

UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
FACULTE DES HYDROCARBURES ET ENERGIES RENOUVELABLES ET SCIENCES
DE LA TERRE ET DE L'UNIVERS
DEPARTEMENT DE FORAGE ET DE MECANIQUE DES CHANTIERS PETROLIERS



Mémoire

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers

Option : Forage

Présenté par : Nakes Alla edinne

Houamed Bader edinne

Gadi Mohammed laid

Rapporteur : Rezaiguia Issam

**Etude d'encrassement des échangeurs
de chaleur à faisceau et calandre**

Soutenu le :

Devant le jury composé de:

- ✓ **Président : Mamanou Abdelatif (MCB)**
- ✓ **Examineur : Rezaiguia yamina (MAA)**
- ✓ **Encadreur : Rezaiguia Issam (MCB)**

Année universitaire 2021/2022

Sommaire

Introduction générale	1
<hr style="border: 1px solid black;"/>	
Chapitre I :	
I.1) Présentation de la région de Hassi Messaoud :	3
I.2) Différents centre de champ de -Hassi Messaoud- :	3
I.2.1) Présentation Du CINA.....	3
I.2.2) Présentation du Centre industriel Sud (CIS) :	4
I.2.3) Présentation de l'UTBS :	5
I.3) Politique environnementale de SONATRACH :.....	15
I. 3.1) ISO 14001 :	15
I.3.2) ISO 50001 :	15
Chapitre II:	
II.1) Généralités sur le transfert de chaleur :.....	16
II.1.1) Définition:.....	16
II.1.2) Phénomène de conduction thermique.....	17
II.1.2.1) Définition.....	17
II.1.2.2) Loi de Fourier.....	17
II.1.2.3) Exemple de conduction thermique.....	18
II.1.3) Phénomène de convection thermique :	18
II.1.3.1) Définition.....	18
II.1.3.2) loi de Newton:.....	19
II.1.3.3) La convection forcée :.....	19
II.1.3.4) La convection naturelle:.....	19
II.1.3.5) La convection accompagnée d'un changement de phase.....	19
II.1.4) Phénomène de rayonnement :	20
II.1.4.1) Définition.....	20
II.1.4.2) loi de Boltzman:.....	20
II.1.5) Conclusion.....	21
II.2) Technologie sur les échangeurs de chaleur :.....	22

II.2.1) Introduction :	22
II.2.2) Classification des Echangeurs de Chaleur :	22
II.2.2.1) Type de conception:	22
II.2.2.2) Procédé de transfert :	23
II.2.2.3) Ecoulement des fluides :	23
II.2.2.4) Degré de compacité :	24
II.2.3) Conclusion:	25
II.3) Echangeurs tubulaires :	25
II.3.1) Echangeur a plaque tubulaires fixes :	25
II.3.2) Echangeurs avec tubes en U :	26
II.3.3) Echangeurs à tête flottantes :	27
II.4) Norme TEMA :	27
II.5) Conclusion :	29
Chapitre III:	
III.1) Introduction :	30
III.2) Les éléments essentiels constituant l'échangeur :	30
III.2.1) Extérieurement :	30
➤ 1ère boîte d'échangeur (distributeur) « A »:	30
➤ Calandre (virole) « B » :	31
➤ Events et vidange:	31
III.2.2) Intérieurement :	32
III.2.2.1) Faisceau tubulaire :	32
➤ Deux plaques tubulaires:	33
➤ Chicane: :	33
➤ Tirants et entretoises :	34
➤ Déflecteur :	34
➤ Tête flottante avec ses accessoires:	35
III.3) Description de Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B :	35

III.4) Le rôle de préchauffeur :	36
III.5) Problèmes de fonctionnement des échangeurs :	37
III.5.1) Encrassement :	37
III.5.2) Types d'encrassement :	37
III.5.3) Impact d'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs :	38
III.6) Maintenance de l'échangeur :	38
III.6.1) Maintenance préventive :	39
III.6.2) Maintenance curative :	39
III.6.3) Présentation de la révision décennale :	39
III.6.4) Suivi de la révision du préchauffeur :	40
III.6.4.1) Opération de démontage :	40
III.6.4.2) Opération de nettoyage :	40
III.6.4.3) Inspection :	40
III.6.4.4) Test hydrostatique :	41
III.6.5) Observation :	42
III.7) Conclusion :	43
Chapitre IV:	
IV.1) Introduction :	44
IV.1.1) But de calcul :	44
IV.1.2) Hypothèses simplificatrices :	44
IV.2) Données sur les échangeurs	45
IV.3) Calcul de la résistance d'encrassement	45
IV.3.1) Les propriétés physiques des deux fluides	45
IV.3.2) Bilan thermique	46
IV.3.3) Calcul de la différence moyenne de température (ΔTLM)	47
IV.3.4) Détermination de la température calorique $T_c .t_c$	47
IV.3.5) Calcul de la résistance d'encrassement par la méthode de KERN	48
IV.3.5.1) Coté tube:	48
IV.3.5.2) côté calandre:	49

IV.3.5.3) Calcul de coefficient de transfert propre:	51
IV.3.5.4) Coefficient de la résistance d'encrassement:	51
IV.3.6) Exemple de calcul :.....	51
IV.3.7) Algorithme de calcul par la méthode de KERN	56
IV.4) Résultats et interprétation.....	58
IV.5) Calcul des pertes de charge théorique :.....	62
IV.6) Calcul l'efficacité de préchauffeur.....	67
IV.7) Calcul du débit de brut non stabilisé (coté tube)	67
IV.8) Comparaison entre la marche actuelle et la marche de design :.....	69
IV.10). Calcul de l'énergie apportée au niveau du rebouilleur avec la résistance d'encrassement.....	70
IV.10.1). Cas de design	70
IV.10.2). Cas actuel	72
IV.11.) Calcul de la consommation fuel gaz du four qui est du à l'encrassement.....	72
IV .12). Estimation des coûts de construction d'un échangeur.....	73
IV.13) Coûts maintenance:.....	75
IV.13.1) Coûts de nettoyage.....	75
IV.13.1.1) Cout de montage et de démontage C1:.....	75
IV.13.1.2) Cout d'entretien C2:.....	75
IV.13.1.3) Cout de l'eau de rinçage C3.....	75
IV.14) Manque a gagner de production du a l'arrêt de train pour lavage des échangeur :.....	76
conclusion général :.....	77

Liste tableau

Tableau I.1 : les propriétés des produits produisent au CINA.	4
Tableau I.2 : les deux cas de dimensionnement des équipements sur l'UTBS (été, hiver)	6
Tableau III.1 : Description de préchauffeur.....	36
Tableau III.2 : caractéristiques thermiques de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B.	36
Tableau IV.1 : caractéristiques design préchauffeurs (A et B) de chaleur et des fluides	45
Tableau IV .2 : corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physique des deux fluides	46
Tableau IV 3. Propriétés physiques des deux fluides	52
Tableau IV.4. Valeurs calculées des paramètres relatifs a la géométrie des échangeurs	53
Tableau IV .5 : Tableau Comparatif entre la marche actuelle et la marche de design .	69
Tableau IV .6 . L'énergie fournie au niveau du rebouilleur	70
Tableau IV .7. Pouvoir calorifique du combustible d'alimentation du four	71
Tableau IV.8. L'énergie fournie au niveau du rebouilleur	72
Tableau VI.9 : variation de F1 avec le type d'échangeur	73
tableau VI 10 : variation de F2 avec la longueur des tubes	73
Tableau VI 11: variation de F₂ avec la longueur des tubes.....	73
Tableau VI.12: variation de F4 avec les matériaux des tubes et calandre	74

liste de figure

Figure I.1 : Situation géographique du champ de Hassi-Messaoud.....	3
Figure I.2 : réseau collecte du brut non stabilisé des satellites vers UTBS	4
Figure I.3 : Situation géographique de l'UTBS.....	5
Figure I.4: plan général de L'UTBS.	7
Figure I.5 : Traitement du brut.	8
Figure I.6: organigramme du train de l'UTBS.	9
Figure I.7 : Séparation d'Huile.....	10
Figure I.8: Dessalage.....	11
Figure I.9 : stabilisation.	12
Figure I.10 : schéma générale des zones feu.....	14
Figure. II -1 Conduction de chaleur à travers une paroi.....	17
Figure. II -2 Exemple de conduction thermique	18
Figure. II -3 Phénomène de convection thermique	18
Figure. II -4 Phénomène de rayonnement thermique.....	20
Figure. II -5 Rayonnement thermique du soleil	21
Figure II.6 : Classement selon type de conception des échangeurs.	23
Figure.II.7 Circulation à co-courant	24
Figure.II.8 Circulation à contre-courant.....	24
Figure.II.9 Circulation à courant croisé.....	24
Figure. II..10 : La compacité de la surface d'échangeur	25
Figure II.11 : .Echangeur a plaque tubulaires fixes.....	26
Figure II.12: Echangeur avec tube en U.....	26
Figure II.13 : Echangeurs à tête flottantes	27
Figure. Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA)	28
Figure III.1 : préchauffeur P30-GA-21-01 A/B.....	30
Figure III.2 : Boîte de distribution	30
Figure III.3: Calande un seul passe.....	31
Figure III.4 : Les plaques signalétiques	31
Figure III.5 : Schéma de Faisceau tubulaire.	32
Figure III.6 : faisceau tubulaire.....	32

Figure III.7: la plaque tubulaire.....	33
Figure III.8 : Schéma de la plaque tubulaire de préchauffeur	33
Figure III.9 : chicanes transversales.....	34
Figure III.10 : Tirants et Entretoises.....	34
Figure III.11 : Déflecteur	35
Figure III.12 : la tête flottante	35
Figure III.13 : Echangeur encrassé et propre.	37
Figure III.14 : Outil de dudgeonnage des tubes.....	39
Figure III.15 : Extracteur faisceau.....	40
Figure III.16 : Quelques équipements utilisent dans le test hydrostatique.....	42
Figure IV.1. Echange à contre-courant	47
Figure. IV.2. Ecoulement du fluide à travers la calandre.....	49
Figure IV.3. Définition de diamètre équivalent	50
Figure IV.4. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de janvier	58
Figure IV.5. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de février ...	58
Figure IV.6. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de mars	58
Figure IV 7. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de juillet	59
Figure IV.8. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois d'aout.....	59
Figure IV.9. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de septembre	59
Figure IV.10. L'évolution de la résistance d'encrassement en fonction de la température coté tube	60
Figure IV.11. L'évolution de la vitesse de circulation en fonction de de temps durant le mois d'aout.....	61
Figure IV.12. L'évolution de la vitesse de circulation en fonction de temps durant mois de mars.	61
Figure IV.13. Les pertes de charge en fonction de la température entrée préchauffeur	62
Figure IV. 14. L'évolution des pertes de charge coté tube durant le mois d'aout.	66
Figure IV. 15. L'évolution des pertes de charge coté tube durant le mois janvier	66
Figure IV. 16. Bilan thermique sur la colonne	69
Figure VI.17 : La variation de F5 et F6 en fonction de la pression de calcul.....	74

Nomenclature

A : Surface d'échange [m^2]

a : Surface d'échange du tube [m^2]

a c : La section de la calandre [m^2]

a t : La section par passe [m^2]

B : Espace entre chicane [m]

Cp : Chaleur spécifique à pression constante [kJ/KgK]

DC : Diamètre de la calandre [m]

De : Diamètre équivalent [m]

DFG : Débit massique de fuel gaz alimentant les brûleurs.

di : Diamètre intérieur [m]

de : Diamètre extérieur [m]

DTLM : Différence de température logarithmique moyenne [$^{\circ}C$]

e : Epaisseur [m]

F : Facteur de correction

GB : vitesse massique côté tubes [kg/h.m²]

G_{ct} : vitesse massique côté calandre [kg/h.m²]

He : Enthalpie molaire de l'alimentation chaude [kJ/kmol]

Hv : Enthalpie molaire du liquide soutiré du fond de colonne [kJ/kmol]

he : Enthalpie molaire du reflux [kJ/kmol]

hl : Enthalpie molaire du liquide soutiré du fond de la colonne [kJ/kmol]

hi : Coefficient de film interne.

ho : Coefficient de film externe

L : La longueur du tube

L : Débit molaire du liquide soutiré du fond de la colonne [kmol/h]

M : Débit molaire de l'alimentation chaude [kmol/h]

m : Débit molaire du reflux froid [kmol/h]

Nt : Nombre de tube.

Nu : nombre de Nusselt

n_t : nombre de passe par tube .

n_c : nombre de passe par calandre

P : Le pas

Pr : Nombre de Prandlt

PCIFG : Pouvoir calorifique inférieur du fuel gaz

Qv: Débit volumique dans les tubes [m³/h]

Qv': Débit volumique dans la calandre [m³/h]

Q: Quantité de chaleur [Kcal/kg]

Qreb: Energie fournie par le rebouilleur [kJ/h]

Re : Reynolds.

Rd: résistance d'encrassement [m² K/W]

Te: Température d'entrée côté calandre [°C]

Ts: Température de sortie côté calandre [°C]

te: Température d'entrée côté tube [°C]

ts: Température de sortie côté tube [°C]

Us : coefficient de transfert sale[W/m² K].

Up : coefficient de transfert propre [W/m² K]

V : Débit molaire de la vapeur de tête de colonne [kmol/h]

V: vitesse de circulation de fluide

ΔPt : Perte de charge côté tube [bar]

ΔPc : Perte de charge côté calandre [bar]

symbole grecs:

Φ Densité surfacique de flux de chaleur [w/m²]

ϕ Flux de chaleur [W]

λ Conductivité thermique [W/m.K]

ρ Masse volumique [Kg/m³]

μ Viscosité dynamique [Kg/ms]

ν Viscosité cinématique [m²/s]

ε Efficacité

η_{th} : rendement thermique du four.

ϕ_t : Fonction correctrice pour le chauffage ou refroidissement coté tube.

ϕ_c : Fonction correctrice pour le chauffage ou refroidissement coté calandre.

Indices

e: Entrée

s: Sortie

h: chaud

c: froid

Introduction générale :

Les échangeurs thermiques ont toujours eu de nombreuses applications majoritairement dans l'industrie mais également dans l'habitat ou dans le transport. A titre d'information, 30% des équipements des unités pétrochimiques sont constitués d'appareils d'échange de chaleur. Il est devenu de plus en plus indispensable de posséder des informations complètes sur l'état des procédés industriels de récupération d'énergie à tout instant.

Ces renseignements permettraient de déceler, de suivre et de prédire les perturbations et les dégradations du transfert thermique et en même temps d'éviter une augmentation certaine de destruction de la couche d'ozone.

Pour l'industrie pétrolière, les échangeurs de chaleur constituent un composant essentiel, surtout pour le traitement du pétrole brut ou la distillation atmosphérique de ce dernier constitue l'unité de base d'une raffinerie du pétrole. Si l'on veut assurer une bonne rentabilité des ces unités de production dont le rendement dépend la plupart du temps du bon état de surface des échangeurs, il est impératif d'apporter le meilleur soin au suivi de leur état. Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible , dans notre cas la cause de cette réduction est l'encrassement qui est un phénomène prépondérant dans la réduction des performances de ces installations où son degré s'évalue par la mesure du coefficient global d'échange de transfert et aussi la résistance d'encrassement en fonction du temps. La température de la charge sortie batterie préchauffeur coté tube train 30, alimentant la colonne de stabilisation cas design est de 114°C actuellement est de l'ordre de 100°C. Cette contre performance est du essentiellement au phénomène de l'encrassement des préchauffeurs de la colonne (constat des révisions précédentes), le phénomène d'encrassement est caractérisé par un paramètre appelé la résistance d'encrassement. Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour étudier le champ dynamique et thermique de l'écoulement de brut stabilisé coté calandre et brut non stabilisé coté tube.2 Dans ce besoin, cette étude est répartie sur quatre chapitres :

- Le premier chapitre est consacré à la zone d'étude, ou on a donné une description de la région Hassi-Messaoud en générale, et en particulier l'unité de traitement brut sud (UTBS).
- Le deuxième chapitre constitue une étude bibliographique assez générale mais non exhaustive sur le transfert de chaleur et les échangeurs de chaleur.

- Le troisième chapitre concerne la technologie de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B (cas d'étude) dans l'unité de traitement de brut sud UTBS et une présentation du problème majeur (encrassement coté tube) influant sur la performance de cet échangeur aussi ces remèdes.
- Le quatrième chapitre concerne l'étude thermique et dynamique de l'écoulement des fluides dans la calandre et les tubes ce chapitre sera terminé par une comparaison des performances cas design et cas actuel après révision. Le travail se termine par une Conclusion générale.

Chapitre I :

Présentation de lieu

De stage

I.1) Présentation de la région de Hassi Messaoud :

Le champ de Hassi Messaoud est situé à 650 km sud- sud-est d'Alger et à 350 km de la frontière tunisienne. Les dimensions du champ atteignent 2500 km² avec une surface imprégnée d'huile d'environ 1600 km², C'est le plus grand gisement d'Algérie qui s'étend sur 53x44 km de superficie. Le champ de Hassi Messaoud demeure traditionnellement divisé en Hassi Messaoud Nord et Hassi Messaoud Sud.

Actuellement, le champ est subdivisé en 25 zones productives. Ces zones sont relativement indépendantes et correspondent à un ensemble de puits qui communiquent entre eux lithologiquement et se comportent de la même manière de point de vue pression.

Le champ de Hassi Messaoud est divisé d'Est en Ouest en deux parties distinctes : Nord et sud, chacun a sa propre numérotation.



Figure I.1 : Situation géographique du champ de Hassi-Messaoud.

I.2) Différents centre de champ de -Hassi Messaoud- :

- **La partie Nord** est composée d'un centre industriel appelé CINA, Z CINA et les champs satellites.
- **La partie Sud** est composée d'un centre industriel appelé CIS, l'UTBS et les champs satellites.

I.2.1) Présentation Du CINA

L'unité a pour mission principale d'augmenter la production de brut stable quantitativement et Qualitativement et d'avoir des produits conformes aux normes contractuelles qui sont représentées dans le tableau suivant

:

Tableau I.1 : les propriétés des produits produisent au CINA.

GRANDEURS	VALEUR
Densité	0,7949 <D>0,8082
TVR (tension de vapeur Read)	< 0,75bars
SALINITE	< 40mg/ l
BSW (teneur en eau et en sédiments)	< 0,5 %

L'unité de traitement Nord traite la totalité du liquide en provenance des deux satellites (OMP 53, OMN 77), des puits et des séparateurs sur champ, qui se rejoignent dans le manifold qui les fait diriger vers les unités de traitement réalisé en quatre étages.

I.2.2) Présentation du Centre industriel Sud (CIS) :

Des puits producteurs alimentent les plateformes satellites existantes (E2A, E1C, S1A, W1A, W2A, W1C) où une première séparation huile/gaz/eau est réalisée.

Au niveau de chaque plateforme satellite, le brut non stabilisé est pompé du séparateur triphasique vers les installations existantes du CIS (Complexe Industriel Sud) ou vers la nouvelle unité UTBS via le nouveau réseau de collecte.

Un ensemble de connexions ("tie-ins") est réalisé afin de relier les plateformes satellites existantes au nouveau réseau de collecte.

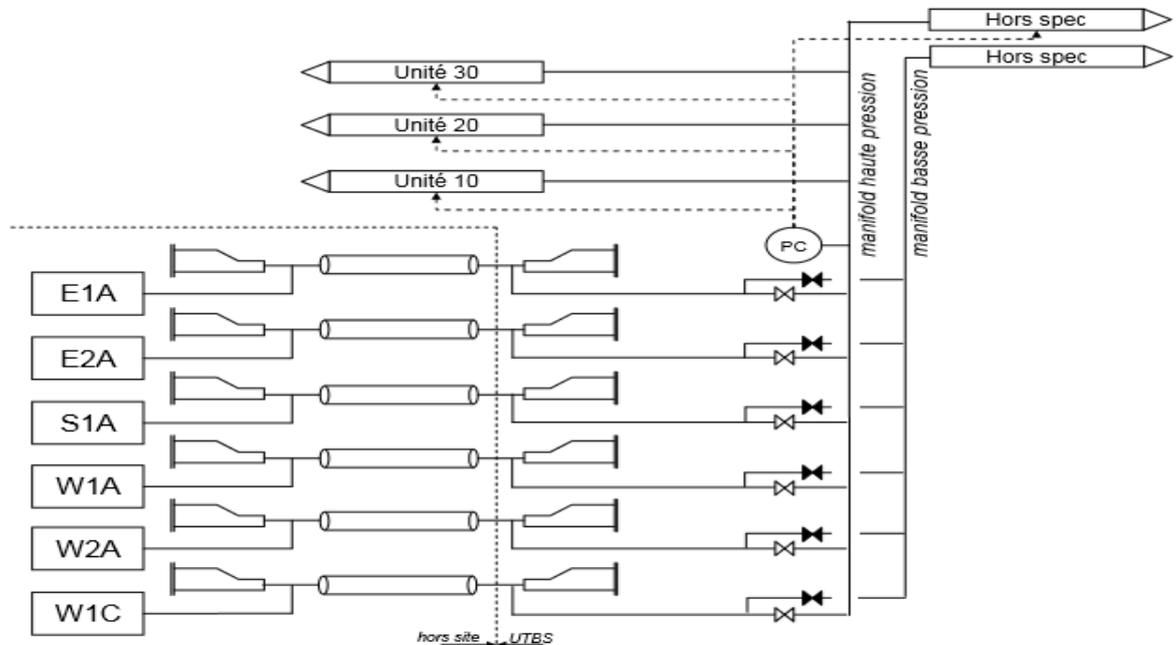


Figure I.2 : réseau collecte du brut non stabilisé des satellites vers UTBS

I.2.3) Présentation de l'UTBS :

➤ Présentation de l'unité de traitement :

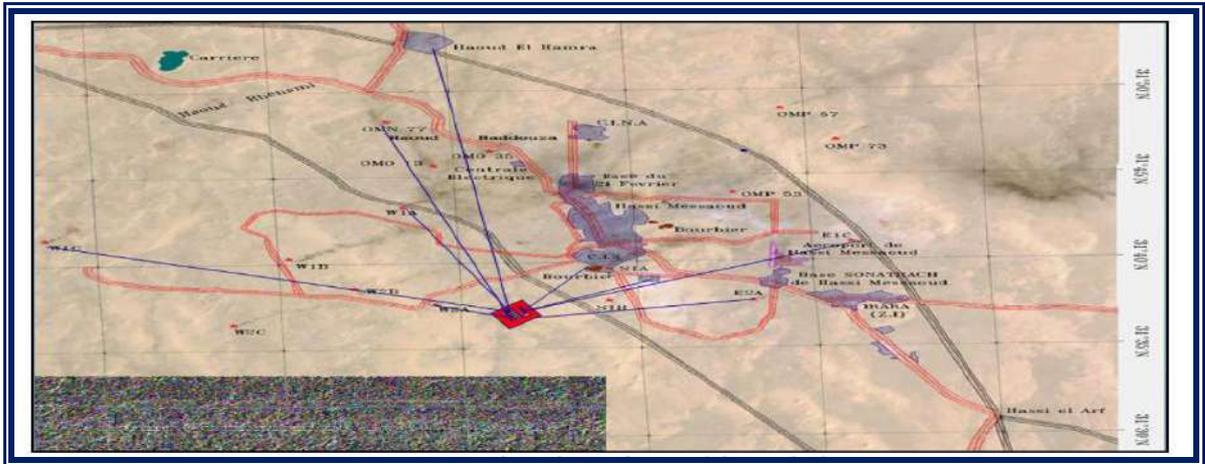


Figure I.3 : Situation géographique de l'UTBS.

Sonatrach a décidé de réaliser une nouvelle unité de traitement de brut sur le champ de Hassi Messaoud Sud, dénommée UTBS (Unité de Traitement de Brut Sud).

L'UTBS est une unité de traitement de brut destinée à recevoir et traiter l'huile non stabilisée provenant de six champs satellites existants de la région d'Hassi-Messaoud Sud et d'expédier l'huile stabilisée vers le centre de stockage situé à Haoud El Hamra via le pipeline 24'' CIS-HEH. Le site est situé au Sud Ouest du Centre Industriel Sud existant (CIS) à 7 Km environ.

Le traitement consiste à dessaler et à stabiliser le brut provenant des satellites. Le gaz associé est utilisé comme gaz combustible, l'excédant étant envoyé vers l'unité de GPL située au CIS. L'eau nécessaire au lavage du brut provient de deux puits d'eau d'Albien. Les eaux huileuses traitées sont envoyées vers l'unité d'injection d'eau située à OMN77 ou, en secours, vers le bassin d'évaporation.

L'UTBS comprend les unités suivantes :

- un réseau de collecte de brut (6 pipelines) pour acheminer l'huile non stabilisée des satellites existants vers la nouvelle installation
- trois unités de traitement de brut afin de dessaler et stabiliser le brut provenant de ces satellites
- une unité de compression comportant 4 trains
- une unité de traitement d'huile hors-spec et un bac de stockage d'huile hors-spec
- quatre bacs de stockage d'huile stabilisée

- une pomperie d'expédition de l'huile stabilisée
- un système de comptage d'huile stabilisée
- une unité de traitement des eaux huileuses
- des pipelines d'expédition (huile stabilisée, gaz associé, eau traitée)
- les systèmes utilités nécessaires aux unités de procédés.

L'UTBS est conçu pour produire jusqu'à 300 000 barils de brut stabilisé par jour (=47700 m³/j).

Les caractéristiques de l'huile stabilisée à UTBS sont les suivantes :

- **Tension de vapeur Reid (TVR) :** Inférieure ou égale à 10 psi en hiver et inférieure ou égale à 7 psi dans le cas été.
- **Teneur en eau et sédiments (BSW) :** Inférieure ou égale à 0.1% vol
- **Salinité :** Inférieure ou égale à 40 mg/L

Le brut stabilisé peut être stocké dans 4 bacs à toit flottant d'une capacité de 50 000 m³ chacun

Deux cas ont été considérés pour le dimensionnement des équipements sur UTBS, un cas été et un cas hiver.

Tableau I.2 : les deux cas de dimensionnement des équipements sur l'UTBS (été, hiver).

	Cas été	Cas hiver
Température à l'entrée d'UTBS	50C	10C
TVR(2) huile stabilisée spécifiée dans les bases de design (à 37.8C)	7.5 psi	10 psi
TVR huile stabilisée fournie par UTBS	7 psi	10 psi
Température ambiante maximum	50°C	25°C
Température huile stabilisée vers stockage	60°C	40°C
Température gaz en sortie d'UTBS vers expédition	70°C	55°C

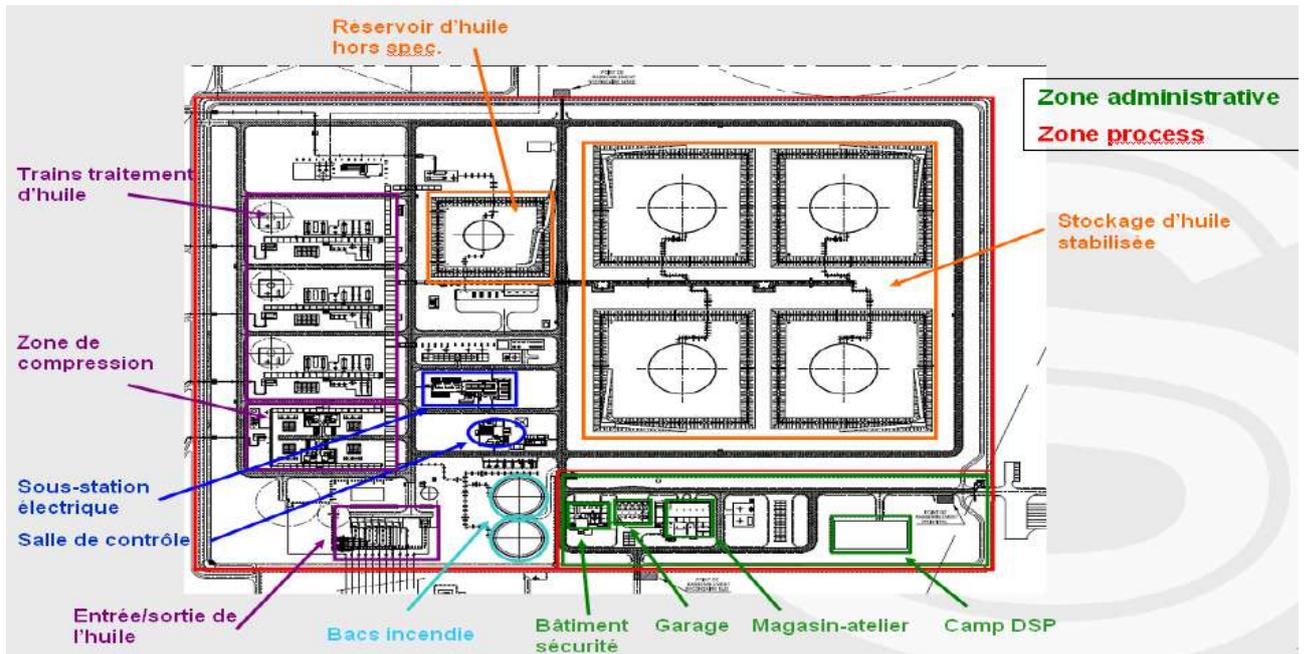


Figure I.4: plan général de L'UTBS.

➤ **Description d'une unité de traitement :**

Chaque unité de traitement d'huile comprend :

- Séparateur triphasique (PX0-VA-20-01)
- Séparateur biphasique (PX0-VA-20-02)
- Réchauffeur d'huile (2 calandres PX0-GA-20-01 A/B)
- Package de dessalage (PX0-UZ-21-01)
- Colonne de stabilisation (PX0-CB-21-01)
- Pompes de recirculation du rebouilleur (PX0-PA-21-01 A/B/C)
- Rebouilleur (PX0-FA-21-01)
- Réfrigérants d'huile stabilisée (3 baies comprenant 2 faisceaux PX0-GC-21-01 A1/A2/B1/B2/C1/C2/D1/D2)

Cette description est commune aux unités de traitement d'huile #10, #20 et #30. Les numéros d'équipements sont indiqués avec un X qui doit être remplacé par 1 pour l'unité #10, 2 pour l'unité #20 et 3 pour l'unité #30.

➤ Description du process :

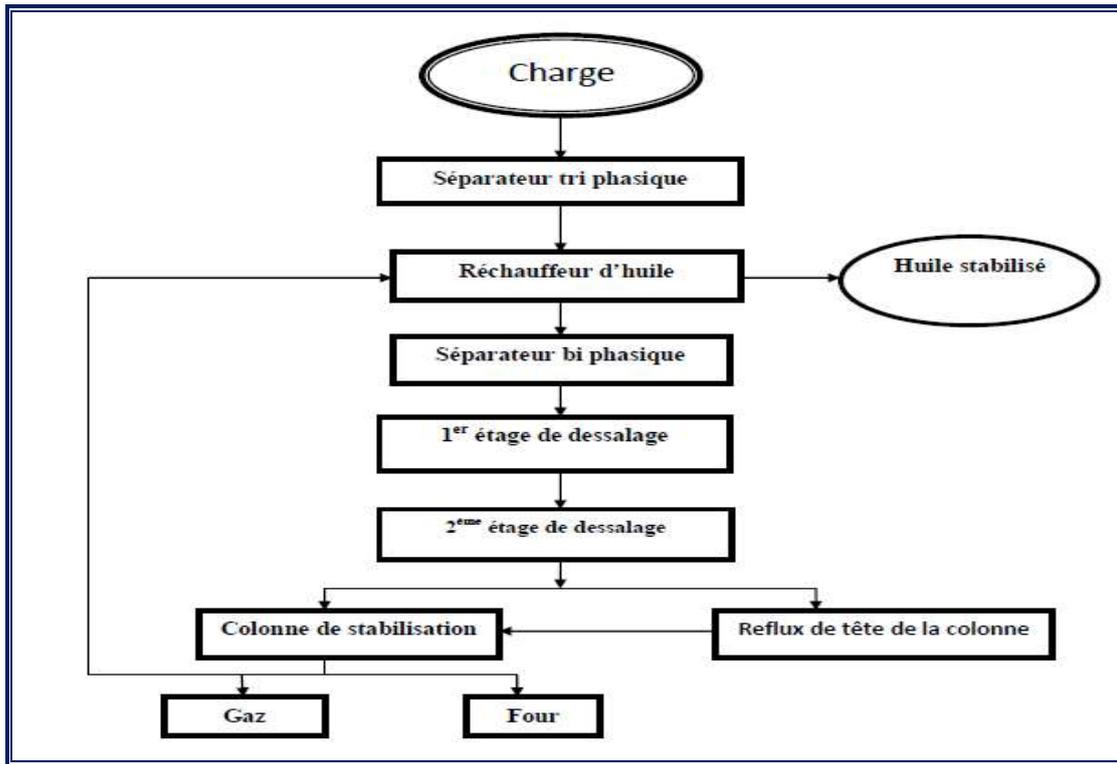


Figure I.6: organigramme du train de l'UTBS.

➤ Section de séparation :

Le séparateur triphasique constitue le premier étage de séparation. Il reçoit l'huile provenant directement des satellites, ainsi que les condensats récupérés dans les séparateurs inter-étage de la compression et l'huile recyclée provenant du système d'huile hors-spec.

Le gaz est envoyé par contrôle de pression vers l'unité de compression et l'excès de gaz étant envoyé vers la torche basse pression de l'unité.

L'huile, grâce à un contrôleur de niveau, est envoyée vers le réchauffeur d'huile et l'eau provenant du procédé, est collectée dans un appendice puis envoyée vers l'unité de traitement des eaux huileuses.

L'huile provenant du séparateur triphasique passe par les tubes du réchauffeur (Échangeur) d'huile, pour être chauffée à 70°C qui est la température opératoire optimale du package de dessalage. L'échange thermique nécessaire est fourni par l'huile stabilisée chauffée à 120°C, provenant du fond de colonne, et passant côté calandre des échangeurs.

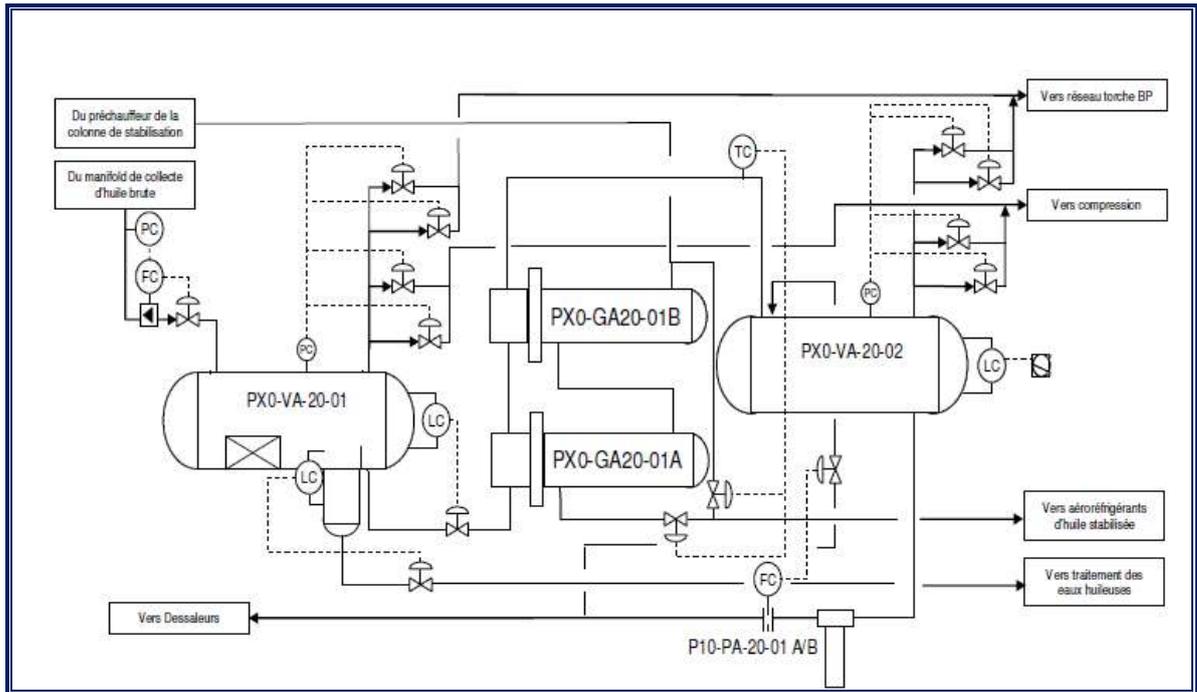


Figure I.7 : Séparation d'huile.

L'huile chauffée à 70°C alimente le séparateur biphasique qui constitue le deuxième étage de séparation.

Le gaz de flash issu de processus de séparation au niveau de triphasique, biphasique et la colonne envoyé vers la compression a une pression de 05 bars, l'excès de gaz étant envoyé vers la torche basse pression de l'unité.

L'huile est pompée du séparateur biphasique vers le package de dessalage par les pompes d'alimentation du dessaleur, centrifuges verticales.

➤ **Section dessalage :**

Le package de dessalage (PX0-UZ-21-01) permet de diminuer la teneur en BS&W en sortie du package à 0.1% volume et la concentration en sel à 20 mg/l équivalent Na Cl (données de design du dessaleur) afin de respecter les spécifications en eau et sel de l'huile stabilisée au niveau du stockage (concentration en sel inférieure à 40 mg/l et BS&W inférieure à 0.1% volume garanties en sortie d'UTBS) et de limiter l'encrassement de la colonne par dépôts de sel.

Le mélange brut - eau de gisement est émulsifié avec de l'eau de lavage recyclée des 1er et 2ème étages de dessalage. Une émulsion est ainsi créée, grâce à une vanne de mélange (21-PV-0X524) située en amont du premier étage de dessaleur (PX0-VW-21-01) et opérant à une pression de 12 Bar 70°C avec un temps de rétention de 5 minutes pour l'huile et de 18 minutes pour l'eau. Cette émulsion assure un bon mélange entre l'eau de gisement et l'eau de

lavage, assurant ainsi une diminution de la concentration en sel de la phase aqueuse.

Le champ électrostatique est créé entre deux électrodes, une reliée à la masse et l'autre reliée à un transformateur HT installé en partie supérieure du dessaleur.

Le brut sortant du premier étage de dessalage est ensuite mélangé avec de l'eau de lavage constitué d'un mélange d'eau brute et d'eau de recirculation vers le deuxième étage de dessalage.

Une injection de dés émulsifiant est prévue sur chaque étage de dessalage, en amont de la vanne mélangeuse afin de faciliter la séparation eau / huile à chaque étage de dessalage.

Chaque étage de dessalage et chaque vanne de mélange dispose de sa propre ligne de by-pass. Des analyseurs en ligne de teneur en eau dans l'huile sont prévus à l'entrée du package de dessalage et à la sortie de chaque étage. Des points d'échantillonnage pour analyse au laboratoire sont également prévus.

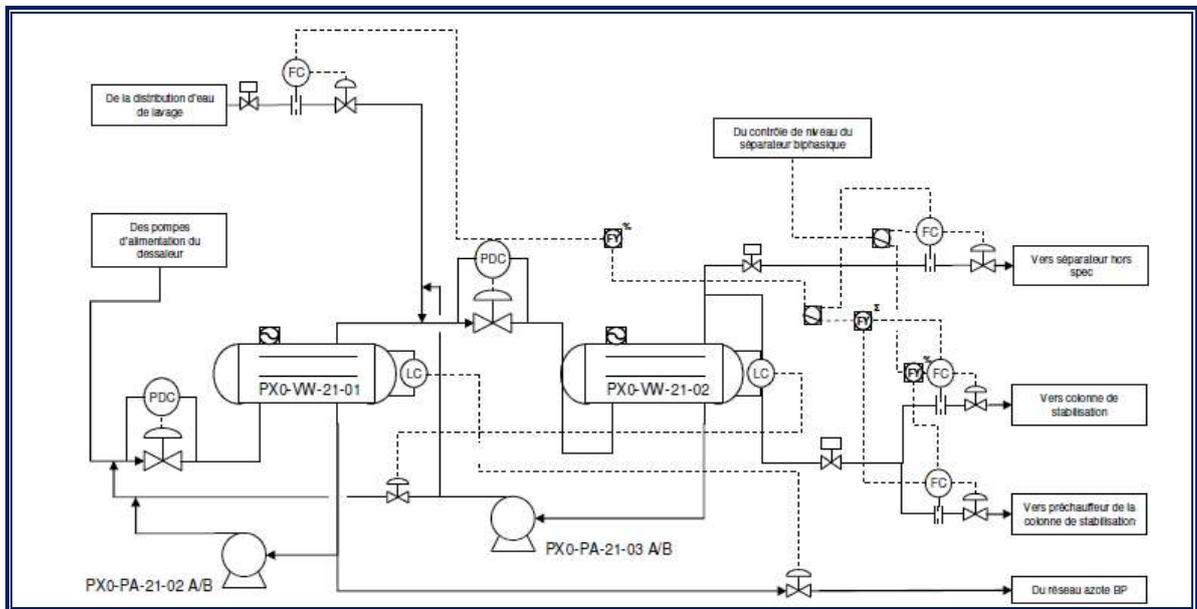


Figure I.8: Dessalage.

➤ **Section stabilisation :**

L'huile dessalée alimente la colonne de stabilisation:

- 20% du débit alimente directement la tête de la colonne (alimentation froide).
- 80% du débit alimente le préchauffeur de la colonne de stabilisation (alimentation chaude de la colonne).

La colonne de stabilisation opérant à 5 bars permet d'éliminer les composés les plus légers du brut et d'atteindre en fond de colonne la TVR requise pour le stockage. Son principe

de fonctionnement est la distillation qui consiste à mettre en contact à différentes températures un liquide et une vapeur.

Une partie de l'huile en fond de colonne alimente le rebouilleur grâce aux pompes de recirculation du rebouilleur. Le four apporte la chaleur nécessaire à la stabilisation.

L'huile stabilisée chaude (entre 135 °C dans le cas hiver et 160°C dans le cas été) sort de la colonne et passe côté calandre dans le préchauffeur de la colonne de stabilisation et le réchauffeur d'huile respectivement et cède ainsi de sa chaleur à l'huile non stabilisée.

Le refroidissement final avant stockage est assuré par les réfrigérants d'huile stabilisée. L'huile ainsi refroidie a une température d'environ 40 c° peut être envoyée vers les bacs de stockage d'huile stabilisée ou vers le bac de stockage d'huile sinon vers bac hors spec si ne répond pas aux spécifications requises.

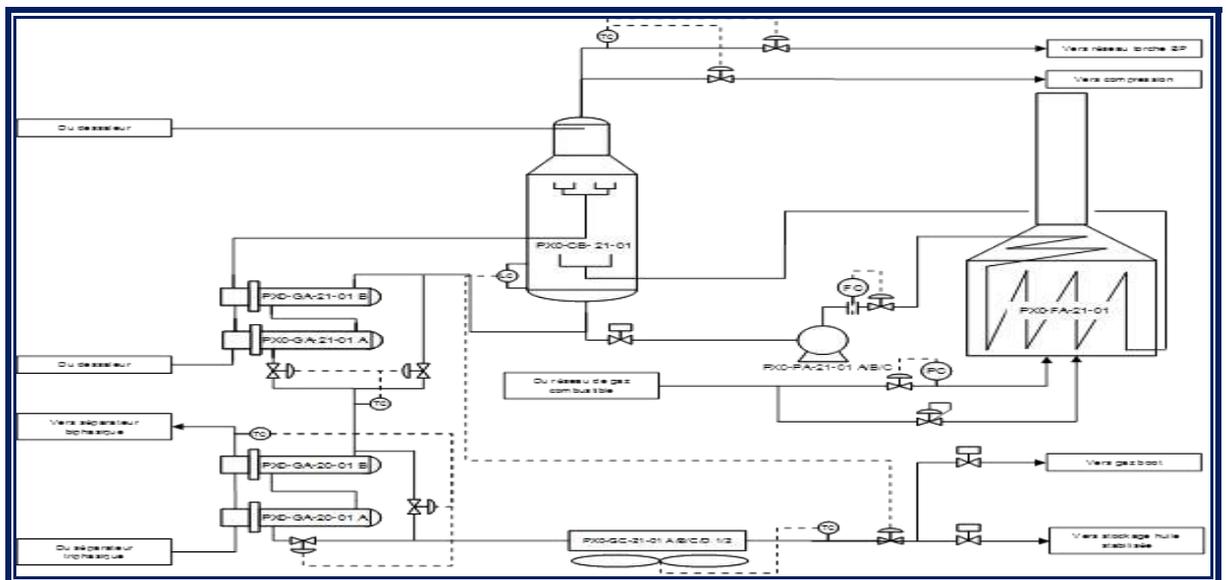


Figure I.9 : stabilisation.

➤ **Système de contrôle et sécurité de procédé :**

Le système de contrôle du procédé comprendra :

➤ **Distributed control system:**

Le DCS assure:

- Les interfaces opérateurs,
- La gestion des alarmes,
- L'historisation et l'émission des rapports,
- Les fonctions de régulation, d'automatisme et de conduite,
- L'interface avec les sous systèmes,

- L'interface avec les systèmes extérieurs.

➤ **Emergency shutdown ESD:**

Un automate de sécurité est installé l'UTBS, il permet en cas de détection de condition anormales potentiellement dangereuse d'effectuer de manière sûre et automatique, un arrêt d'urgence des installations, des équipements, des machines, et la pressurisation (avec l'action de l'opérateur), afin de :

- Protéger le personnel
- Empêcher ou minimiser la pollution de l'environnement.
- Protéger les unités et les équipements.
- Empêcher ou minimiser la perte d'hydrocarbures.

➤ **Système de détection de feu et de gaz :**

Le système de détection Feu et Gaz a pour objectifs :

- La détection de feu et de gaz sur site, l'extérieur des locaux.
- Certaines actions de protection Feu et Gaz (mousse, poudre, eau bruisée, déluges, CO2...).
- La transmission au système **ESD**, par des liaisons câblées, d'ordres déclenchement de certaines actions procédé (mise en sûreté des unités).
- La transmission au Public Adresse / Général Alarme (PA/GA), par liaisons câblées, d'ordres d'activation d'alarmes sonores et lumineuses sur site (hauts parleurs et feux clignotants).

➤ **Moyen mise en œuvre pour la production active contre l'incendie :**

L'UTBS dispose :

- D'un réseau maillé d'eau incendie et d'une pomperie d'eau incendie.
- D'un réseau maillé d'émulseur alimenter en émulseur a partir d'une réserve centrale d'émulseur et d'une pomperie d'émulseur.
- DE skids de déluge assurant l'alimentation en eau ou en solution moussante du système fixe de lutte contre l'incendie.

La protection active contre l'incendie de l'UTBS est réalisé à partir moyen suivant :

- Systèmes fixes pour protection des réservoirs de stockage : canons à mousse, déversoirs à mousse, demi couronnes de refroidissement et boites à mousse.
- Systèmes de déluges automatiques.
- Lances monitors avec réserve individuelle d'émulseur.
- Rideaux d'eau autour des fours des unités de traitement d'huile.
- Systèmes fixes alimentés en eau incendie : poteaux incendie, robinets incendie armés.
- Véhicule de lutte contre l'incendie.
- Moyens mobiles et portables (extincteurs).
- Systèmes d'extinction par gaz inerte.
- Systèmes d'extinction à poudre.
- Systèmes d'extinction à eau brumisée.

En fonction de la nature de l'incident à combattre, un ou plusieurs systèmes pourront être mis en œuvre.

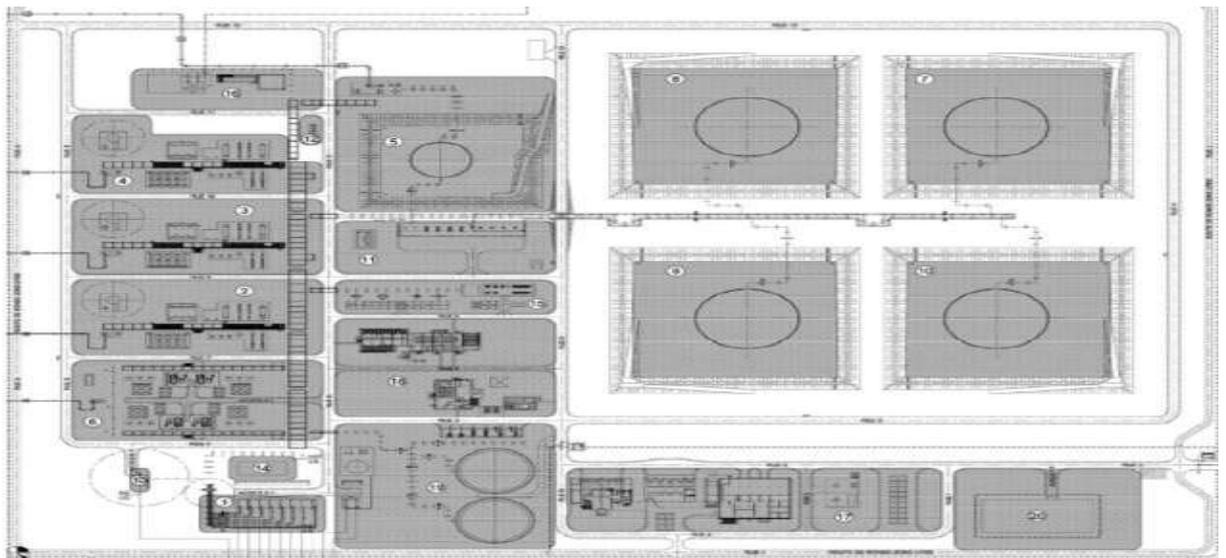


Figure I.10 : schéma générale des zones feu.

I.3) Politique environnementale de SONATRACH :**I. 3.1) ISO 14001 :**

L'Unité de Traitement de Brut Sud de Hassi Messaoud (UTBS) est certifiée ISO140001 depuis le 15 Juin 2013 par l'organisme international AIB-VINCOTTE INTERNATIONAL SA.

➤ Définition de la certification ISO 14001 :

L'ISO 14001 spécifie les exigences relatives à un système de management environnemental permettant à un organisme de développer et de mettre en œuvre une politique et des objectifs, qui prennent en compte les exigences légales et les autres exigences auxquelles l'organisme a souscrit et les informations relatives aux aspects environnementaux significatifs. Elle s'applique aux aspects environnementaux que l'organisme a identifié comme étant ceux qu'il a les moyens de maîtriser et ceux sur lesquels il a les moyens d'avoir une influence. Elle n'instaure pas en elle-même de critères spécifiques de performance environnementale.

Toutes les exigences de l'ISO 14001 sont destinées à être intégrées dans n'importe quel système de management environnemental. Le degré d'application dépendra de divers facteurs, tels que la politique environnementale de l'organisme, la nature de ses activités, produits et services, et sa localisation et les conditions dans lesquelles il fonctionne.

I.3.2) ISO 50001 :**➤ Définition de la certification ISO 50001 :**

Alors que les entreprises sont aujourd'hui de plus en plus impliquées dans leur consommation énergétique, la certification ISO 50001 s'impose comme une norme de référence mondiale dans le domaine de la gestion d'énergie. Quel que soit votre secteur d'activité, la certification ISO 50001, en offrant un système de management de l'énergie adapté, permet d'optimiser votre efficacité énergétique, de réduire vos coûts liés à la consommation d'énergie, et ainsi améliorer votre rentabilité financière.

Être certifié ISO 50001 constitue par ailleurs une preuve de l'engagement de votre entreprise dans la thématique du développement durable auprès de vos parties prenantes et de vos clients.

La certification ISO 50001 est également compatible avec d'autres normes de systèmes de management, telles que la certification ISO 9001 (management de la qualité) et ISO 14001 (management environnemental).

Chapitre II :

Généralités sur le transfert
et les échangeurs de
chaleur

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

II.1) Généralités sur le transfert de chaleur :

La connaissance des lois de la transmission de la chaleur est essentielle pour tous les ingénieurs et techniciens qui ont à connaître des problèmes thermiques : frigoristes, thermiciens, spécialistes en génie des procédés, etc. Lorsque deux corps, ou deux milieux, ne sont pas à la même température, ils ne sont pas en équilibre thermique. On peut alors observer un passage d'énergie calorifique de chaleur, du corps, ou du milieu, le plus chaud vers le corps, ou le milieu, le plus froid. On sait que le transfert de chaleur spontané est impossible d'un milieu froid vers un milieu chaud.

Pour se transmettre, la chaleur fait appel à trois mécanismes fondamentaux :

➤ La conduction.

➤ La convection.

➤ Le rayonnement.

II.1.1) Définitions :

➤ La température

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs. La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre.

Les températures dans le S.I. sont exprimées en °C (degrés Celsius) mais dans la littérature, on rencontre les degrés Fahrenheit (°F) et les degrés Kelvin (°K). Conversion entre les différentes unités de températures

$$^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$$

$$^{\circ}\text{C} = 5/9 (^{\circ}\text{F} - 32)$$

➤ Quantité de chaleur (Q)

- **La chaleur**

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée).

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

C'est une quantité d'énergie calorifique mise en jeu (absorbée, produite ou transférée). On l'exprime dans le système international d'unités (SI), en joule (J) ou en calorie (1cal = 4.1855 J).

II.1.2) Phénomène de conduction thermique:

II.1.2.1) Définition

La conduction est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel (solide, liquide, gaz), sans mouvement de matière, et qui fait passer la chaleur des zones chaudes aux zones froides à l'aide de mécanismes à l'échelle microscopique (vibrations atomiques ou moléculaires, diffusion électronique,...). La conduction est le seul mécanisme qui permet à la chaleur d'être transmise dans un solide [1].

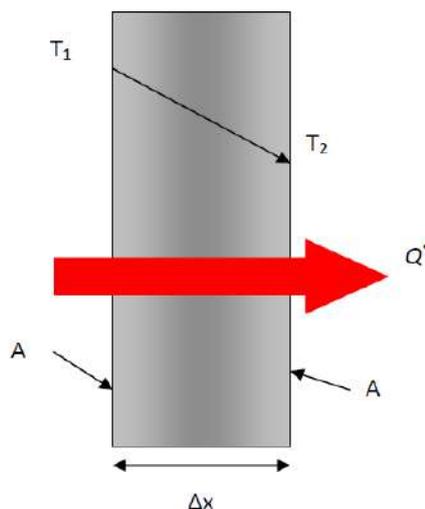


Figure II.1 : Conduction de chaleur à travers une paroi.

II.1.2.2) Loi de Fourier

D'après l'hypothèse fondamentale de Fourier qui régit le transfert de chaleur unidimensionnel par conduction. [8]

La loi énoncée par Fourier s'écrit

$$Q = - \lambda A (dt/dx) \dots\dots\dots \text{II-1}$$

Où :

Q : Quantité de chaleur échangée [kw].

A : Surface d'échange de chaleur [m²].

dt/dx : Gradient de température le long de x.

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

λ : Coefficient de proportionnalité de la loi de Fourier (ou conductivité thermique) [kw/m.k]

Le signe (-) qui apparaît dans cette expression signifie que la chaleur se propage dans le sens des températures décroissantes.

II.1.2.3) Exemple de conduction thermique

Un échangeur de chaleur à contre-courant, à double tube et à paroi mince est utilisée pour refroidir l'huile de 150 à 40 ° C à un débit de 4 kg / s par l'eau (qui entre à 22 ° C à une vitesse de 2 kg / s afin de sortir à 80 ° C

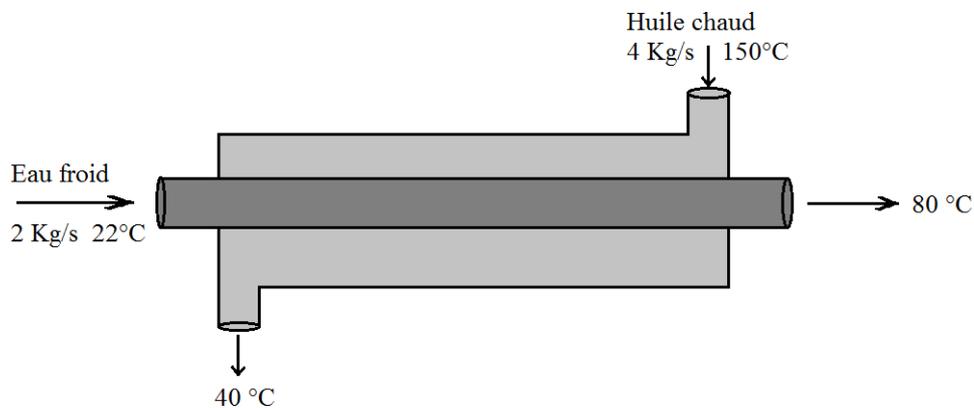


Figure II.2 : Exemple de conduction thermique.

La chaleur fournie par l'huile chaude est transférée vers la paroi du tube intérieur puis vers l'eau (le principe est représenté dans la figure 2).

II.1.3) Phénomène de convection thermique :

II.1.3.1) Définition :

Jusqu'à maintenant nous avons considéré les échanges convectifs seulement comme une condition aux limites pour traiter les problèmes de conduction de la chaleur. Le terme « convection » est utilisé pour décrire le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface. Pour ce transfert, le transport d'énergie par conduction a toujours lieu, néanmoins le mode dominant est celui dû aux mouvements de particules fluides. [2]

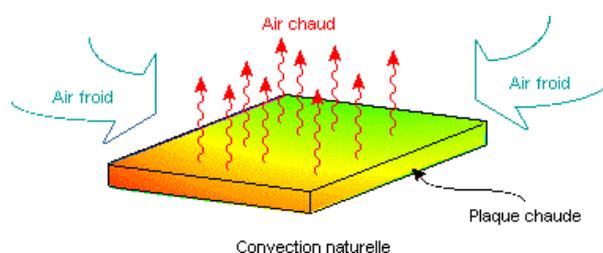


Figure II.3 : Phénomène de convection thermique.

II.1.3.2) Loi de Newton:

C'est la loi fondamentale de la convection thermique donnée par la loi de Newton :

$$Q = h A (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots II-2$$

Où:

Q : Quantité de chaleur échangée [kW].

A : Surface d'échange de la chaleur [m²].

T_s : Température de la surface du solide en contact avec le fluide.

T_∞: Température du fluide.

h : Coefficient de la loi de Newton (coefficient de convection thermique) [kW/ m². °C].

Ce coefficient caractérise l'efficacité de la convection, il dépend :

- a. Des caractéristiques de la paroi en contact avec le fluide** : forme, dimension et état de surface.
- b. De la manière dont le fluide circule par rapport à la paroi** : orientation de la vitesse et grandeur de cette vitesse.
- c. Des caractéristiques physiques du fluide** : conductivité thermique, chaleur massique, masse volumique et viscosité

II.1.3.3) La convection forcée:

Quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, soufflerie).

Exemple de convection forcée: un sèche-cheveux dans lequel l'air ambiant est soufflé par un ventilateur au travers d'une résistance chauffante électrique.

II.1.3.4) La convection naturelle:

Ou libre, provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide.

Exemple de convection naturelle :

le chauffage d'une pièce par un convecteur électrique se fait par une ascension d'air chaud le long du mur, tandis que l'air plus frais descend et est « aspirer » vers le convecteur

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

pour remplacer l'air chaud le quittant [3].

II.1.3.5) La convection accompagnée d'un changement de phase

Dont le fluide subit une évaporation ou une condensation.

Exemple de convection avec changement de phase : au début du chauffage d'une quantité d'eau dans une bouilloire, la convection naturelle gouverne le processus d'échange entre la paroi et l'eau. Quand l'eau boue, l'évaporation intensifie le transfert [3].

II.1.4) Phénomène de rayonnement :

II.1.4.1) Définition : Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur [3].

Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde. Un corps C émettant des photons dans toutes les directions possibles, certains d'entre eux sont reçus par l'autre corps C' et éventuellement absorbés, en tout ou partie. Bien entendu, le corps C' émet aussi des photons dont certains seront reçus et absorbés par C. Le bilan net se traduit par un échange d'énergie entre C et C'[4].

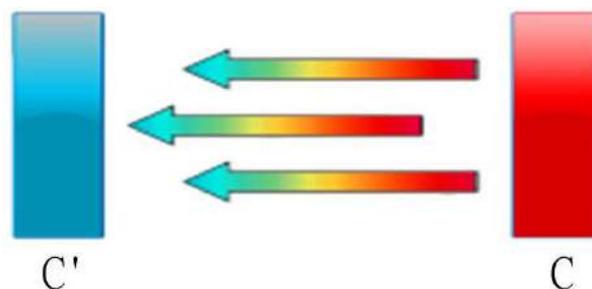


Figure II.4 : Phénomène de rayonnement thermique.

II.1.4.2) Loi de Boltzmann :

Elle concerne l'émission totale d'une surface d'un corps noir ou gris, qui surmonte cette surface.

La loi de Boltzmann exprime le flux de chaleur émis par la surface:

$$Q = \varepsilon \sigma T^4 \dots\dots\dots \text{II-3}$$

Où :

Q : Flux de chaleur émis [kW/m²]

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

ε : Emissivité de la surface.

$\sigma = 5.669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{k}^4$: constante de Stephane-Boltzmann.

Finalement, le flux thermique qui est échangé entre deux corps est donné par la relation suivante:

$$Q = FGF\varepsilon\sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

Où:

FG : Facteur géométrique ($FG = 1$, si toute l'énergie du corps (1) est reçue par le corps (2), et vice versa).

F ε : Facteur fonction des émissivités des corps.

Dans la réalité, tout échange thermique s'effectue simultanément et éventuellement sous trois modes de transfert qui se concurrencent, l'échange est alors la somme des trois effets.

Cependant, lorsque l'un des modes est prédominant, on négligera l'effet des deux autres.

Les procédés utilisés dans l'industrie demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou

refroidis avec ou sans changement de phases 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. De ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages importantes

Exemple de rayonnement thermique

Le cas de l'énergie qui nous vient du soleil, il n'y a aucun contact physique entre la terre et le soleil ni de matière alors il n'y a pas de conduction ou de convection. Le soleil émet des particules désignées par "photons"; ceux-ci se déplacent à la vitesse de la lumière et transportent une énergie fonction de leur "longueur d'onde" comme radiation ce qui provient de la chaleur sur terre.

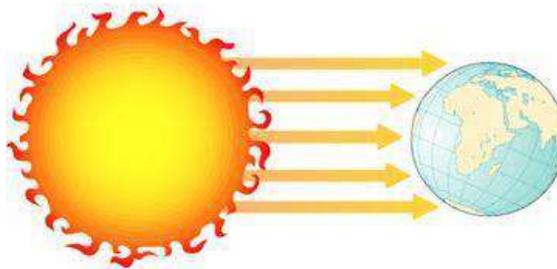


Figure II.5 : Rayonnement thermique du soleil.

II.1.5) Conclusion

Le transfert de chaleur décrit l'échange d'énergie thermique entre les systèmes physiques, en fonction de la température, en dissipant la chaleur. Les modes fondamentaux de transfert de chaleur sont la conduction, la convection et le rayonnement.

II.2) Technologie sur les échangeurs de chaleur :

II.2.1) Introduction :

les procédés les plus couramment rencontrés dans l'industrie pétrochimique ou autre, font intervenir l'échange de chaleur entre deux fluides. Le système utilisé dans cette situation est un échangeur de chaleur : c'est un appareil destiné à transférer un flux de chaleur d'un fluide à un autre. En général, les deux fluides sont séparés par une paroi (simple ou composée) constituant ainsi une résistance thermique. Dans certains équipements, le transfert thermique se fait par contact direct entre les fluides en présence. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, tours de refroidissement, ou l'un des fluides subit un changement de phase. Notre étude se base sur les échangeurs à fluides séparés, du fait de leur emploi quasi fréquent sur les unités industrielles.

II.2.2) Classification des Echangeurs de Chaleur :

La classification des échangeurs peut obéir :

- Type de conception technologique
- Procédé de transfert
- Ecoulement des fluides
- Degré de compacité

II.2.2.1) Type de conception :

C'est la classification la plus répandue. Le modèle le plus simple d'échangeur qui puisse exister se compose de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides circule dans le tube intérieur, alors que l'autre circule dans l'espace annulaire formé par les deux tubes : c'est l'échangeur tubulaire. On peut avoir aussi des échangeurs à faisceaux et calandre, il existe d'autres types d'échangeur appelés échangeur à plaque, spiralés, à surface raclée, en plastique, à circuit imprimé et à tube en verre.

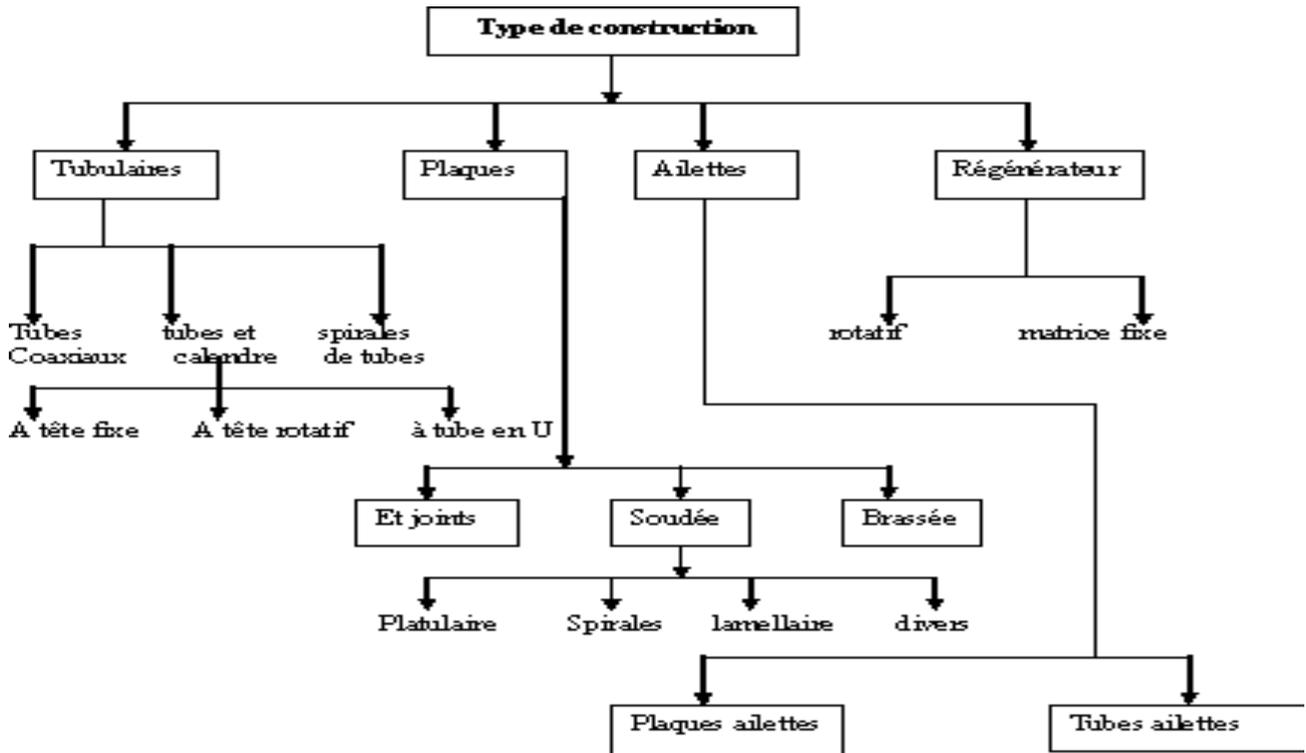


Figure II.6 : Classement selon type de conception des échangeurs.

II.2.2.2) Procédé de transfert :

Les fluides mis en jeu dans l'échangeur peuvent entrer en contact direct : c'est le cas des tours de refroidissement des centrales nucléaires. En revanche, si les fluides sont séparés par une paroi comme dans le cas d'un radiateur de chaleur, l'échangeur sera dit contact indirect.

II.2.2.3) Ecoulement des fluides :

Selon le sens d'écoulement de fluide on distingue trois types d'échangeurs :

a. Circulation à co-courant:

Les fluides 1 (froid) et 2 (chaud) entrent d'un même côté de l'appareil, circulent en parallèle, et sortent à l'autre extrémité.

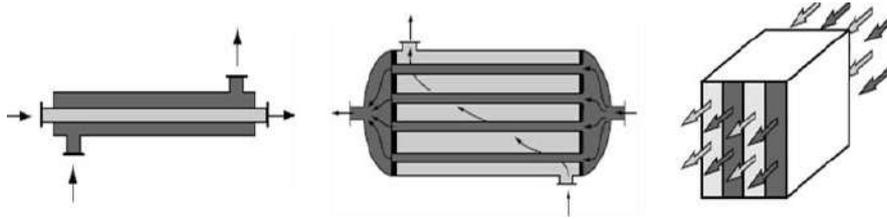


Figure II.7 : Circulation à co-courant.

b. Circulation à contre-courant :

Les fluides 1 et 2 entrent des côtés opposés de l'appareil et circulent en sens contraire.

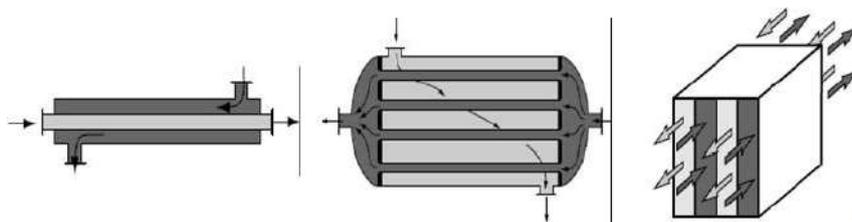


Figure II.8 : Circulation à contre-courant.

c. Circulation à courants croisés :

L'écoulement des deux fluides se fait dans deux directions perpendiculaires

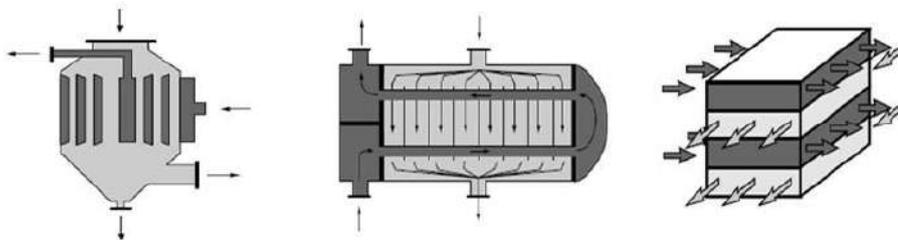


Figure II.9 : Circulation à courant croisé.

II.2.2.4) Degré de compacité :

Les échangeurs compacts sont construits pour présenter une grande surface d'échange dans un volume réduit (supérieure 700 m² par m³). A titre d'exemple, illustre l'importance de la compacité en matière d'encombrement pour quelques types d'échangeurs.

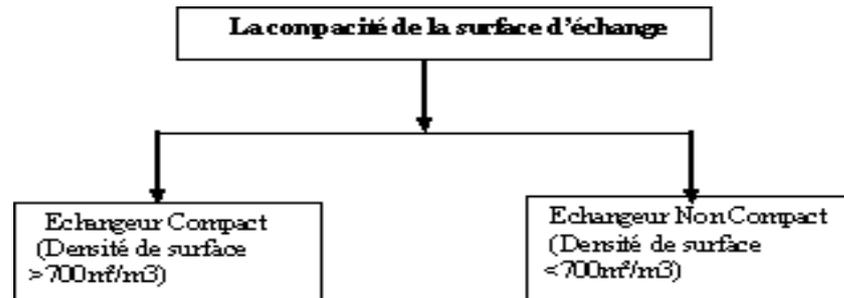


Figure II.10 : La compacité de la surface d'échangeur.

II.2.3) Conclusion : retenons enfin quel que soit le type d'échangeur retenu parmi ceux cités plus haut, il s'agira pour nous d'évaluer ses performances thermiques pour proposer un appareil capable de réaliser un service conforme à celui exigé par le client tout en restant économique.

II.3) Echangeurs tubulaires :

Les échangeurs à faisceaux tubulaires connus aussi sous le nom d'échangeurs calandre et tubes, sont des appareils thermiques dans lesquels circulent deux fluides (liquide/liquide, liquide/gaz, gaz/gaz) et qui changent de chaleur.

Durant notre stage nous avons constaté qu'il existe trois sortes d'échangeurs tubulaires sur les sites pétroliers que nous avons visités.

- * échangeur tubulaire monobloc : les plaques tubulaires sont soudées directement avec la calandre.
- * échangeur tubulaire en U : porte une seule plaque tubulaire
- * échangeur tubulaire à tête flottante

Description de ces trois cas :

II.3.1) Echangeur a plaque tubulaires fixes :

Les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre, de construction peuvent onéreuse, ces appareils permettent de logé le maximum de tube a l'intérieur de la calandre, mais ils ne peuvent pas être utilisés que c'est la différence des températures de deux fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau sont acceptables, en outre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'affecter que par voie chimique , leur emplois reste donc limité

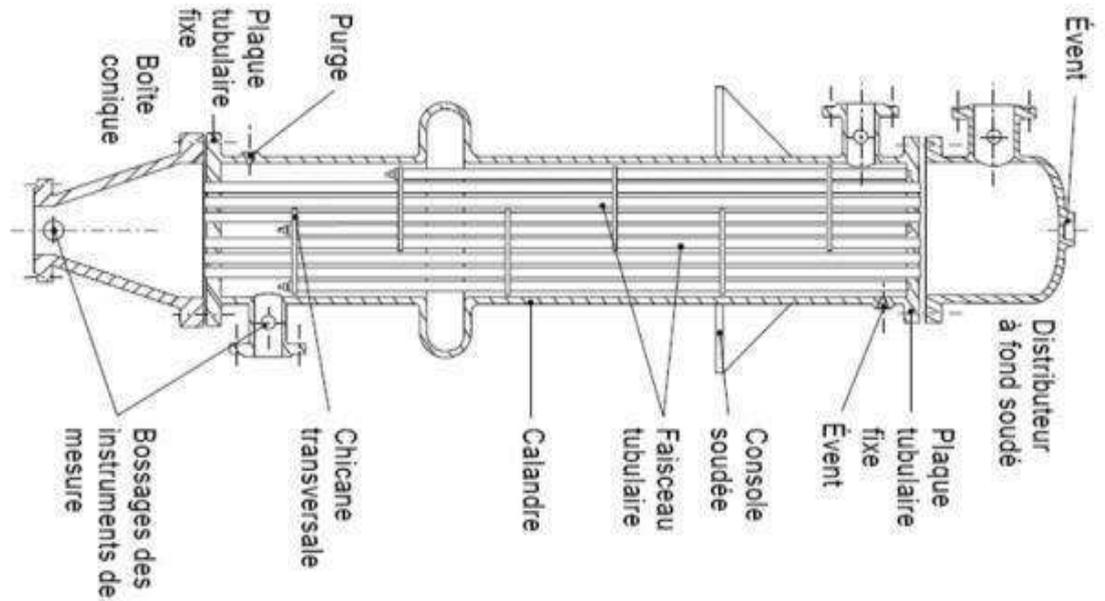


Figure II.11 : Echangeur a plaque tubulaires fixes.

II.3.2) Echangeurs avec tubes en U :

L'utilisation des tubes coudés, en forme d'épingles a cheveux, supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante, l'économie réalisée sur le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur, et a un nombre de tubes plus faible que les autres par suite de diamètre minimale de cintrage des tubes obligeants le constructeur à laisser un espace libre au centre du faisceau, ce faisceau en U sont utilisés surtout dans les rebouilleurs .

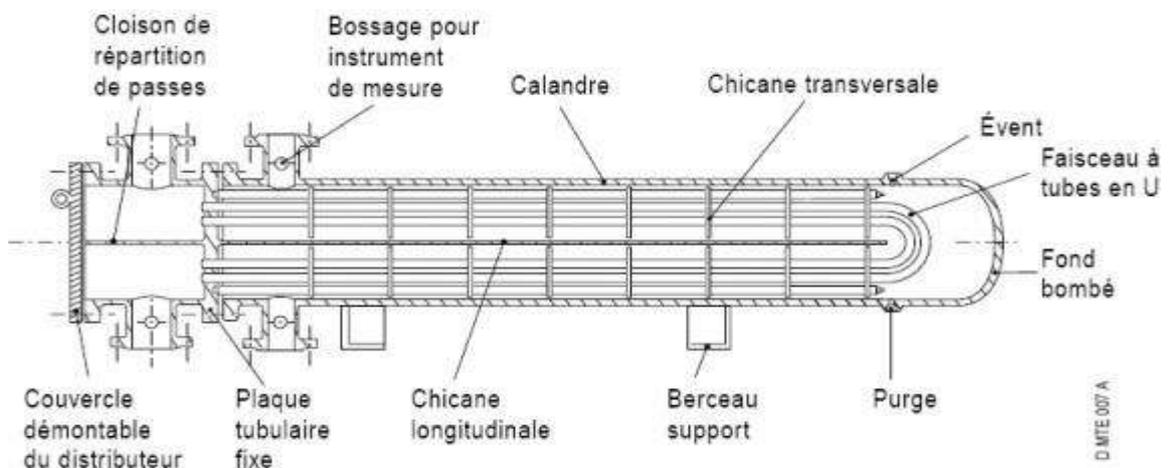


Figure II.12 : Echangeur avec tube en U.

II.3.3) Echangeurs à tête flottantes :

L'une des plaques tubulaire est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque d'un diamètre inférieure au diamètre intérieur de la calandre ; ces appareils qui permettent l'expansion thermique de faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en industrie pétrochimique.

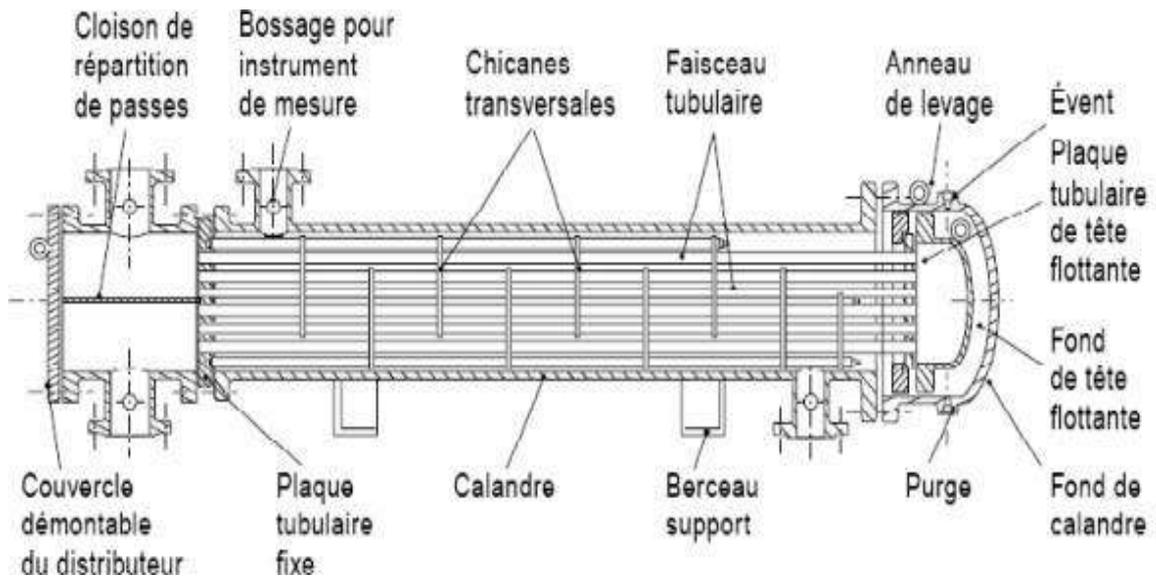


Figure II.13 : Echangeurs à tête flottantes.

II.4) Norme TEMA :

Les échangeurs tubulaires existant dans l'industrie sont très variés dans leur technologie bien que le principe reste toujours le même. Ainsi, tous les éléments entrants dans la constitution des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par TEMA.

La Norme TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer's Association) définit les principaux types d'échangeurs. [9]

Suivant cette norme, la forme d'un échangeur est caractérisée par 3 lettres :

- 1ère lettre : boîte / tête avant
- 2ème lettre : calandre couramment appelée Shell
- 3ème lettre : boîte / tête arrière

Ci-dessous, vous retrouvez le TEMA :

Normes TEMA - Echangeurs Tubulaires

L'échangeur le plus récurrent est le BEM qui se définit comme suit :

- B : chambre à fond et bride monobloc : plaque tubulaire fixe

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

- E : calandre 1 passe
- M : plaque tubulaire fixe (équivalent du B)

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

API: American Petroleum Institute.

ASME: American Standard for Mechanical Engineering

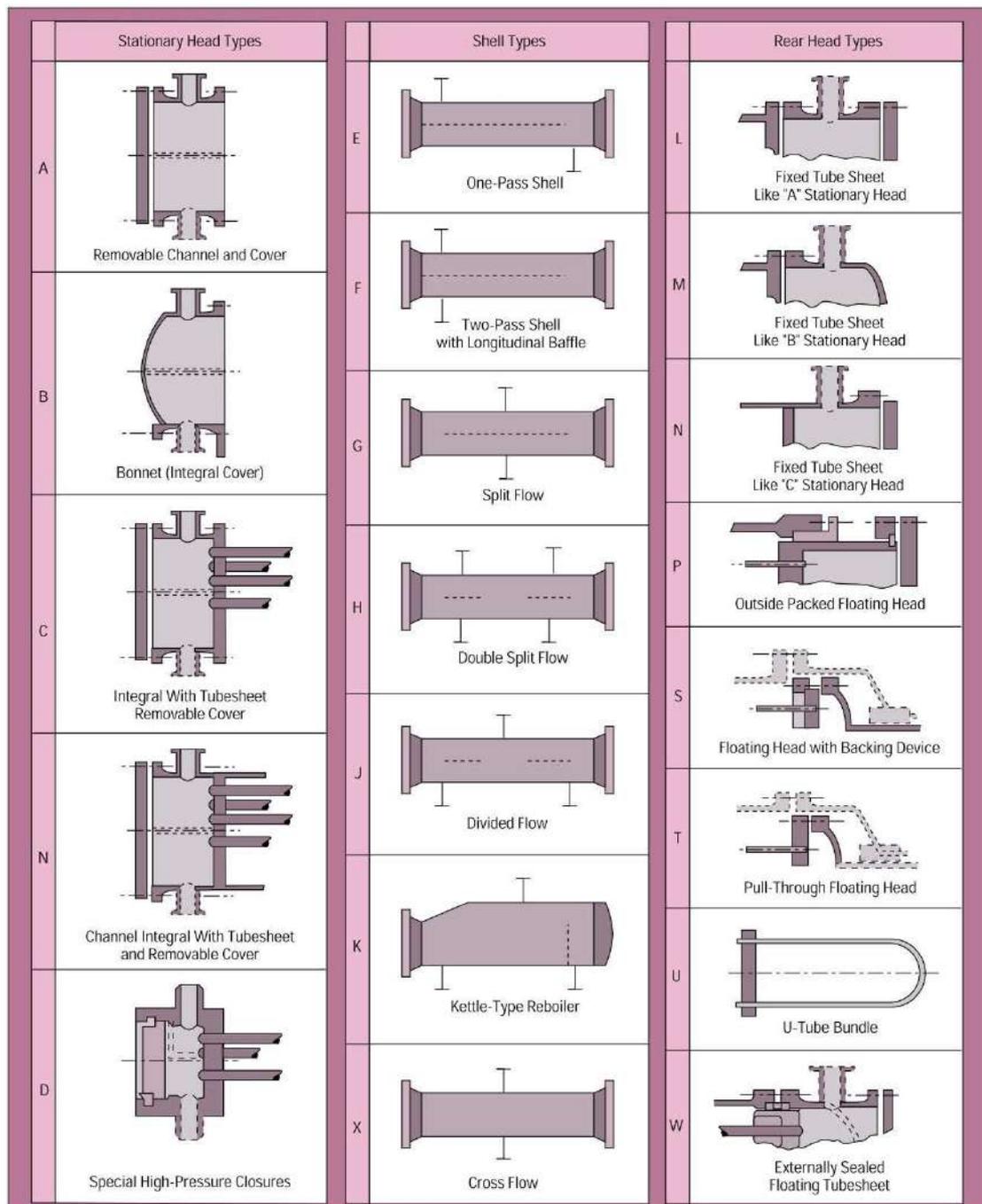


Figure II.14 : Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA).

Chapitre II : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

II.5) Conclusion :

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

Chapitre III :

Technologie de
préchauffeur

P30-GA-21-01-A/B

III.1) Introduction :

Avant d'entamer notre étude sur les préchauffeurs P30-GA-21-01 A/B de l'unité UTBS nous allons développer théoriquement un échangeur à tête flottante, avec ces composants.

III.2) Les éléments essentiels constituant l'échangeur :

III.2.1) Extérieurement :

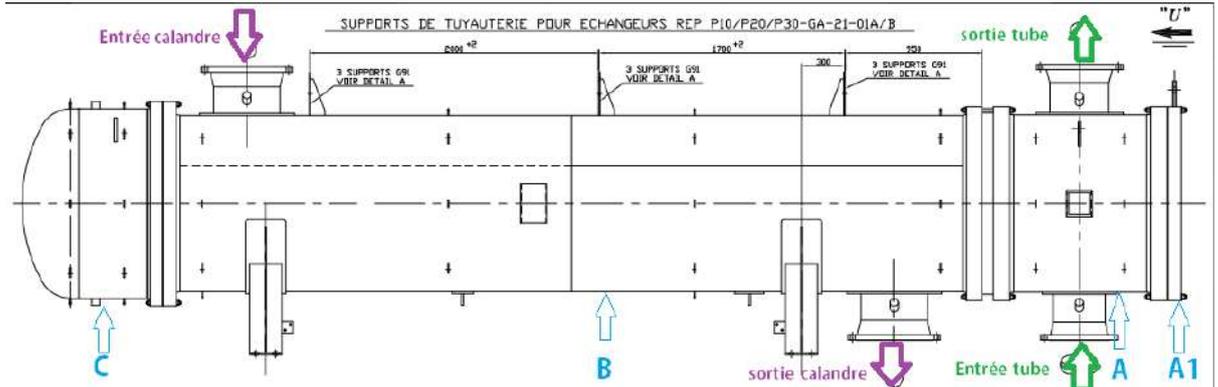
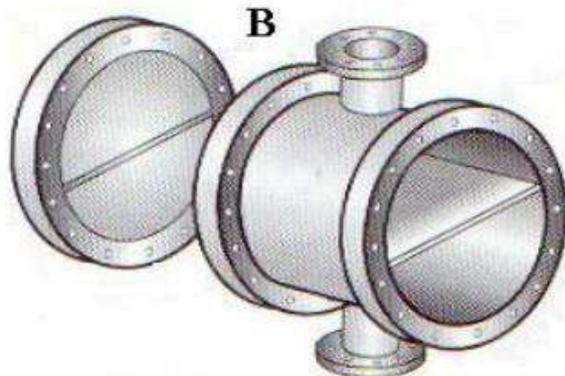


Figure III.1 : préchauffeur P30-GA-21-01 A/B.

➤ 1ère boîte d'échangeur (distributeur) « A » :

c'est l'organe qui reçoit et distribue le fluide dans les tubes (A1 c'est la plaque de fermeture) elle porte deux brides dont l'entrée est une 12'' 300 et sortie 14'' 300 pour le préchauffeur A et 14''300 et 16'' 300 pour préchauffeur B.



B - Deux passes côté tubes.

Figure III.2 : Boîte de distribution.

- 2^{ème} boîte appelée calotte qui ferme la calandre « C »

➤ **Calandre (virole) « B » :**

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. L'acier en carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres.



Figure III.3 : Calandre un seul passe.

- Deux tubulures de 18 '' 150 servant comme entrée et sortie de liquide dans la calandre.
- Deux plaques signalétiques

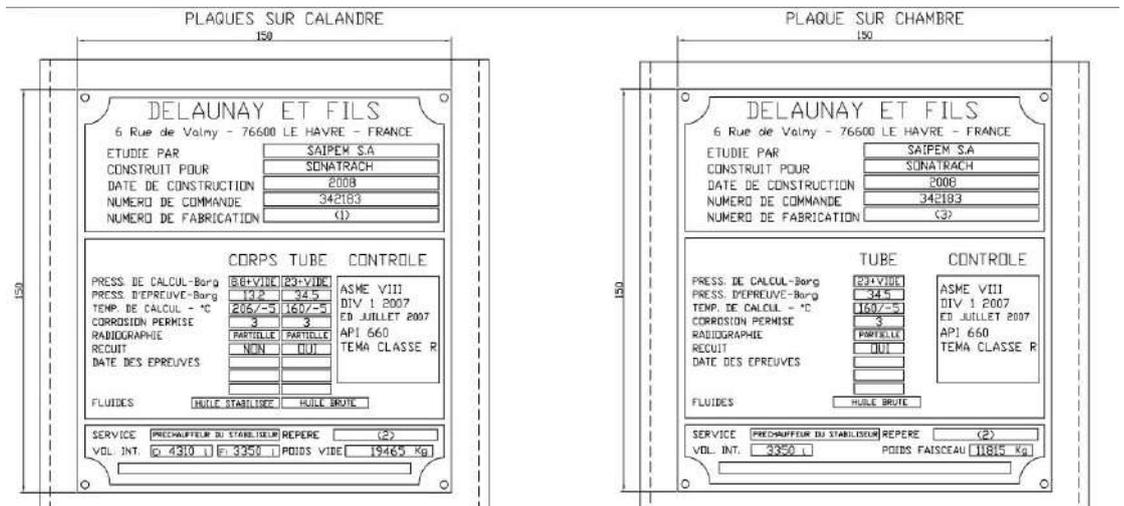


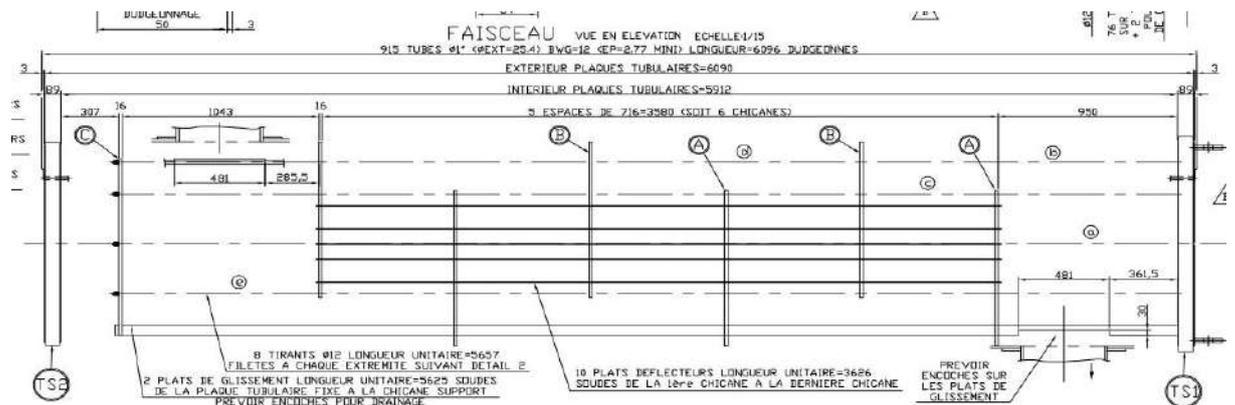
Figure III.4 : Les plaques signalétiques.

➤ **Events et vidange :**

Dans toute conception d'un échangeur destiné pour le réchauffage ou le refroidissement d'un liquide, il est impératif de prévoir des piquages de vidange et d'évents afin d'éliminer d'éventuelles poches de gaz qui en stagnant dégradent les performances de l'échangeur.

III.2.2) Intérieurement :

III.2.2.1) Faisceau tubulaire :



Faisceau tubulaire il est composé de :

- 02 plaques tubulaires
- 915 tubes de diamètre intérieur 25.4 mm et de longueur 6096mm.
- 8 tirants de longueur 5657mm et les entretoises.
- 07 chicanes maintenues par 10 plats.
- un déflecteur.
- 02 plats de glissements.



Figure III.6 : faisceau tubulaire.

➤ **Deux plaques tubulaires:**

Ce sont des plaques supportant les tubes à leurs extrémités.

Ce sont des parties délicates de l'échangeur, les interstices entre tubes et plaques tubulaires ; sont les lieux privilégiés de corrosion vu la stagnation du fluide en ces lieux.



Figure III.7: la plaque tubulaire

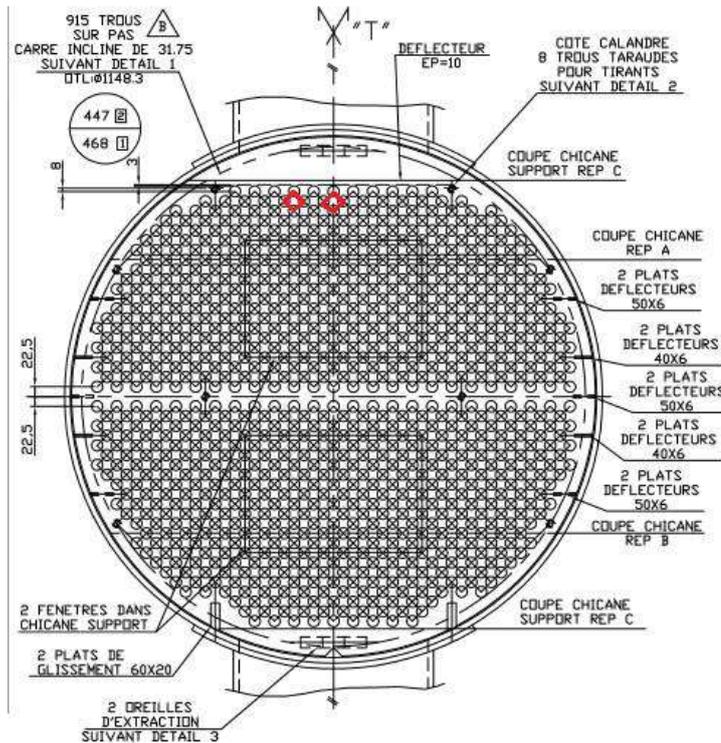


Figure III.8 : Schéma de la plaque tubulaire de préchauffeur.

➤ **Chicane:**

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse de fluide dans la calandre et

assurer la rigidité du faisceau. Les chicanes supportent les tubes et maintiennent l'écartement entre ceux-ci, diminuant les vibrations dus aux impacts de fluide.

Ils existent deux types de chicanes :

- Chicanes transversales
- Chicanes longitudinales

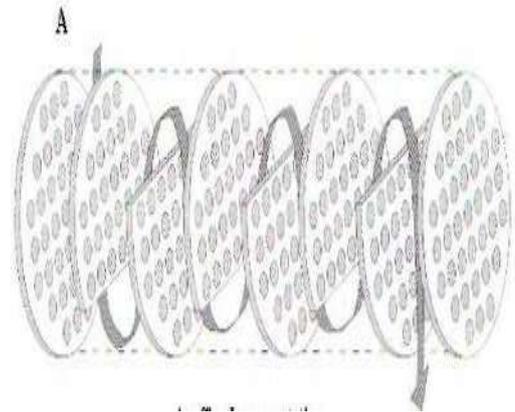


Figure III.9 : chicanes transversales.

➤ **Tirants et entretoises :**

Assurent la liaison et l'espacement des chicanes et confèrent de la rigidité au faisceau.

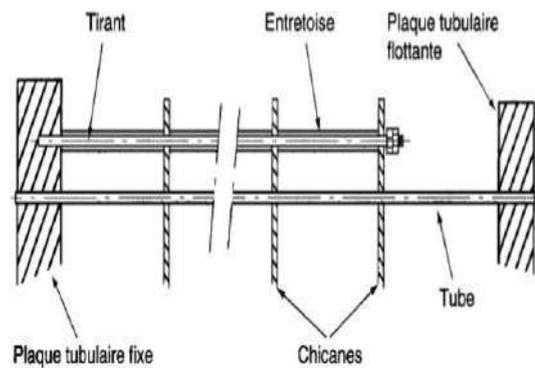


Figure III.10 : Tirants et Entretoises.

➤ **Défecteur :**

Assure l'orientation de l'écoulement du fluide entrant afin d'assurer une bonne distribution de celui-ci et protège dans certains cas, le faisceau contre l'impact direct du fluide entrant

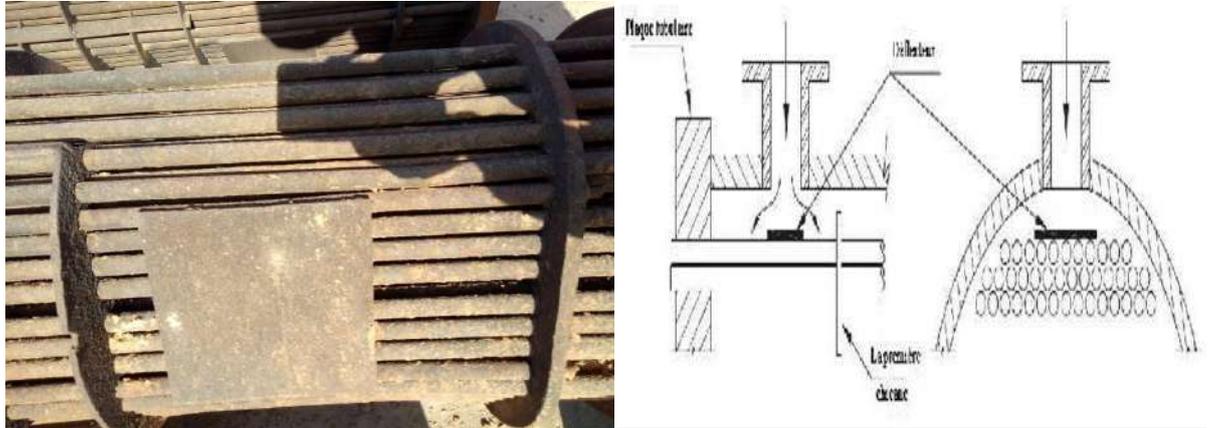


Figure III.11 : Déflecteur.

➤ **Tête flottante avec ses accessoires :**

Anneaux demi-lune et les éclisses elle sert de fermeture des tubes et se fixe sur la plaque tubulaire arrière.



Figure III.12 : la tête flottante.

III.3) Description de Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B :

Référence		ASME VIII div1 /TEMA R /API 660 /DPEM	
Surface		851 m ²	
Dimension		1200-6096 AES	
Type de fluide		Huile/Huile	
Poids		Calandre : 17430 kg	Tube : 10900 kg
Nombre du tube	Øext :	épaisseur :	Longueur :

Tableau III.1 : Description de préchauffeur.

915	25.40 mm	2.77mm	6096mm		
Chicanes		Simple segmentation 716 mm			
Défecteur		Oui			
Diamètre des tubulures		Calandre		Tube	
		Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
		16 " 150 RF	16 " 150 RF	16"A 18"B 150 RF	18" 150 RF
Nombre de passe		Calandre : 1	Tube : 2		
Type de bride		WN RF			
Type de joint		10			

III.4) Le rôle de préchauffeur :

Le préchauffeur de la colonne de stabilisation est constitué de deux échangeurs de chaleur huile/huile avec leurs deux chambres (côté tubes) en série qui permettent de chauffer une partie (≈ 80%) de l'huile provenant du dessaleur et d'obtenir la température requise pour l'alimentation chaude de la colonne. Le préchauffage est fourni par l'huile stabilisée (via le côté calandre des échangeurs), issue du fond de la colonne de stabilisation. La température en sortie du préchauffage de la colonne de stabilisation côté calandre est réglée par le contrôleur de température 21-TIC-0X101 (température de consigne de 120°C) qui agit en « split-range » sur les vannes 21-TV-0X101 A, en sortie huile chaude (côté calandre) du second échangeur en ligne (PX0-GA-21-01A), et 21-TV-0X101 B agit elle, comme by-pass à l'arrivée huile chaude (côté calandre) du premier l'échangeur en ligne (PX0-GA-21-01 B).

Tableau III.2 : caractéristiques thermiques de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B.

Equipement	PX0-GA-21-01 A/B
Chaleur échangée	14.9 MW
Pression de service	6.9 Bar (tubes) / 5.6 Bar (calandre)
Température de service entrée	68°C (tubes) / 135 - 160°C (calandre)
Température de service sortie	82 – 114 °C (tubes) / 120°C (calandre)
Pression de calcul	23 Bar (tubes) / 8.8 Bar (calandre)
Température de calcul	160°C (tubes) / 206°C (calandre)

III.5) Problèmes de fonctionnement des échangeurs :

Lors de l'exploitation des échangeurs de chaleur, les industriels sont le plus souvent confrontés aux phénomènes liés à l'encrassement, la corrosion et les vibrations, voir la tenue mécanique des appareils. La tenue mécanique des échangeurs peut être considérée comme un problème à part, dans la mesure où pour les échangeurs de géométrie classique, elle est réglementée par des textes spécifiques et est en phase d'être régie par une normalisation européenne. Dans notre cas en prenons le problème d'encrassement comme cas d'étude.

III.5.1) Encrassement :

L'encrassement englobe tout processus d'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation, soit par dépôt de tartre, soit par apparition de micro-organismes d'origine biologique.

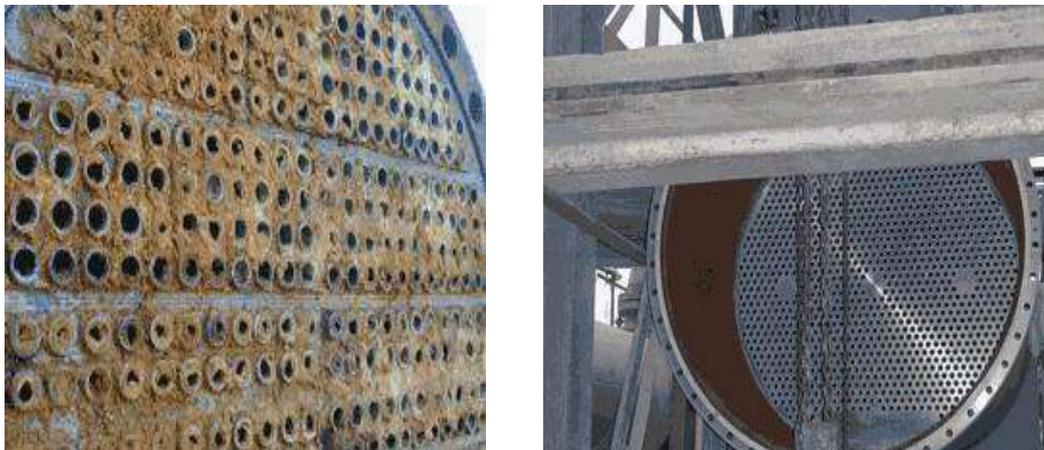


Figure III.13 : Echangeur encrassé et propre.

III.5.2) Types d'encrassement :

Selon le mécanisme de dépôt, on convient de classer les différents types d'encrassement en six catégories :

- Encrassement particulaire
- Corrosion
- Entartrage
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

III.5.3) Impact d'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs :

D'un point de vue thermique, l'encrassement d'un échangeur se traduit par la diminution de ses performances. En effet, les différents dépôts localisés sur la surface d'échange génèrent une résistance thermique supplémentaire qui s'oppose au transfert de chaleur à travers la paroi et par suite une diminution du coefficient d'échange global. Et pour cela Il existe des procédés mécaniques et chimiques de prévention de l'encrassement pendant le fonctionnement de l'échangeur. L'objectif de ces procédés est non seulement une amélioration notable des performances, mais également une augmentation de la durée de service entre deux arrêts programmés (pour maintenance).

III.6) Maintenance de l'échangeur :

Selon la réglementation ministérielle, les appareils à pression à gaz qu'on nomme APG subissent deux révisions systématiques, la première est la révision triennale, c'est-à-dire chaque trois ans, ou l'appareil est présenté à un inspecteur d'un organisme de contrôle agréé par l'état (Sonatrach travaille avec ENACT : entreprise nationale de contrôle technique), la deuxième est la révision décennale c'est-à-dire chaque 10 ans . L'appareil doit être présenté et inspecter par ENACT et en plus doit subir un test hydrostatique en présence de l'inspecteur.

Avant d'entrer dans les détails, parlons un peu de la maintenance des échangeurs de chaleur. Chaque installation pétrolière possède des équipements statiques : colonne, échangeurs de chaleur, four, aéros réfrigérants, ballons et rebouilleurs.

Pour assurer un bon fonctionnement de ces sites pétroliers, un organisme bien détaillé soit étudié et réalisé. Cet organisme est composé de directions ou divisions qui s'occupent des tâches de travail.

- La direction exploitation veille sur la marche et la production du site.
- La direction maintenance suit toutes les opérations de réparation et de changement des machines endommagées
- La direction sécurité sensibilise les travailleurs sur la sécurité des installations et intervient en cas d'incendie ou accident de travail.
- La direction logistique sert de support à toutes ces directions (besoin matériels spécifiques comme grue grand tonnage, chariots élévateurs, camions)

En dehors de ces deux systèmes de révisions cités ci-dessus, le service maintenance pratique deux sortes de maintenance :

➤ **Maintenance préventive**

➤ **Maintenance curative**

III.6.1) Maintenance préventive :

C'est une maintenance systématique. Un contrôle routinier est réalisé par les gens de la maintenance (mécaniciens, électriciens, instrumentiste, informaticiens)

Pour les échangeurs qui nous concernent on observe :

- Etanchement de fuite au niveau des boites.
- Changement d'instruments de régulation défectueux.

III.6.2) Maintenance curative :

Mélange de deux produits qui circulent dans l'échangeur (tubes percés ou dudgeonnage défectueux), pour réparer ces deux problèmes procéder au test d'étanchéité coté calandre et obturer les tubes percés ou dudgeonner les tubes fuyards.



Figure III.14 : Outil de dudgeonnage des tubes.

III.6.3) Présentation de la révision décennale :

Suivant un programme bien déterminé chaque unité de production doit être arrêtée pour entamer la révision de ces équipements qui étaient en service.

En plus de la tâche des tests hydrostatiques programmée dans la révision décennale les mêmes tâches seront réalisées dans les deux révisions.

III.6.4) Suivi de la révision du préchauffeur :

III.6.4.1) Opération de démontage :

- Installation des échafaudages
- Dé calorifugeage des parties boulonnées
- Mise sous joints pleins coté calandre
- Démontage de la boite de distribution, calotte et tête flottante
- Extraction du faisceau en utilisant un extracteur de faisceau et une grue
- Transfert de toutes ces pièces vers la plate forme de nettoyage



Figure III.15 : Extracteur faisceau.

III.6.4.2) Opération de nettoyage :

- Nettoyage interne de la calandre
- Nettoyage des faisceaux tubulaires intérieurement et extérieurement
- Nettoyage des boites de distribution, calottes et têtes flottantes

III.6.4.3) Inspection:

Une 1^{ère} inspection a été réalisée avant le nettoyage. Constatation d'un encrassement dans les tubes. Présence de paraffine dans la tête flottante, extérieurement les faisceaux apparaissent propres.

On conclut que les tubes sont encrassés à l'intérieur à cause de brut non stabilisé. Une 2^{ème} inspection sera réalisée après le nettoyage. Aucune réserve de la part d'inspection. Les tubes sont bien nettoyés intérieurement et extérieurement, pas de déformation des chicanes, aucune corrosion n'apparaît sur les surfaces des tubes.

Remontage des faisceaux sur site et préparation pour test hydrostatique :

III.6.4.4) Test hydrostatique :

➤ **Test coté calandre :**

Une fois les faisceaux sont sur site on place les anneaux de test avant et arrière. On place 02 vannes de test l'une au point de vidange et l'autre au point de l'évent, on remplit la calandre avec de l'eau traitée et on place un manomètre et un enregistreur de pression, on gonfle à la pression d'épreuve par palier, après 2 heures d'attente un bon diagramme est tracé dans l'enregistreur (aucune fuite et aucun tube percé : test positif).

- Décompression par palier, vidange et soufflage à l'air de la calandre.

➤ **Test coté tube :**

On démonte les anneaux de test et on remonte la boîte de distribution et la tête flottante. Mise en place d'un enregistreur et d'un manomètre étalonnés on remplit les tubes avec l'eau traité et on gonfle à la pression d'épreuve par palier. Après 2 heures d'attente : aucune fuite à signaler, la charte de diagramme est bonne.

- Décompression, vidange et soufflage à l'air des tubes.
- Remise en place la calotte et dépose les joints pleines coté calandre.
- Le préchauffeur est prêt à remettre en service après installation des instruments de régulation.



Figure III.16 : Quelques équipements utilisés dans le test hydrostatique.

III.6.5) Observation :

La perte de charge côté tubes du réchauffeur d'huile est remontée en permanence vers le DCS par l'intermédiaire du transmetteur 21-PDT-0X110. En cas d'encrassement excessif, une alarme 21-PDAH-0X110 est générée ($\Delta P > 0.8$ bar). Il est alors nécessaire de nettoyer les tubes encrassés. Un PDG permet de mesurer localement la perte de charge créée au niveau des tubes sur chaque échangeur (21-PDG-0X102A pour l'échangeur PX0-GA-21-01A et 21-PDG-0X102B pour l'échangeur PX0-GA-21-01B) et ainsi de déterminer le faisceau de tubes sur lequel il est nécessaire d'intervenir. Chaque chambre peut être isolée afin de permettre une intervention de nettoyage. Un piquage de 4'' est prévu à l'entrée de chaque faisceau de tube pour le rinçage des tubes sans démontage. Un encrassement côté chambre va se traduire par une augmentation de la perte de charge et, à terme, une impossibilité de contrôler le niveau en fond de colonne de stabilisation (la perte de charge devient trop importante pour permettre l'écoulement de l'huile stabilisée jusqu'aux bacs de stockage de l'huile stabilisée). Des manomètres installés en entrée et sortie de chaque chambre permettent de savoir sur quelle

chambre il est nécessaire d'intervenir. Chaque chambre peut être isolée individuellement pour faciliter les opérations de maintenance.

III.7) Conclusion :

L'utilisation industrielle des échangeurs de chaleur ne pose pas de problèmes particuliers dans le cas où les parois des surfaces d'échange restent propres pendant toute la durée du fonctionnement de l'appareil. Mais dans de nombreuses applications, il n'en est pas ainsi. La circulation de l'un des fluides est souvent accompagnée de la formation de dépôt et habituellement, l'épaisseur de ce dernier croît avec le temps. Or la présence de ces dépôts réduit le flux thermique et empêche de réaliser entièrement l'opération désirée. Il est donc indispensable de procéder à un nettoyage périodique d'un tel échangeur.

Chapitre IV :

Etude expérimental de
l'encrassement

IV.1) Introduction :

L'étude d'un échangeur de chaleur permet de dimensionner un appareil fournissant un service thermique donné avec une surface d'échange et une géométrie optimums. En fait, il s'agit de mettre la disposition de l'utilisateur un échangeur qui soit le plus économique possible. Devant les contraintes d'ordre technologique (encombrement, normalisation,...) et économique, on est amené faire un compromis entre la puissance de pompage et le coût d'un échangeur.

IV.1.1) But de calcul :

Le but de notre calcul concerne en premier lieu la vérification des performances de l'échangeur P30-GA-21-01 A/B après nettoyage et changement des tubes (retubage), en calculant la résistance d'encrassement, ses pertes de charge et son efficacité. Et dans la deuxième partie on s'intéresse au suivi des performances de l'échangeur dans le temps avant l'entretien.

Dans le cas de notre étude le préchauffeur est composé de deux échangeurs placés en série, peuvent être considérés comme étant un seul échangeur ayant les caractéristiques suivantes :

- Le même débit de brut traverse le côté tube de chaque échangeur.
- Le même débit de brut traverse le côté calandre de chaque échangeur.
- Le nombre de tubes total est la somme des tubes de chaque échangeur.
- Le nombre total de passes côté tube est égal à deux fois le nombre de passes côté calandre de chaque échangeur.
- Les températures d'entrée et de sortie des fluides sont prises aux extrémités de la batterie.
- Le débit volumique du brut reste constant le long du circuit de préchauffe.

IV.1.2) Hypothèses simplificatrices :

Nous nous limitons dans notre étude au volet thermique du problème, en posant pour cela certaines hypothèses, à savoir :

- le régime est permanent,
- les propriétés thermo physiques des fluides sont constantes (dans l'intervalle de température considéré),
- l'échangeur est adiabatique,
- le transfert de chaleur s'effectue par convection et conduction,
- la seule surface d'échange est la surface de séparation des deux fluides (pas de changement de phase).

Les caractéristiques de ces échangeurs sont présentées dans le tableau suivant :

IV.2) Données sur les échangeurs :

Tableau IV.1 : caractéristiques design préchauffeurs (A et B) de chaleur et des fluides .

	Coté calandre	Coté tube
Fluide circulant	Brut Stabilisé	Brut non stabilisé
Débit entrant (Kg/h)	M=539 081,1	m=454452,2
Température d'entrée (°C)	T _E =160	t _E =68 ,1
Température de sortie (°C)	T _s =119,8	t _s =114,1
Nombre de passes	02	04
Perte de charge (bar)	0,7	0,6
Densité a 15°	0,79	0,78
Chaleur spécifique a pression constante (Kj/Kg°C)	2,466	2,198
Facteur d'encrassement (m ² k° / w)	0 ,000 35	0,00035
Diamètre extérieur des tubes(m)	25,4 10 ⁻³	
Diamètre intérieur de la calandre (m)	1,2	
Nombre des tubes	1830	
Pas : triangulaire (m)	31,75 10 ⁻³	
Epaisseur des tubes (m)	2,77 10 ⁻³	
Longueur des tubes (m)	6,096	

IV.3) Calcul de la résistance d'encrassement :

Pour accéder à la résistance d'encrassement R_d [5] , il faut déterminer :

- Au démarrage de l'installation, le coefficient d'échange en conditions propre Up
- Périodiquement, le coefficient d'échange global en conditions encrassant Us
- La résistance d'encrassement est donnée par $R = 1/Us - 1/Up$

Si les conditions aux bornes de l'échangeur (débits, températures d'entrée) ne sont pas stationnaires, il est nécessaire de réévaluer le coefficient d'échange global en conditions propres correspondant aux nouvelles conditions de fonctionnement

Pour le calcul d'un échangeur à faisceaux et calandre, cette méthode est semi empirique, basé sur un travail expérimental sur des échangeurs commerciaux

IV.3 .1) Les propriétés physiques des deux fluides : Les corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physique des deux fluides sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau IV.2 : corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physique des deux fluides.

propriétés physique	Corrélations	Condition d'utilisations
Densité	$d_4^T = d_4^{15} - \alpha \cdot (T_m - 15)$	T(c°) $\alpha = 0,00075 \quad d_4^{15} : 0,765 - 0,770$ $\alpha = 0,00075 \quad d_4^{15} : 0,785 - 0,795$ $\alpha = 0,00075 \quad d_4^{15} : 0,795 - 0,800$
Chaleur spécifique [9] (KJ/Kg°C)	Relation de Gragoe : $C_p = (0,388 + 0,00045 \cdot T_m \cdot 4,187 / (spgr60/60))^{0,5}$	32F° < T < 400F° 0,96 < spgr60/60 < 0,96
Viscosité dynamique [9] (kg/ms)	$\mu = A \cdot e^{B/T_m}$	T (K) Pour le brut A = 1,06 10 ⁻³ B = 15,003
Conductivité thermique [10] (W/m ² K)	$\lambda = 0,17 - (1,418 \cdot 10^{-4} \cdot T_m)$	T(K)

IV.3.2) Bilan thermique :

Somme des énergies entrantes = somme des énergies sortantes

$Q = M \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = m \cdot C_p' \cdot (t_1 - t_2)$ $Q = Q_v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = Q'_v \cdot \rho' \cdot C_p' \cdot (t_1 - t_2)$IV- 1
---	------------

Avec :

- Q_v : Débit volumique du fluide côté calandre (m³/h)
- Q'_v : Débit volumique du fluide côté faisceau (m³/h)
- ρ : La masse volumique du fluide côté calandre (kg/m³)
- ρ' : La masse volumique du fluide côté faisceau (kg/m³)
- C_p : Chaleur massique moyenne (kJ/kg C°)
- T₁ : Température d'entrée côté calandre (C°)
- T₂ : Température de sortie côté calandre (C°)
- t₁ : Température d'entrée côté faisceau (C°)
- t₂ : Température de sortie côté faisceau (C°)

IV.3.3) Calcul de la différence moyenne de température (ΔTLM) :

La différence de température est donnée par :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T \max - \Delta t \min}{\log(\Delta t \max / \Delta t \min)} \dots\dots\dots IV-2$$

Tel que :

$\Delta T \max$: la différence de température entre l'entrée de calandre et la sortie tube.

$\Delta T \min$: la différence de température entre l'entrée de tube et la sortie calandre .

T_1 : température d'entrée calandre

T_2 : température de sortie calandre

t_1 : Température d'entrée tube

t_2 : Température de sortie tube.

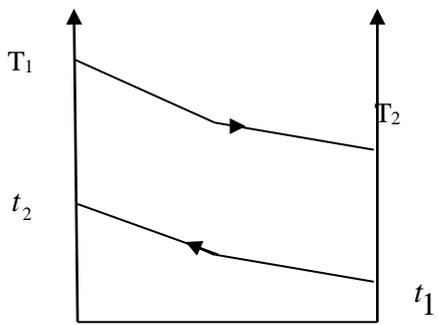


Figure IV.1. Echange à contre-courant.

• Calcul de la température moyenne corrigée

$\Delta TLM \text{ corrigée} = \Delta TLM \cdot F$

Où : F est déterminée à partir de graphe $F=f(R, E)$ (voir l'annexe A figure 1).

Avec :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots\dots\dots IV-3$$

Et

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots\dots\dots IV-4$$

Remarques

- le terme E caractérise le rendement de l'échange thermique
- le terme F mesure l'efficacité de l'appareil par rapport au contre courant pur
- $0,8 < F < 1$ pour les échangeurs de chaleur faisceaux calandre à quatre passe coté tube et deux passe du coté calandre

IV.3.4) Détermination de la température calorique T_c . t_c :

$$T_c = T_2 + Fc (T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_1 + Fc (t_2 - t_1)$$

Où $Fc = f(k_c, R)$, $k_c = f(\Delta t, d)$ et $R = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$ sont déterminés d'après le graphe voir l'annexe A figure N°2).

- **Calcul du coefficient de transfert**

$$U_s = \frac{q}{\Delta TLM} \dots\dots IV-5$$

U_s : coefficient de transfert

A : surface d'échange globale m^2 obtenue à partir de design

IV.3.5) Calcul de la résistance d'encrassement par la méthode de KERN :

La détermination de coefficient de transfert local U_p nécessite l'estimation coefficients de film h_i et h_o , la suite nous allons présenter les étapes de détermination de coefficient de transfert propre.

IV.3.5.1) Coté tube:

- **Section par passe :**

$$a_t = \left(\frac{N_t}{n_t} \right) * \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \dots\dots\dots IV-6$$

- **Vitesse massique G_t :**

$$G_t = \frac{m}{a_t} \dots\dots\dots IV-7$$

- **Caractéristiques du fluide a T_c et t_c : C_p, d, λ .**

Calcul du nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{(d_i * G_t)}{\mu} \dots\dots\dots IV-8$$

- **Détermination j_h d'après le nombre de Reynolds et le graphe (voir annexe A, graphe N°3) on tire les coefficients j_h et F :**

$$j_h = \left(\frac{h_i * d_i}{\lambda} \right) * \left(\frac{c_p * \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} * \Phi_t^{-1} \dots\dots\dots\text{IV-9}$$

Donc
$$\left(\frac{h_i}{\Phi_t} \right) = j_h \left(\frac{\lambda}{d_i} \right) * \left(\frac{c_p * \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\left(\frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \left(\frac{d_i}{d_o} \right)$$

IV.3.5.2) côté calandre:

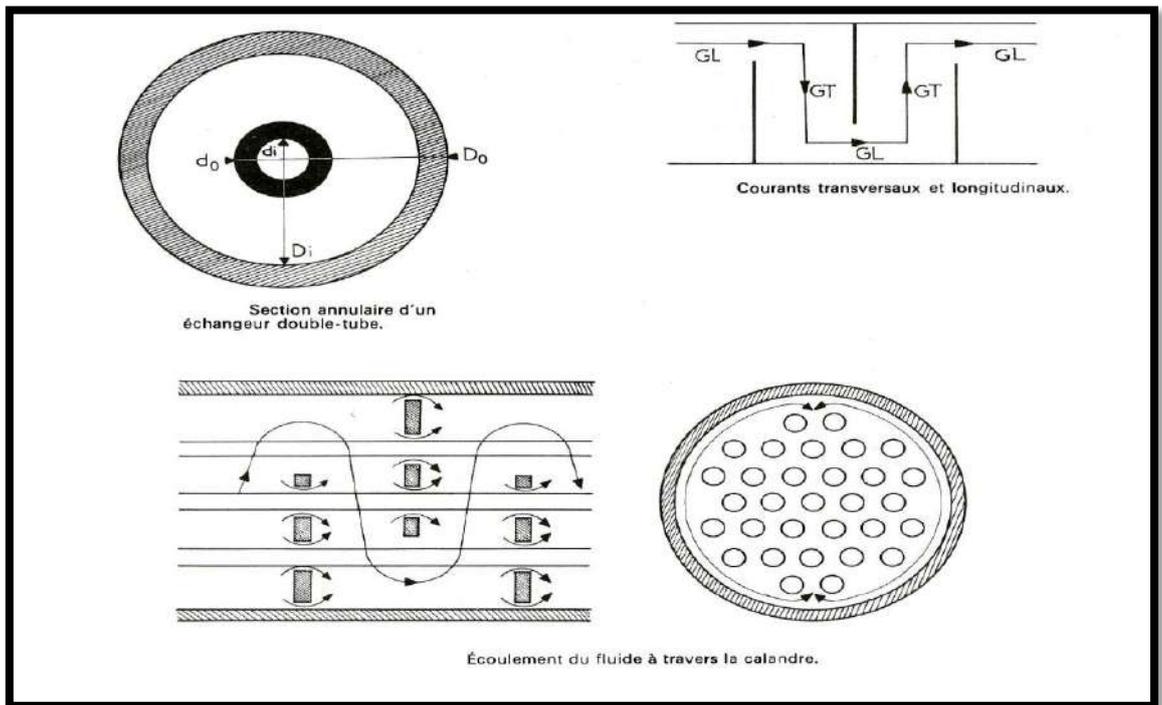


Figure IV.2. Ecoulement du fluide à travers la calandre.

- Section par calandre:

$$a_{ct} = \left(\frac{D_c}{p} \right) * (p - d_o) * B \dots\dots\dots\text{IV-10}$$

Vitesse massique G_t' :

Caractéristiques du fluide à Tc : Cp', d', d, λ.'

$$G_t' = \left(\frac{M}{a_{ct}} \right)$$

Calcul du nombre de Reynolds:

$$Re' = \left(\frac{D_e * G_t'}{\mu'} \right) \dots\dots\dots IV-11$$

Calcul du diamètre équivalent (De):

$$D_e = \left(\frac{4 * p^2}{\pi * d_o} \right) - d_o \dots\dots\dots IV-12$$

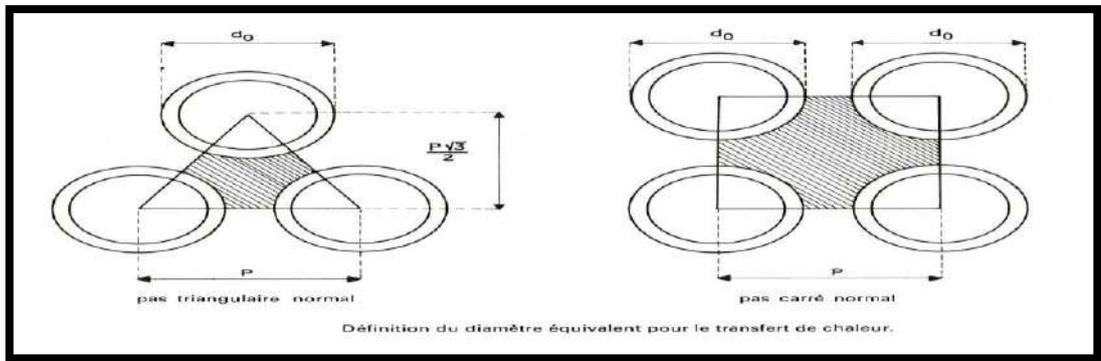


Figure IV.3. Définition de diamètre équivalent.

➤ Détermination j_h D'après le nombre de Reynolds et le graphe (voir annexe A, graphe N° 4) on tire les coefficients j_h' et F' :

$$j_h' = \left(\frac{h_o * D_e}{\lambda'} \right) * \left(\frac{c_p' * \mu'}{\lambda'} \right)^{\frac{1}{3}} * \Phi_c^{-1} \dots\dots\dots IV-13$$

Donc :

$$\left(\frac{h_o}{\Phi_c} \right) = j_h' \left(\frac{\lambda'}{D_e} \right) * \left(\frac{c_p' * \mu'}{\lambda'} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Calcul de la température de la paroi:

La viscosité μ_p dépend de la température T_p

$$T_p = t_c - \frac{\frac{h_o}{\phi_c}}{\frac{h_o}{\phi_c} + \frac{h_{i0}}{\phi_s}} (T_c - t_c) \quad 14$$

• Détermination de μ_t à t :

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) * \Phi_t$$

- Détermination de μ_t' à t_t :

$$\phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\Phi_c} \right) * \Phi_c$$

IV.3.5.3) Calcul de coefficient de transfert propre:

$$U_p = \left(\frac{h_{io} * h_o}{(h_{io} + h_o)} \right) \dots\dots\dots IV-15$$

IV.3.5.4) Coefficient de la résistance d'encrassement:

$$Rd = \frac{U_p - U_s}{U_p U_s} \dots\dots\dots IV-16$$

IV.3.6) Exemple de calcul :

Pour cet exemple on prend la date du (01/08/2016) qui correspond aux quelques jours de remise en service de train 30 après révision triennale 2016, la procédure de calcul de la résistance d'encrassement est organisée comme ci-dessous.

➤ **Températures caloriques TC .t C :**

$$\begin{aligned} T_c &= T_2 + F_c (T_1 - T_2) \\ t_c &= t_1 + F_c (t_2 - t_1) \end{aligned} \dots\dots IV-17$$

$T_1 = 143,22 \text{ c}^\circ$	$T_2 = 121,36 \text{ c}^\circ$	$d_4^{15} = 0,8019$
$t_1 = 67,8 \text{ c}^\circ$	$t_2 = 92,88 \text{ c}^\circ$	$d_4^{15} = 0,7993$

$T_c = 131,83 \text{ c}^\circ$ et $t_c = 80,86 \text{ c}^\circ$

➤ **Propriétés physiques des deux fluides a Tc et tc**

Tableau IV 3. Propriétés physiques des deux fluides.

Brut stabilisé				Brut non stabilisé			
ρ_h (kg/m ³)	C_{ph} (KJ/Kg°C)	μ_h (kg/ms)	λ_h (W/m K)	$\rho_{h'}$ (kg/m ³)	$C_{p_{c'}}$ (KJ/Kg°C)	$\mu_{c'}$ (kg/ms)	$\lambda_{h'}$ (W/m K)
719,797	2,093	0,0010996	0,113	752,90	1,9864	0,0011059	1,20

En utilisant les températures calorifiques calculées précédemment ainsi que la corrélation du tableau (IV.3), et les annexes, les propriétés physiques des deux fluides :

➤ **Calcul de ΔTLM :**

$$\Delta TLM = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{Ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad \Delta TLM = 51,93^\circ C \quad \dots\dots IV-18$$

➤ **Facteur de correction F_c :**

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = 0,87$$

$$E = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} = 0,33$$

D'après le graphe (voir annexe 01, graphe N° 1) $F_c = 0.98$.

$$\Delta TLM_c = \Delta TLM * F_c \quad \Delta TLM_c = 50,89^\circ C$$

➤ **Coefficient de transfert thermique sale U_s :**

A= 851m²

$$A = \frac{Q}{(U_s * \Delta TLM_c)} \quad \text{et} \quad U_s = \frac{Q}{A \Delta TLM_c} \quad U_s = 251,99 \text{ W/.m}^2.K$$

➤ **Paramètres relatifs à la géométrie des échangeurs:**

Tableau IV.4. Valeurs calculées des paramètres relatifs a la géométrie des échangeurs.

Définition	Symbole	Expression	Valeur
	s		
Section de passage coté tube (m²)	a_t	$a_t = \left(\frac{N_t}{n_t}\right) * \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right)$ avec $d_i = d_0 - 2e$	0,142
Air de passage coté calandre (m²)	a_{ct}	$a_{ct} = \left(\frac{D_c}{p}\right) * (p - d_o) * B$	0,17
Diamètre hydraulique relatif a l'écoulement a l'extérieur du faisceaux de tube (m²)	D_e	$D_e = \left(\frac{4 * p^2}{\pi * d_o}\right) - d_o$	0,025

- Diamètre extérieur (d₀): 0.0254 m.
- Epaisseur (e):0,00277 m
- Disposition : pas triangulaire.
- Le pas (p): 0.0254 m.
- Nombre de tubes N_t=1830
- Nombre de passes (n_t): 04.
- Diamètre de la calandre : 1,2 m.
- L'écartement entre les chicanes B = 0.716 m.

calcul du coefficient de transfert propre U_p

A. côté faisceaux:

➤ Section par passe:

$$a_t = \left(\frac{N_t}{n_t}\right) * \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right) \qquad a_t = 0,142 \text{ m}^2$$

➤ Vitesse massique G_t:

$$G_t = \frac{m}{a_t} \qquad G_t = 826,06 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Propriétés du fluide à la température t_c :

Chaleur spécifique (C_p): 1,9864 Kj/Kg°C.

Masse volumique (ρ): 752,90 Kg/m³.

Viscosité (μ): 0,0011059 Kg/m.s

• **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{(d_i * G_t)}{\mu} \quad Re = 14938,4387$$

Selon le nombre de Reynolds et (voir annexe 01, graphe N° 3) on tire les coefficients J_h et F :

$$j_h = \left(\frac{h_i * d_i}{\lambda} \right) * \left(\frac{c_p * \mu}{\lambda} \right)^{-\frac{1}{3}} * \Phi_t^{-1} \quad j_h = 50 \text{ et } F = 0,05$$

$$\text{Donc} \quad \left(\frac{h_i}{\Phi_t} \right) = j_h \left(\frac{\lambda}{d_i} \right) * \left(\frac{c_p * \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} = 790,125 \text{ w/m}^2\text{k.}$$

$$\left(\frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \quad \left(\frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) = 632,099 \text{ w/m}^2\text{k.}$$

B. côté calandre:

- Section par calandre

$$a_{ct} = \left(\frac{D_c}{p} \right) * (p - d_o) * B \quad a_{ct} = 0.17 \text{ m}^2.$$

- Vitesse massique G'_t

$$G'_t = \left(\frac{M}{a_{ct}} \right) \quad G'_t = 729,28 \text{ Kg/m}^2\text{h.}$$

- Propriétés du fluide à la température moyenne a T_c

Chaleur spécifique (C_p'): 1,9864 Kj/Kg c°.

Masse volumique (ρ'): 752,90 Kg/m³.

Conductivité thermique (λ'): 1,20 W/m K°.

Viscosité (μ'): 0,0011059 Kg/ms.

- Calcul du nombre de Reynolds
- Calcul du diamètre (De)

$$Re' = \left(\frac{D_e * G_t'}{\mu'} \right)$$

$$D_e = \left(\frac{4 * P^2}{\pi * d_o} \right) - d_o \qquad D_e = 0.025 \text{ m} \qquad Re' = 16575,3511$$

Selon le nombre de Reynolds (voir annexe A, graphe N° 4) on tire les coefficients j_h' et F'

$$j_h' = \left(\frac{h_o * D_e}{\lambda'} \right) * \left(\frac{c_p * \mu'}{\lambda'} \right)^{\frac{1}{3}} * \Phi_c^{-1} \qquad j_h' = 73 \text{ et } F' = 0,073$$

Donc

$$\left(\frac{h_o}{\Phi_c} \right) = j_h' \left(\frac{\lambda'}{D_e} \right) * \left(\frac{c_p * \mu'}{\lambda'} \right)^{\frac{1}{3}} \qquad \left(\frac{h_o}{\Phi_c} \right) = 1425.35 \text{ w/m}^2\text{°K}$$

- Calcul de la température de la paroi

$$T_p = t_c - \frac{\frac{h_o}{\phi_c}}{\frac{h_o}{\phi_c} + \frac{h_{i0}}{\phi_s}} (T_c - t_c) \qquad T_p = 110,78 \text{ °C}$$

- Détermination des viscosités des fluides à la température T_p

$$\mu_p = 0,00110224 \text{ Kg/ms} \text{ a } T_p = 110,78 \text{ °C}$$

μ_t et μ_t' :

$$\mu_t = 0,00109996 \text{ Kg/ms.} \qquad \mu_t' = 0,00110596 \text{ Kg/ms.}$$

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \qquad \Phi_t = 0,99970985$$

$$\phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad \Phi_c = 1,00047128$$

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) * \Phi_t \quad h_{io} = 632,397758$$

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\Phi_c} \right) * \Phi_c \quad h_o = 898,245$$

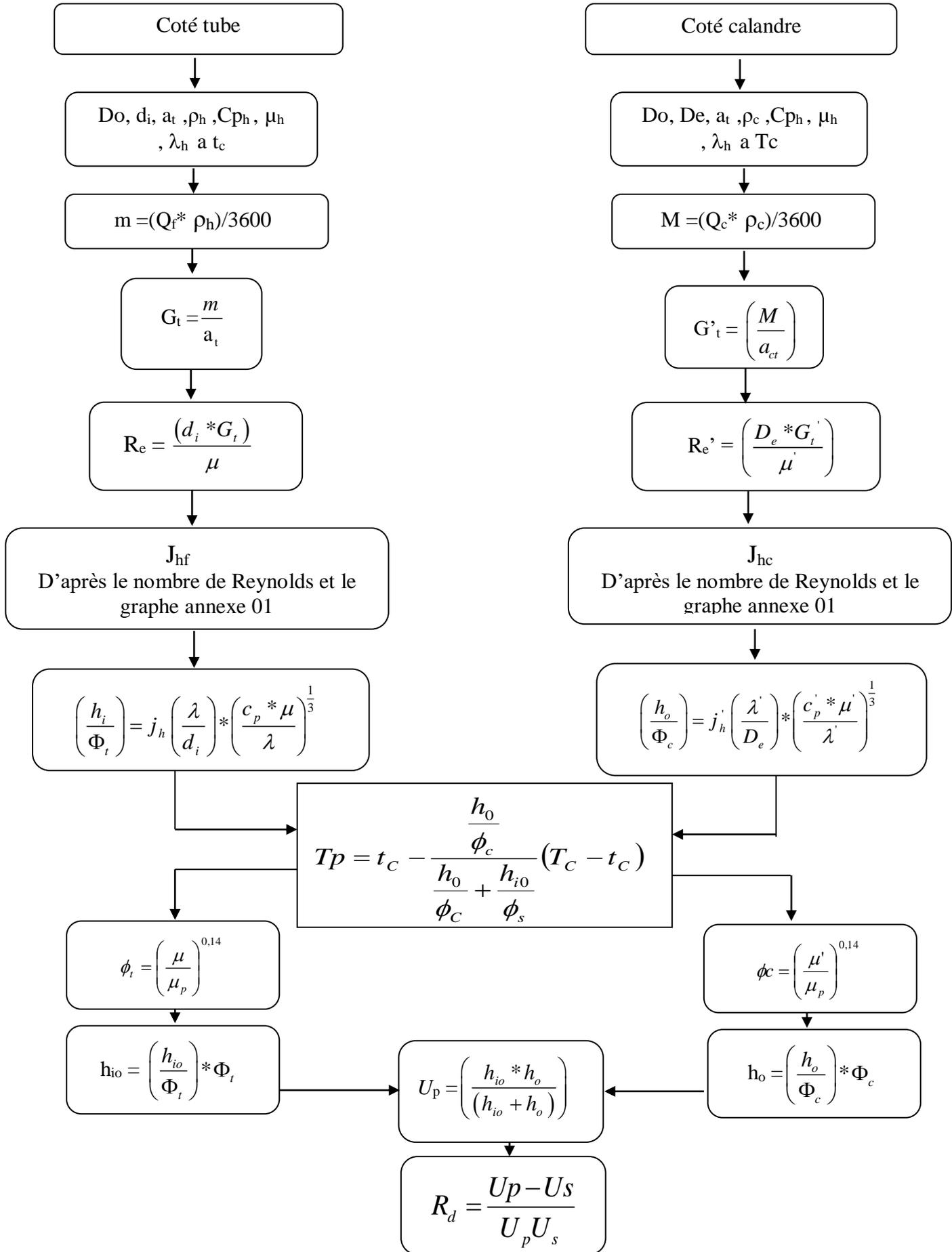
$$U_p = \left(\frac{h_{io} * h_o}{(h_{io} + h_o)} \right) \quad U_p = 371,117$$

La résistance d'encrassement se calcul au moyen du coefficient global de transfert de chaleur relative à la surface sale et propre calculée précédemment

$$R_d = \frac{U_p - U_s}{U_p U_s} \quad R_d = 0,044 \text{ m}^2 \cdot \text{k/}$$

IV.3.7) Algorithme de calcul par la méthode de KERN :

Le calcul de la résistance d'encrassement par la méthode de KERN est réalisé en suivant l'organigramme illustré sur la figure suivante



IV.4) Résultats et interprétation:

A. Avant la révision 2016

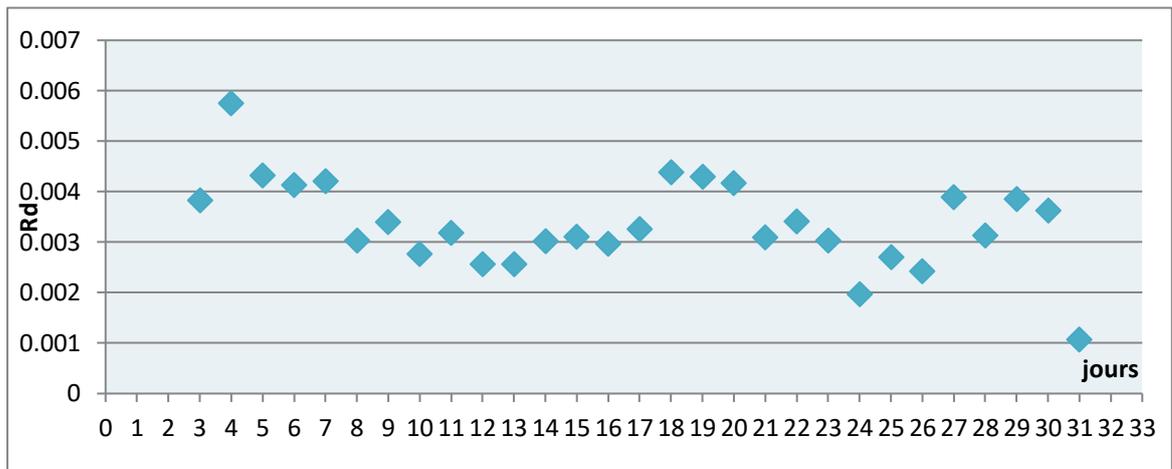


Figure IV.4. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de janvier.

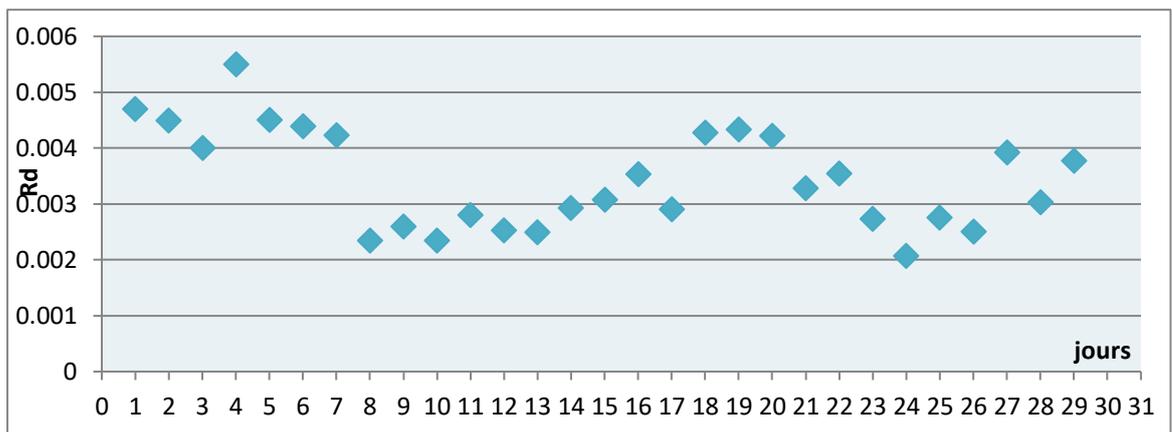


Figure IV.5. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de février.

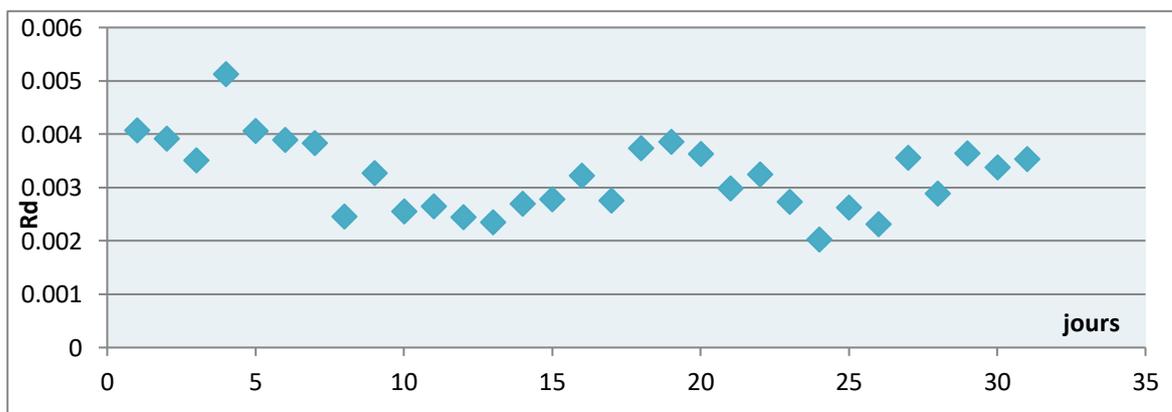


Figure IV.6. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de mars.

B. Après la révision 2016

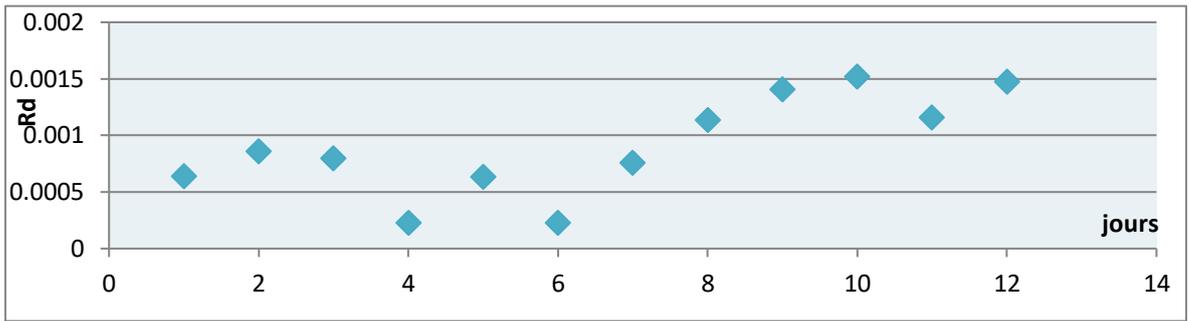


Figure IV. 7. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de juillet.

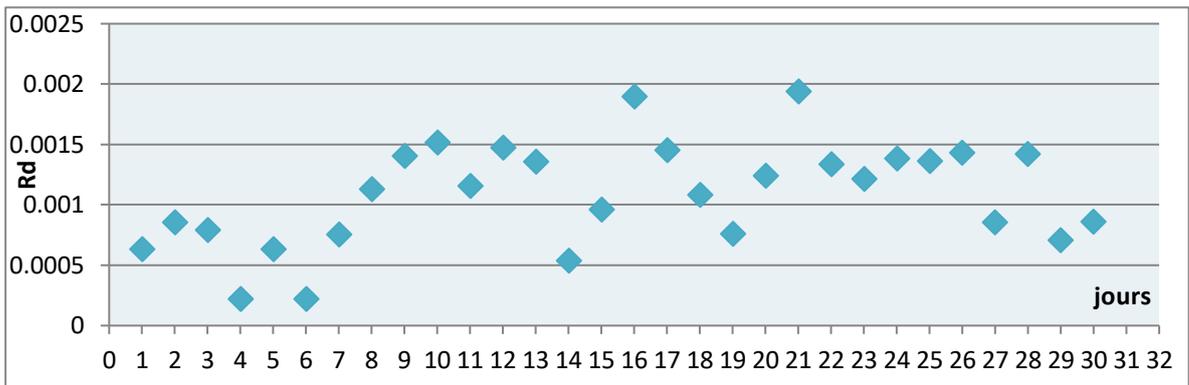


Figure IV.8. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois d'aout.

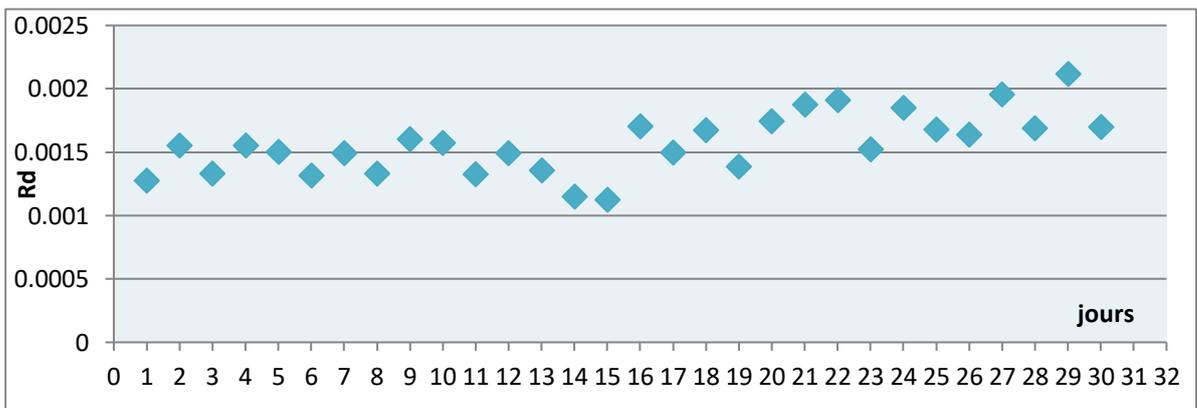


Figure IV.9. L'évolution de la résistance d'encrassement durant le mois de septembre.

La valeur de la résistance d'encrassement R_d oscille entre 0,003 et 0,006 m^2k/w (figure IV.4, IV.5, IV.6).

L'augmentation de la valeur de la résistance pour les trois mois avant la révision s'explique par la présence importante des dépôts sur les surfaces d'échanges coté tubes jusqu'à une valeur pratiquement stable, la fluctuation de R_d est due à la variation des paramètres du process entre autre débit et température au niveau de la batterie de préchauffeur.

L'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps suit une allure linéaire, la valeur de la résistance d'encrassement R_d après la révision oscille entre 0,001 et 0,0025 $m^2 k^\circ /w$ (figure IV.7, IV.8, IV.9).

La diminution de R_d est due au nettoyage des tubes de la batterie de préchauffeur.

D'après les figures (IV.4, IV.5, IV.6, IV 7, IV 8, IV 9), nous remarquons que la résistance d'encrassement en fonction de temps n'est pas constante, elle est supérieure à celle de design, sachant que le débit est faible par rapport au design.

A la lumière des figures (IV.4, IV.5, IV.6, IV 7, IV 8, IV 9) on peut dire que la résistance d'encrassement du préchauffeur, calculée pendant les six mois de monitoring, est élevée par rapport à celle tolérée au design, cela constitue un moyen d'évaluations de l'importance de dépôt formé sur la surface d'échange coté tubes.

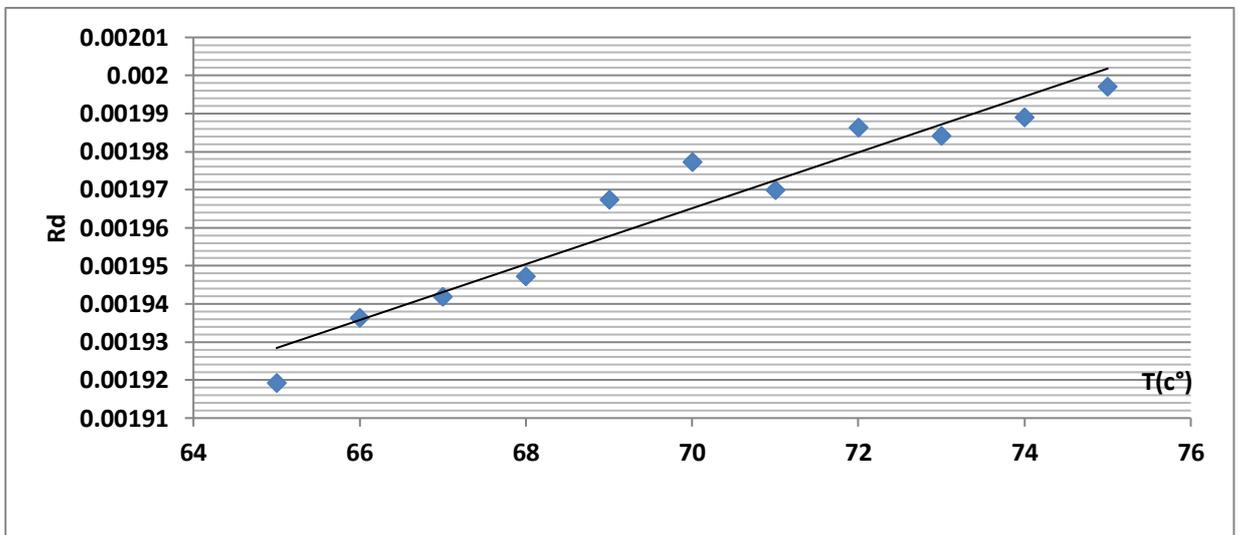


Figure IV.10. L'évolution de la résistance d'encrassement en fonction de la température coté tube.

La figure IV.10 représente l'évolution de la résistance d'encrassement en fonction de la température de brut non stabilisé coté tube qui est une courbe linéaire croissante donc on conclut que l'augmentation de la température du fluide au dessus de 68°C valeur design, favorise l'élévation de la résistance d'encrassement et par conséquent la formation du dépôt sur les parois des tubes.

- L'évolution de la vitesse de circulation

Vitesse de circulation = le débit massique / masse volumique = G/ρ

A. Après la révision 2016:

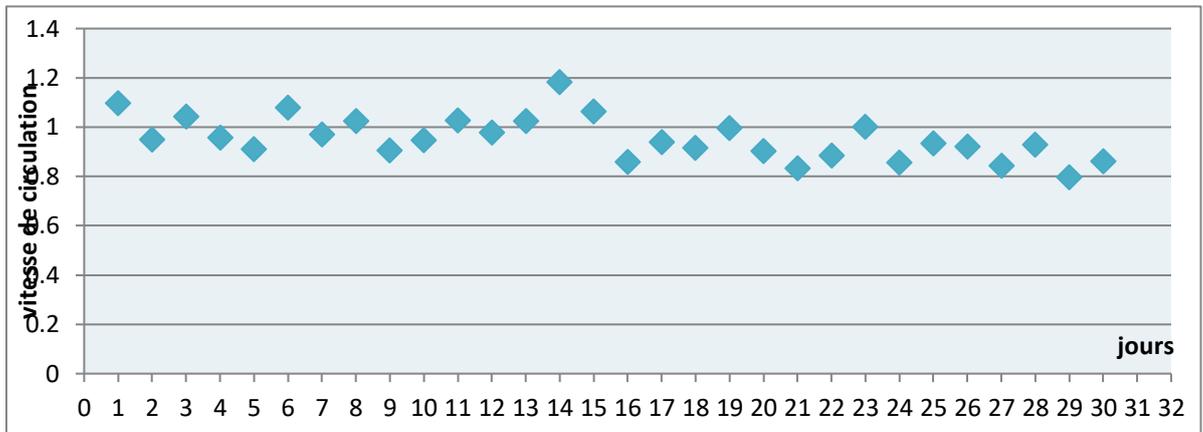


Figure IV.11. L'évolution de la vitesse de circulation en fonction de de temps durant le mois d'aout.

La valeur de la vitesse de circulation oscille entre 0,8 et 1,2 m/s est plus proche de la valeur design (1.8 m/s).

La Figure IV.11 représente l'évolution de la vitesse de la circulation de fluide froid coté tubes en fonction de temps durant le mois d'aout, où les tubes sont propres.

B. Avant la révision 2016

La figure suivante présente l'évolution de la vitesse de circulation en fonction de temps durant le mois de mars avant la révision (les tubes sont sales).

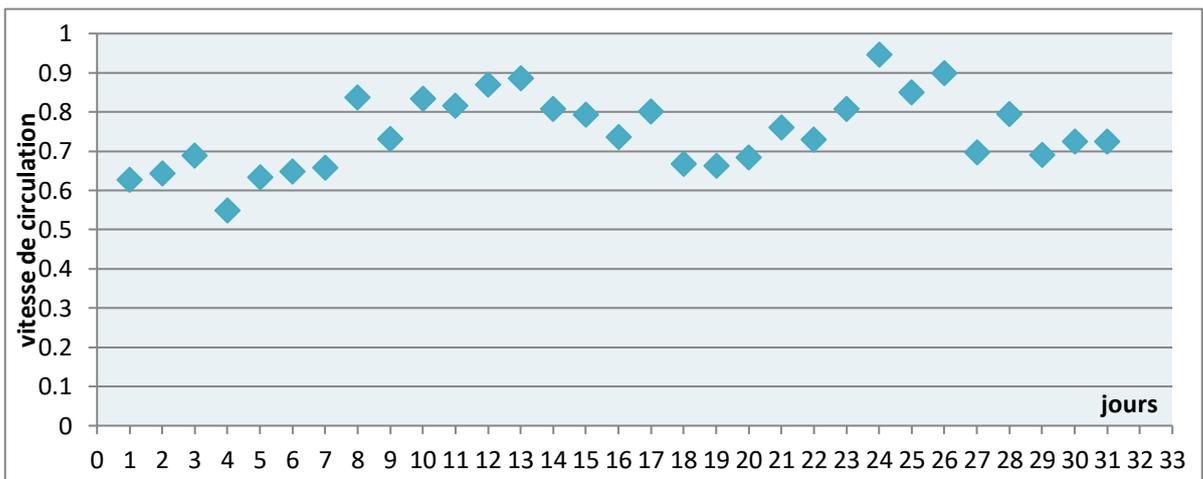


Figure IV.12. L'évolution de la vitesse de circulation en fonction de temps durant mois de mars.

La valeur de la vitesse de circulation oscille est entre 0,5 et 0,9 m/s.

D'après la figure IV.12, la vitesse de circulation de brut non stabilisé coté tube n'est pas constante, elle est inférieure à celle de design (1,8m/s) à cause de l'encrassement et au faible débit de brut non stabilisé. (By-pass ouvert coté tube)

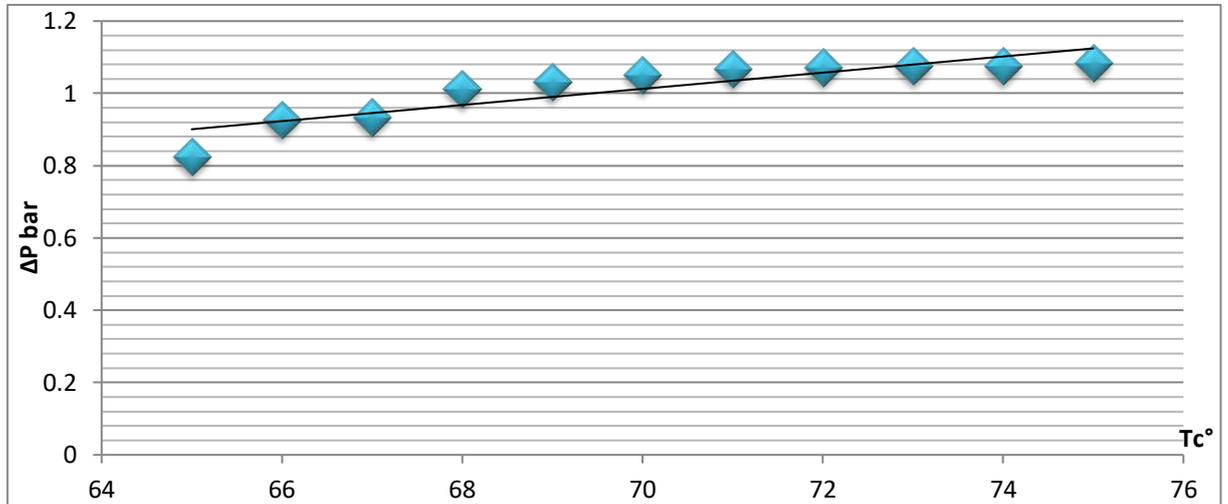


Figure IV.13. Les pertes de charge en fonction de la température entrée préchauffeur.

D'après le graphe on constate une augmentation légère des pertes de charges entre 68c° et 70c° entrée préchauffeur, ensuite a partir de 70c° cette augmentation s'accroît pour atteindre des valeurs inadmissibles, cela est expliqué par l'augmentation rapide de la vitesse de cristallisation des sels présents dans le brut.

La valeur admissible des pertes de charges dans le préchauffeur est de 0,9 bar coté tube, Pour assurer un fonctionnement continu du préchauffeur et donc du train de traitement, la température optimale est 68c° entrée préchauffeur pour la quelle la perte de charges ne dépasse pas 0,9 bar (valeur design).

Le graphe ci-dessus Figure IV.13 est réalisé par un monitoring sur DCS

IV.5) Calcul des pertes de charge théorique :

➤ **Coté tube**

$$\Delta P_t = \frac{n_c \cdot n_t \cdot G_T^2}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot spg(60/60)} \times \left[\frac{f_t \cdot l}{d_i \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14}} + 2 \right] \quad \text{Et} \quad -19$$

$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$

di = d0 - 2e
et
Ft = 0,00280 + 0,250 Re^{-0,32}

n_c : nombre de passe coté calandre.

n_t : Nombre de passe coté tube.

G_T : Vitesse massique.

F_t : Facteur de friction a l'intérieur des tubes en fonction de nombre de Reynolds.

d_i : diamètre interne des tubes.

L : la longueur des tubes

ϕ_t : Correctif coté tube

➤ **Coté calandre**

$$\Delta P_c = \frac{n_c \cdot f_{cT} \cdot G_{cT}^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot d' \cdot D_e \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14}} \quad \phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

$$F_t = 0,00280 + 0,250 \text{ Re}^{-0,32} \quad D_e = \left(\frac{4 \cdot p^2}{\pi \cdot d_o}\right) - d_o$$

n_c : nombre de passe coté calandre.

N_c : nombre de chicane

G_{cT} : Vitesse massique.

F_{ct} : Facteur de friction de la calandre en fonction de nombre de Reynolds.

D_e : diamètre équivalent.

D_c : diamètre de la calandre.

ϕ_c : Correctif coté calandre.

(spgr60/60)

Premier cas avant la révision

➤ **Coté tube**

$$F_t = 0,00280 + 0,250 \text{ Re}^{-0,32}$$

$$\text{Re} = 11367,768 \quad F_t = 0,00280 + 0,250 (11367,768)^{-0,32} = 0,01539285$$

n_c : 2

n_t : 4

G_T : 628,400395 m/s

$d_4^{15} = 0,7986$

d_i : $d_0 - 2e = 0,02\text{m}$

L: 6,096 m

 $\phi_t : 1,00044625$

$$\Delta P_t = \frac{4 \times 2 \times (628,400395)^2}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot 0,7986} \times \left[\frac{0,01539285 \times 6,096}{1,00044625 \times 0,02} + 2 \right] = 1,3562 \cdot 10^{-5} \text{ pascal} = 1,3562 \text{ bar}$$

➤ **coté calandre :**

$$Re = 14894,8121 \quad Ft = 0,00280 + 0,250 (14894,8121)^{-0,32} = 0,01434965$$

$$D_e \left(\frac{4 * p^2}{\pi * d_o} \right) - d_o$$

 $n_c : 2$ $N_c : 17$ $G_{cT} : 655,160535$ $De : 0,025 \text{ m.}$ $Dc : 1,2.$ $\phi_c : 0,99969234$ $d_4^{15} = 0,8042$

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 0,01434965 \times (655,160535)^2 \times (17 + 1) \times 1,2}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot 0,8042 \cdot 0,025 \cdot 0,99969234} = 8,22855 \cdot 10^{-6} \text{ pas} = 0,8228551 \text{ bar}$$

Deuxième cas après la révision➤ **Coté tube**

$$F_t = 0,00280 + 0,250 Re^{-0,32}$$

$$Re = 11709,1469 \quad F_t = 0,00280 + 0,250 (11709,1469)^{-0,32} = 0,01527418$$

 $n_c : 2$ $n_t : 4$ $G_T : 647,581777 \text{ m/ s}$ $d_4^{15} = 0,778.$

$$D_i: d_0 - 2e = 0,02 \text{ m.}$$

$$L: 6,096 \text{ m}$$

$$\phi_t : 1,00044281.$$

$$\Delta P_t = \frac{4 \times 2 \times (647,581777)^2}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot 0,779} \times \left[\frac{0,01527418 \times 6,096}{1,00044281 \times 0,02} + 2 \right] = 0,9558 \cdot 10^{-5} \text{ Pascal} = 0,9558 \text{ bar.}$$

➤ **coté calandre :**

$$Re = 12921,3287 \quad Ft = 0,00280 + 0,250 (12921,3287)^{-0,32} = 0,01488709$$

$$D_e \left(\frac{4 \cdot p^2}{\pi \cdot d_o} \right) - d_o$$

$$n_c : 2$$

$$G_{cT} : 568,563432$$

$$D_e : 0,025 \text{ m.}$$

$$D_c : 1,2$$

$$\phi_c : 0,99971956$$

$$d_4^{15} = 0,8029$$

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 0,01488709 \times (568,563432)^2 \times (17 + 1) \times 1,2}{3,75 \cdot 10^{12} \times 0,8029 \times 0,025 \times 0,99971956} = 8,091810^{-06} \text{ pascal} = 0,8091804 \text{ bar}$$

L'évolution des pertes de charge en fonction de temps

➤ **Après la révision**

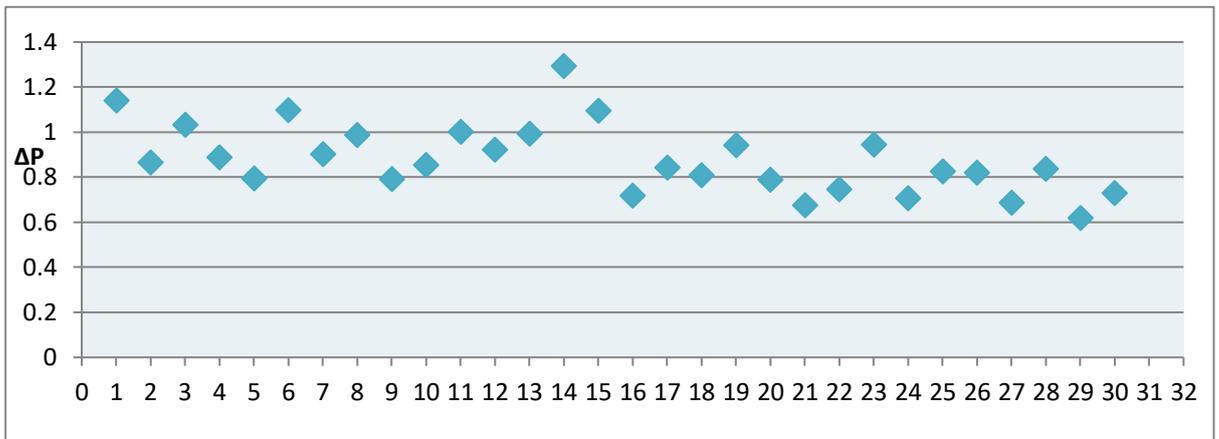


Figure IV. 14. L'évolution des pertes de charge coté tube durant le mois d'août.

D'après la figure IV. 14, la perte de charge coté tubes en fonction de temps durant le mois d'août juste après la révision n'est pas constante, cette fluctuation est due à la variation de débit, elle varie entre 0,6 et 1,1 bar presque la valeur de design (0,9 bar) parce que les tubes sont propres.

➤ **Avant la révision**

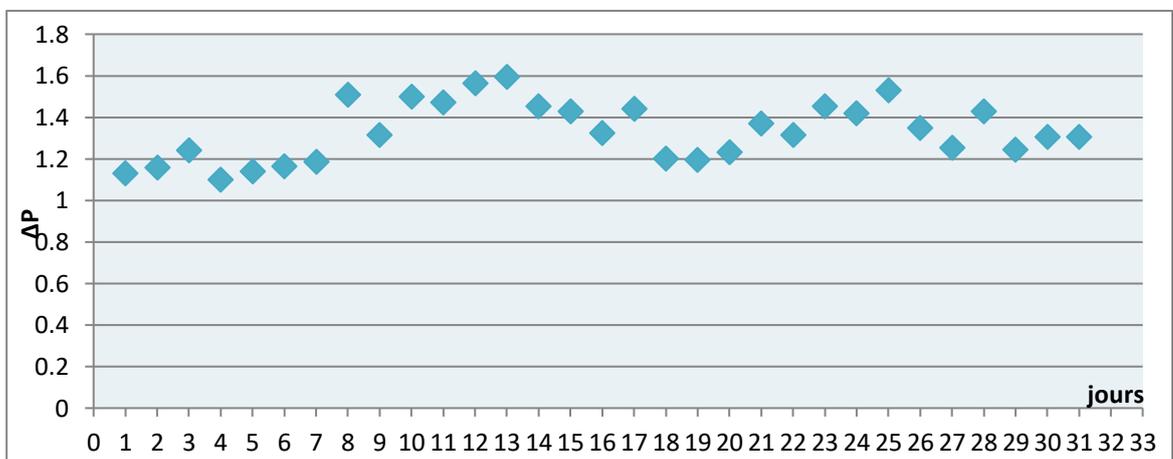


Figure IV. 15. L'évolution des pertes de charge coté tube durant le mois janvier.

D'après la figure, la perte de charge coté tubes en fonction de temps durant le mois de janvier avant la révision n'est pas constante, elle est très inférieure à celle de design. Ceci est expliqué par la présence des dépôts à l'intérieur des tubes.

IV.6) Calcul l'efficacité de préchauffeur :

On définit l'efficacité (ϵ) de la batterie préchauffeur de la manière suivante

Cas design :

$$\epsilon = Q / Q_{\max} = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) \quad T_1 = 160\text{c}^\circ, t_1 = 68,1\text{c}^\circ, t_2 = 114\text{c}^\circ$$

$$\epsilon = Q / Q_{\max} = (114 - 68,1) / (160 - 68,1) = 50 \%$$

T_1 entré calandre

t_2 sortie coté tube

t_1 entré coté tube

Cas actuel :

1^{er} cas après la révision

$$\epsilon = Q / Q_{\max} = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) \quad T_1 = 151,83\text{c}^\circ, t_1 = 75,95\text{c}^\circ, t_2 = 100,9\text{c}^\circ$$

$$\epsilon = Q / Q_{\max} = (100,9 - 75,95) / (151,83 - 75,95) = 33 \%$$

2^{eme} cas avant la révision

$$\epsilon = Q / Q_{\max} = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) \quad T_1 = 133,52\text{c}^\circ, t_1 = 70,33\text{c}^\circ, t_2 = 89,12\text{c}^\circ.$$

$$\epsilon = Q / Q_{\max} = (89,12 - 70,33) / (133,52 - 70,33) = 29 \%$$

On remarque qu'il ya un écart important entre l'efficacité cas design et cas actuel, cela se justifie par l'encrassement et au faible débit par rapport au design.

IV.7) Calcul du débit de brut non stabilisé (coté tube) :

Connaissant la charge thermique cédée, on peut calculer le débit de brut non stabilisé selon la formule :

$$Q = C_p G_1 (T_E - T_S) = G_2 \cdot C_p (t_S - t_E) \quad \text{IV-20}$$

Donc :

$$G_2 = \frac{Q_1}{C_p (t_S - t_E)} \quad \text{et} \quad Q_1 = G C_p (T_E - T_S)$$

Où :

Q : La quantité de chaleur cédée par le brut stabilisé.

C_p : La chaleur spécifique.

T_E, T_S : Les températures d'entrée et de sortie de brut stabilisé (coté calandre).

t_E, t_S : Les températures d'entrée et de sortie de brut stabilisé (coté calandre).

1^{er} cas avant la révision :

$$Q = G_1 C_p (T_2 - T_1) = 72117,49 \times 2,108 \times (151,47 - 123,53) = 21\,921\,620,233 \text{ KJ/h}$$

➤ **Coté calandre**

$$G_1 = 72117,49 \text{ kg/h}, C_p = 2,108 \text{ kJ/kg}, T_1 = 151,47 \text{ c}^\circ, T_2 = 123,53 \text{ c}^\circ.$$

➤ **Coté tube**

$$C_p = 2,0261 \text{ KJ/Kg}, T_1 = 73,250 \text{ c}^\circ, T_2 = 100,470 \text{ c}^\circ.$$

$$G_2 = \frac{21921620,233}{2,026 \cdot (100,47 - 73,25)} = 397497,082 \text{ kg/h.} \quad G_2 = 397497,082 \text{ kg/h.}$$

2^{eme} cas après la révision :

$$Q = G_1 C_p (T_2 - T_1) = 415008 \times 2,108 \times (151,830 - 128,570) = 21\,897\,452,709$$

➤ **Coté calandre**

$$G_1 = 415008 \text{ kg/h}, C_p = \text{KJ/Kg}, T_1 = 151,830 \text{ c}^\circ, T_2 = 128,570 \text{ c}^\circ.$$

➤ **Coté tube**

$$C_p = 2,0048 \text{ kJ/kg}, T_1 = 75,950 \text{ c}^\circ, T_2 = 100,910 \text{ c}^\circ.$$

$$G_2 = \frac{21897452,709}{2,0048 \cdot (100,91 - 75,95)} = 437590,349 \text{ kg/h.}$$

IV.8) Comparaison entre la marche actuelle et la marche de design : Tableau

IV .5 : Tableau Comparatif entre la marche actuelle et la marche de design .

	Cas design	Cas actuel
Débit de brut stabilisé (kg/h)	539081 ,1	437590,349
T₁ d'entrée (c°)	160	151,830
T₂ de sortie (c°)	119,8	128,570
Δ T_{lm} corrigé (c°)	46,1	50 ,73
ΔP (bar)	0 ,9	0,8
ε l'efficacité (%)	50	33
Débit de brut non stabilisé (kg/h)	455041,8	397497,082
t₁ entrée (c°)	68 ,1	70,950
t₂ sortie (c°)	114,1	95,910
V (m /s)	1,8	1,2
ΔP (bar)	0 ,9	1,3
U_s (w/m² k)		235, 08
U_p (w /m² k)	380	341,879
Rd (m² k /w)	0,00035	0,00300

IV.9) Bilan thermique sur la colonne de stabilisation :

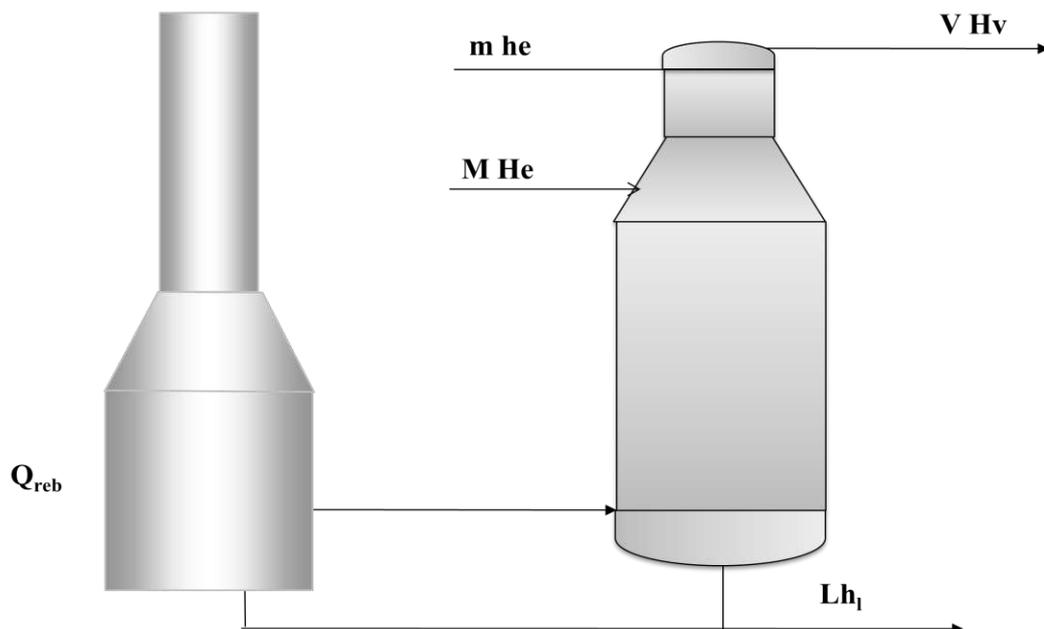


Figure IV. 16. Bilan thermique sur la colonne.

$$(M \cdot H_e) + (m \cdot h_e) + Q_{reb} = (V \cdot H_v) + (L \cdot h_l) \dots\dots IV-21$$

Où

M : Débit molaire de l'alimentation chaude (kmol/h)

He : Enthalpie molaire de l'alimentation chaude (Kj/kmol)

m : Débit molaire du reflux froid (kmol/h)

he : Enthalpie molaire du reflux (Kj/kmol)

V : Débit molaire de la vapeur de tête de colonne (kmol /h)

Hv : Enthalpie molaire du liquide soutiré du fond de colonne (Kj /kmol)

L : Débit molaire du liquide soutiré du fond de la colonne (kmol/h)

hl : Enthalpie molaire du liquide soutiré du fond de la colonne (Kj/kmol)

Qreb : Energie fournie par le rebouilleur (kj/ h)

IV.10) Calcul de l'énergie apportée au niveau du rebouilleur avec la résistance d'encrassement :

IV.10.1) Cas de design :

$$R_d = 0,00035 \text{ m}^2\text{k/ w} \dots\dots\dots IV-22$$

L'énergie fournie au niveau du rebouilleur est donnée par cette formule :

$$Q_{reb} = (V \cdot H_v) + (L \cdot h_l) - (M \cdot H_e) - (m \cdot h_e)$$

Tableau IV .6 . L'énergie fournie au niveau du rebouilleur.

v(kmol / h)	L(kmol /h)	M(kmol /h)	m(kmol /h)	Qreb (kw)
463,7	1977	2124	317,3	
Hv (Kj /kmol)	hl (Kj / kmol)	He (Kj /kmol)	He (Kj /kmol)	9939
-1,149.10 ⁵	2,934 .10 ⁵	-2,72.10 ⁵	-2,87.10 ⁵	

- **Calcul de la quantité de fuel gaz nécessaire M_{FG}**

$$Q_{reb} = M_{FG} \cdot PCI \cdot \eta_{th} \quad \text{et} \quad M_{FG} = \frac{Q_{reb}}{\eta_{th} \times (PCI)} \quad \dots\dots IV-23$$

Q_{reb} : la quantité de chaleur calorifique libérée par rebouilleur.

D_{FG} : Débit massique de fuel gaz alimentant les brûleurs.

PCI_{FG} : Pouvoir calorifique inférieur du fuel gaz.

η_{th} : rendement thermique du four.

Avec

$$PCI_{FG} = \sum PCI * Yi$$

Sachant que la composition du fuel gaz utilisé pour la combustion dans les fours est la suivante

Tableau IV .7. Pouvoir calorifique du combustible d'alimentation du four.

Constituant	Composition massique %	PCI 10 ⁴ (Kj Kg)
C1	59 ,99	5,003
C2	28 ,75	4,751
C3	2,42	4,637
IC4	0 ,03	4,564
NC4	0 ,20	4,576
N2	3,65	0
CO2	4,95	0

Et sa masse volumique aux conditions de son admission dans le four (T=40°C, P=1,5bar)

Et de $\rho=1,248 \text{ kg/m}^3$ et le rendement thermique de four est de 83%.

$$M_{FG} = \frac{9939}{44910 \times 0,83} = 0,26 \text{ kg s} = 959,89 \text{ kg/h}$$

$$V_{FG} = M_{FG} \rho_{FG} \quad V_{FG} = 959,89 \cdot 1,248 = 769,147 \text{ act m}^3/\text{h} = 1061.61 \text{ Sm}^3/\text{h}$$

IV.10.2) Cas actuel :

$$R_d = 0,003 \text{ m}^2\text{k} / \text{w}$$

Tableau IV.8. L'énergie fournie au niveau du rebouilleur.

V (kmol / h)	L(kmol / h)	M (kmol /h)	m(kmol /h)	Qreb (kw)
337,4	1979	1854	301,4	
Hv (Kj/kmol)	hl (Kj /kmol)	He (Kj / kmol)	He (Kj/kmol)	1,21.10 ⁴
-1,114.10 ⁵	-2,9331.10 ⁵	-2,83 .10 ⁵	-2,958.10 ⁵	

- **Calcul de la quantité de fuel gaz nécessaire M_{FG}**

$$M_{FG} = \frac{12100}{44910 \times 0,83} = 0,32 \text{ kg /s} = 1168,32 \text{ kg/h}$$

$$V_{FG} = M_{FG} / \rho_{FG} \quad V_{FG} = 1168,60 / 1,248 = 936,38 \text{ act m}^3 / \text{h} = 1292,35 \text{ Sm}^3 / \text{h}$$

IV.11) Calcul de la consommation fuel gaz du four qui est du à l'encrassement:

$$\Delta V_{FG} = \frac{V_{FG}(\text{cas actuel}) - V_{FG}(\text{cas design})}{V_{FG}(\text{cas design})} \times 100\% = \frac{1292,35 - 1061,61}{1061,61} = 21\%$$

IV .12) Estimation des coûts de construction d'un échangeur:

Le coût unitaire C du m² de surface d'échange dépend de la surface totale de l'échangeur ; il prend en compte les coûts de matière et de main-d'œuvre, ces derniers étant relativement peu différenciés selon la taille.

Le coût dépend également du faisceau de tubes choisi (diamètre, BWG, longueur, disposition des tubes), des matériaux, du type d'échangeur et de la pression de calcul.

Ces différents facteurs influent

selon la formule suivante :

$$C = c S. F_0 F_1. F_2. F_3. F_4. (F_5+F_6)$$

Avec :

C : coût de l'échangeur

c : coût unitaire du m² de surface de l'échangeur de référence

S : surface d'échange en m²

F₀, F₁,...F₆ coefficients correcteurs indiqués dans les tableaux

F₀ = 1

Tableau VI.9 : variation de F₁ avec le type d'échangeur.

Type	AEM	AES	AKT	BEM	BES	BEU	BKT	BKM	BKU	AEU
F ₁	1,00	0,90	1,25	0,90	0,95	0,85	1,20	1,05	1,03	0,90

tableau VI .10 : variation de F₂ avec la longueur des tubes.

Longueur des tubes (ft)	10	16	20	24
F ₂	1,20	1,05	1,00	0,95

Tableau VI .11: variation de F₂ avec la longueur des tubes.

Disposition des tubes		
F ₃	1,10	1,00

Tableau VI.12: variation de F₄ avec les matériaux des tubes et calandre

Matériaux		F ₄
Calandre	Tubes	
Acier au carbone	Acier au carbone	1,0
Acier au carbone	Laiton amirauté	1,7
Acier au carbone	Bronze aluminium	1,8
Acier au carbone	5%chrome	1,6
Acier au carbone	Inox 304	2,4
Acier au carbone	Inox316	2,7
0,5%molybdène	0,5%molybdène	1,3
1,25%chrome	1,25%chrome	1,6
5% chrome	5% chrome	1,9
Inox 304	Inox 304	2,8
Inox 316	Inox 316	3,3
Cladded Monel	Monel	0 6
20%Cr – 25%Ni	20%Cr – 25%Ni	07

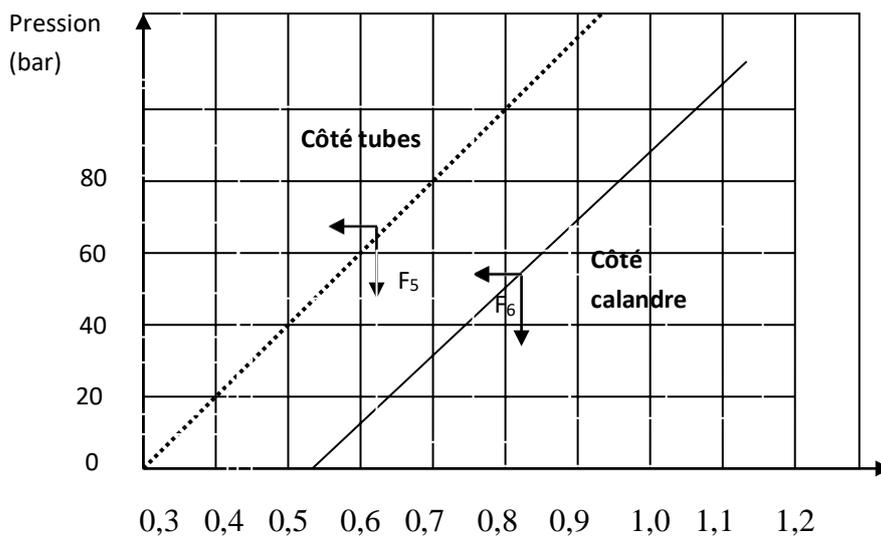


Figure VI.17 : La variation de F₅ et F₆ en fonction de la pression de calcul.

• **Calcul du cout de l'échangeur:**

$$C = c. S. F_0. F_1. F_2. F_3. F_4(F_5 + F_6)$$

Avec :

F₀= 1

F₁=0.90

F₂= 1

F₃= 1

$$F_4 = 1$$

La pression de calcul coté tube est 23 bar et coté calandre est égal à 8.8 bar d'après

$$F_5 = 0.41$$

$$F_6 = 0.60$$

$$S = 851 \text{ m}^2 \text{ (surface de la batterie)}$$

Pour le cout unitaire , on a pris :

$$C = 20765.20 \text{ DA/ m}^2 \text{ (estimation base sur paragraphe N3 de l'annexe A).}$$

$$C = 20765.20 * 851 * 1 * 0.90 * 1 * 1 * (0.41 + 0.60)$$

$$C = 16 * 10^6 \text{ DA}$$

IV.13) Coûts de maintenance :

Aspect économique du phénomène

L'encrassement est un problème qui se traduit par des dépenses pendant le fonctionnement d'une chaudière de chaleur et pendant l'arrêt de ce dernier pour le nettoyage. Une optimisation du cycle de nettoyage de la batterie étudiée a été faite pour une période d'arrêt.

IV.13.1) Coûts de nettoyage:

Le cout de nettoyage d'une batterie constituée de 2 échangeurs.

IV.13.1.1) Cout de montage et de démontage C1:

Six ouvriers travaillant pendant 6 heures (16 heures pour le démontage et 30 heures pour le remontage). Sur la échangeur avec un salaire de 870 DA/h.

$$C1 = ((870 * 6) * 46) * 2 = 480240 \text{ DA.}$$

IV.13.1.2) Cout d'entretien C2:

Le temps d'entretien est estimé à 40 heures. Le même nombre d'ouvriers et le même salaire que précédemment

$$C2 = ((870 * 6) * 40) * 2 = 417600 \text{ DA.}$$

IV.13.1.3) Cout de l'eau de rinçage C3:

Une quantité de 25 m³ d'eau utilisée pour d'un échangeur, son prix est estimé à 13 DA/m³.

$$C3 = 13 * 25 * 2 = 650 \text{ DA}$$

Le prix de nettoyage d'une cellule d'échangeur est évalué.

$$C4 = C1 + C2 + C3$$

$$C4 = 480240 + 417600 + 650 = 898490 \text{ DA}$$

IV.14) Manque a gagner de production du a l'arrêt de train pour lavages des échangeurs:

La production moyenne d'un train est estimée a 450 m³/h, l'opération de lavage des échangeurs dure 04 jours.

Perte de production par jour = $450 \times 24 = 10800 \text{ m}^3$.

Perte de production a l'arrêt = $10800 \times 4 = 43200 \text{ m}^3$.

= 271720 barils

Conversion m³ en baril 1 barils = 0.158987 m³.

Si on suppose que le prix d'un baril de pétrole est de 50 \$ alors:

Le cout d'arrêt = 13586016 dollars.

Conclusion générale :

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas actuel d'un échangeur faisceau et calandre et le cas design dans la veine d'écoulement des fluides.

Au-delà de cette étude, une attention particulière a été portée sur la batterie des préchauffeurs (A et B) de train 30, les fluides entrants : le brut non stabilisé et le brut stabilisé

respectivement (coté faisceau et coté calandre) ont un pouvoir fortement encrassant et posent d'importants défis vis-à-vis de l'efficacité et de la durée de la vie.

Le monitoring des échangeurs de chaleur permet la bonne connaissance de l'évolution des paramètres thermique et dynamique des deux fluides sous les conditions spécifiques au processus. C'est le but de cette étude. La formation des dépôts (encrassement) est une résistance thermique qui provoque des perturbations dans ces paramètres.

L'étude menée sur cet échangeur faisceau-calandre montre que, ce dernier rencontre des problèmes qui se manifestent par la présence des résistances supplémentaires ainsi une augmentation des pertes de charges. Ce changement se traduit par l'incapacité d'assurer l'échange thermique d'où la nécessité d'augmenter sa surface d'échange.

Désormais les résultats obtenus montrent clairement que la résistance d'encrassement est proportionnelle à l'augmentation de la température de la charge, au-delà de 70 °C, les performances de l'échangeur diminuent (faible efficacité), le débit calculé de la charge est inférieur à celui de design, la perte de charge côté tubes est supérieure à celle de design.

Cette étude permet d'optimiser les paramètres de marche actuelle et l'on compare avec celles de cas design ainsi estimer les différentes méthodes possibles pour éliminer l'encrassement des tubes pour améliorer le rendement d'échangeur de chaleur.

Une étude complémentaire autrement dit analyse qualitative des dépôts est plus que nécessaire pour mieux comprendre et maîtriser le phénomène d'encrassement.

Recommandations :

Cette étude nous a permis de déceler le mauvais fonctionnement des préchauffeurs, pour palier à cette situation il nous faut

➤ Suivre l'évolution de l'encrassement depuis son apparition en établissant un programme d'entretien.

➤ Effectuer un nettoyage mécanique et chimique, par du personnel qualifié

- Suivre les paramètres de marche thermiques et dynamiques d'entrée.
- Analyser les dépôts prélevés à chaque nettoyage pour déterminer les causes exactes de sa formation, et programmer le type de nettoyage adéquat.
- Placer des filtres adéquats en amont des préchauffeurs.

- [1] : TRANSFERT DE CHALEUR C.E.S.I.R.E- université Joseph Fourier –Grenoble p4/p1.
- [2] : INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES Jean –Luc Battaglia Andrzej Kusiak Jean –Rodolphe Puiggali p7-8 / p 91 / p93 .
- [3] : TRANSFERTS THERMIQUE Yves JANNOT 2012 p5/p63.
- [4] : INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUE Dominique Marchio et Paul Reboux p7.
- [5] : R-H Perry . Chilton Enginner Handbook , 5eme edition.
- [6] : GRETH. Echangeurs de chaleur : description des échangeurs.-Techniques de l'ingénieur(N° B152, B2341), Génie énergétique, 5-1995.
- [7]: P.WUITHIER. Raffinage et génie chimique, (tome I) 1987.
- [8]: Steady Conduction Heat Transfer M. Bahrami ENSC 338 (F09) p2
- [9]: vibration Analysis of a shell and Tube Type of heat Exchanger In Accordance With Tubular Exchanger Manufacturer 's Association (TEMA) Norms R.V. Patil 1
S.S Bhutada 2 N.R.Katruwar 2.R.R. Rai 2.K.N. Dhumke The International Journal Of Engineering And Science p60.

Annexe : Les abaques

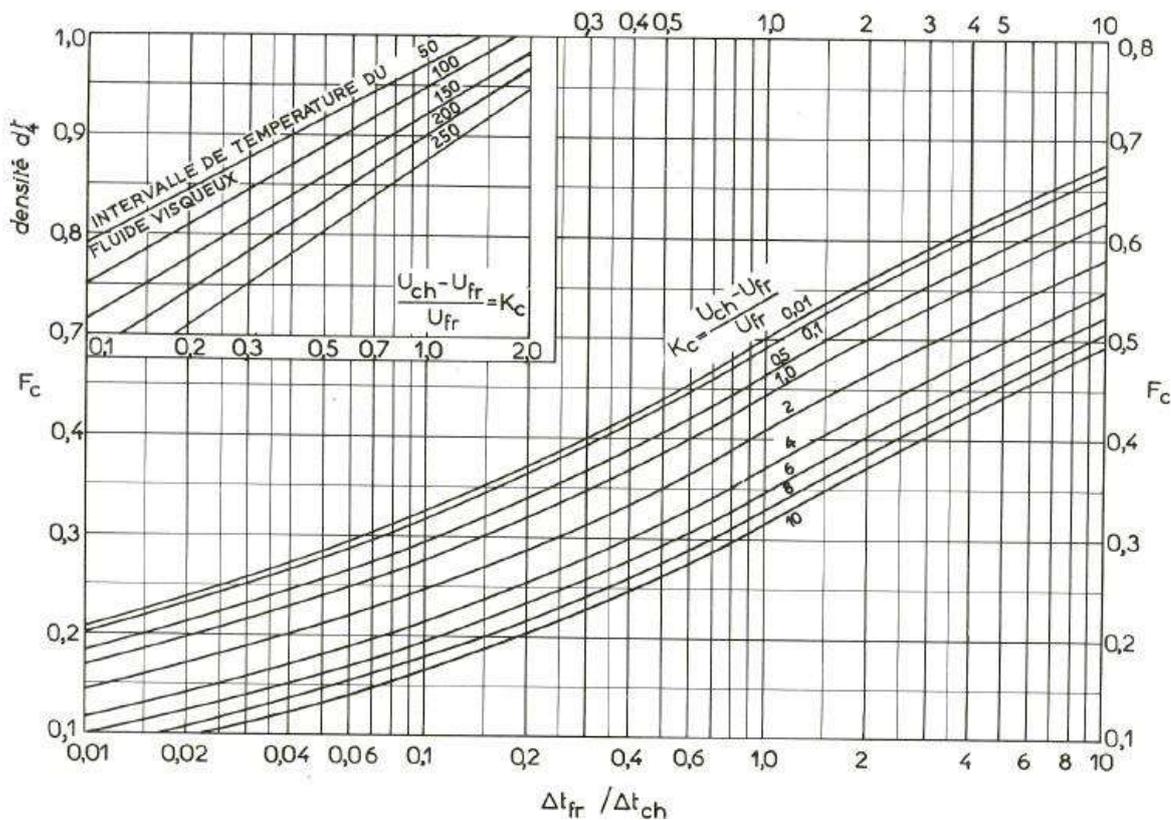
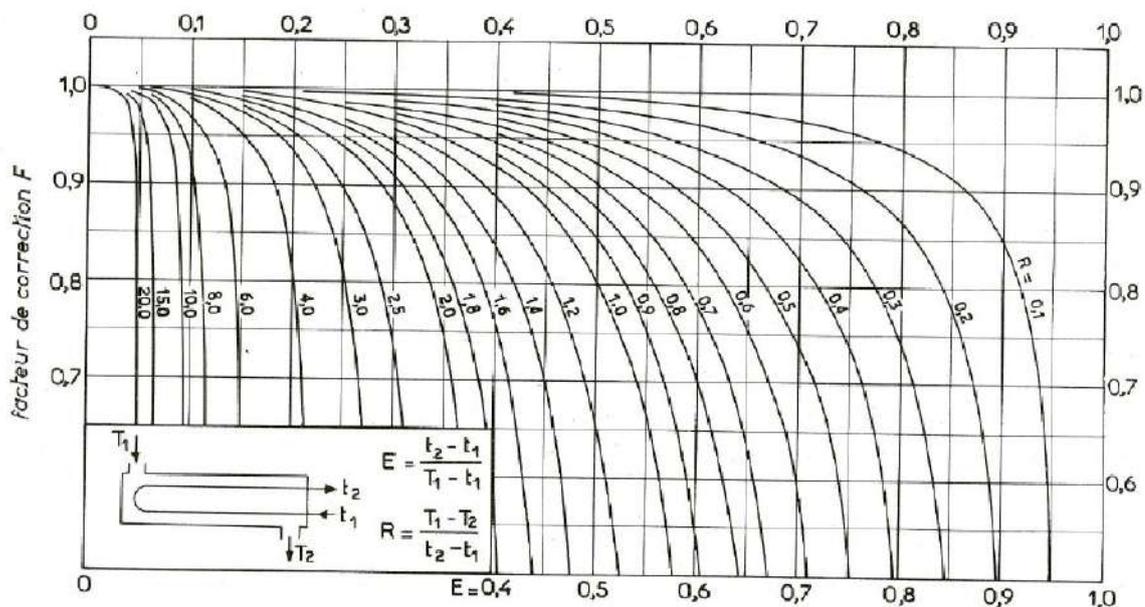
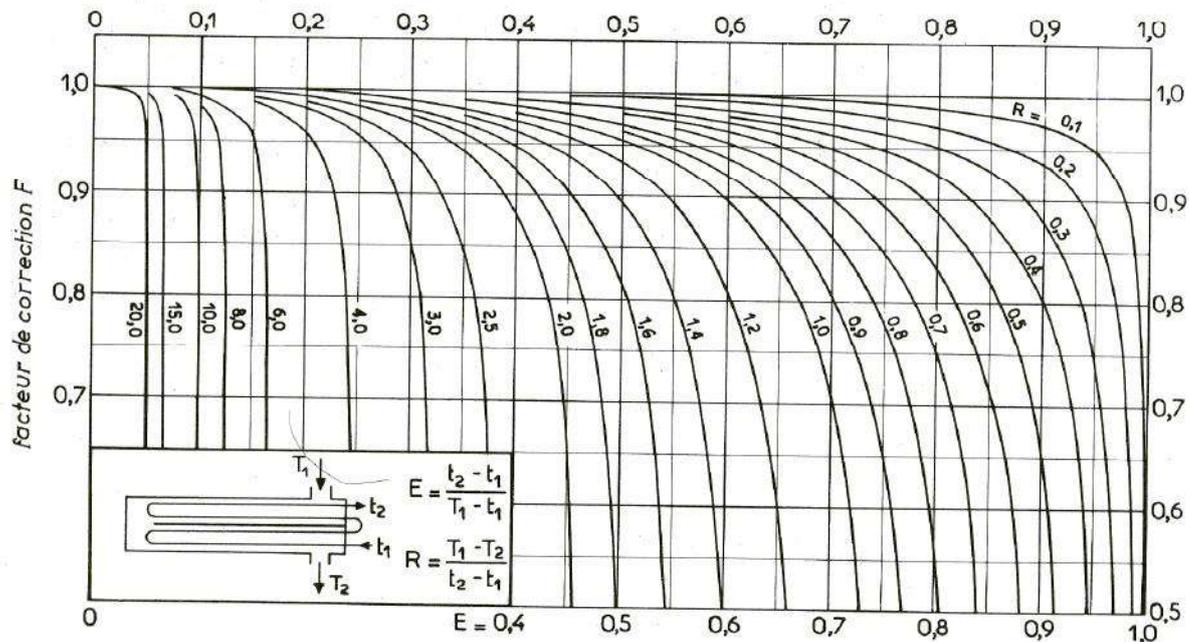


Figure A.1. Détermination des températures caloriques. [6]



a. une passe côté calandre, deux passes (ou plus) côté tubes.

Figure A.2. Abaque a et b : Détermination de facteur de correction à partir de R et E . [7]



b. deux passes côté calandre, quatre passes (ou plus) côté tubes.

Figure A.3. Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'intérieur des tubes. [7]

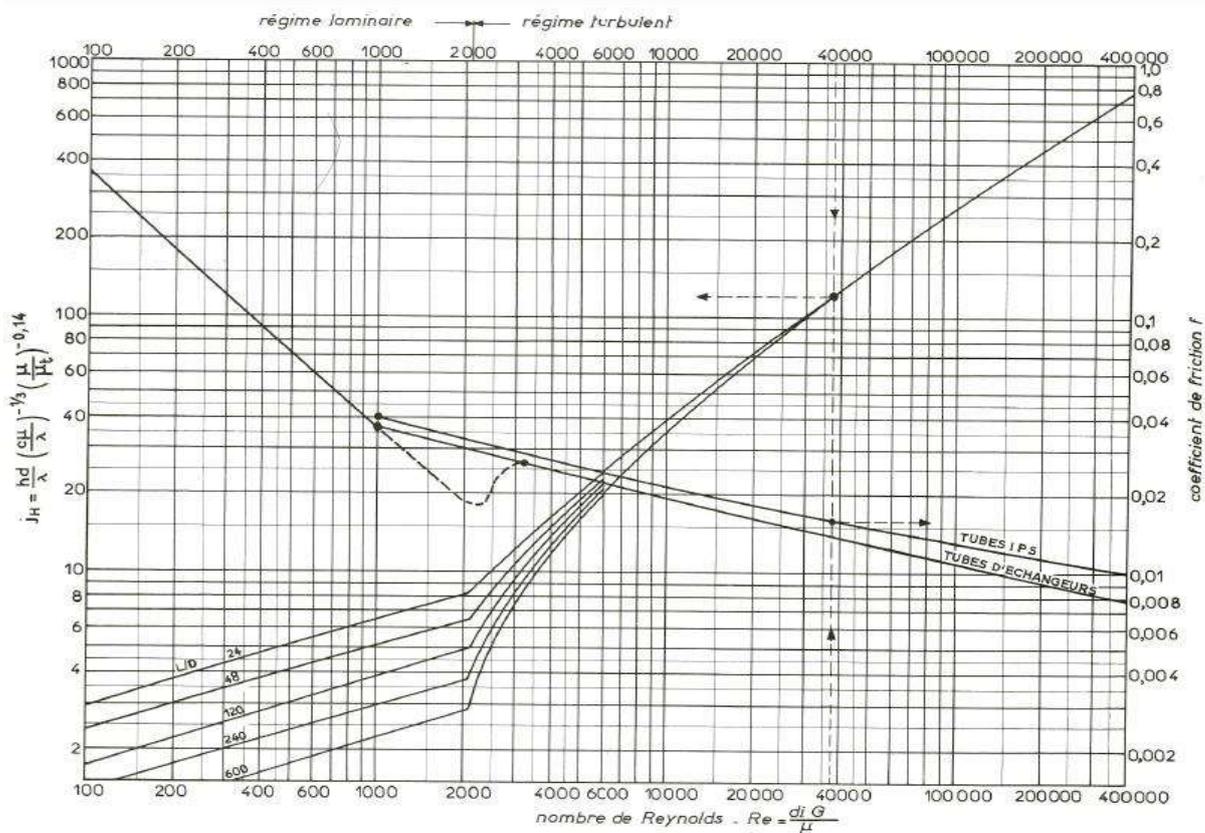


Figure A.4. Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'extérieur des tubes. [7]

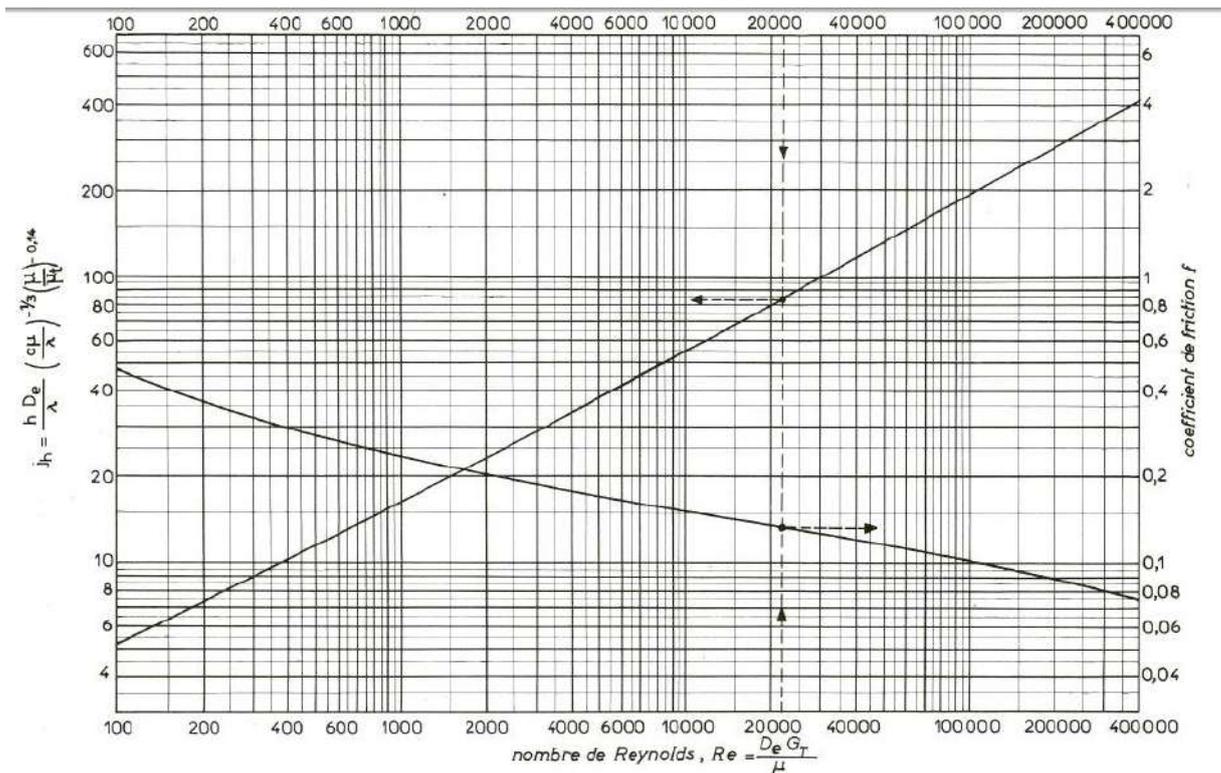


Figure A.5. Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'extérieur des calandres. [7]

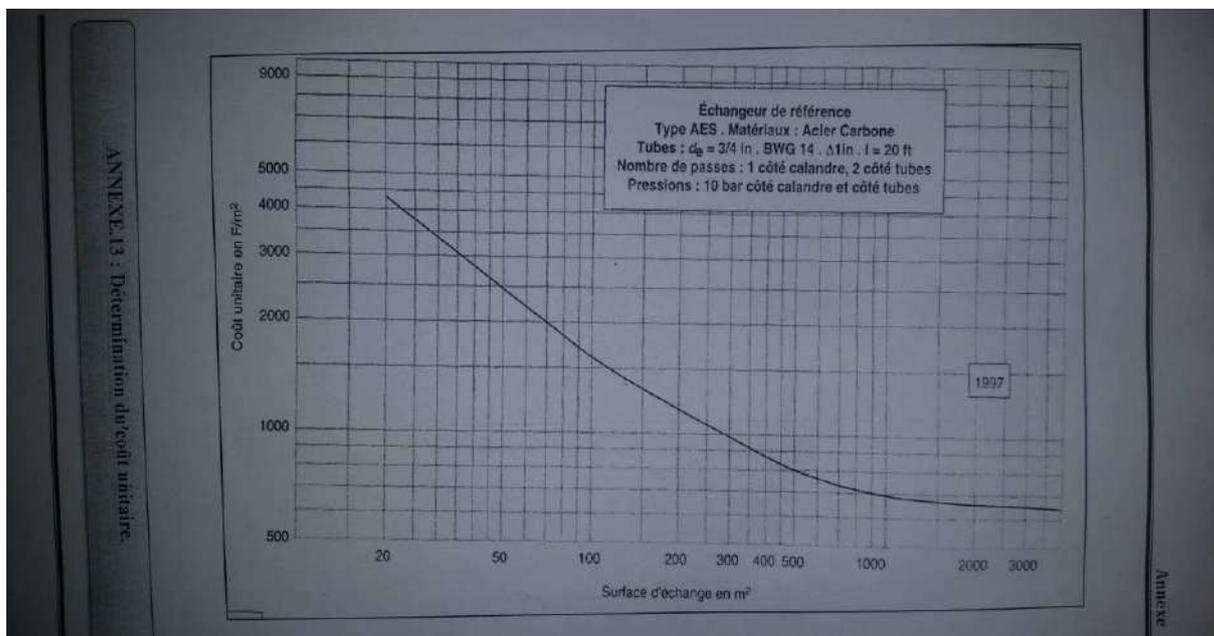


Figure A.6. détermination de cout unitaire.



**ECCHANGEUR TUBULAIRE
SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER
FEUILLE DE DONNEES THERMIQUES
THERMAL DATA SHEET
REPERE / ITEM
P10/P20/P30-GA-21-01A/B**

F10077-SSA-EQP-DTS-02720-E
N° à rappeler / Ref. Number

0	3 / 5
Rev	PAGE

CLIENT : SONATRACH	REFERENCE CLIENT : 146W-UTBS-FA-MS-21GA-2720
LIEU : ALGERIE - HASSI MESSAOUD SUD	UNITE : UNITE DE TRAITEMENT DE BRUT
LOCATION :	PLANT :

rev.

SERVICE : STABILIZER FEED PRE-HEATER (summer2015 case) (1) (7)	INSTALLATION : HOR. <input checked="" type="checkbox"/> VERT. <input type="checkbox"/>	PARALLELE / PARALLEL : 1	SERIE / SERIE : 2
DIMENSION / SIZE : 1200 x 6096 mm	TYPE : AES	NB CORPS PAR APPAREIL :	SURFACE PAR CORPS (ET.) : 425.5 (2) m ²
SURFACE PAR APPAREIL (ET.) : 851 (2) m ²	N° SHELL PER UNIT :	SURFACE PER SHELL (ET.) :	

CARACTERISTIQUES DES FLUIDES / FLUID CHARACTERISTICS		COTE CALANDRE / SHELL SIDE		COTE TUBES / TUBE SIDE		
FLUIDE CIRCULANT / FLUID CIRCULATING		PRODUCT OIL		INLET CRUDE OIL		
DEBIT TOTAL A L'ENTREE / TOTAL FLOWRATE ENTERING		539 081,1 (3)		455041,8 (3)		
DEBIT VAPEUR HC / HC VAPOR FLOWRATE		IN OUT		14 974,5		
DEBIT LIQUIDE HC / HC LIQUID FLOWRATE		IN OUT		439 563,0		
DEBIT VAPEUR D'EAU / STEAM FLOWRATE		IN OUT		504,3		
DEBIT EAU / WATER FLOWRATE		IN OUT		589,6		
DEBIT INCONDENSABLES / NON CONDENSABLE FLOW RATE				0,0		
EAU VAPORISEE OU VAP. COND. / VAPOR D OR COND'D STEAM						
MASSE VOLUMIQUE / DENSITY		VL	kg/m ³	664,0	721,5	750,4
VISCOSITE / VISCOSITY		VL	mPa s	0,332	0,499	0,770
MASSE MOLAIRE VAP. / MOL. WT VAP.				50,30		
MASSE MOL. INCONDENS. / MOL. WT NON CONDENSABLE						
CAPACITE THERM. MASS. / SPEC. HEAT		VL	kJ/kg K	2,548	2,400	2,224
CONDUCTIVITE THERMIQUE / THERMAL CONDUCTIVITY		VL	W/m.K	0,086	0,106	0,113
CHALEUR LATENTE / LATENT HEAT				0,027		
TEMPERATURE		°C		160,0	119,8	68,1
PRESSION ABS. A L'ENTREE / ABS. INLET PRESSURE		bar a		6,60		7,85
VITESSE / VELOCITY		m/s		0,7		1,8
PERTE DE CHARGE / PRESSURE DROP		ALL CALC.	bar	0,90 (6)	0,70 (6)	0,90 (6)
FACTEUR D'ENCRASSEMENT / FOLLING FACTOR		m ² .K / W		0,06035		0,06035
CHALEUR ECHANGEE / HEAT DUTY		MW		14,9 (3)		46,1 °C
COEFF. GLOBAL D'ECHANGE / OVERALL EXCHANGE COEFF.		W/m ² .K		SERVICE	380,0	PROPRE / CLEAN

CONSTRUCTION / CONSTRUCTION DATA		CALANDRE / SHELL		TUBES / TUBES		ORIENTATION TUBULURES / NOZZLES LOCATION	
PRESSION DE CALCUL / DESIGN PRESSURE		bar eff.	8,3 / FV	23 / FV			
TEMPERATURE DE CALCUL / DESIGN TEMP.		°C	206 / -5°C	160 / -5°C			
PRESSION D'ESSAI / TEST PRESSURE		bar eff.	BY CODE	BY CODE		shells in series not stacked	
SUREP. CORROSION / CORROSION ALLOWANCE		mm	3,0	3,0			
DPEM APPLICATION / DPEM APPLICATION		YES		YES			
CODES DE REFERENCE / REFERENCE CODES		ASME VIII div1 / TEMA R / API 680 / DPEM					
TUBULURES / NOZZLES :		ENTREE / INLET		18" / WN 150# RF		12"(A) 14"(B) / WN300# R	
		SORTIE / OUTLET		18" / WN 150# RF		14"(A) 16"(B) / WN300# R	
NB PASSES / N°PASSES		1		2			
NB TUBES / N°TUBES :		916	- Øext. 25,40 mm	- EP / Thk :	Mini. X	Moy/Avg 2,77 mm	LONG. / LENGTH: 6096 mm
MATERIAU TUBES / TUBES MAT. :		CS / A179 (10)		- PAS / PITCH :		mm - ORIENTATION 30° 60° X 45° 90°	
CALANDRE / SHELL :		CS (10)		FOND CAL / SHELL COVER :		CS (10)	
BOITE / CHANNEL :		CS (10)		FOND BOITE / CHANNEL COVER :		CS (10)	
PLAQUE TUB. FIXE / FIXED TUBESHEET :		CS (10)		PLAQUE TUB. FLOTTANTE / FLOAT TUBESHEET :		CS (10)	
FOND FLOT. / FLOATING HEAD COVER :		CS (10)		DEFLECTEUR / IMPING. PROTECTION :		YES / CS (10)	
CHICANES / CROSS BAFFLES :		CS (10)	- TYPE SINGLE SEG.	- ESPAC. / SPACING :		716 (13) mm - COUPE/CUT (% Ø) : Ver. Hor. X 24,1	
CHICANES LONG. / BAFFLES LONG. :				- ETANCHEITE / SEAL TYPE :			
DEFLECTEURS LONG. / BY PASS SEAL ARRANG. :		YES / CS (10)		LIAISON TUBES - PLAQUE / TUBE - TUBE SHEET JOINT :		EXPANDED	
TYPE DE BRIDES / FLANGES TYPE :		- CAL / SHELL : WN RF		- TUBE : WN RF			
		- CAL / SHELL : (10)		- TUBE : (10)			
Pv ² - TUB. ENTREE / INLET NOZZLE :		1580	kg/m ²	- ENTREE FAISCEAU / BUNDLE INL. :		kg/m ²	- SORTIE FAISCEAU / BUNDLE OUT. :
POIDS PAR CALANDRE / WEIGHT PER SHELL :		(14) VIDE / EMPTY :	~ 17430 kg	- FAISCEAU / BUNDLE :		~ 10990 kg	- PLEIN D'EAU / WATER FILLED. : ~ 25000 kg

REMARQUES / REMARKS:

SEE NOTES PAGE 6

This document is the property of SUREM S.A. It may not be distributed or reproduced without authorization.



MECHANICAL DATA SHEET

HEAT EXCHANGER

F10077-SSA-EQP-DTS-02721-E

REF. NUMBER

ITEM

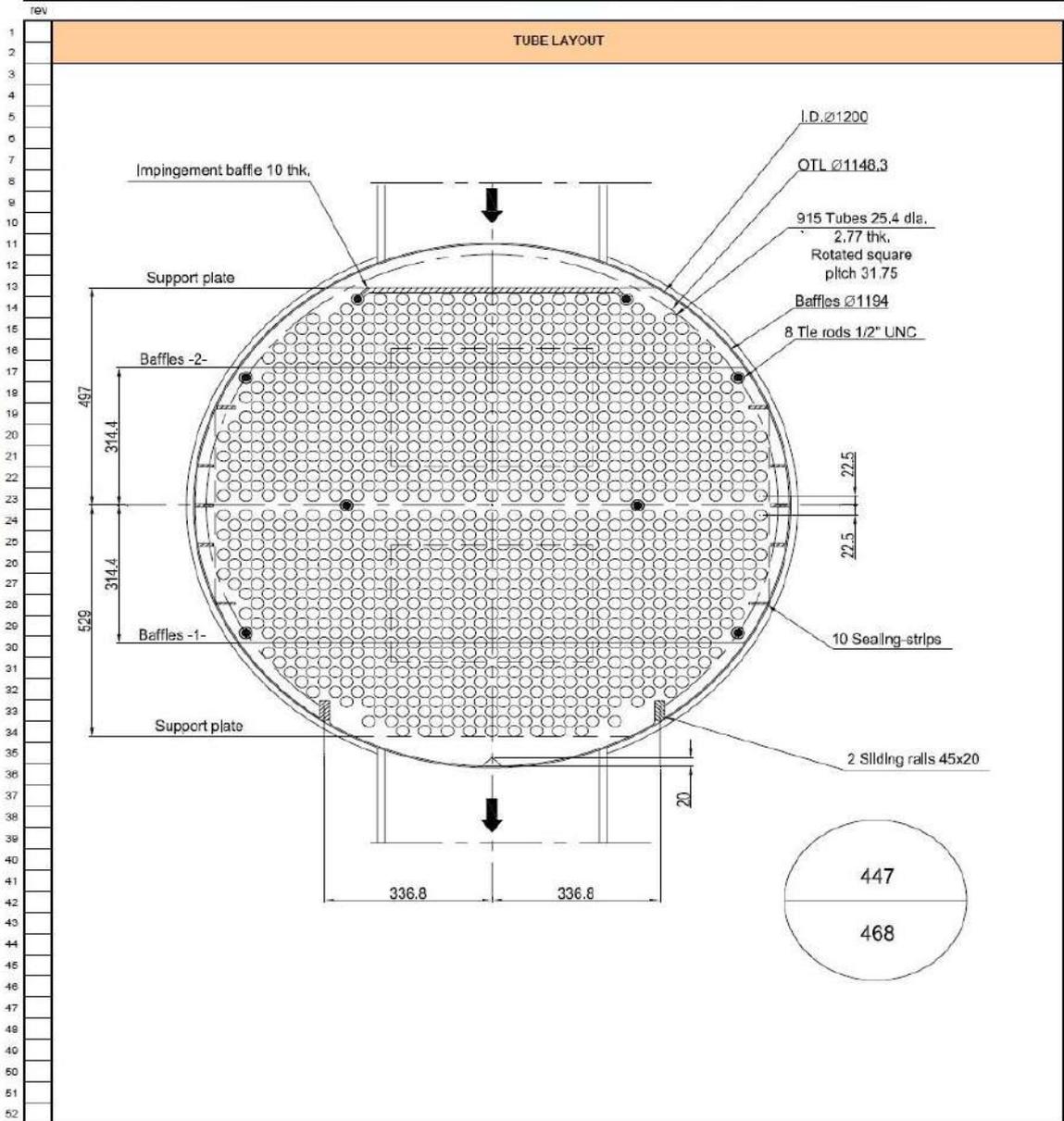
P10/P20/P30-GA-21-01 A/B

0	8 / 11
REV	PAGE

CLIENT :	SONATRACH	CLIENT REFERENCE :	146W-UTBS-FA-MS-GA-02721
LOCATION :	ALGERIE - HASSI MESSAOUD SUD	PLANT :	UTBS

This document is the property of SALPEM s.a. and must be kept confidential without authorization.

TGV 021 A 4/4 61605151 09/2004
(Standard form GTG 02 - Rev. 1 dated 16/01/2002)



Résumé :

Dans les sociétés pétrolières l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils réduits à cause d'encrassement des tubes. Pour cela, dans ce travail on va étudier numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement de deux fluides pour améliorer les performances de ces équipements dans le cas d'un échangeur à faisceau tubulaire, et comparaison des résultats obtenus entre le cas design et le cas actuel (après révision), pour avoir la différence entre ces deux cas, et pour voir la nette amélioration des performances dans les échangeurs de chaleur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, dimensionnement thermique, encrassement, écoulement, faisceau tubulaire, cas design, cas actuel.

Abstract : In the oil companies the heat exchanger is an essential element for the control of energy, the problems related to thermo hydraulics concern first of all the thermal dimensioning reduced because of clogging of the tubes. For this purpose, this work will numerically study the dynamic and thermal behavior of a flow of two fluids to improve the performance of these equipments in the case of a tube bundle heat exchanger, and comparison of the results obtained between the design case and the current case (after revision), to have the difference between these two cases, and to see the clear improvement in performance in the heat exchangers.

Key words : Heat exchanger, thermal dimensioning, clogging, flow, tube bundle, design case, current case.

ملخص : في الشركات البترولية مبادل الحرارة هو عنصر اساسي لحسن استعمال الطاقة , و اهم المشاكل تتعلق بدراسة ابعاد هذا المبادل و التي تنقص بسبب انسداد الانابيب. لهذا الغرض هذا العمل سيدرس عدديا السلوك الديناميكي و الحراري لتدفق مائع لتحسين اداء هذا المبادل في حالة مبادل حراري لمجموعة انابيب. و مقارنة النتائج التي تم الحصول عليها بين حالة التصميم و الحالية (بعد المراجعة) و ذلك للحصول على الفرق بين الحالتين , و لرؤية تحسن الاداء في المبادلات الحرارية .

كلمات مفتاحيه : مبادل الحرارة, ابعاد, انسداد, تدفق, مجموعة انابيب , حالة التصميم, الحالة الحالية.