc la condition de la résistance mécanique de la calandre est respectée.

VI-1-13. Réalisation de l'épure de moment fléchissant :

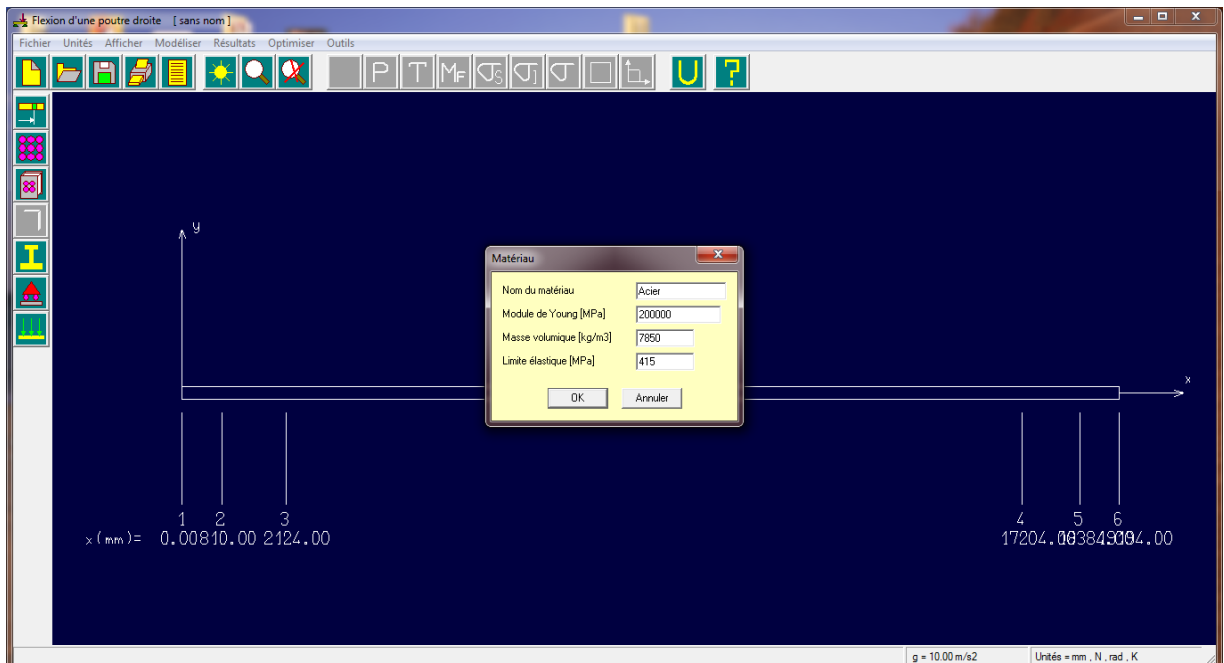
Pour plus de précision dans le dessin de l'allure de moment fléchissant on a utilisé le logiciel RDM 6 mode « flexion ».

➤ Introduction des données de problème :

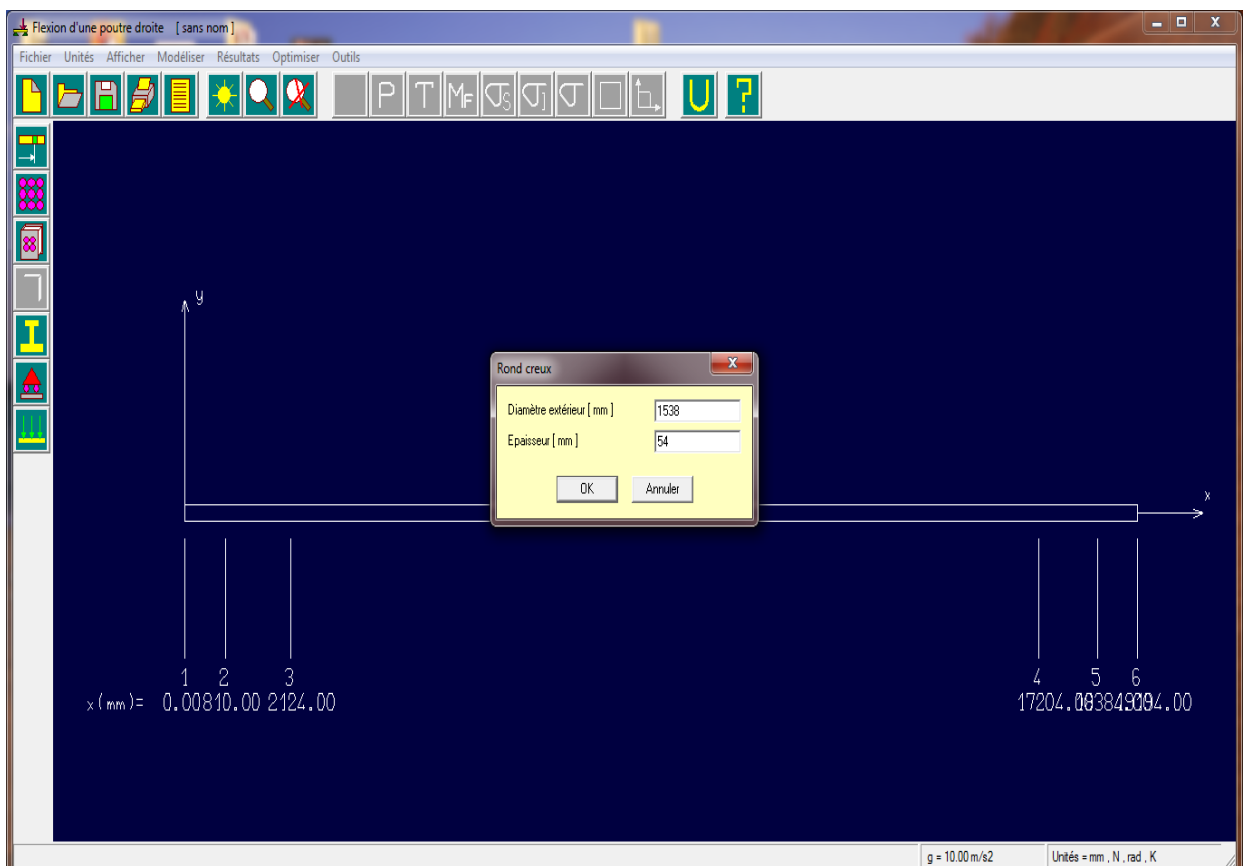
a) Nombre de nœud et la distance entre eux :



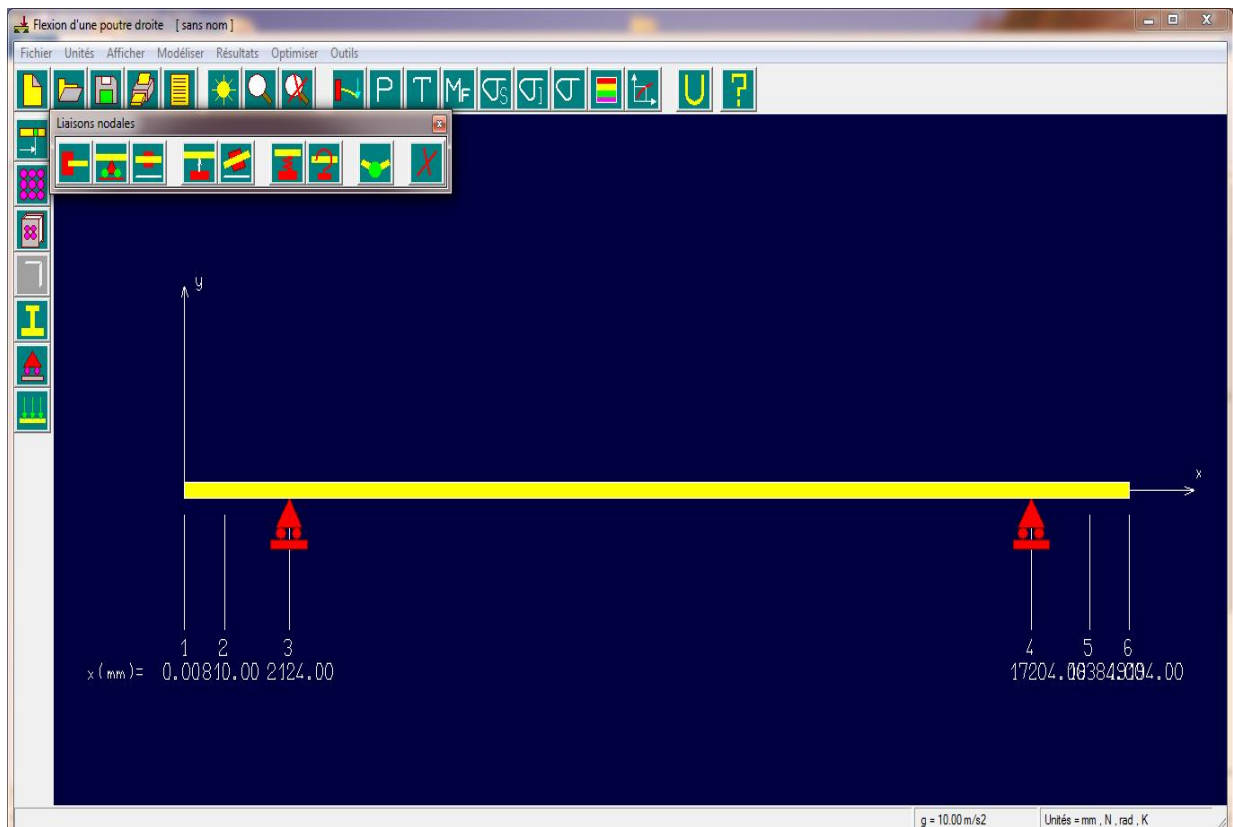
b) Choix de matériau :



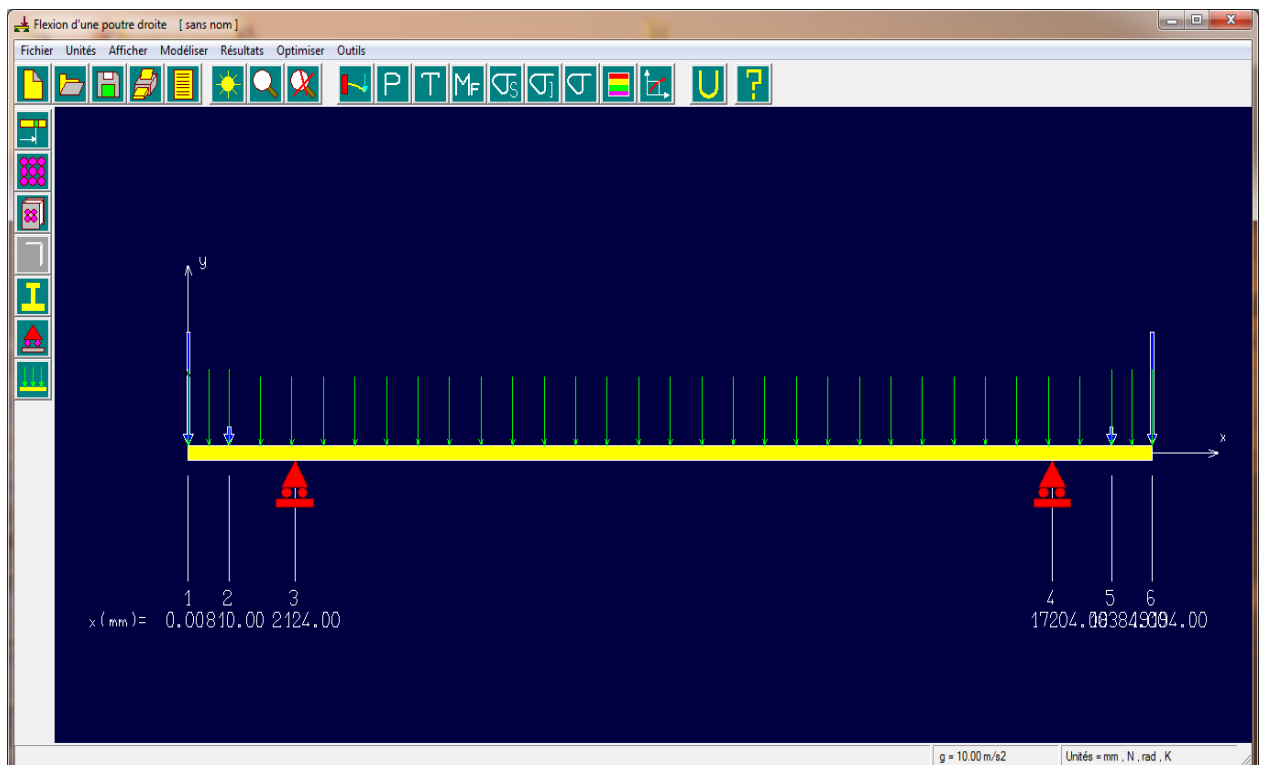
c) Définition de la section paramétrée : on choisit une section circulaire creuse.



d) Introduction des conditions aux limites :



e) Application des charges :



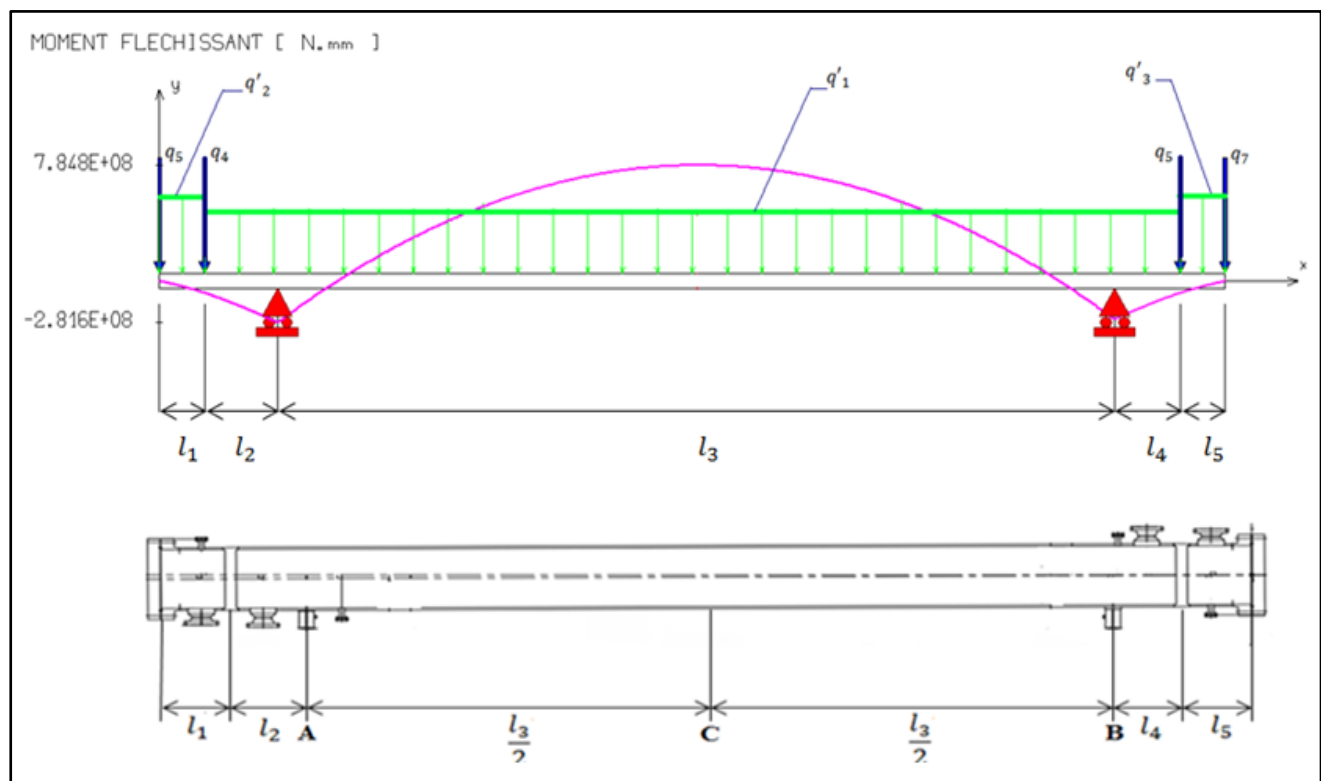
➤ **Résultats obtenue :**

Fig. VI-3 : Schéma de calcul des réactions des appuis et des moments fléchissant

- ✓ En bleu : Charges concentrés et réactions.
 - ✓ En vert : Charges réparties.
 - ✓ En rose : Moment fléchissant.
- ❖ D'après le graphe : $M_{flmax} = 784800 \text{ N.m}$

VI-1-14. Conclusion :

- ❖ Les épaisseurs finales des éléments de l'échangeur (la calandre, les tubes et les plaques tubulaires) données par le constructeur sont supérieures à celle calculées, par conséquent la résistance des éléments est vérifiée.
- ❖ Le calcul des contraintes thermiques a montré que ces derniers sont inférieurs par rapport aux contraintes admissibles des matériaux des tubes et de calandre, de ce fait l'échangeur 02 n'est pas surchargé de point de vue contraint thermique.
- ❖ L'étude de vérification de résistance de l'échangeur 02 a prouvé que cet appareil fonctionne sans aucun risque.
- ❖ Le calcul effectué par RDM 6 a montré une très bonne concordance vis-à-vis de nos résultats calculés analytiquement surtout les valeurs max et min du moment fléchissant.

VI -2. Simulation mécanique de l'échangeur 02 à l'aide de simulateur SOLIDWORKS (vérification de la résistance de la calandre, boîtes et des tubes)

VI -2-1. Généralités sur le SOLIDWORKS :

Le logiciel SolidWorks est un logiciel de conception et fabrication assistée par ordinateur (CFAO). Il est utilisé par presque tous les techniciens et ingénieurs.

Ça construction permet de crée des avantages importants pour les utilisateurs :

➤ **Conception :**

Conception de surface, déformation locale et globale, Etc....

➤ **Conception détaillée:**

La modélisation solide, de tôleries et d'assemblage, génération de surfaces techniques et de formes libres, soudures, charpentes, mécanismes, la vérification du modèle et autres.

➤ **Simulation :**

Tester les performances du produit en procédant à des analyses de structure, en vibration, de durabilité, thermique et de mouvement, et permet des ajustements qui s'imposent.

➤ **Production :**

Créer des programmes, des trajectoires CN, ce qui réduit considérablement le coût donc moins de rebut.

➤ **Échange de données :**

L'interopérabilité avec différents systèmes CAO, la conversion 2D-3D, il possède un assistant d'importation, etc...

➤ **Travail collaboratif :**

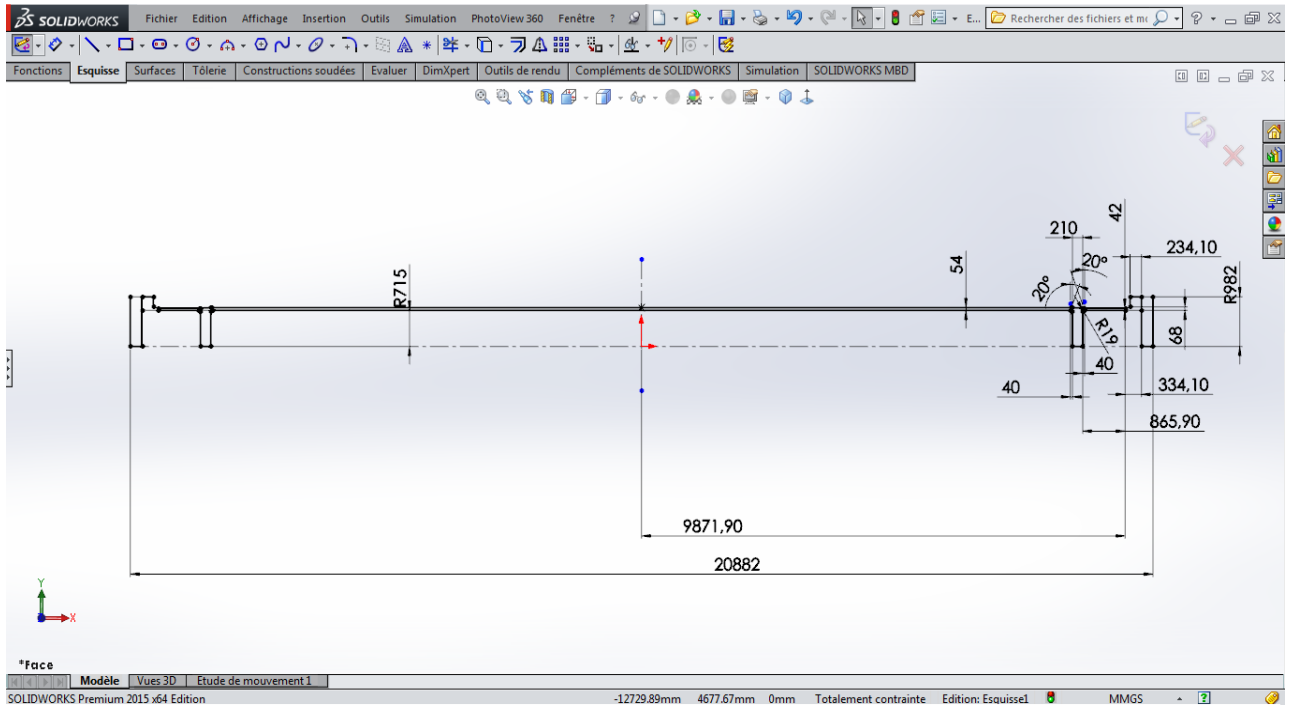
Solid Works permet une collaboration entre les équipes dispersées sur le monde entier grâce à une connectivité Web.

On peut inviter des techniciens et ingénieurs à se joindre aux conférences de conception sur le Web.

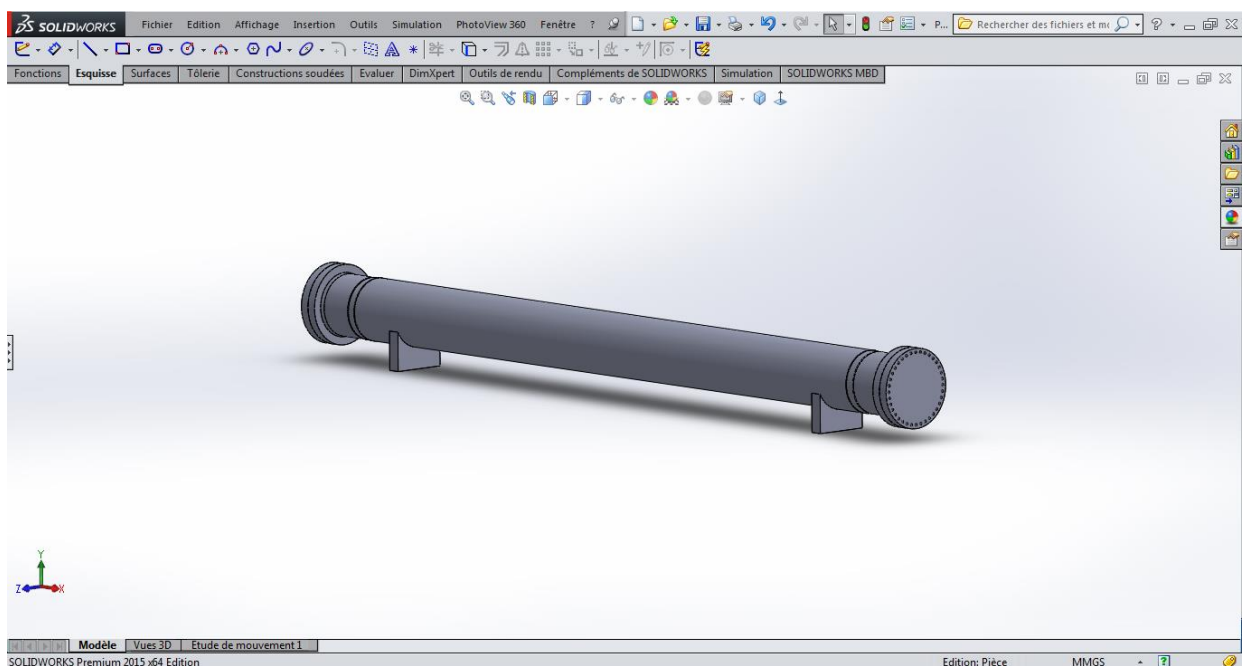
VI-2-2. Modélisation des éléments étudiés de l'échangeur 02:

On note que toutes les dimensions utilisées dans la modélisation sont pris des fiches techniques de constructeur (annexe 11)

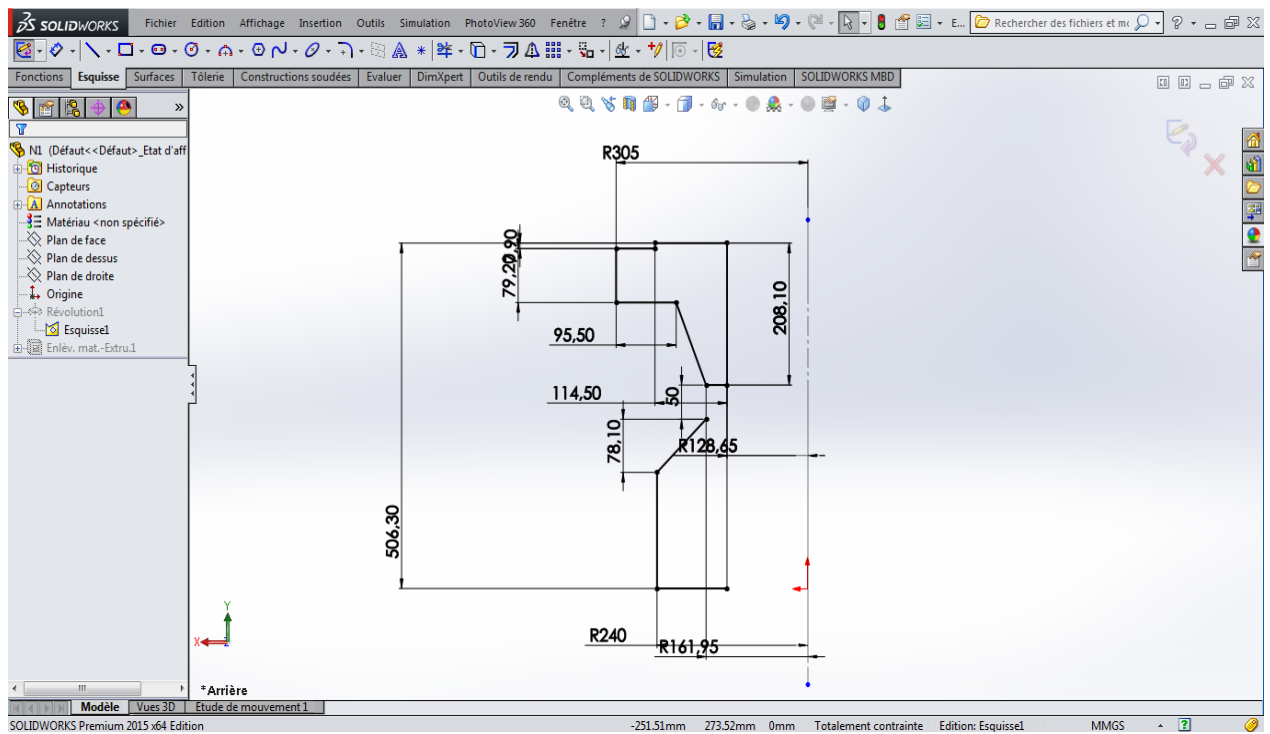
Etape 01 : modélisation de la calandre et des boites de distributions



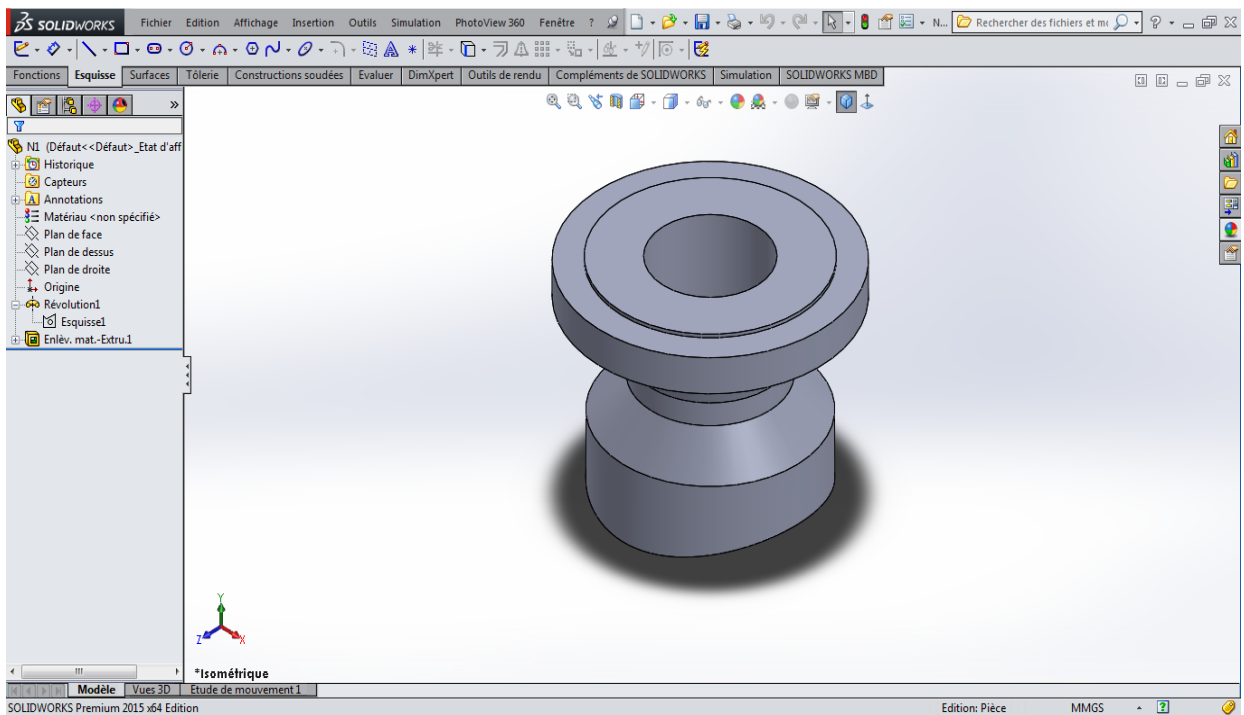
- ❖ Une fois qu'on a réalisé ce dessin à l'aide de la fonction **Esquisse**, on utilise la fonction **Révolution** pour obtenir le corps de la partie dessiné ci-dessus :



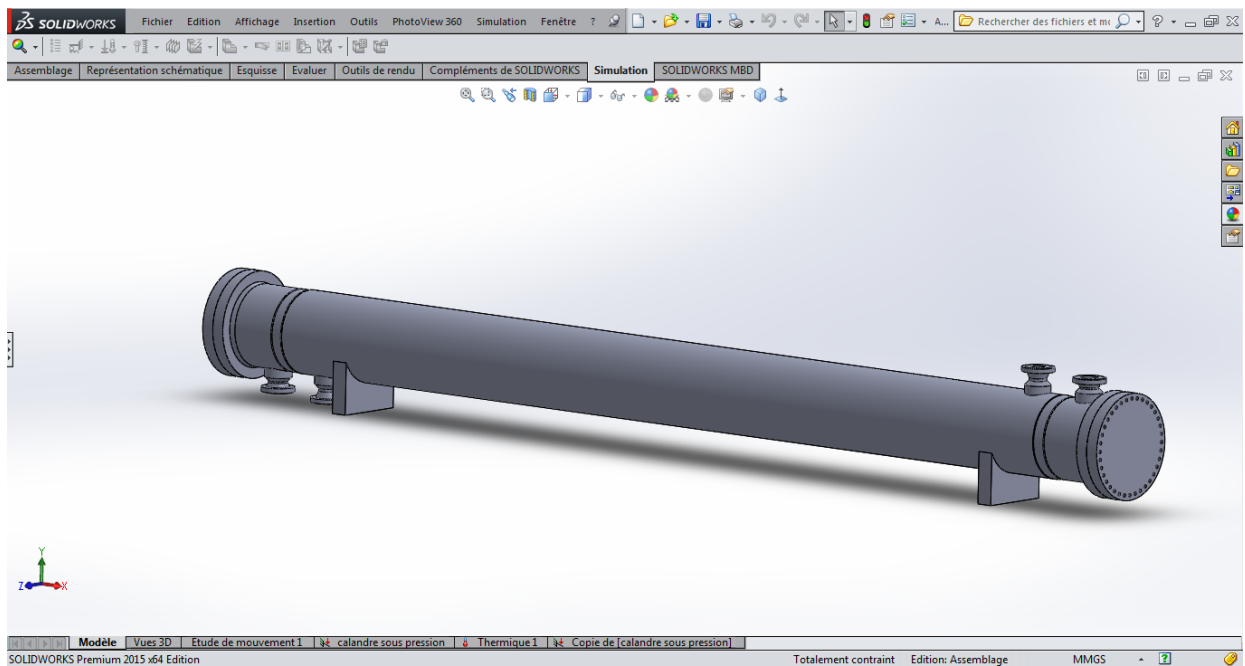
Etape 02 : modélisation des tubulures



❖ De la même façon, le corps de la tubulure est réalisé à l'aide des fonctions **Révolution**, **Esquisse**.

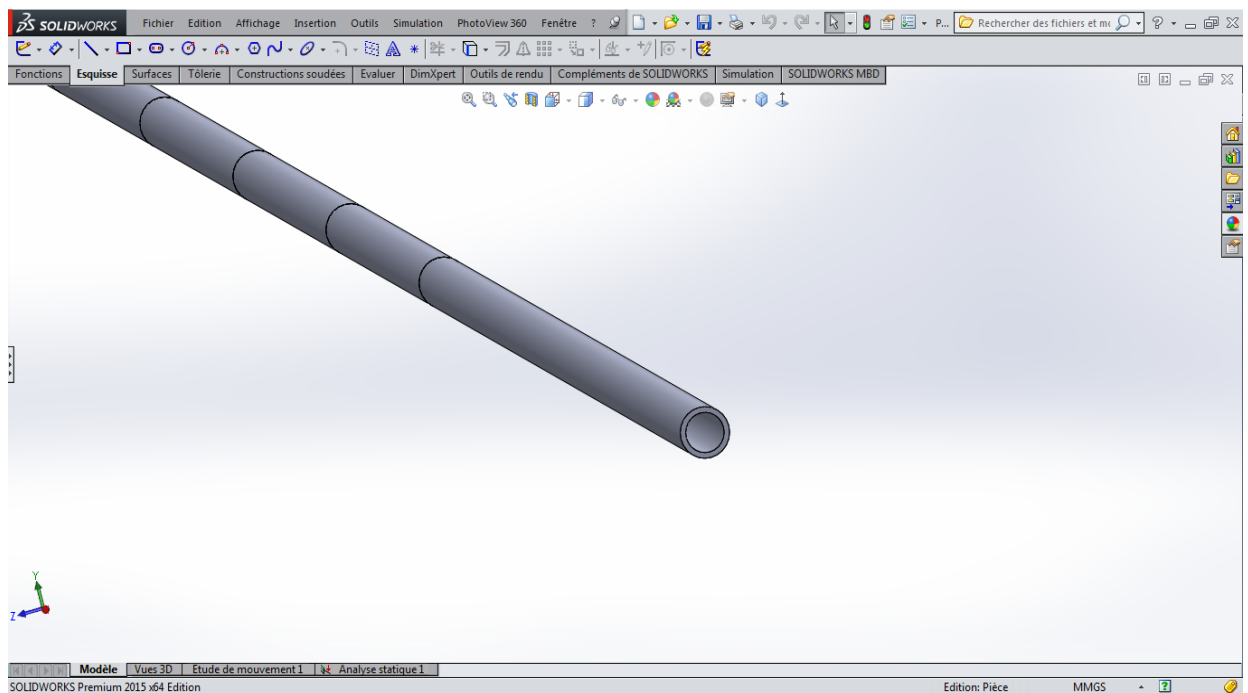


Etape 03 : Montage des tubulures sur le corps réalisé



- ❖ Cette étape est réalisée à l'aide de mode **Assemblage**.

Etape 04 : modélisation des tubes

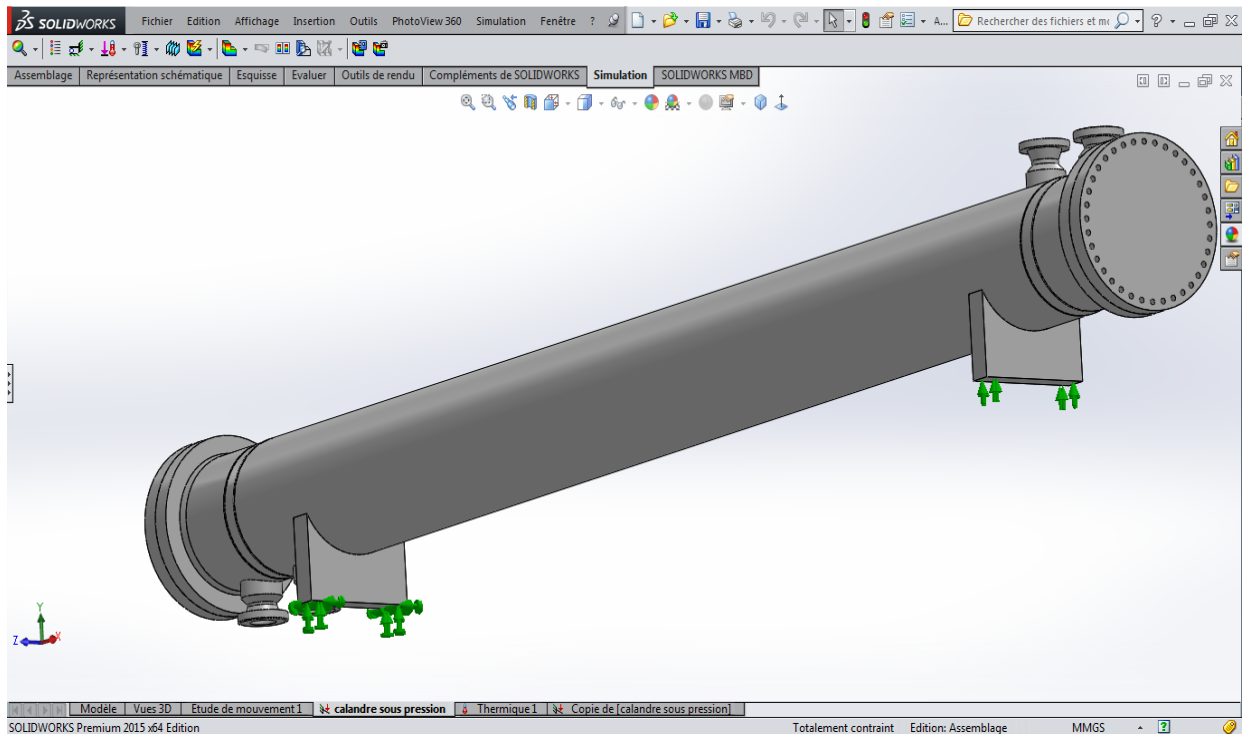


- ❖ Le tube a été modélisé de la même manière que les éléments précédents.

VI-2-3. Étude des éléments modélisés :

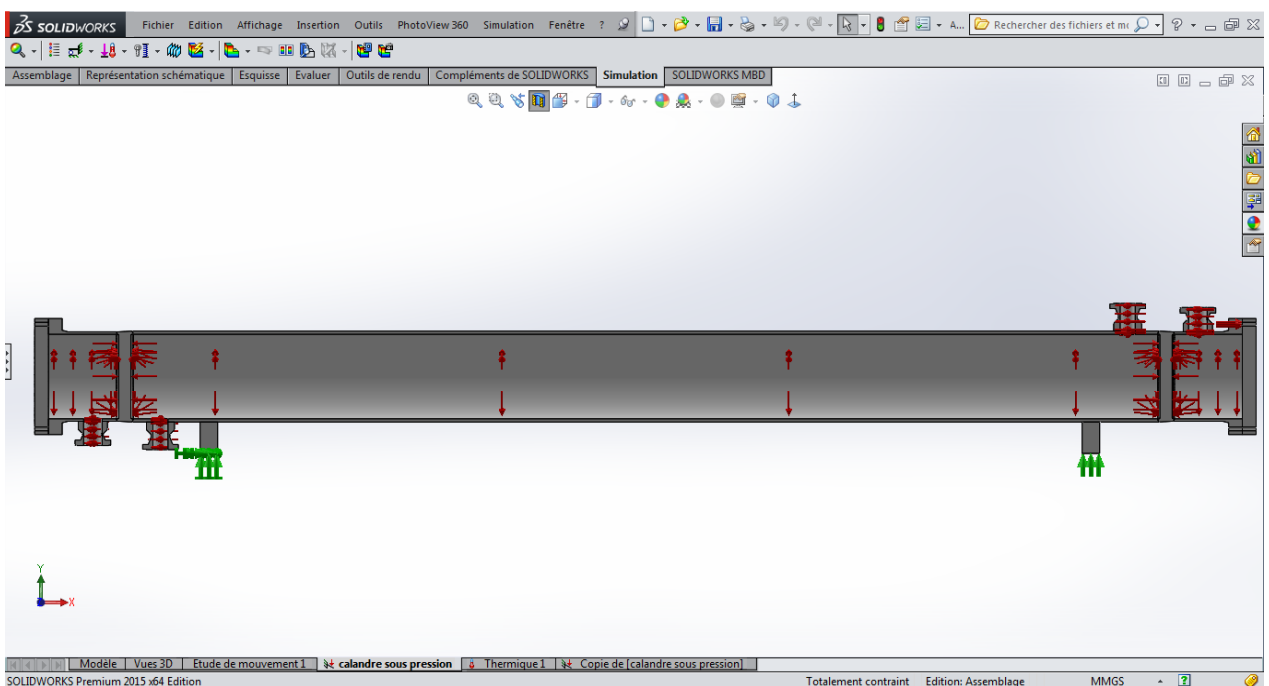
VI-2-3-1. Calandre, boîtes et leurs tubulures :

a) Réalisation des fixations:



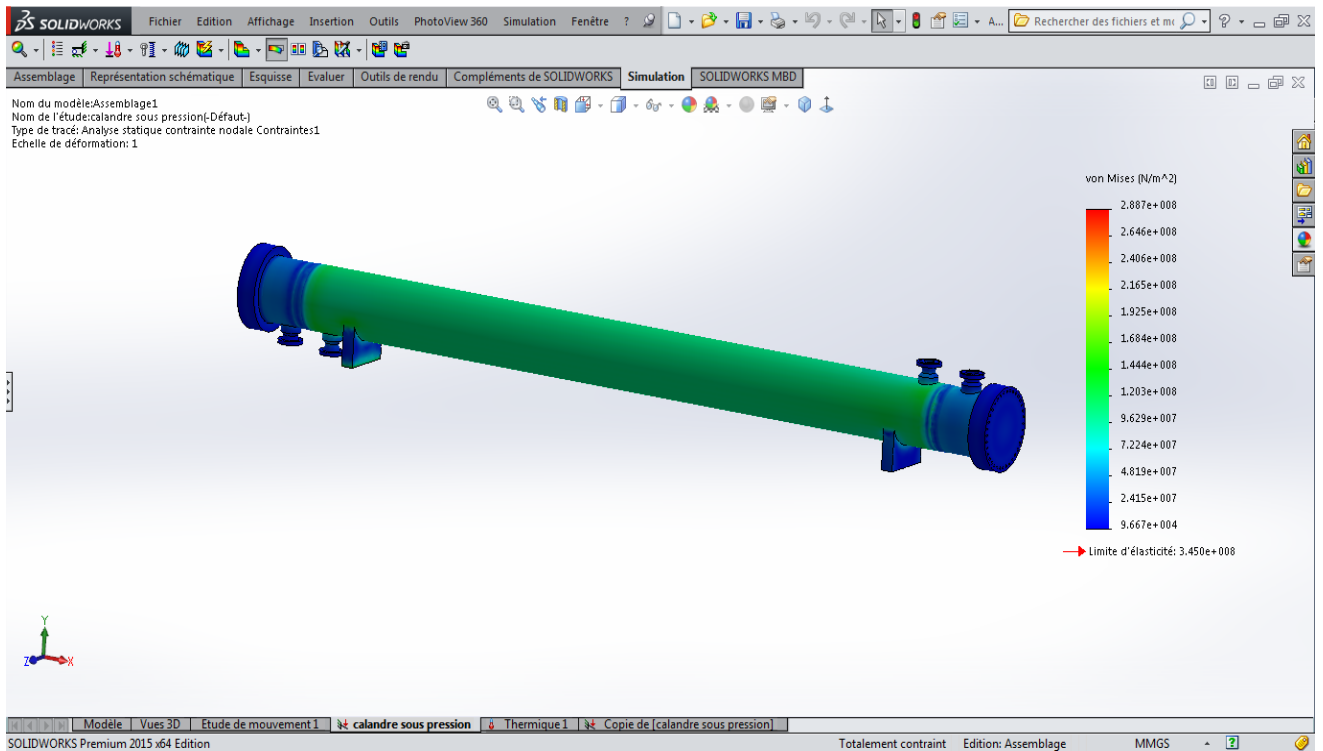
L'échangeur 02 dispose de deux supports, l'un est fixe et l'autre est glissant suivant l'axe horizontal.

b) Application des pressions internes:



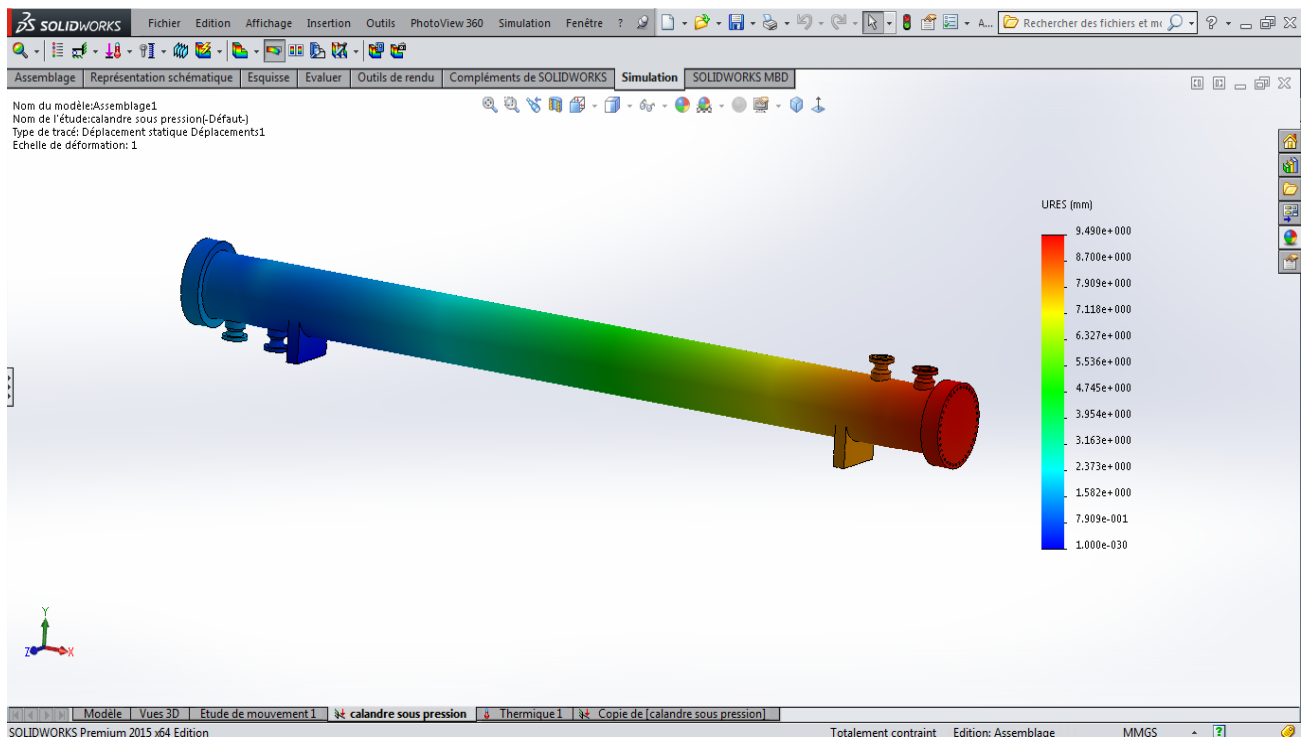
c) Résultats:

1. Contraintes :



- ❖ La contrainte maximale de von Mises ($\sigma_{max_{vMises}} = 288 \text{ MPa}$) est inférieure à la limite d'élasticité de matériau utilisé ($\sigma_e = 345 \text{ MPa}$) au-delà on peut conclure que la résistance de corps étudié (calandre, boîtes et leur tubulures) est vérifiée selon le critère de von Mises.

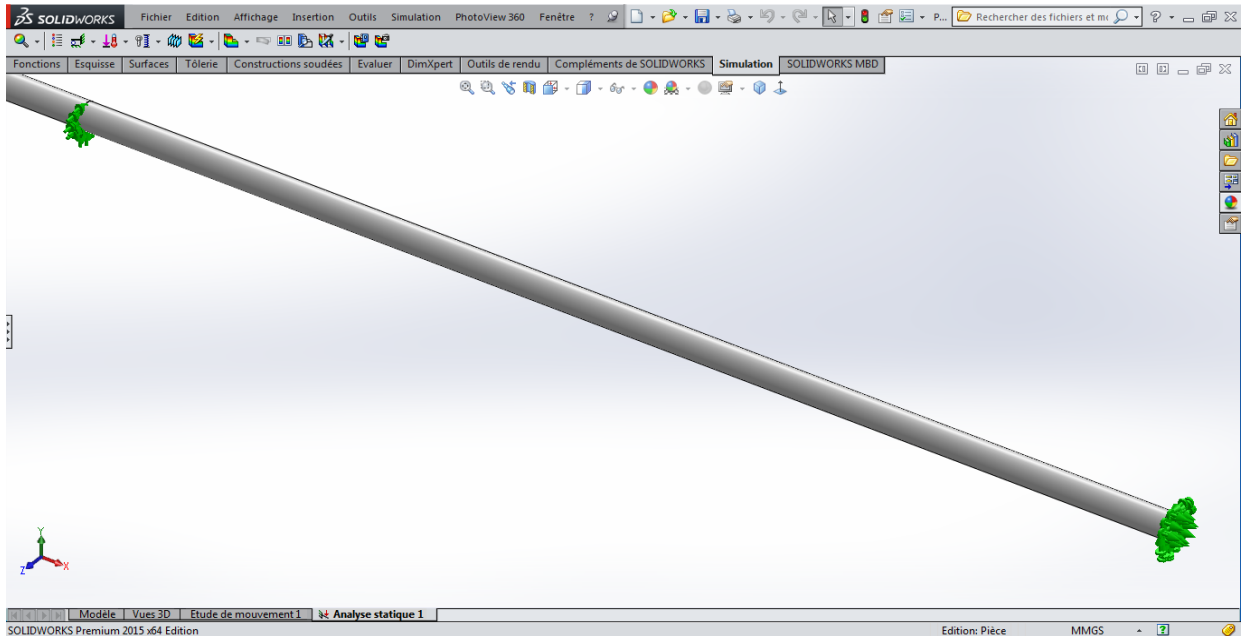
2. Déplacement horizontale :



- ❖ Le déplacement maximal est de 9.45 [mm] situé à l'extrémité droite de corps (zone rouge) ce qui est convenable avec l'emplacement d'un support glissant suivant l'horizontale dans ce côté.

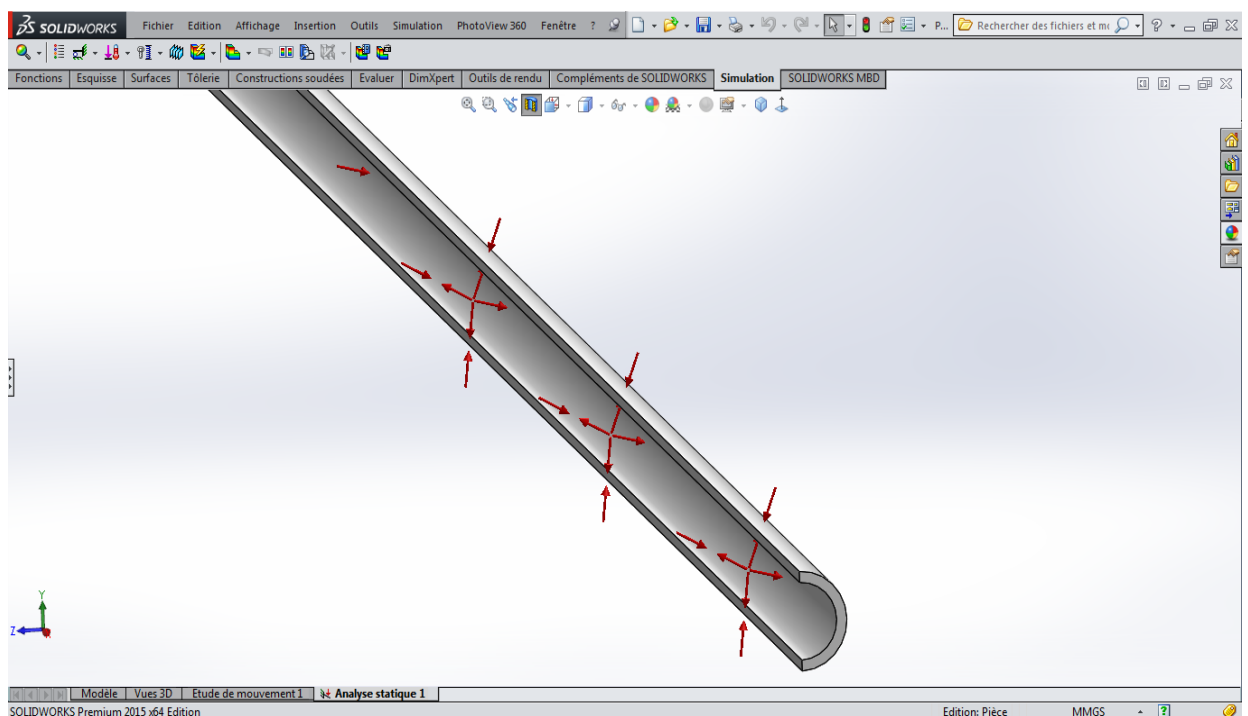
VI-2-3-2. Tube :

a) Réalisation des fixations:



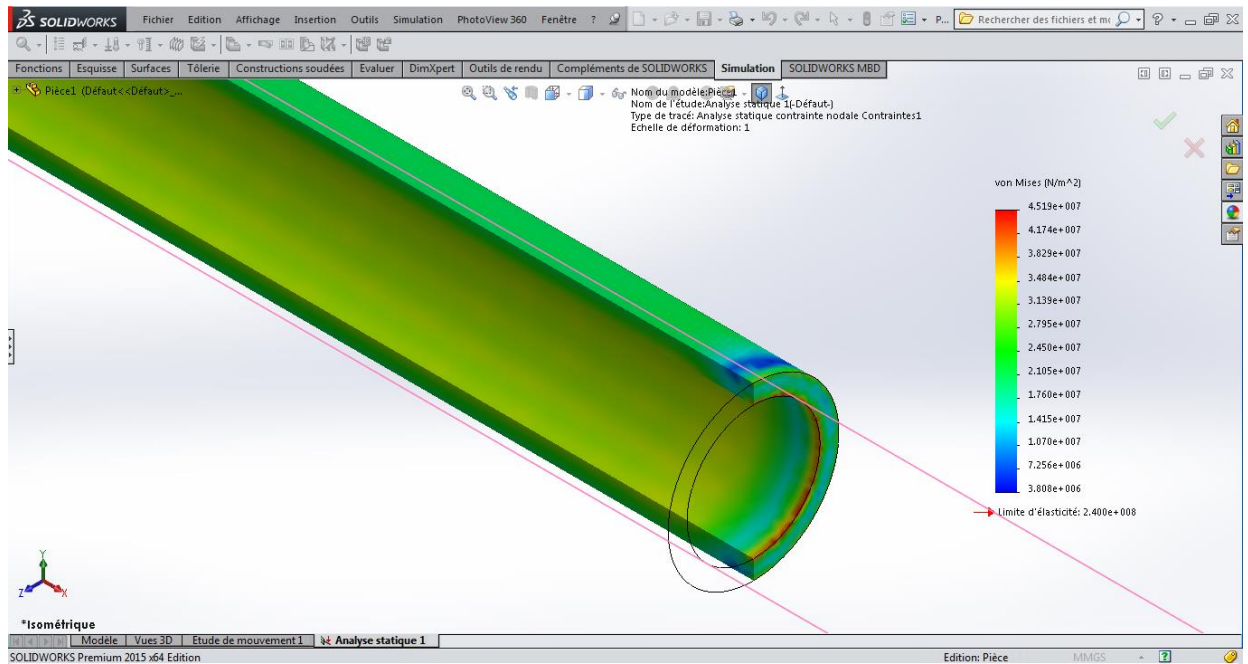
Le tube est fixé solidairement par les plaques tubulaires et les chicanes.

b) Application des pressions interne et externe sur la paroi des tubes :



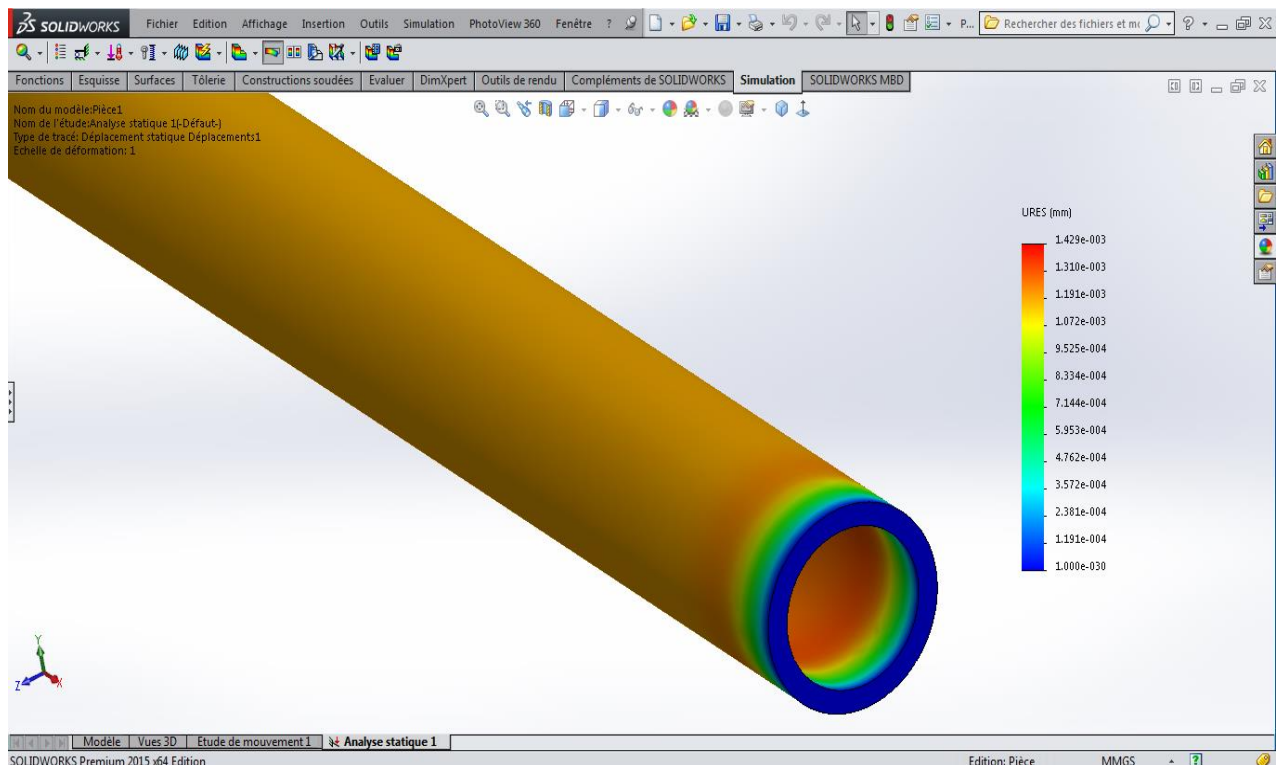
c) Résultats:

1. Contraintes de von Mises:



- ❖ La contrainte maximale de Von Mises ($\sigma_{max_{vMises}} = 45.15 \text{ MPa}$) est inférieure à la limite d'élasticité de matériau de tube ($\sigma_e = 240 \text{ MPa}$) au-delà on peut conclure que la résistance des tubes est vérifiée selon le critère de Von Mises.
- ❖ Les sections encastées sont les plus sollicitées (zones de concentration de contraintes représentées par la couleur rouge).

2. Déplacement radial :



- ❖ Le déplacement radial maximal est de 1.425×10^{-3} [mm].
- ❖ Les zones les plus concerné par le déplacement radial sont les zones qui se situent entre deux fixations (plaque tubulaire – chicane, chicane – chicane)

VI-2-4. Conclusion :

Par simulation SOLIDWORKS, on a pu justifier la validité de nos résultats analytiques en utilisant une autre méthode qui a la base de l'épaisseur réelle de chaque élément et les pressions de service, on trouve les contraintes de Von mises inférieures aux limites d'élasticité des éléments étudiés.

Ce résultat permet de confirmer que notre appareil résiste aux contraintes qui agissent sur lui lors de fonctionnement.

Conclusion générale

En arrivant à la fin de ce travail, il convient de s'interroger sur la portée de celui-ci et d'en tirer quelques conclusions :

- ❖ Les résultats de calcul thermique de vérification indiquent que l'état thermique de l'échangeur 02 est bon, ce qui assure le transfert de chaleur requis pour le process.
- ❖ La simulation thermique de l'échangeur 02 à l'aide de simulateur des procédés CHEMCAD nous a confirmé les résultats de vérification analytique, en plus de ça ce logiciel nous a permis de faire un calcul de dimensionnement.
- ❖ Les résultats du calcul mécanique de vérification montrent que les différents éléments étudiés de l'échangeur résistent bien aux différentes contraintes auxquelles sont soumis.
- ❖ En plus de la confirmation des résultats trouvés analytiquement, la simulation effectuée à l'aide de logiciel *SOLIDWORKS* nous a donné d'autres résultats satisfaisants et suffisants pour montrer que notre échangeur fonctionne sans risques.

En fin, cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances sur les échangeurs de chaleur de type faisceau-calandre, d'améliorer nos capacités de simulation de ces appareils et de mieux connaître l'importance de ces logiciels (*CHEMCAD*, *RDM 6* et *SOLIDWORKS*) dans l'industrie pétrolière moderne.

Bibliographie

[1] **Robert W. Serth; Thomas G. Lestina** " Process Heat Transfer. Principles, Applications and Rules of Thumb", 2nd ed 2014.

[2] **John E. Edwards** "Design and Rating shell and tube heat exchangers".

[3] **P.WUITHIER** "le pétrole. Raffinage et Génie Chimique II".

[4] **CHEMCAD Version 6 User Guide**, by chemstations.

[5] **D.Gandy** "Carbon Steel Handbook", EPRI Project Manager, Final Report, USA march 2007.

[6] **N.ZEMMOUR** "cours des équipements des unités pétrochimiques", Boumerdes 2013

[7] **V.PEREMIATCHKINE** et **V.IOUCHO** "Appareils d'échange de chaleur des unités pétrochimiques; construction, entretien, calcul mécanique, Institut National des Hydrocarbures et de la Chimie, Boumerdse 1985.

Annexe

TABLE 3.3 Typical Values of Fouling Factors ($h \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu}$)

Cooling water streams ^d		
●	Seawater	0.0005–0.001
●	Brackish water	0.001–0.002
●	Treated cooling tower water	0.001–0.002
●	Municipal water supply	0.001–0.002
●	River water	0.001–0.003
●	Engine jacket water	0.001
●	Distilled or demineralized water	0.0005
●	Treated boiler feedwater	0.0005–0.001
●	Boiler blowdown	0.002
Service gas streams		
●	Ambient air (in air-cooled units)	0–0.0005
●	Compressed air	0.001–0.002
●	Steam (clean)	0–0.0005
●	Steam (with oil traces)	0.001–0.002
●	Refrigerants (with oil traces)	0.002
●	Ammonia	0.001
●	Carbon dioxide	0.002
●	Flue gases	0.005–0.01
Service liquid streams		
●	Fuel oil	0.002–0.005
●	Lubrication oil	0.001
●	Transformer oil	0.001
●	Hydraulic fluid	0.001
●	Organic heat-transfer fluids	0.001–0.002
●	Refrigerants	0.001
●	Brine	0.003
Process gas streams		
●	Hydrogen	0.001
●	Organic solvent vapors	0.001
●	Acid gases	0.002–0.003
●	Stable distillation overhead products	0.001
Process liquid streams		
●	Amine solutions	0.002
●	Glycol solutions	0.002
●	Caustic solutions	0.002
●	Alcohol solutions	0.002
●	Ammonia	0.001
●	Vegetable oils	0.003
●	Stable distillation side-draw and bottom products	0.001–0.002
Natural gas processing streams		
●	Natural gas	0.001
●	Overhead vapor products	0.001–0.002
●	C ₃ or C ₄ vapor (condensing)	0.001
●	Lean oil	0.002
●	Rich oil	0.001
●	LNG and LPG	0.001

Annexe 1 : Estimation des facteurs d'encrassement R_i et R_o

Annexe

Coté calandre :

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02		Date: 05/05/2016 Time: 22:14:56
Stream 3 Pressure = 92.100 bar		
Temperature C	Vapor Density	
	kg/m3	
6.900	1.69342e+002	
9.468	1.62400e+002	
12.037	1.56079e+002	
14.605	1.50329e+002	
17.174	1.45093e+002	
19.742	1.40315e+002	
22.311	1.35944e+002	
24.879	1.31930e+002	
27.447	1.28233e+002	
30.016	1.24815e+002	
32.584	1.21645e+002	
35.153	1.18695e+002	
37.721	1.15941e+002	
40.289	1.13363e+002	
42.858	1.10942e+002	
45.426	1.08664e+002	
47.995	1.06514e+002	
50.563	1.04482e+002	
53.132	1.02556e+002	
55.700	1.00727e+002	

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02		Date: 05/05/2016 Time: 22:16:26
Stream 3 Pressure = 92.100 bar		
Temperature C	Vapor Viscosity	
	N-s/m2	
6.900	1.82808e-005	
9.468	1.78022e-005	
12.037	1.73932e-005	
14.605	1.70437e-005	
17.174	1.67451e-005	
19.742	1.64895e-005	
22.311	1.62705e-005	
24.879	1.60826e-005	
27.447	1.59211e-005	
30.016	1.57824e-005	
32.584	1.56633e-005	
35.153	1.55612e-005	
37.721	1.54739e-005	
40.289	1.53995e-005	
42.858	1.53365e-005	
45.426	1.52836e-005	
47.995	1.52396e-005	
50.563	1.52036e-005	
53.132	1.51747e-005	
55.700	1.51523e-005	

Annexe

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02		Date: 05/05/2016 Time: 22:17:15
Stream 3 Pressure = 92.100 bar		
Temperature C	Vapor Thermal Conductivity W/m-K	
6.900	4.71204e-002	
9.468	4.61598e-002	
12.037	4.53427e-002	
14.605	4.46523e-002	
17.174	4.40725e-002	
19.742	4.35885e-002	
22.311	4.31876e-002	
24.879	4.28584e-002	
27.447	4.25914e-002	
30.016	4.23788e-002	
32.584	4.22137e-002	
35.153	4.20904e-002	
37.721	4.20040e-002	
40.289	4.19505e-002	
42.858	4.19262e-002	
45.426	4.19283e-002	
47.995	4.19540e-002	
50.563	4.20013e-002	
53.132	4.20680e-002	
55.700	4.21525e-002	

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02		Date: 05/05/2016 Time: 22:18:00
Stream 3 Pressure = 92.100 bar		
Temperature C	Vapor Heat Capacity kJ/kg-K	
6.900	4.78612e+000	
9.468	4.59371e+000	
12.037	4.40728e+000	
14.605	4.23188e+000	
17.174	4.07184e+000	
19.742	3.92650e+000	
22.311	3.79565e+000	
24.879	3.67889e+000	
27.447	3.57417e+000	
30.016	3.48083e+000	
32.584	3.39741e+000	
35.153	3.32347e+000	
37.721	3.25663e+000	
40.289	3.19713e+000	
42.858	3.14304e+000	
45.426	3.09506e+000	
47.995	3.05104e+000	
50.563	3.01125e+000	
53.132	2.97585e+000	
55.700	2.94373e+000	

Annexe

Coté faisceau :

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02 default		Date: 05/06/2016 Time: 22:12:22
Stream 1 Pressure = 20.800 bar		
Temperature C	Vapor Density	
	kg/m3	
-8.900	2.05912e+001	
-5.837	2.02809e+001	
-2.774	1.99816e+001	
0.289	1.96926e+001	
3.353	1.94133e+001	
6.416	1.91433e+001	
9.479	1.88819e+001	
12.542	1.86288e+001	
15.605	1.83834e+001	
18.668	1.81455e+001	
21.732	1.79145e+001	
24.795	1.76903e+001	
27.858	1.74724e+001	
30.921	1.72605e+001	
33.984	1.70545e+001	
37.047	1.68540e+001	
40.110	1.66588e+001	
43.174	1.64686e+001	
46.237	1.62833e+001	
49.300	1.61026e+001	

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02 default		Date: 05/06/2016 Time: 22:13:27
Stream 1 Pressure = 20.800 bar		
Temperature C	Vapor Viscosity	
	N-s/m2	
-8.900	1.03677e-005	
-5.837	1.04605e-005	
-2.774	1.05534e-005	
0.289	1.06463e-005	
3.353	1.07393e-005	
6.416	1.08322e-005	
9.479	1.09251e-005	
12.542	1.10179e-005	
15.605	1.11107e-005	
18.668	1.12035e-005	
21.732	1.12961e-005	
24.795	1.13887e-005	
27.858	1.14812e-005	
30.921	1.15735e-005	
33.984	1.16658e-005	
37.047	1.17579e-005	
40.110	1.18499e-005	
43.174	1.19417e-005	
46.237	1.20334e-005	
49.300	1.21250e-005	

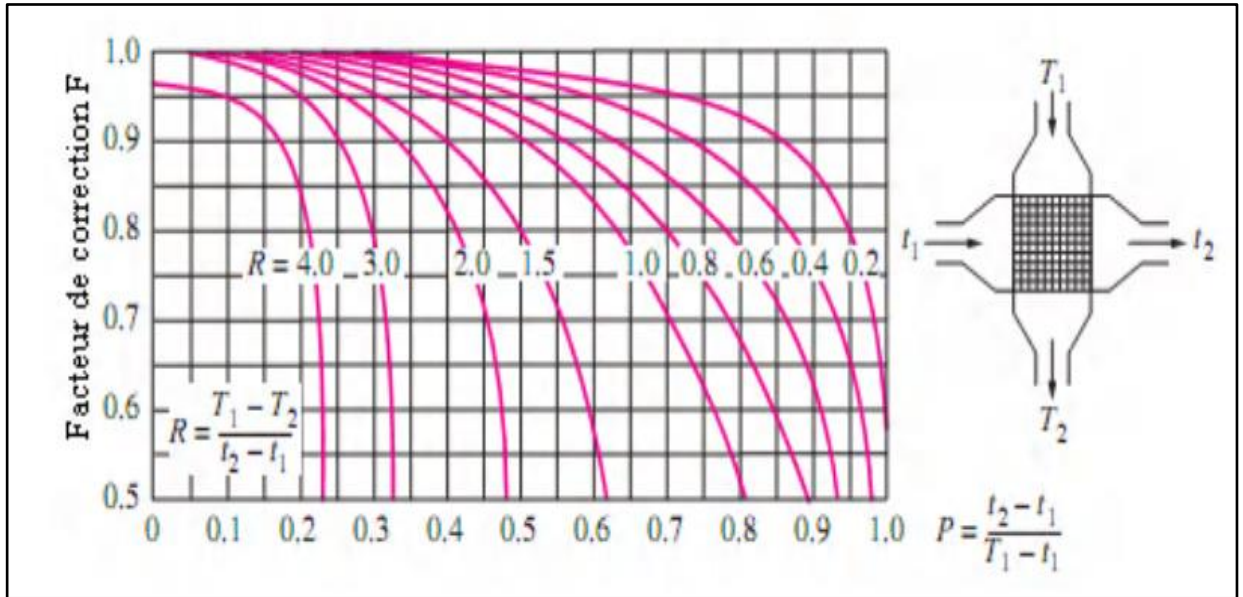
Annexe

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02 defaut		Date: 05/06/2016 Time: 22:14:25
Stream 1 Pressure = 20.800 bar		
Temperature C	Vapor Thermal Conductivity W/m-K	
-8.900	2.74131e-002	
-5.837	2.77791e-002	
-2.774	2.81488e-002	
0.289	2.85221e-002	
3.353	2.88988e-002	
6.416	2.92790e-002	
9.479	2.96624e-002	
12.542	3.00492e-002	
15.605	3.04390e-002	
18.668	3.08320e-002	
21.732	3.12281e-002	
24.795	3.16271e-002	
27.858	3.20290e-002	
30.921	3.24339e-002	
33.984	3.28415e-002	
37.047	3.32520e-002	
40.110	3.36652e-002	
43.174	3.40810e-002	
46.237	3.44996e-002	
49.300	3.49207e-002	

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02 defaut		Date: 05/06/2016 Time: 22:15:24
Stream 1 Pressure = 20.800 bar		
Temperature C	Vapor Heat Capacity kJ/kg-K	
-8.900	2.10140e+000	
-5.837	2.10106e+000	
-2.774	2.10198e+000	
0.289	2.10247e+000	
3.353	2.10418e+000	
6.416	2.10621e+000	
9.479	2.10856e+000	
12.542	2.11121e+000	
15.605	2.11415e+000	
18.668	2.11731e+000	
21.732	2.12156e+000	
24.795	2.12519e+000	
27.858	2.12983e+000	
30.921	2.13388e+000	
33.984	2.13892e+000	
37.047	2.14412e+000	
40.110	2.14949e+000	
43.174	2.15499e+000	
46.237	2.16149e+000	
49.300	2.16727e+000	

Annexe 2 : Propriétés physiques des deux fluides circulant dans l'échangeur 02

Annexe



Annexe 3 : Facteur de correction pour type d'échangeur faisceau et calandre a simple passe croisé avec écoulement des 2 fluides dirigés.

Tube OD (in.)	BWG	Tube ID ^a (in.)	Internal Area ^b (in. ²)	External Surface Per Foot Length ^c (ft ² /ft)	OD/ID
1/2	16	0.370	0.1075	0.1309	1.351
	18	0.402	0.1269	0.1309	1.244
	20	0.430	0.1452	0.1309	1.163
	22	0.444	0.1548	0.1309	1.126
5/8	12	0.407	0.1301	0.1636	1.536
	13	0.435	0.1486	0.1636	1.437
	14	0.459	0.1655	0.1636	1.362
	15	0.481	0.1817	0.1636	1.299
	16	0.495	0.1924	0.1636	1.263
	17	0.509	0.2035	0.1636	1.228
	18	0.527	0.2181	0.1636	1.186
	19	0.541	0.2299	0.1636	1.155
	20	0.555	0.2419	0.1636	1.126
	3/4	10	0.482	0.1825	0.1963
11		0.510	0.2043	0.1963	1.471
12		0.532	0.2223	0.1963	1.410
13		0.560	0.2463	0.1963	1.339
14		0.584	0.2679	0.1963	1.284
15		0.606	0.2884	0.1963	1.238
16		0.620	0.3019	0.1963	1.210
17		0.634	0.3157	0.1963	1.183
18		0.652	0.3339	0.1963	1.150
20		0.680	0.3632	0.1963	1.103

Annexe 4 : Tableau de dimensionnement standard des tubes des échangeurs.

Annexe

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02 défaut		Date: 05/06/2016 Time: 22:52:00
Stream 1	Pressure =	1.013 bar
Temperature C	Vapor Viscosity N-s/m ²	
-8.900	9.87133e-006	
-5.837	9.97280e-006	
-2.774	1.00740e-005	
0.289	1.01749e-005	
3.353	1.02755e-005	
6.416	1.03758e-005	
9.479	1.04759e-005	
12.542	1.05756e-005	
15.605	1.06751e-005	
18.668	1.07743e-005	
21.732	1.08731e-005	
24.795	1.09717e-005	
27.858	1.10700e-005	
30.921	1.11681e-005	
33.984	1.12658e-005	
37.047	1.13633e-005	
40.110	1.14604e-005	
43.174	1.15573e-005	
46.237	1.16539e-005	
49.300	1.17502e-005	

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Echangeur 02 défaut		Date: 05/06/2016 Time: 18:18:48
Stream 3	Pressure =	1.013 bar
Temperature C	Vapor Viscosity N-s/m ²	
6.900	9.85484e-006	
9.468	9.93635e-006	
12.037	1.00177e-005	
14.605	1.00988e-005	
17.174	1.01797e-005	
19.742	1.02604e-005	
22.311	1.03410e-005	
24.879	1.04213e-005	
27.447	1.05014e-005	
30.016	1.05814e-005	
32.584	1.06611e-005	
35.153	1.07406e-005	
37.721	1.08200e-005	
40.289	1.08992e-005	
42.858	1.09781e-005	
45.426	1.10569e-005	
47.995	1.11355e-005	
50.563	1.12138e-005	
53.132	1.12920e-005	
55.700	1.13700e-005	

Annexe 5 : Viscosité dynamique des deux fluides circulant dans l'échangeur 02 à la pression atmosphérique (coté tube ; coté calandre).

Annexe

PRODUITS PÉTROLIERS

DISTILLATIONS ATMOSPHÉRIQUES ET SOUS VIDE		TRAITEMENT DES HUILES	
Essences et kérosène	2	Huile + solvant	4
Gasoil léger	4	Raffinat	2
Gasoil lourd	6	Extrait	5
Résidu atmosphérique	6-8	Solvants (furfurol, MEK, propane)	2
Résidu sous vide	10	Huile raffinée	2
Asphalte	20		
UNITÉS DE CRAQUAGE		FRACTIONNEMENT DES GAZ	
Vapeurs de tête	4	Alimentation et produits de tête	2
Distillat léger	4	Résidus au rebouilleur	4
Distillat lourd	6-10		

Annexe 6 : la résistance admissible d'encrassement [R_s]

CHEMCAD 6.5.6		Page 1
Simulation: Untitled		Date: 06/01/2016 Time: 21:02:45
Stream 1 Pressure = 92.100 bar		
Temperature C	Vapor Density kg/m3	
20.740	1.10192e+002	
22.580	1.09365e+002	
24.420	1.08554e+002	
26.260	1.07756e+002	
28.100	1.06971e+002	
29.940	1.06200e+002	
31.780	1.05442e+002	
33.620	1.04696e+002	
35.460	1.03963e+002	
37.300	1.03241e+002	
39.140	1.02531e+002	
40.980	1.01831e+002	
42.820	1.01143e+002	
44.660	1.00466e+002	
46.500	9.97988e+001	
48.340	9.91418e+001	
50.180	9.84947e+001	
52.020	9.78572e+001	
53.860	9.72291e+001	
55.700	9.66102e+001	

Annexe

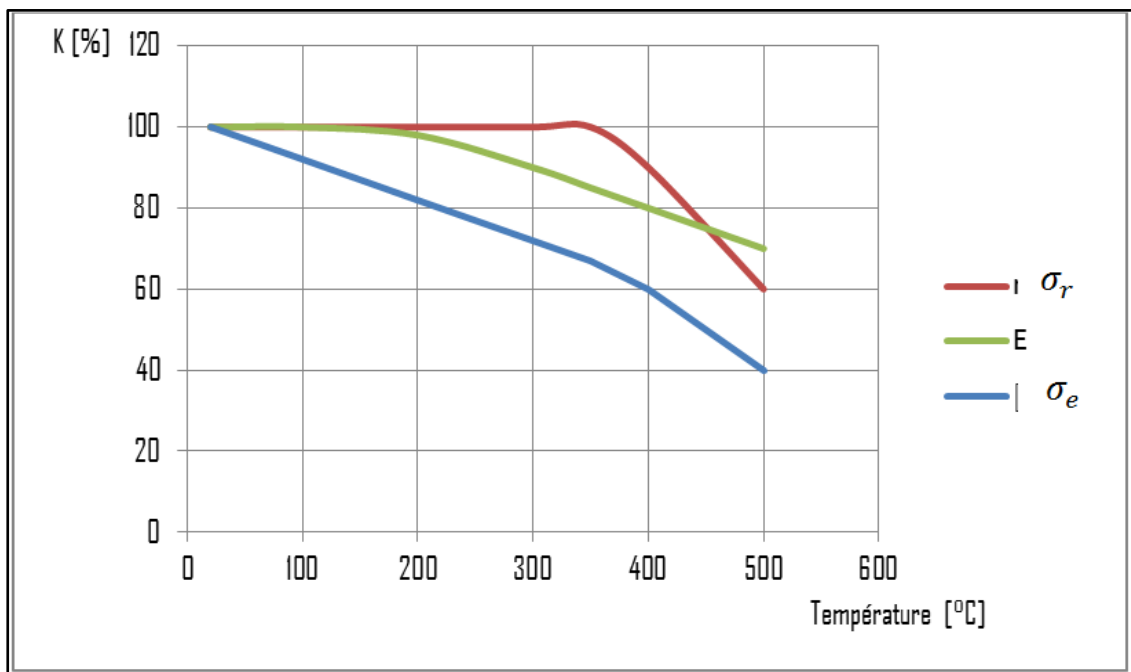
CHEMCAD 6.5.6 Page 1

Simulation: Echangeur 02 defaut 22 Date: 06/01/2016 Time: 19:12:53

Stream 3 Pressure = 92.100 bar

Temperature C	Vapor Density kg/m3
20.740	1.38571e+002
22.580	1.35507e+002
24.420	1.32623e+002
26.260	1.29906e+002
28.100	1.27340e+002
29.940	1.24913e+002
31.780	1.22613e+002
33.620	1.20430e+002
35.460	1.18356e+002
37.300	1.16380e+002
39.140	1.14496e+002
40.980	1.12697e+002
42.820	1.10977e+002
44.660	1.09330e+002
46.500	1.07750e+002
48.340	1.06235e+002
50.180	1.04778e+002
52.020	1.03377e+002
53.860	1.02028e+002
55.700	1.00727e+002

Annexe 7 : masse volumique de l'air et du gaz de charge (coté calandre) à $T_C = 20.74^\circ\text{C}$.



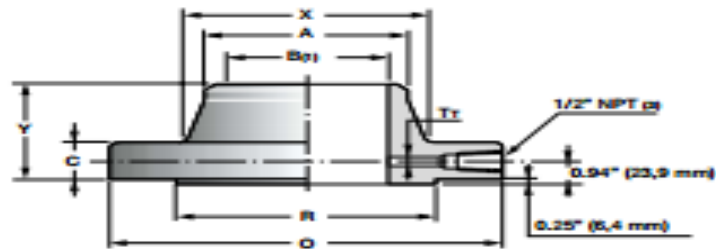
Annexe 8 : Teneur des aciers sous haute températures

Annexe

brides WN à orifice
ISO PN 150
face surélevée
DN 25 à 600

orifice welding-neck flanges
class 900
raised face
NPS 1 to 24

ASME B 16.36 - 1996

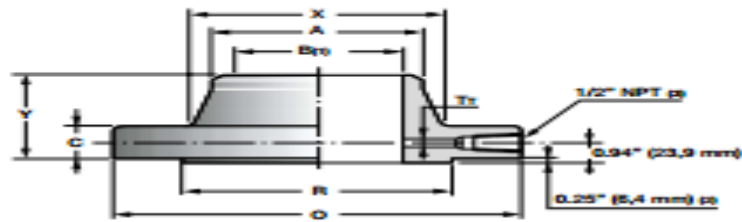


Diamètre Size		O	A	Tr	C mini	Y	X	R	Perçage / Drilling			Masse Weight
DN	NPS								Nombre Number	G mm	d mm	
25	1	Utiliser les dimensions de ISO PN 250										
40	1 1/2	Use class 1500 dimensions										
50	2											
65	2 1/2											
80	3	241	88,9	9,5	38,1	101,6	127	127,0	8	190,5	25,4	14,5
100	4	292	114,3	12,7	44,5	114,3	159	157,2	8	235,0	31,8	23,0
150	6	381	168,3	12,7	55,6	139,7	235	215,9	12	317,5	31,8	50,0
200	8	470	219,1	12,7	63,5	162,1	298	269,9	12	393,7	38,1	85,0
250	10	546	273,0	12,7	69,9	184,2	368	323,8	16	469,9	38,1	118,0
300	12	610	323,9	12,7	79,2	200,2	419	381,0	20	533,4	38,1	163,0
350	14	641	355,6	12,7	85,9	212,9	451	412,8	20	558,8	41,1	186,0
400	16	705	406,4	12,7	88,9	215,9	508	469,9	20	616,0	44,5	224,0
450	18	787	457,2	12,7	101,6	228,6	565	533,4	20	685,8	50,8	300,0
500	20	857	508,0	12,7	108,0	247,7	622	584,2	20	749,3	53,8	373,0
600	24	1041	610,0	12,7	139,7	292,1	749	692,2	20	901,7	66,5	680,0

brides WN à orifice
ISO PN 100
face surélevée
DN 25 à 600

orifice welding-neck flanges
class 600
raised face
NPS 1 to 24

ASME B 16.36 - 1996



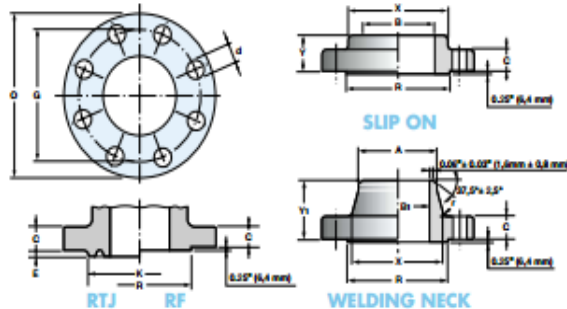
Diamètre Size		O	A	Tr	C mini	Y	X	R	Perçage / Drilling			Masse Weight
DN	NPS								Nombre Number	G mm	d mm	
25	1	124	33,4	6,4	36,6	81,0	54	50,8	4	88,9	19,0	5,5
40	1 1/2	156	48,3	6,4	36,6	84,3	70	73,0	4	114,3	22,2	7,8
50	2	165	60,3	6,4	36,6	84,3	84	92,1	8	127,0	19,0	8,3
65	2 1/2	190	73,0	6,4	36,6	87,3	100	104,8	8	149,2	22,2	10,8
80	3	210	88,9	9,5	36,6	87,3	118	127,0	8	168,3	22,2	12,6
100	4	273	114,3	12,7	38,1	101,6	152	157,2	8	215,9	25,4	19,0
150	6	356	168,3	12,7	47,8	117,3	222	215,9	12	292,1	28,5	37,0
200	8	419	219,1	12,7	55,6	133,4	273	269,9	12	349,2	31,8	53,0
250	10	508	273,0	12,7	63,5	152,4	343	323,8	16	431,8	35,0	86,0
300	12	559	323,9	12,7	66,5	155,4	400	381,0	20	489,0	35,0	102,0
350	14	603	355,6	12,7	69,9	165,1	432	412,8	20	527,0	38,1	150,0
400	16	686	406,4	12,7	76,2	177,8	495	469,9	20	605,2	41,1	190,0
450	18	743	457,2	12,7	82,6	184,2	546	533,4	20	654,0	44,5	240,0
500	20	813	508,0	12,7	88,9	190,2	610	584,2	24	723,9	44,5	295,0
600	24	940	610,0	12,7	101,6	203,2	718	692,2	24	838,2	50,8	365,0

Annexe 9 : catalogue des brides ASME type WN

Annexe

brides ISO PN 100 – DN 15 à 600

ASME B 16.5 – 1996



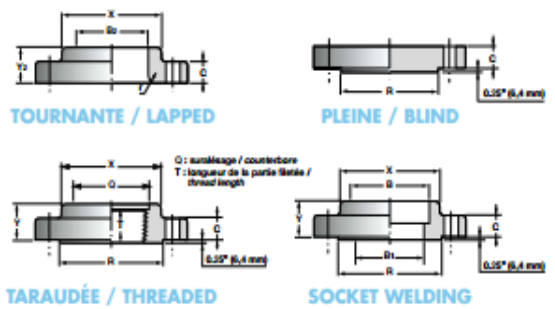
B₁ : à préciser par l'acheteur T : longueur de la partie fileté

Diamètre Size		O	C min	R	K	E	Perçage / Drilling			B min	X	Y	Slip on Masse Weight
DN	NPS	mm	mm	mm	mm	mm	Nombre	G mm	d mm	mm	mm	mm	kg
15	1/2	95	14,2	34,9	50,8	5,56	4	66,7	15,8	22,4	98	22	1,3
20	3/4	117	15,7	42,9	63,5	6,35	4	82,6	19,0	27,7	48	25	1,4
25	1	124	17,5	50,8	69,9	6,35	4	88,9	19,0	34,5	54	27	1,8
32	1 1/4	133	20,6	63,5	79,2	6,35	4	98,4	19,0	43,2	64	29	2,1
40	1 1/2	156	22,4	73,0	90,4	6,35	4	114,3	22,2	49,5	70	32	3,1
50	2	165	25,4	92,1	108,0	7,92	8	127,0	19,0	62,0	84	37	4,0
65	2 1/2	190	28,4	104,8	127,0	7,92	8	149,2	22,2	74,7	100	41	5,4
80	3	210	31,8	127,0	146,1	7,92	8	168,3	22,2	90,7	118	46	7,0
100	4	229	35,0	139,7	158,8	7,92	8	184,1	25,4	103,4	133	49	8,9
125	5	273	38,1	157,2	174,8	7,92	8	215,9	25,4	116,1	152	54	16,0
150	6	330	44,5	185,7	209,6	7,92	8	266,7	28,5	143,8	189	60	25,0
200	8	356	47,8	215,9	241,3	7,92	12	292,1	28,5	170,7	222	67	30,0
250	10	419	55,6	269,9	301,8	7,92	12	349,2	31,8	221,5	273	76	43,0
300	12	508	63,5	323,8	355,6	7,92	16	431,8	35,0	276,4	343	86	70,0
350	14	559	66,5	381,0	412,8	7,92	20	489,0	35,0	327,2	400	92	86,0
400	16	603	69,9	412,8	457,2	7,92	20	527,0	38,1	359,2	432	94	100,0
450	18	686	76,2	469,9	508,0	7,92	20	603,2	41,1	410,5	495	106	142,0
500	20	743	82,6	533,4	574,5	7,92	20	654,0	44,5	461,8	546	117	175,0
600	24	813	88,9	584,2	635,0	9,52	24	723,9	44,5	513,1	610	127	221,0
600	24	940	101,6	692,2	749,3	11,13	24	838,2	50,8	616,0	718	140	315,0

Les masses indiquées sont approximatives

class 600 flanges – NPS 1/2 to 24

ASME B 16.5 – 1996



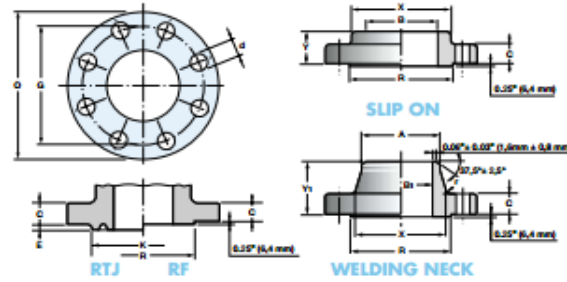
B₁ : to be specified by purchaser T : thread length

Diamètre Size		Welding neck			lapped			Threaded		Blind		Socket welding		Diamètre Size	
A	Y ₁	Masse Weight	B ₂ min	Y ₂	r	Masse Weight	T min	Masse Weight	Masse Weight	D	Masse Weight	NPS	DN		
21,3	52	1,5	22,9	22	3	1,3	16	1,4	1,4	10	1,3	1/2	15		
26,7	57	2,0	29,2	25	3	1,4	16	1,6	1,6	11	1,4	3/4	20		
33,4	62	2,5	35,0	27	3	1,8	18	2,1	2,1	13	1,8	1	25		
42,2	67	3,2	43,7	29	5	2,1	21	2,6	2,6	14	2,6	1 1/4	32		
48,3	70	4,5	50,0	32	6	3,1	22	3,3	3,3	16	3,1	1 1/2	40		
60,3	73	5,5	62,5	37	8	4,0	29	4,4	4,4	17	4,0	2	50		
73,0	79	8,0	75,4	41	8	5,4	32	6,0	6,0	19	5,5	2 1/2	65		
88,9	83	10,5	91,4	46	10	7,0	35	7,4	7,4	21	7,0	3	80		
101,6	86	15,6	104,1	49	10	8,9	40	9,5	9,5	-	-	3 1/2	-		
114,3	102	19,0	116,8	54	11	16,0	41	17,0	17,0	-	-	4	100		
141,3	114	31,0	144,5	60	11	25,0	48	27,0	27,0	-	-	5	125		
168,3	117	37,0	171,4	67	13	30,0	51	32,0	32,0	-	-	6	150		
219,1	133	53,0	222,2	76	13	43,0	57	46,0	46,0	-	-	8	200		
273,0	152	86,0	277,4	111	13	89,0	65	74,0	74,0	-	-	10	250		
323,9	156	102,0	328,2	117	13	109,0	70	90,0	90,0	-	-	12	300		
355,6	165	150,0	360,2	127	13	132,0	73	108,0	108,0	-	-	14	350		
406,4	178	190,0	411,2	140	13	182,0	78	150,0	150,0	-	-	16	400		
457,0	184	240,0	462,3	152	13	213,0	79	188,0	188,0	-	-	18	450		
508,0	190	295,0	514,4	165	13	274,0	82	230,0	230,0	-	-	20	500		
610,0	203	365,0	616,0	184	13	393,0	92	325,0	325,0	-	-	24	600		

Weights are approximate

brides ISO PN 150 – DN 80 à 600

ASME B 16.5 – 1996



B₁ : à préciser par l'acheteur T : longueur de la partie fileté

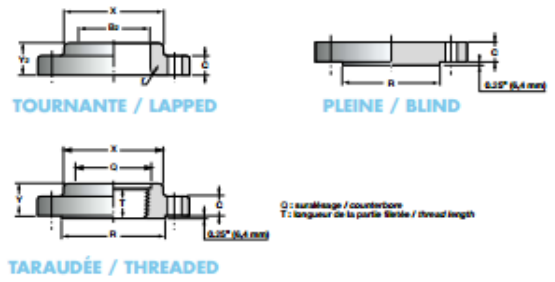
Diamètre Size		O	C min	R	K	E	Perçage / Drilling			B min	X	Y
DN	NPS	mm	mm	mm	mm	mm	Nombre	G mm	d mm	mm	mm	mm
15	1/2											
20	3/4											
25	1											
32	1 1/4											
40	1 1/2											
50	2											
65	2 1/2											
80	3											
100	4											
125	5											
150	6											
200	8											
250	10											
300	12											
350	14											
400	16											
450	18											
500	20											
600	24											

Utiliser les dimensions de ISO PN 150

Les masses indiquées sont approximatives

class 900 flanges – NPS 3 to 24

ASME B 16.5 – 1996



B₁ : to be specified by purchaser T : thread length

Diamètre Size		Welding neck			lapped			Threaded		Blind		Diamètre Size	
A	Y ₁	Masse Weight	B ₂ min	Y ₂	r	Masse Weight	T min	Masse Weight	Masse Weight	D	Masse Weight	NPS	DN
11,6	88,9	102	14,5	91,4	54	10	11,6	41	11,9	14,5	3	80	
19,8	114,3	114	23,0	116,8	70	11	19,8	48	20,0	24,0	4	100	
32,0	141,3	127	37,0	144,5	79	11	32,0	54	33,0	39,0	5	125	
41,0	168,3	140	50,0	171,4	86	13	41,0	57	42,0	51,0	6	150	
71,0	219,1	162	85,0	222,2	114	13	85,0	64	72,0	89,0	8	200	
100,0	273,0	184	118,0	277,4	127	13	126,0	71	101,0	130,0	10	250	
132,0	323,9	200	163,0	328,2	143	13	168,0	76	134,0	175,0	12	300	
153,0	355,6	213	186,0	360,2	155	13	180,0	83	154,0	206,0	14	350	
184,0	406,4	216	224,0	411,2	165	13	222,0	86	186,0	259,0	16	400	
258,0	457,0	229	300,0	462,3	190	13	304,0	89	260,0	367,0	18	450	
317,0	508,0	248	373,0	514,4	210	13	394,0	92	320,0	463,0	20	500	
608,0	610,0	292	680,0	616,0	267	13	753,0	102	611,0	875,0	24	600	

Use class 1500 dimensions

Weights are approximate

Annexe 10 : catalogue des brides ASME type BL (Blind)

Annexe

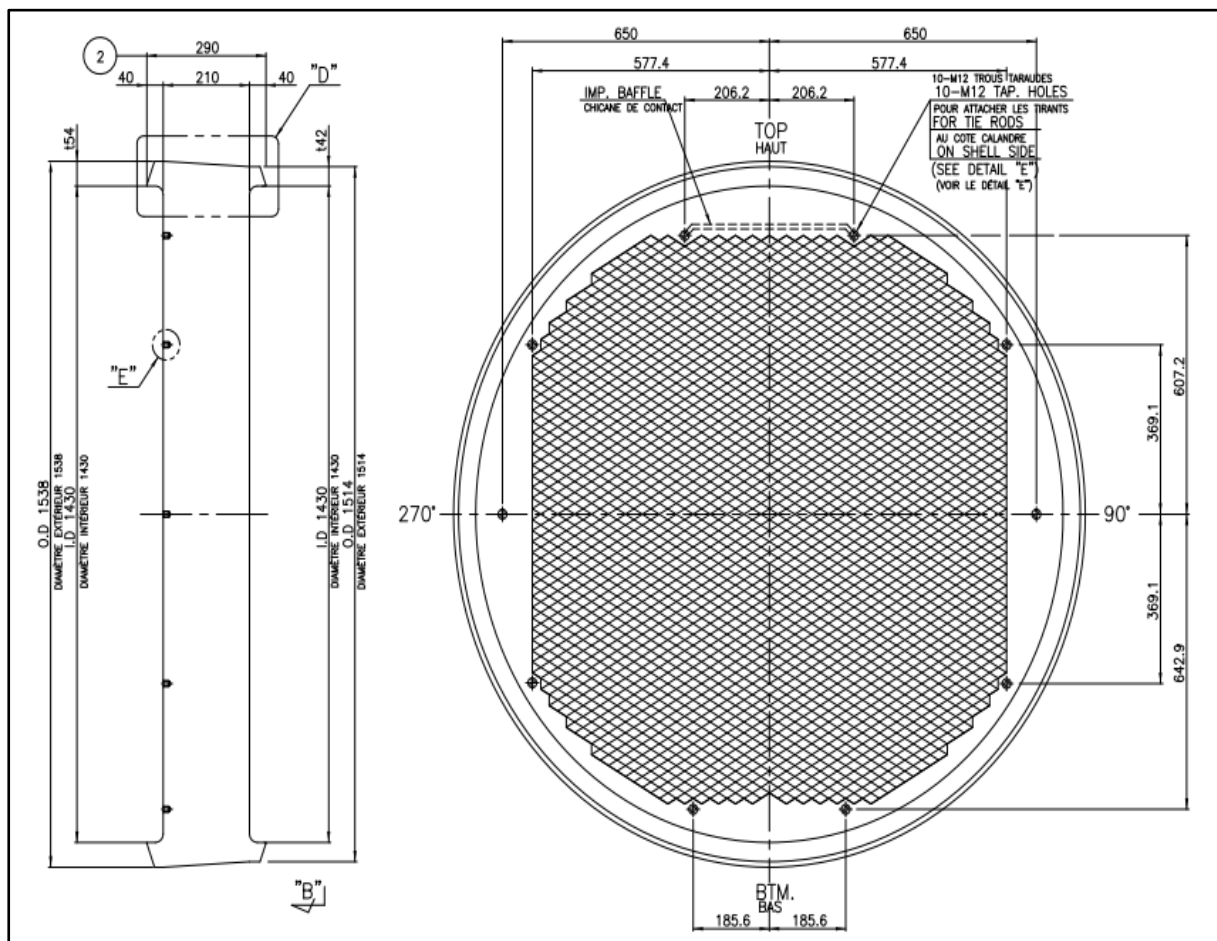
DOC. NO. : F10163-HAN-EQP-CAL-000002-E
PROGRAM NAME : COMPRESS (Build 6263)

ITEM NO. : G11/G12/G13-GA-32-02A/B
PAGE : 14

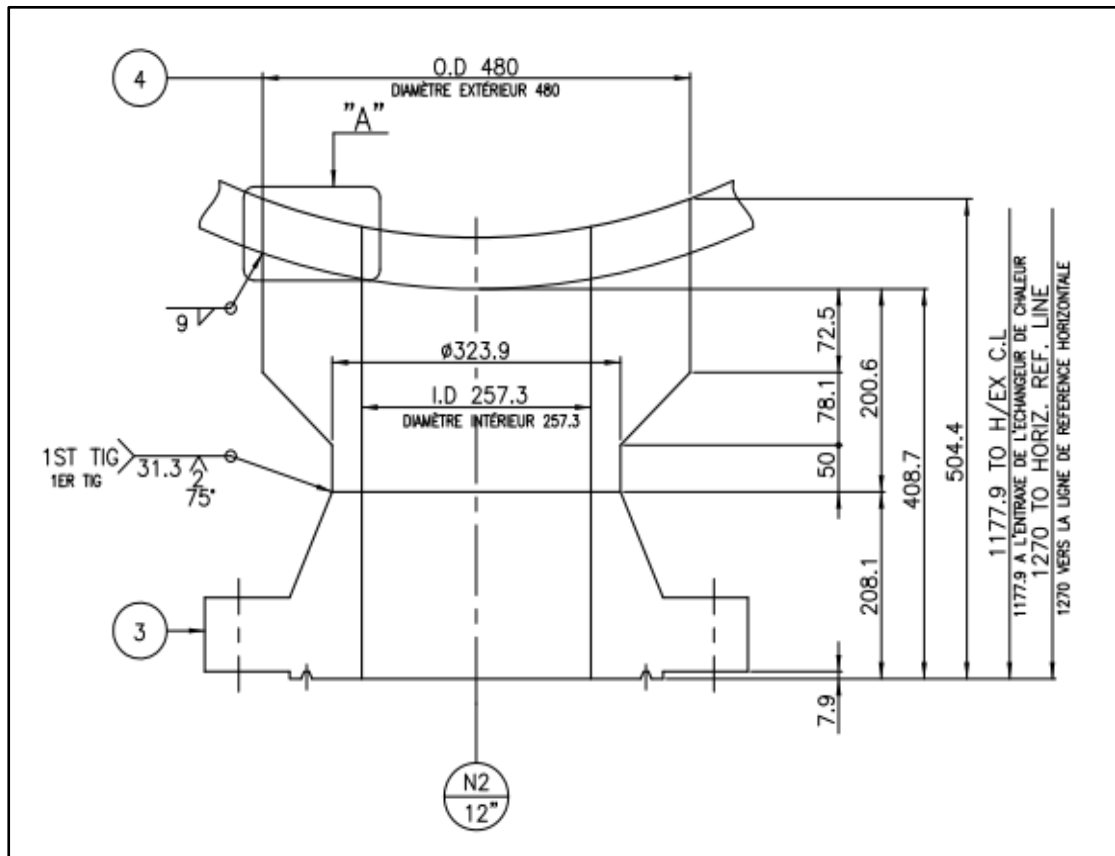
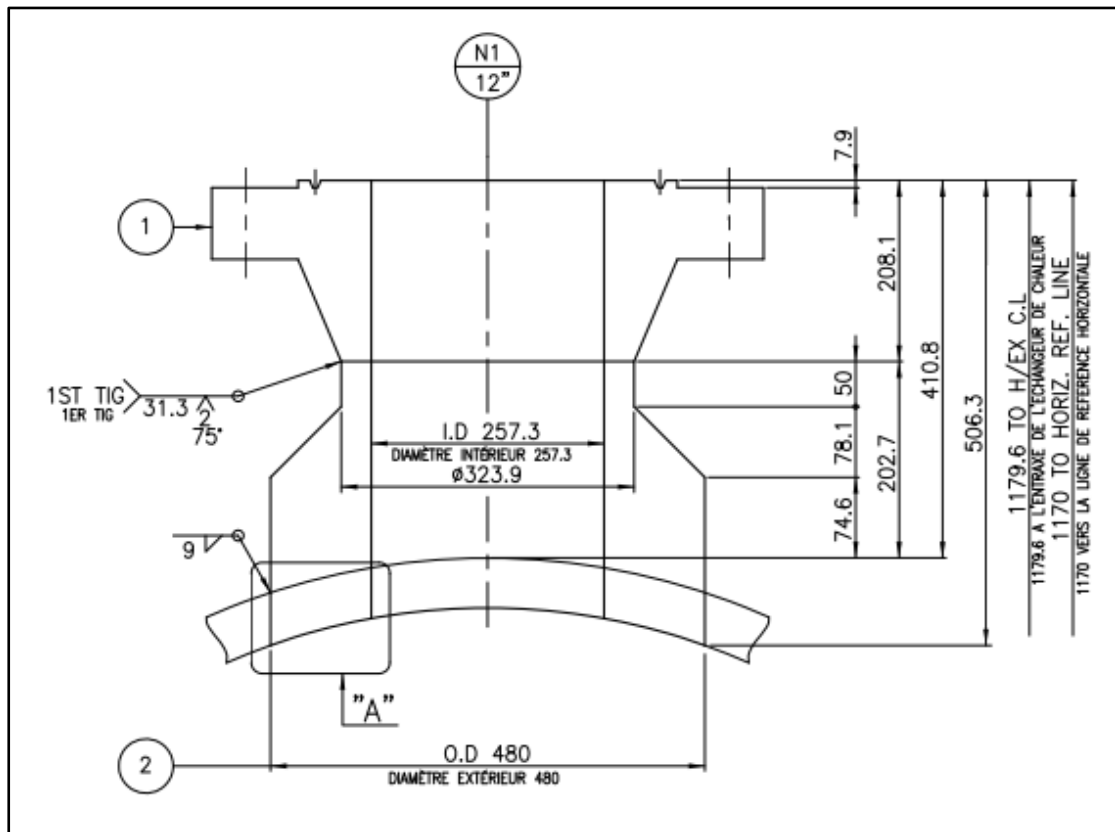
Channel Cover Flange (front)

ASME VIII-1, 2007 Edition, A08 Addenda Metric, Appendix 2 Flange Calculations

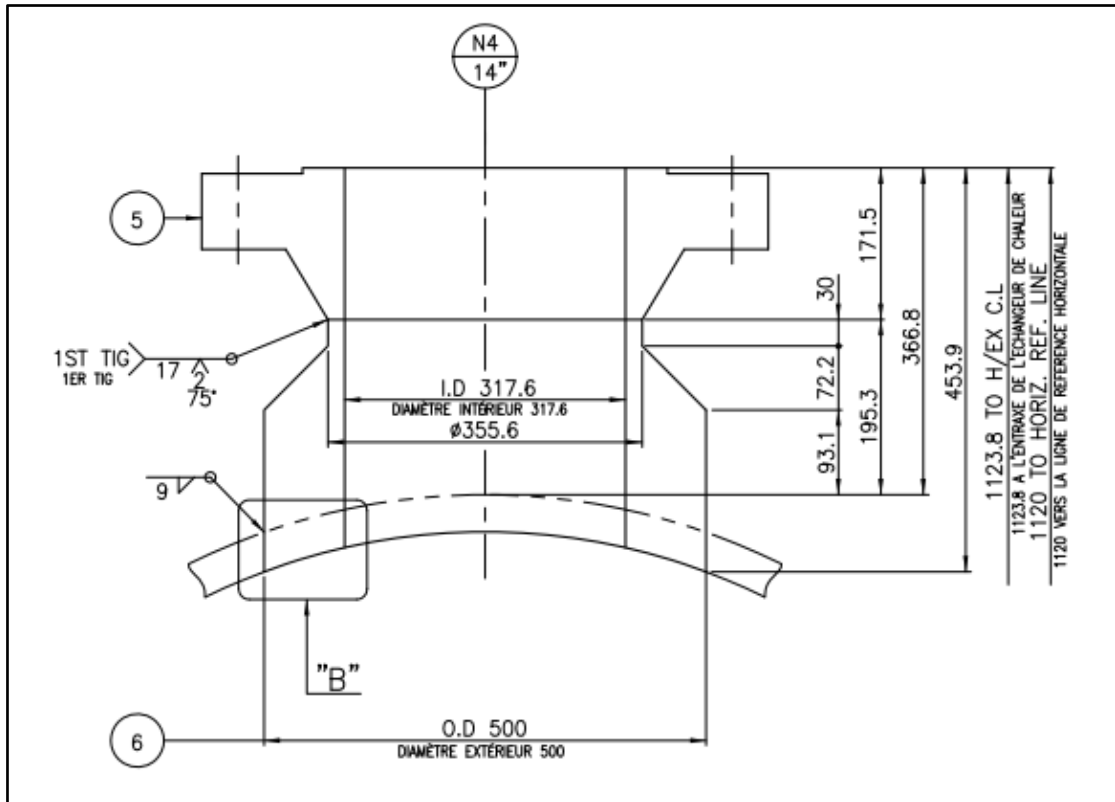
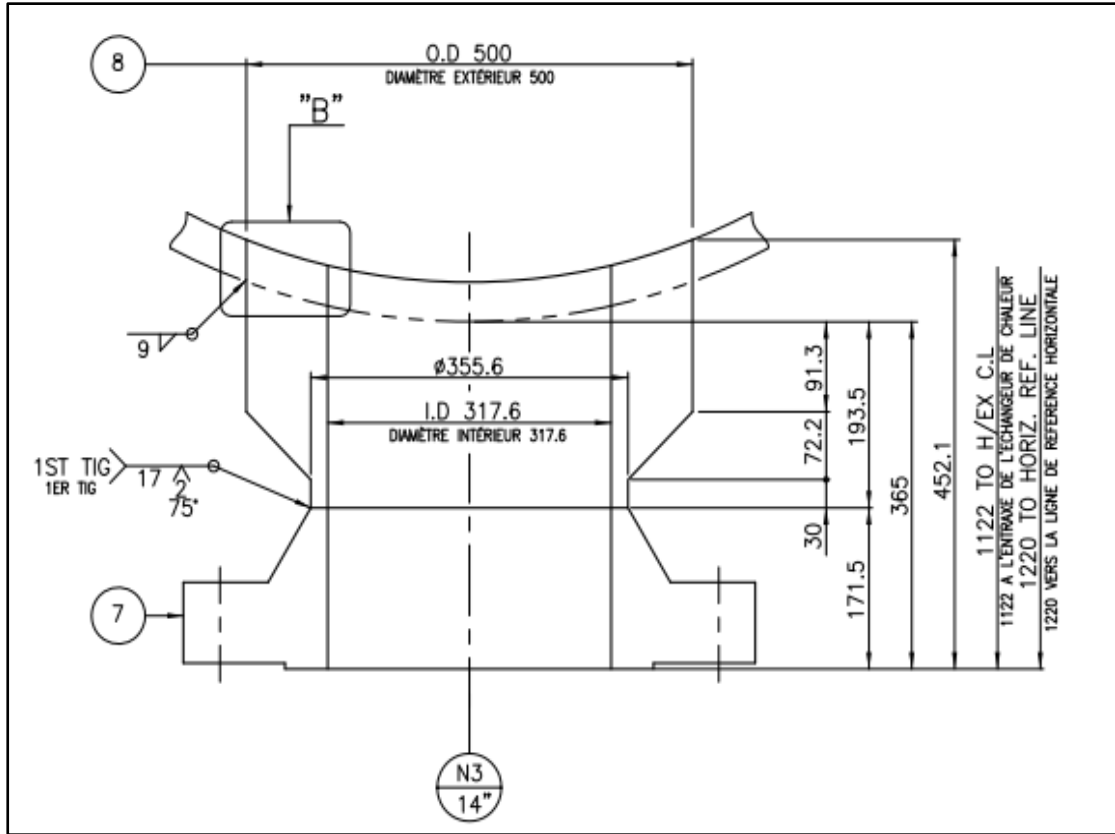
Flange is attached to:	Front Channel (Left)	
Flange type:	Weld neck integral	
Flange material specification:	SA-350 LF2 C1 1 (II-D Metric p. 18, ln. 15)	
Bolt material specification:	SA-320 L7 Bolt \leq 64 (II-D Metric p. 348, ln. 34)	
Bolt Description:	2.5 in Series 8 Thread	
Internal design pressure, P:	7,100 kPa @ 90 °C	
Liquid static head acting on flange:	0.3516 kPa	
Required flange thickness: t_f :	197.31 mm	
Maximum allowable pressure, MAP:	8,539.15 kPa @ 21 °C	(bolting limits)
Corrosion allowance:	Bore = 3 mm	Flange = 0 mm
Bolt corrosion (root), C_{bolt} :	0 mm	
Design MDMT:	-29 °C	Impact tested to -48°C
Rated MDMT:	-49 °C	Flange material is normalized
		Material is produced to fine grain practice
		PWHT is performed
Estimated weight:	New = 2,811.59 kg	corroded = 2,776.26 kg



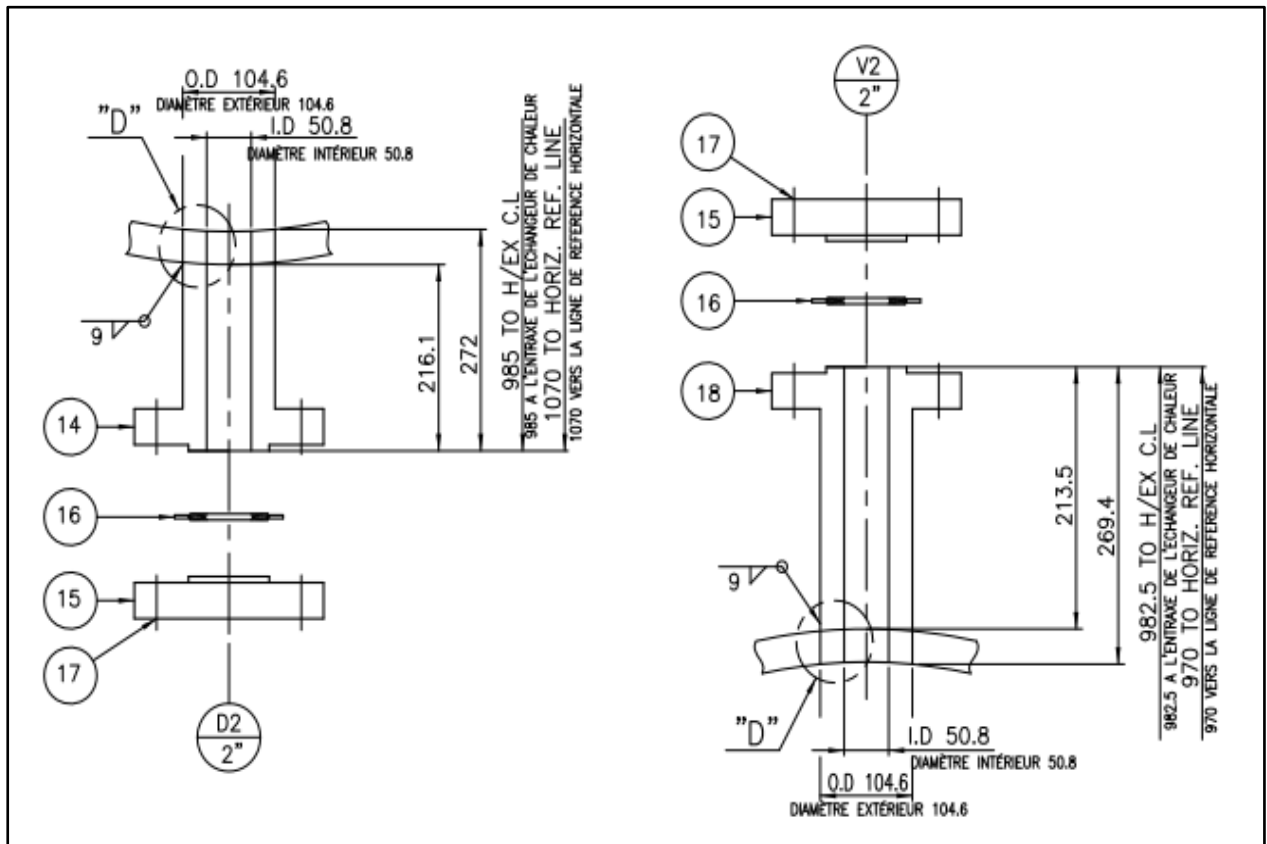
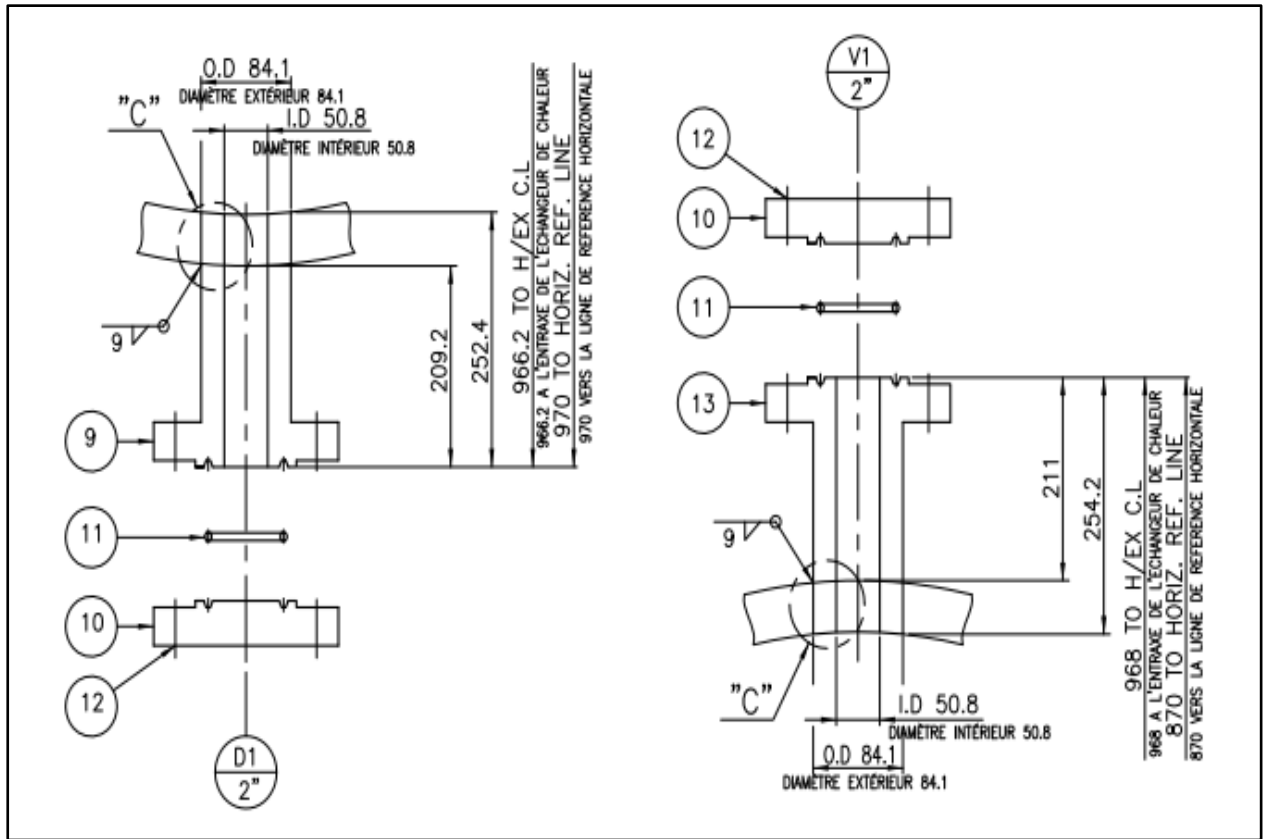
Annexe



Annexe



Annexe



Annexe 11 : fiches technique de l'échangeur 02 données par le constructeur