

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

**ETUDE DES PERFORMANCES THERMIQUES
DU PRECHAUFFEUR 200 E-2 AU NIVEAU DE LA
RAFFINERIE RA1K DE SKIKDA**

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNIQUES

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE

PRESENTE PAR : ALEM HAMZA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. MZAD HOCINE

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : Pr. MZAD HOCINE

EXAMINATEURS : Dr. AZOUZ SALAH EDDINE

Dr. DJEMILI ABDELOUAHEB

Dr. MECHIGHEL FARID

Année: 2015/2016

Liste des figures

Chapitre I :

Figure 1 : Conduction de chaleur dans une tige métallique	05
Figure 2 : Rayonnement solaire	05
Figure 3 : Convection thermique sur un radiateur domestique	06
Figure 4: Illustration simplifié des 3 types de transferts	07
Figure 5: Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur	10
Figure 6: Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé	11

Chapitre II :

Figure 7: Échangeur monotube en serpentif	15
Figure 8: Échangeur coaxial	16
Figure 9: Échangeur à tube séparé	16
Figure 10: Échangeur à tube rapproché	17
Figure 11: Échangeur à tube ailette	17
Figure12: Autre différent type d'ailettes	19
Figure 13: Échangeur à tête flottante	20
Figure 14 : Échangeur à plaque tubulaire fixe	20
Figure 15: Échangeur à tube en U	21
Figure 16: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire	22
Figure 17: Échangeur à plaque et joint	22
Figure 18: Échangeur platulaire et schéma canaux	23
Figure 19 : Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques	24
Figure 20: Échangeur Packinox	24

Figure 21: Échangeur lamellaire	25
Figure 22: Échangeur à spirale	26
Figure23 : Échangeur brasé	26
Figure 24: Évaporateur à tubes courts et à panier	28
Figure 25 : Évaporateur a tube tombant	28
Figure 26: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage	29
Figure 27: Évaporateur noyés et arrosés	29
Figure 28: Condensation extérieur aux tubes	30
Figure 29 : Condensation intérieure aux tubes	.31
Figure 30: Echangeur à co-courant	34
Figure 31 : Echangeur à contre-courant	36
Chapitre IV :	
Figure 32 : schéma simplifié des deux colonnes et de l'échangeur 200-E2	47

Liste des tableaux

Chapitre IV :

Tableau 1 : les propriétés physiques du Sulfolane	46
Tableau 2 : les données nécessaires pour le calcul	49
Tableau 3 : Caractéristiques des fluides froid et chaud à la température TC et tc	56
Tableau 4 : Récapitulatif de résultats	65
Tableau 5 : Conversion des résultats en SI	66
Tableau 6 : tableau comparative des résultats de notre calcul et des données du constructeur	66

Nomenclature

C_p	La chaleur spécifique	kcal/(kg°C)
λ	La conductivité thermique	kcal/(h.m °C)
Q	quantité de chaleur	kcal/h
m	débit massique	kg/h
DTLM	différence logarithmique moyenne de température	°C
f	coefficient de correction	
R	le rendement thermique de l'échangeur	
E	l'efficacité de transfert de l'échangeur	
U_s	coefficient de transfert sale	kcal/(h.m ² . °C)
A	la surface d'échange	m ²
N_t'	nombre de tube par calandre	
a_e	surface d'échange d'un tube.	m ²
n_c	nombre de passes côté calandre	
a_t	la surface d'échange d'un tube	m ²
U_s	coefficient global de transfert sale	kcal/(h..m. °C).
T_c, t_c	température calorique	°C
J_h	coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du tube	
d_i	diamètre intérieur du tube	m
μ	viscosité du fluide	kg/(h.m).
G_t	vitesse massique coté tube	kg/(h.m ²)
Re	nombre de Reynolds	

h_i	coefficient de film interne	kcal/m ² h°C
λ	conductivité thermique du solvant pauvre	kcal/(h.m.°C)
B	espacement entre chicanes.	m
a_t	Section de passage coté tube	m ²
a_{ct}	Section de passage coté calandre	m ²
D_c	diamètre calandre	m
G_{ct}	Vitesse massique coté calandre	kg/(h.m ²)
D_{eq}	Le diamètre équivalent	m
μ_t	la viscosité	Pa.s
h_{io}	coefficient de transfert de chaleur externe	kcal/m ² h°C
U_p	coefficient global de transfert propre	Kcal/m ² h°C
R_s	Calcul de la résistance d'encrassement	(Kcal/m ² h°C) ⁻¹
ΔP_t	Pertes de charge coté tube	kg/cm ²
ΔP_c	Pertes de charge coté calandre	kg/cm ²

Sommaire :

Introduction générale

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur :

I.1 Le raffinage	02
I.2 Organisation de la société nationale de raffinage du pétrole Naftek	02
I.3 Les différentes raffineries en ALGERIE	02
I.3.1 Missions et objectifs	03
I.3.2 Principales installations de la RA1K	03
I.4 Le transfert de chaleur	04
I.4.1. La conduction	04
I.4.2. Le rayonnement	05
I.4.3. La convection	06
I.5.1 Définition d'un échangeur de chaleur	07
I.5.2 Principe de fonctionnement des échangeurs	08
I.6. L'encrassement en transfert de chaleur	10
I.6.1. Les différents types d'encrassement	11
I.6.1.1. Encrassement particulier	11
I.6.1.2. Entartrage	12
I.6.1.3. Encrassement par corrosion	12
I.6.1.4. Encrassement biologique	12
I.6.1.5. Encrassement par réaction chimique	13

I.6.1.6. Encrassement par solidification	13
I.6.2. Paramètre influençant l'encrassement	13
Chapitre II : Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs	
Introduction	15
II.1. Type des échangeurs de chaleur	15
II.1.1. Les échangeurs tubulaires	15
A-Échangeur monotube	15
B-Échangeur coaxial	.16
II.1.2. Échangeur multitubulaire	16
A-Échangeur à tubes séparés	16
B-Échangeur à tubes rapprochés	17
C-Échangeur à tubes ailettes	17
II.1.3.Échangeur à tube et calandre	20
A-Echangeur de chaleur à tête flottante	20
B-Echangeur à plaque tubulaires fixes	20
C-Echangeur à tubes en U	21
II.1.4. Echangeur à plaque	21
A-Échangeurs à surface primaire	21
B-Échangeurs à plaques et joints	22
C-Échangeurs à plaques soudées ou brasées	23
II.1.5. Échangeurs avec un fluide changeant de phase	27
II.1.5.1. Évaporateurs tubulaires	27
A-Évaporateurs à l'intérieur de tubes	27
B-Évaporation à l'extérieur de tubes	29

II.1.5.2 Condenseurs tubulaires	30
II.2. Classification des échangeurs	31
II.2.1. Classement technologique	31
II.2.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur	32
II.2.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	32
II.2.4. Classement fonctionnel	32
II.2.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	33
II.3 Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre	33
II.4 Méthode générale de calcul pour l'échangeur à faisceau et calandre	34
II.4.1 La méthode de différence de température logarithmique moyenne	34
A- Cas co-courant	34
B- Cas contre courant	36
II.4.2 Méthode NUT	37
A- Principe de la méthode	37
B- Notion de pincement	38
C- Le risque des croisements de températures	39
D- La règle d'or : pincer sans croiser	39
II.5 Calcul de dimensionnement	39
II.5.1 Calcul thermique	39
A- Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur	39
B- Calcul de l'efficacité thermique	40
C- Influence de la surface d'échange globale S	40
D- les températures calorifiques	41

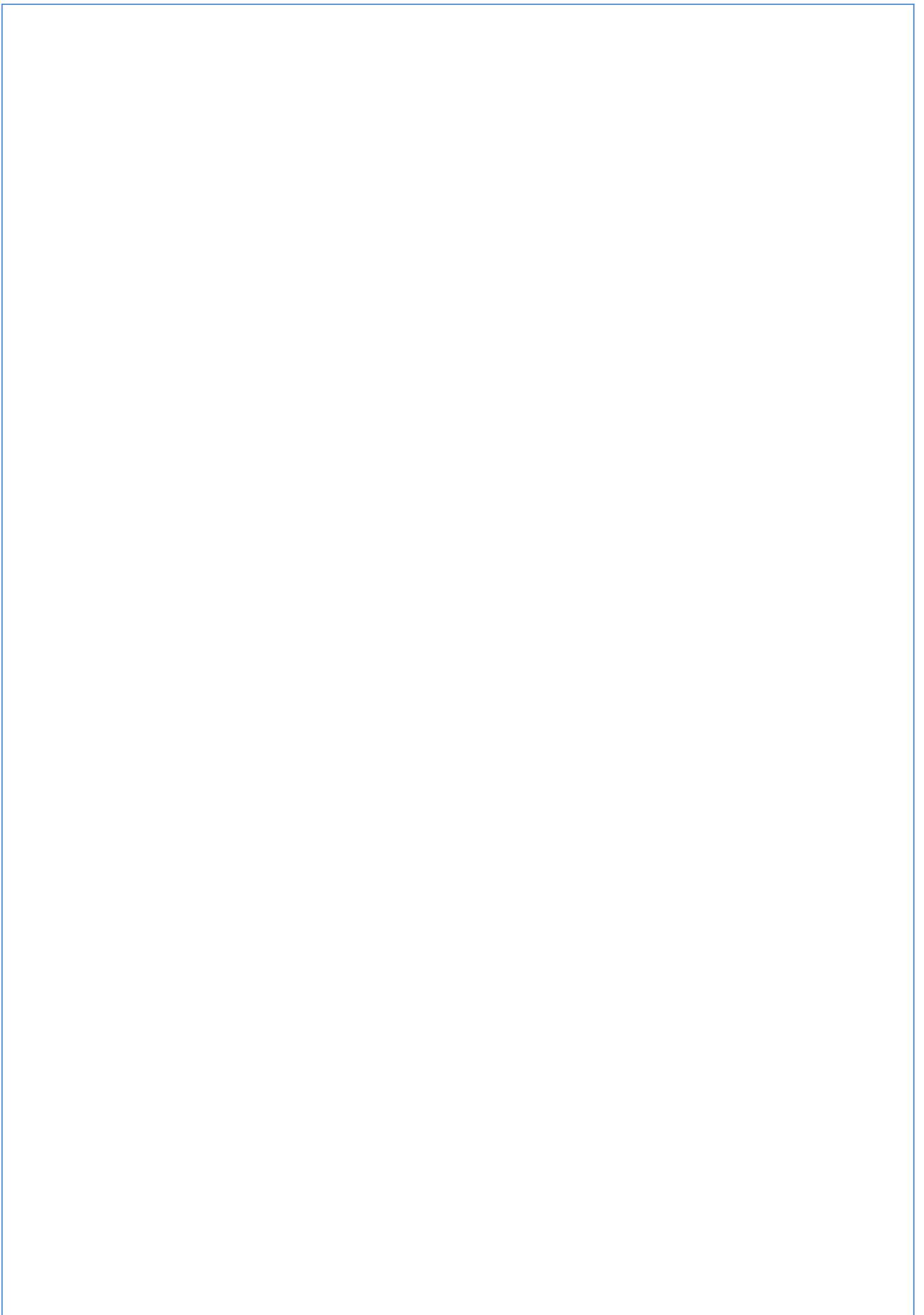
E- Efficacité de l'changeur en fonction du NUT	41
II.5.2 Calcul hydraulique	42
A- Etude des pertes de charge	42
B- Perte de charge à l'intérieur des tubes	42
C- Pertes de charge à l'extérieur des tubes	43

Chapitre III : Calculs de l'échangeur de chaleur

Introduction	46
III.1. Le but du calcul d'un échangeur de chaleur	46
III.2. Le rôle de notre échangeur 200 E-2	46
III.3. Le calcul	49
III.3.1. Présentation de l'échangeur 200 E-2	49
III.3.2. Les propriétés physiques des courants	50
A- les propriétés physiques de solvant concentré à côté calandre à $T_f = 68^\circ\text{C}$.	50
B- les propriétés physiques de solvant pauvre à côté tube à $T_c = 108^\circ\text{C}$	51
III.4. Bilan thermique	51
III.5. Calcul de la différence logarithmique moyenne de température	52
III.5.1. Détermination de coefficient correctif « f »	53
III.6 détermination de coefficient de transfert sale U_s	54
III.7 Calcul de la surface d'échange	54
III.8 Calcul de nombre de tube par calandre	54
III.8.1 Calcul de la surface d'échange d'un tube	55
III.9 Calcul de coefficient global de transfert sale U_s	55
III.10 Calcul de la température calorique	56
III.11 Calcul de coefficient de transfert propre U_p	57

III.11.1 Calcul du coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du tube (J_h)	57
A-Section de passage	57
B-calcul de la vitesse massique	57
C-calcul de nombre de Reynolds	58
D -coefficient de transfert de chaleur J_h sera	58
III.11.2 Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe (coté calandre)	60
A- Section de passage	60
B -Vitesse massique	60
C- Le diamètre équivalent	61
D - Nombre de Reynolds	61
E- Le coefficient de transfert de chaleur externe	62
III.11.3 Calcul de la température de tube	62
III.11.4 Détermination de la viscosité μ_t à $t_t = 98.37$ (coté tube)	62
III.11.5 Détermination de la viscosité μ_t' à t_t (coté calandre)	63
III.12 Calcul de la résistance d'encrassement	64
III.13 Calcul des pertes de charge	64
III.13.1 Pertes de charge coté tube	64
III.13.2 Pertes de charge coté calandre	65

Conclusion Générale



Introduction Générale:

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Le travail à réaliser dans le cadre de ce projet de fin d'études m'a été proposé au niveau du complexe pétrochimique de Skikda au terme d'un stage pratique que j'ai eu la chance d'y effectuer. Le travail en lui-même porte sur l'analyse des performances d'un échangeur de chaleur de type tube-calandre à tête flottante 200 E-2 de l'unité 200 du complexe RA1K. L'échangeur en question a été mis en marche le 15/09/1975 ce qui laisse un nuage de questionnement et de doute quand à son rendement thermique, son efficacité et sa capacité à échanger de la chaleur, tout cela a cause des dépôts d'impuretés et de tartres, et cela malgré les nettoyage périodique effectuer chaque 9 ans, le dernier en date est celui de 2011.

Le contenu de ce mémoire s'articule autour d'une présentation sommaire de la raffinerie de Skikda suivie d'un rappel sur les différents modes de transferts de chaleur, toute en donnant la définition, le principe de fonctionnement ainsi que les différents problèmes que peut rencontrer un échangeur de chaleur.

Dans le deuxième chapitre une étude sur les différents types des échangeurs de chaleur selon le concept technologique et leur différente classification suivie d'une étude des modèles de calculs des échangeurs de chaleur comme celui qu'on traite dans ce travail.

Quant au troisième et dernier chapitre nous allons faire une étude spécifique (calculs préventifs) de la résistance d'encrassement et des pertes de charge du côté des tubes et de la calandre de notre échangeur 200 E-2 à partir des données réelles de ce qui est variante et données du constructeur. Pour la fin nous comparerons nos résultats avec ceux du constructeur.

On termine notre modeste travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

L'énergie correspond à un transfert ou échange par interaction d'un système avec son environnement. Ce système subit alors une transformation. On distingue habituellement 2 types d'énergie, le **travail noté W** qui peut prendre diverses formes selon l'origine physique du transfert mis en jeu (électrique, magnétique, mécanique) et la **chaleur notée Q** .

Bon nombre d'échangeurs de chaleur utilisent ces deux type d'énergies, ce chapitre sera structuré autour de 3 questions fondamentales :

- ✓ Qu'est-ce que le transfert thermique ?
- ✓ Qu'es ce que un échangeur de chaleur ?
- ✓ Quel problème peut rencontrer un échangeur ?

Mais avant tout une petite présentation de l'entreprise RA1K s'impose.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1. Le raffinage : [1]

Le raffinage du pétrole est une industrie lourde qui transforme un mélange d'hydrocarbures, appelé pétrole brut, en produits énergétiques, tels que carburant et combustibles, et en produits non énergétiques, tels que les matières premières pétrochimiques, lubrifiants, paraffines et bitumes.

I.2. Organisation de la société nationale de raffinage du pétrole NAFTEC :

[1]

A l'origine, le raffinage été une activité intégrée dans la société SONATRACH. En janvier 1982, le raffinage et la distribution des produits pétroliers sont séparés et érigés en entreprise nationale de raffinage et distribution des produits pétroliers (ERDP).

L'ERDP crée par décret 80-101 du 06 avril 1980 dans le cadre de la restructuration de la SONATRACH, mise en place le 02 janvier 1982, est placée sous tutelle du ministère de l'énergie et des industries pétrochimiques. A partir du 02 février 1985, l'E.R.D.P a été transformée sous le nom commercial qui est la NAFTAL, cette dernière est subdivisée en quatre unités à savoir :

- ✓ Unité NAFTAL de raffinage ;
- ✓ Unité NAFTAL de distribution ;
- ✓ Unité NAFTAL de maintenance ;
- ✓ Unité NAFTAL portuaire.

A compter du 25 août 1987, et par décret 87, fut crée l'entreprise nationale NAFTEC de l'entreprise nationale NAFTAL et mise en place le 02 janvier 1988. Elle a pour mission de promouvoir, développer, gérer et organiser l'industrie de raffinage.

Actuellement, l'entreprise nationale de raffinage de pétrole gère l'ensemble des Cinq raffineries se trouvant dans les villes de : ALGER, SKIKDA, ADRAR, ARZEW, HASSI MESSAOUD et AIN AMENAS.

I.3. Présentation de la raffinerie de SKIKDA : [1]

Le complexe de raffinage de pétrole de Skikda (baptisé RA.1K) est située dans la zone industrielle à 7 km à l'est de Skikda, il a pour mission de transformer le pétrole brut provenant de HASSI MESSAOUD, et le brut mélange d'ARZEW avec une capacité de traitement (15 millions t/an), ainsi que le brut réduit importé (277000 t/an).

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.3.1. Missions et objectifs : [1]

Plusieurs objectifs, parmi lesquels:

- ✓ Raffiner le pétrole brut de HASSI- MESSAOUD ;
- ✓ Traiter du naphtha pour la production des essences et des aromatiques ;
- ✓ Traiter du brut réduit importé pour la production des bitumes routiers et oxydés ;
- ✓ Continuer à assurer la couverture des besoins du marché national en produits de raffinerie sur le plan quantitatif et qualitatif ;
- ✓ Continuer à offrir des produits raffinés destinés à l'exportation, répondant aux normes en vigueur sur les marchés ciblés.

I.3.2. Principales installations de la RA1K : [1]

- 1- **Deux unités (10 et 11)** de distillation atmosphérique : 15000 000 t/an ;
- 2- **Deux unités (100 et 103)** de reforming catalytique : 2330 000 t/an ;
- 3- **Unité (200)** extraction des aromatiques : 285 000 t/an ;
- 4- **Unité (70)** production de bitume : 277 000 t/an ;
- 5- **Trois unités (30, 31, 104)** de séparation et traitement des gaz ;
- 6- **La centrale thermoélectrique (CTE) (U 1050)** ;
- 7- **Unité Melex (U 600)** chargement, mélange et expédition : 2500 000 m³ ;
- 8- **Unité (1100)** : pour le traitement des effluents ;
- 9- **Unité (1101)** : pour le traitement des effluents.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.4. Le transfert de chaleur : [2]

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les 2 corps.

On distingue habituellement 3 modes de transfert de chaleur :

1. La conduction thermique ou diffusion thermique,
2. Le rayonnement thermique,
3. La convection.

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, cependant strictement parlant, seuls la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

En outre il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode : le plus souvent 2 sinon 3 modes entrent en jeu.

II.4.1. La conduction : [2]

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur (ou l'échange d'énergie interne) provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux ou encore entre deux milieux en contact physique. (Gradient de température dans un milieu).

Dans la plupart des cas ; on étudie la conduction dans les milieux solides, puisque dans les milieux fluides (c'est-à-dire liquide ou gazeux), il y a souvent couplage avec un déplacement de matière et donc mécanisme de convection.

La conduction est le seul mécanisme intervenant dans le transfert de chaleur dans un solide homogène, opaque et compact.

La conduction s'effectue de proche en proche si,

- ✓ Si on chauffe l'extrémité d'un solide il y a transfert progressif.
- ✓ Et si on coupe le solide, on stoppe le transfert.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

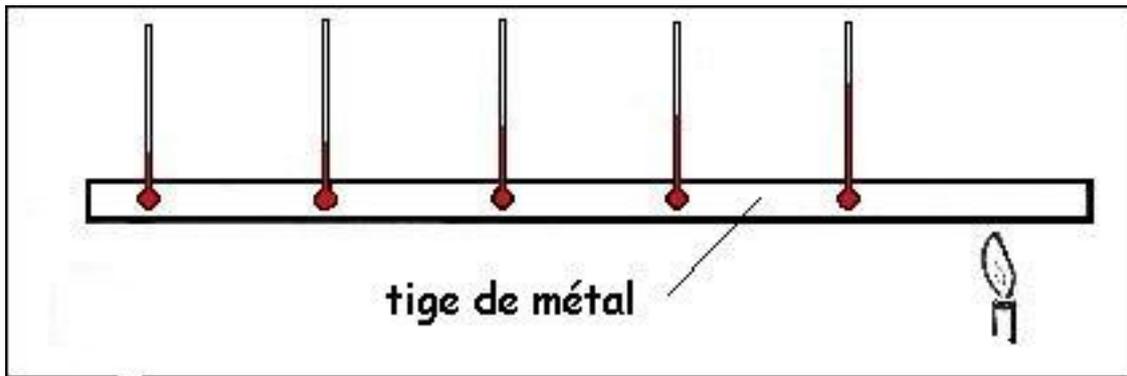


Figure 1 : Conduction de chaleur dans une tige métallique

On comprend donc intuitivement que la conduction a une origine microscopique. Il s'agit d'un mécanisme de diffusion de la chaleur.

I.4.2. Le rayonnement : [2]

Le rayonnement thermique peut être considéré comme un cas particulier du rayonnement électromagnétique. L'exemple le plus simple est celui du rayonnement solaire.

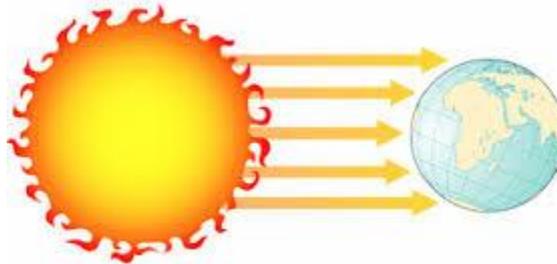


Figure 2 : Rayonnement solaire

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par lequel la chaleur passe d'un corps à haute température à un autre plus froid sans nécessité de support matériel. C'est donc le seul mode de transfert de chaleur qui peut se propager dans le vide.

Le rayonnement thermique ne diffère des autres ondes électromagnétiques, comme les ondes hertziennes par exemple, que par son origine, la température. En effet tout corps rayonne tant que sa température est différente du zéro absolu.

Le rayonnement thermique est un phénomène de surface.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.4.3. La convection : [2]

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et échange avec une surface qui est à une température différente.

L'exemple le plus commun est ce qui se passe le long d'un radiateur. L'air froid s'échauffe au contact avec le radiateur, se dilate et monte sous l'effet de la poussée d'Archimède. Il est alors remplacé par de l'air froid et ainsi de suite ; il y'a existence de courants de fluide dans l'air ambiant.

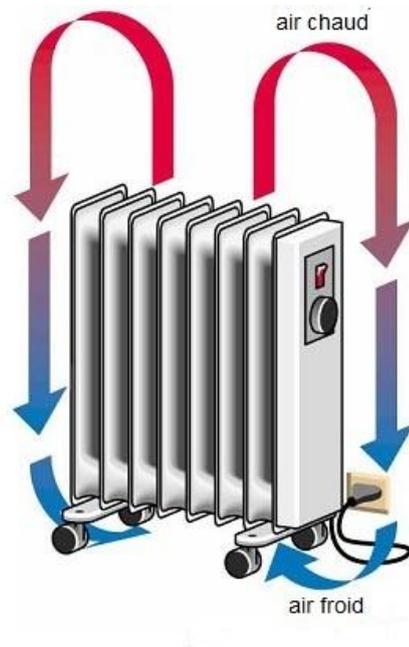


Figure 3 : Convection thermique sur un radiateur domestique.

On distinguera la convection forcée (due à l'action d'une pompe, ventilateur...) de la convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles mêmes provoquées par des différences de température.

On peut schématiquement représenter les transferts de chaleur comme ci-dessous :

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

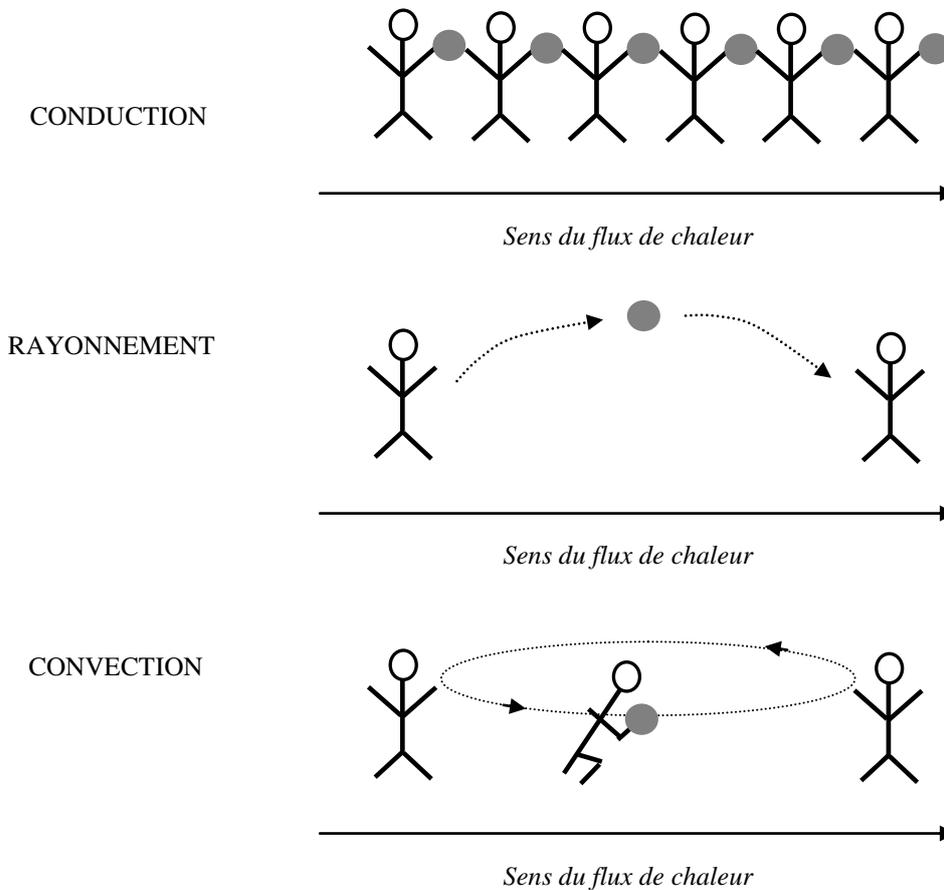


Figure 4 : Illustration simplifiée des 3 types de transferts

I.5.1 Définition d'un échangeur de chaleur :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger (un fluide chaud et un fluide froid), ces deux fluides sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire), la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid, les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs. [3]

Le fluide caloporteur est un fluide à l'état liquide qui est utilisé sans changement de phase pour le transfert d'un lieu à un autre d'une certaine quantité de chaleur générée. Il est caractérisé par sa chaleur massique C_p . [3]

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides. La majorité des échangeurs existant fonctionnent à une température inférieure à 600°C . [3]

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Remarque :

Etant donné que la majorité des échangeurs de chaleur utilisés sont à surface d'échange (c.à.d. les deux fluides sont séparés par une paroi) , ces deux fluides peuvent être soit deux liquides, soit deux gaz ou vapeurs, soit un liquide et un gaz en outre, l'échange de chaleur dans l'appareil s'effectue soit sans changement d'état (l'appareil est alors un simple échangeur), soit avec changement d'état (l'appareil est alors selon le cas, un condenseur ou un évaporateur ou un cristalliseur) aussi bouilleur, en absence de la paroi séparatrice, il y a mélange direct entre les deux fluides (échangeur-mélangeur). dans ce cas, les deux fluides sont de la même nature ou non miscible.

Un échangeur est rarement constitué d'un seul tube, en général, on a une multitude d'éléments (un ensemble de tubes ou de plaques, etc.).

I.5.2. Principe de fonctionnement des échangeurs : [4]

Un échangeur de chaleur a (comme son nom l'indique) pour fonction de transférer de la chaleur d'un milieu fluide vers un autre.

Ce sont des éléments couramment rencontrés autour de nous dans le bâtiment (radiateur) mais aussi dans un grand nombre d'applications industrielles. Chaque fois que l'on veut évacuer de la chaleur pour diminuer le risque (radiateur automobile, composants électroniques, centrales nucléaires) ou récupérer de la chaleur pour l'utiliser (radiateur...) il est fait appel à un échangeur de chaleur.

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...), système utilisé couramment dans les machines thermiques ou les caloducs.

Tous les modes de transferts sont mis en jeu dans les échangeurs de chaleur :

A- Le transfert de chaleur :

La conduction apparaît toujours dans la paroi qui a pour fonction de séparer les 2 fluides qui doivent échanger de la chaleur. Cette paroi généralement métallique et de faible épaisseur a en conséquence une résistance thermique faible.

Le rayonnement quand a lui, en raison des niveaux de températures faibles est le mode de transfert le moins prépondérant. Toutefois, pour certaines applications (exemple : chaudière avec bruleur) il est loin d'être négligeable.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

La convection en raison des fluides mis en jeu est sans doute le mode le plus important et le plus délicat à estimer. Elle dépend fortement du type de fluide à utiliser, des vitesses mises en jeu et de la géométrie de l'échangeur.

B- Le transfert de masse :

Les fluides étant en mouvement afin d'assurer le transfert d'énergie, ce transfert de masse est l'élément moteur de l'analyse technique d'un échangeur.

Les échangeurs de chaleurs mettent en jeu 2 fluides qui peuvent avoir des propriétés très différentes. Par exemple le radiateur d'un local a pour fluide interne de l'eau et est situé dans de l'air.

Le choix des fluides est conditionné par des critères de coût (l'eau et l'air sont les plus intéressants), de tenue aux températures (élevées ou négatives), de performance de transfert d'énergie (forte capacité calorifique) et aussi de compatibilité avec les matériaux utilisés par l'échangeur (corrosion...).

A la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile. Le calcul des performances de cet appareil est très complexe, on doit connaître exactement: sa géométrie (surface d'échange et sections de passage des fluides), ses caractéristiques thermo-physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides.

Le domaine des échangeurs de chaleur peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants: Transferts thermiques, Mécanique des fluides, Corrosion, Encrassement, etc.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

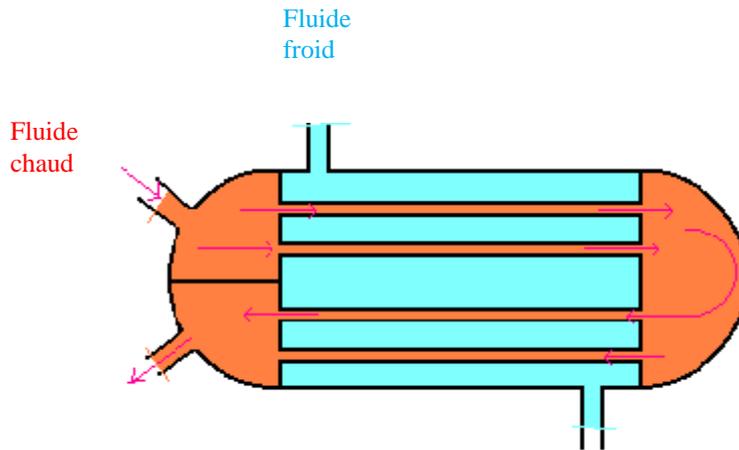


Figure 8 : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.

I.6. L'encrassement en transfert de chaleur : [5]

Durant le fonctionnement normal d'un échangeur de chaleur, les surfaces d'échange sont souvent sujettes à des dépôts formés par les impuretés du fluide, formation de la rouille ou de produits d'autres réactions entre le fluide et le matériau de la paroi.

On définit l'encrassement des équipements de transfert thermique est défini comme étant la déposition et l'accumulation de matériaux ou de substances indésirables sur les surfaces d'échange de chaleur. Ces dépôts peuvent être de la rouille, du tartre (sédiment), de la vase, des cristaux, des résidus biologiques, des produits de réaction chimique ou la combinaison de plusieurs de ces éléments.

Cette couche d'encrassement qui se forme sur l'un ou les deux côtés de la surface d'échange de chaleur possède une conductivité thermique plus faible que celle du métal constituant cette surface, ce qui engendre l'augmentation considérable de la résistance au transfert thermique et donc, une diminution des performances de l'échangeur de chaleur.

D'autre part, ce film d'encrassement réduit la section de passage du fluide entraînant, ainsi, une augmentation de la perte de charge dans l'appareil.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur



Figure 9 : Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé

I.6.1. Les différents types d'encrassement : [5]

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Nous adopterons, cette dernière méthode de classification. Six types différents peuvent alors être définis :

- ✓ Encrassement particulier ;
- ✓ corrosion ;
- ✓ entartrage ;
- ✓ encrassement biologique ;
- ✓ encrassement par réaction chimique ;
- ✓ encrassement par solidification.

I.6.1.1. Encrassement particulier : [5]

C'est ce qui se passe quand des particules fines, contenues dans un fluide, se déposent sur une surface d'échange de chaleur.

- ✓ L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion ;

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

- ✓ Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières
Dans certains cas, lorsque le dépôt est important, le processus sera considéré comme encrassement par sédimentation.

I.6.1.2. Entartrage : [5]

L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies :

- ✓ la limite de solubilité du sel contenu dans l'eau doit être dépassée ;
- ✓ la vitesse de dépôt doit être suffisamment rapide.

I.6.1.3. Encrassement par corrosion : [5]

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement.

L'encrassement par corrosion est un promoteur potentiel pour tous les autres types d'encrassement. Les produits de corrosion peuvent en effet servir de germes de nucléation pour des solutions sursaturées, piéger les particules en suspension, ou servir d'abris pour le développement de micro-organismes et même catalyser certaines réactions.

I.6.1.4. Encrassement biologique : [5]

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange. Il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- ✓ les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif de type hydrocarbure;
- ✓ les algues dont le développement est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse ;

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

- ✓ les champignons dont le développement sont dus aux changements des conditions physicochimiques telles que l'humidité, la température et le PH.

I.6.1.5. Encrassement par réaction chimique : [5]

Les dépôts sont des produits solides de réactions chimiques ayant eu lieu au voisinage de la surface d'échange de chaleur dont le matériau ne participe pas à la réaction mais peut agir comme catalyseur. Ces réactions sont souvent des réactions de polymérisation.

Ce type d'encrassement peut être rencontré dans l'industrie nucléaire, alimentaire et dans les procédés de raffinage du pétrole. Il peut être affecté par les conditions opératoires (vitesse, température, concentration), ainsi que par la composition du fluide c'est-à-dire le constituant principal et les constituants secondaires même à l'état de trace tels que les oléfines, l'oxygène moléculaire et l'air, les composés oxygénés soufrés et azotés, les sels inorganiques, l'eau, les impuretés métalliques libres et les produits de corrosion.

I.6.1.6. Encrassement par solidification : [5]

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt des hydrocarbures paraffiniques).

I.6.2. Paramètre influençant l'encrassement : [5]

L'encrassement, par ces différents types, est contrôlé par plusieurs paramètres opératoires liés au fluide d'alimentation ou à la surface d'échange. On peut citer :

- ✓ La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation ;
- ✓ La concentration de la matière encrassante ;
- ✓ La température de la surface d'échange de chaleur ;
- ✓ Etat de surface rugosité ;
- ✓ Corrosion.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

Après avoir présenté les bases du monde des échangeurs de chaleur (chapitre I) et avant de s'attaquer au calcul de notre échangeur 200 E-2 de type « tube calandre a tête flottante » il reste à explorer différents types, classification et modèles de calculs des échangeurs thermiques qui est objet de ce chapitre.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

Introduction :

Il y'a une grande variété de critères de classification des échangeurs de chaleur, mais notre étude sera limité aux échangeurs qui offrent une surface de séparation entre fluide

Chaud et fluide froid .il existe un nombre important de configurations de ces échangeurs, mais la plupart des échangeurs commerciaux sont réduits aux types sous indiqués dans ce chapitre.

II.1. Type des échangeurs de chaleur:

II.1.1. Les échangeurs tubulaires: [3]

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

A- Échangeur monotube: [3]

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré sur la figure ci-dessous.

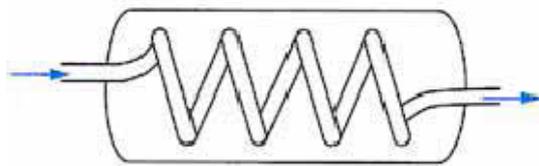


Figure 7: Échangeur monotube en serpentín.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

B- Échangeur coaxial: [6]

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous.

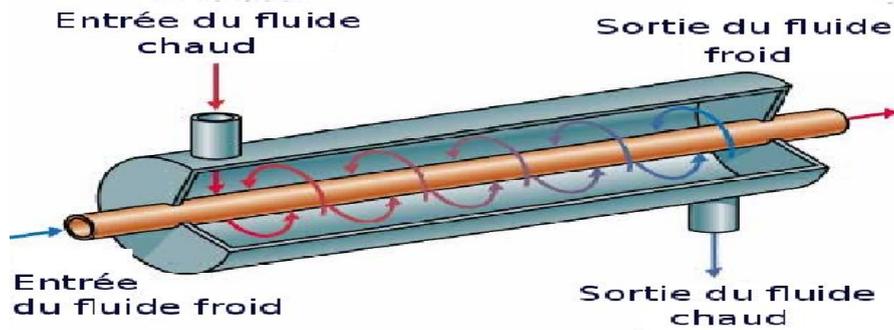


Figure 8: Échangeur coaxial.

II.1.2. Échangeur multitubulaire:

A- Échangeur à tubes séparés: [3]

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

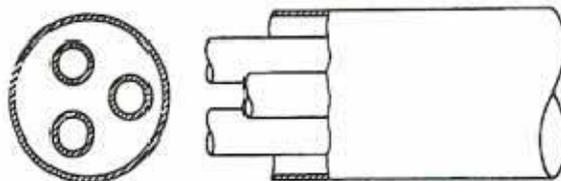


Figure 9: Échangeur à tube séparé.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

B- Échangeur à tubes rapprochés: [3]

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

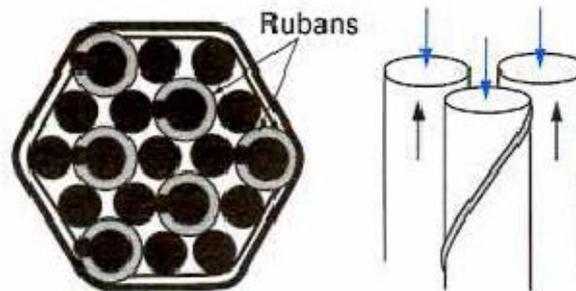


Figure 10: Échangeur à tube rapproché.

C- Échangeur à tubes ailettes: [3]

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

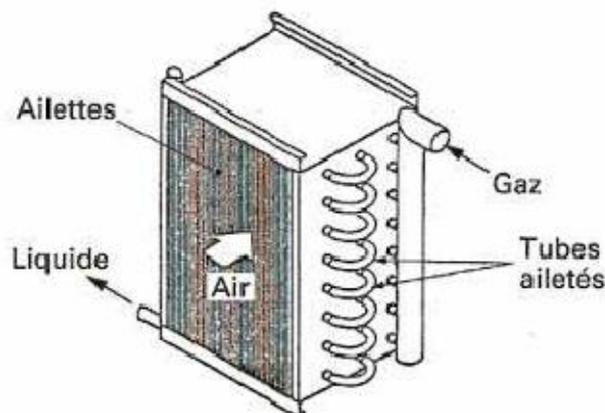
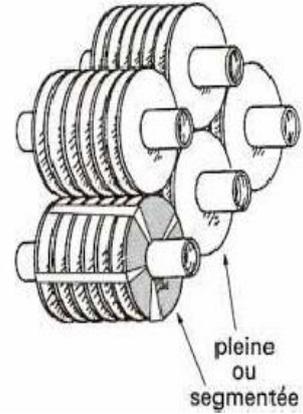
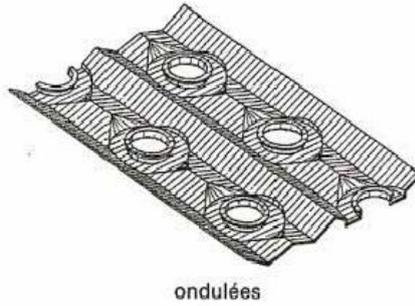
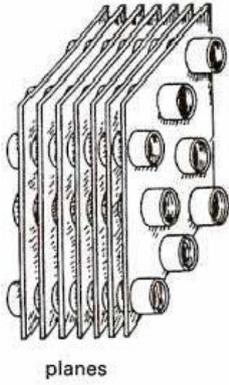


Figure 11: Échangeur à tube ailette.

Chapitre II

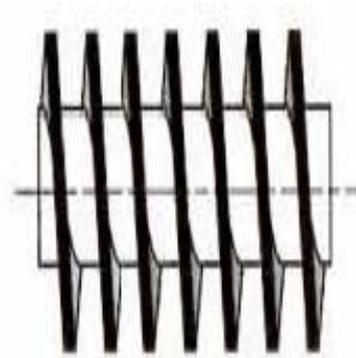
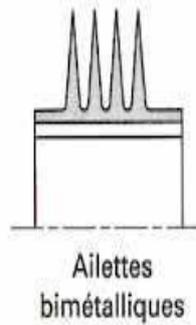
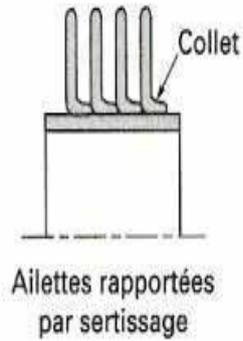
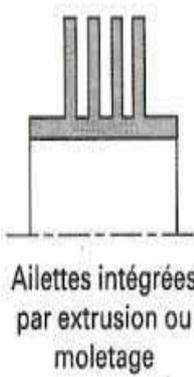
Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

✓ Ailettes transversales :



Ailettes continues.

Ailettes indépendant.

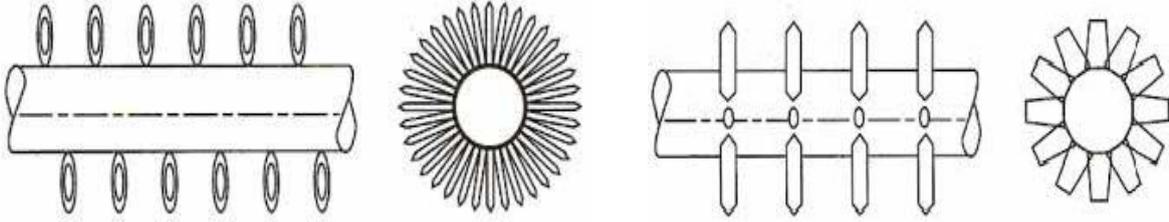


Ailettes annulaires.

Ailettes spirales.

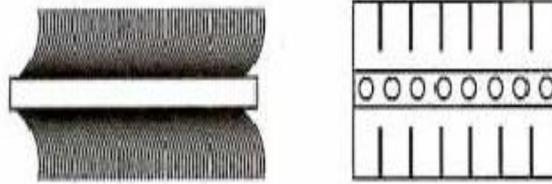
Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs



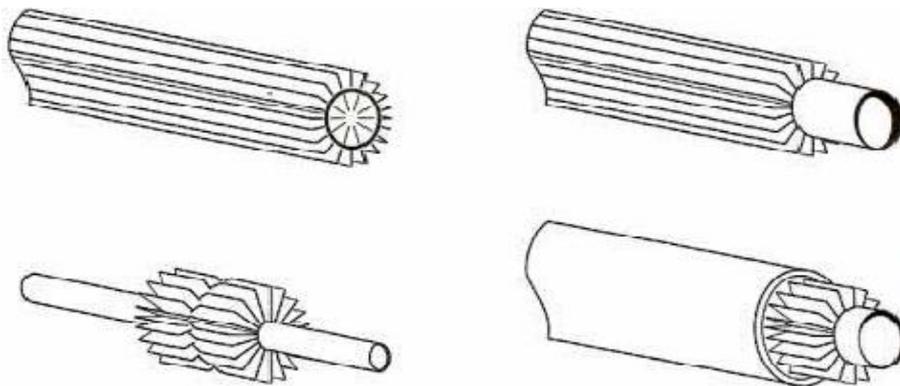
Ailettes à fils préformés.

Ailettes poinçonnées.



Ailettes en brosse.

✓ Ailettes longitudinal :



Type d'ailettes longitudinal.

Figure 12: Autre différent type d'ailettes.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.1.3. Echangeur à tubes et calandre :

A- Echangeur de chaleur à tête flottante : [3]

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

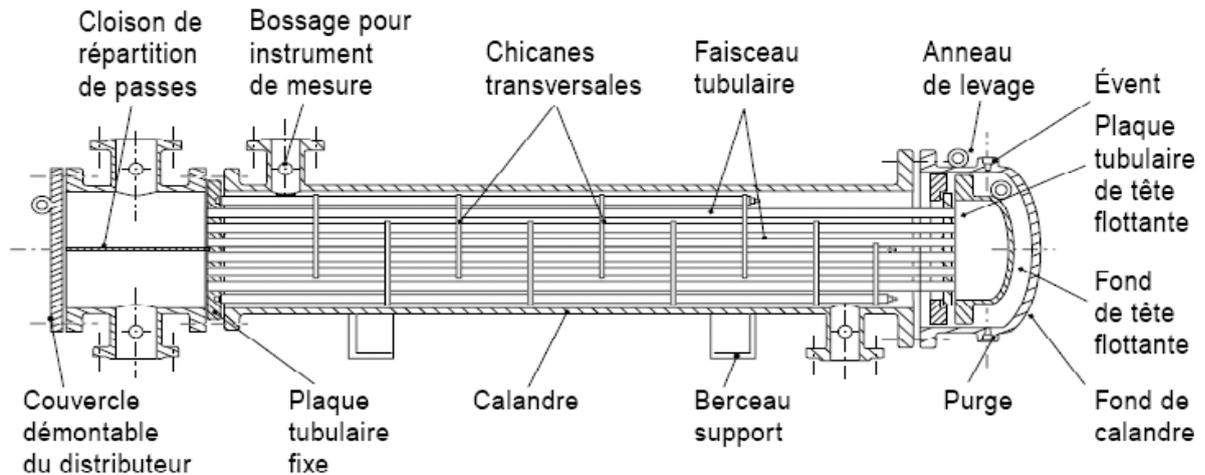


Figure 13: Échangeur à tête flottante.

B- Echangeur à plaque tubulaires fixes : [3]

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

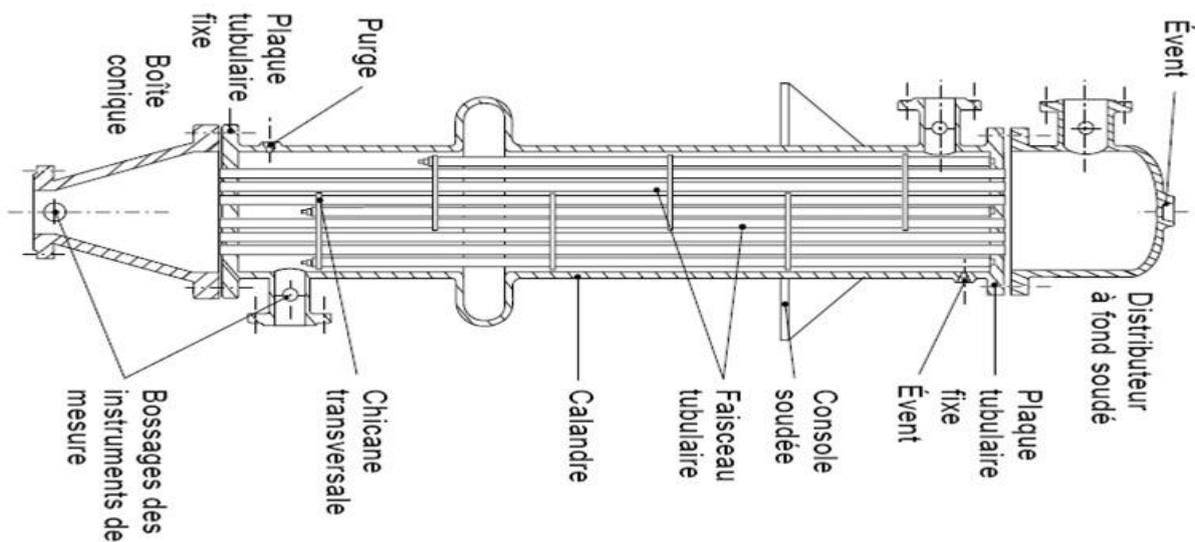


Figure 14: Échangeur à plaque tubulaire fixe

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

C-Echangeur à tubes en U : [3]

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

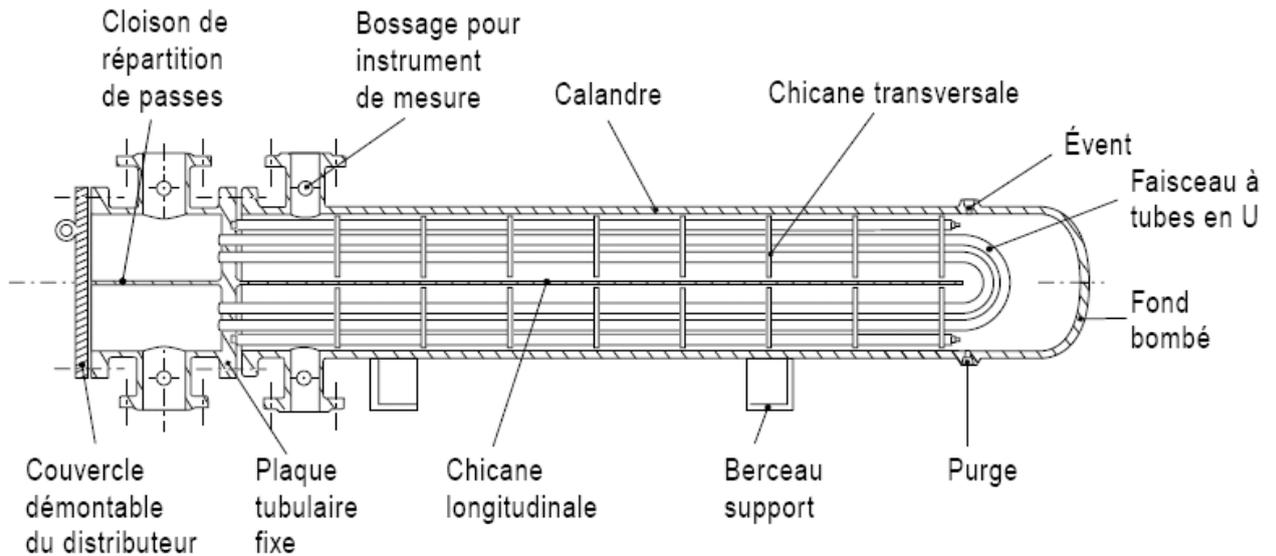


Figure 15: Échangeur à tube en U.

II.1.4. Echangeur à plaque:

A- Échangeurs à surface primaire: [3]

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

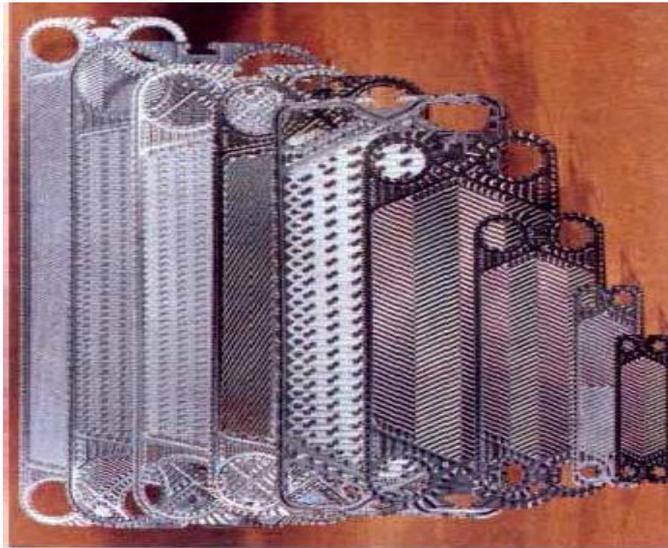


Figure 16: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

B- Échangeurs à plaques et joints : [3]

La surface d'échange est alors composée de plaques, équipées de joints serrées les unes aux autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.



Figure 17: Échangeur à plaques et joints.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

C- Échangeurs à plaques soudées ou brasées : [3]

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leurs différents types.

1/ Échangeur platulaire: [3]

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés.

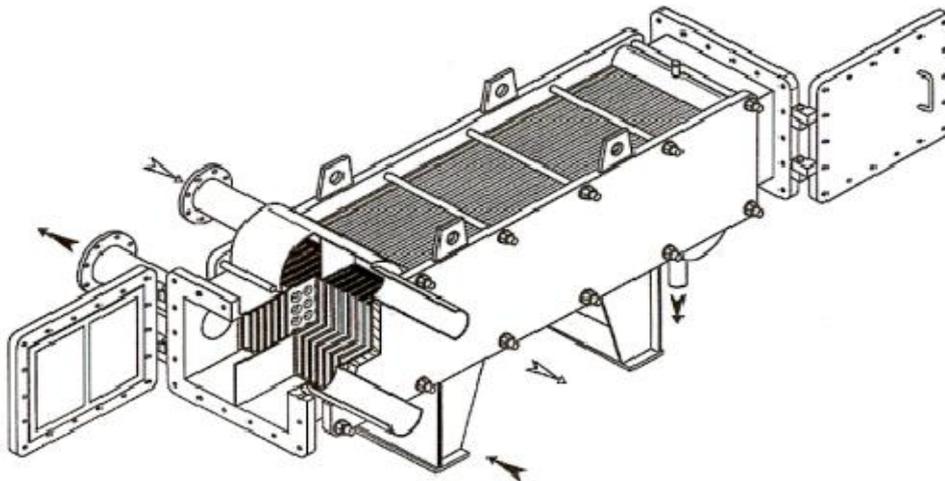


Figure 18: Échangeur platulaire

2- Échangeur Compabloc: [3]

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

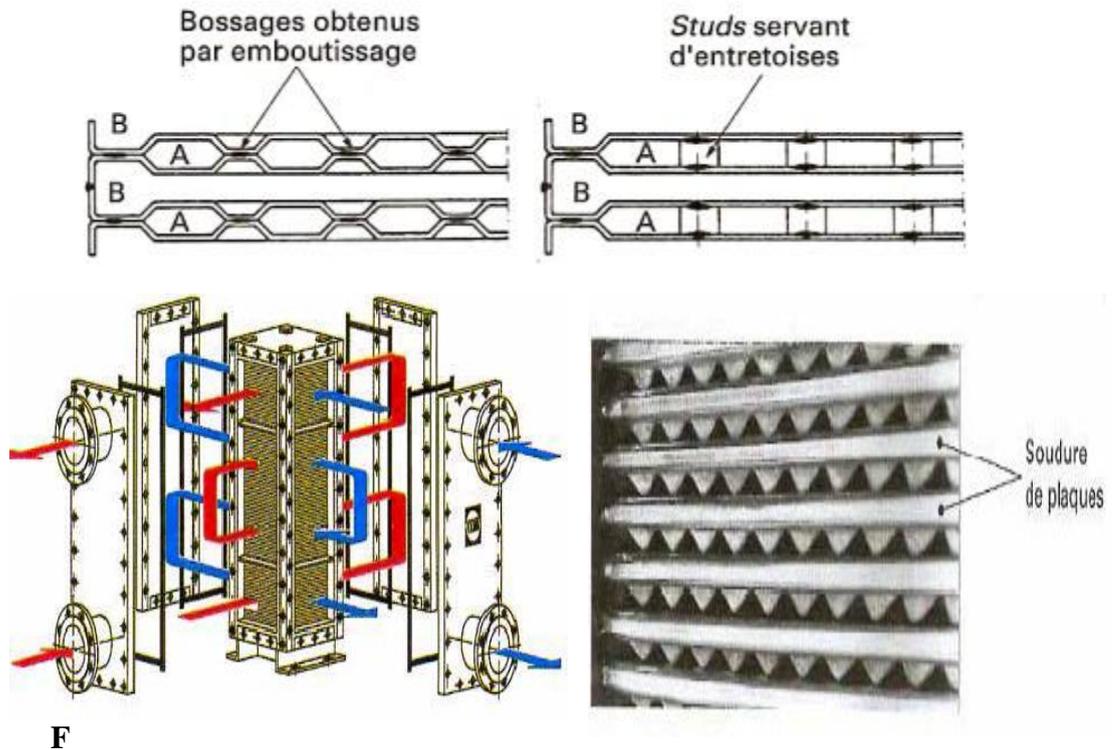


Figure 19: Échangeur Compabloc et empilement des plaques.

3- Échangeur Packinox: [3]

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600°C et des pressions de 50 bars.

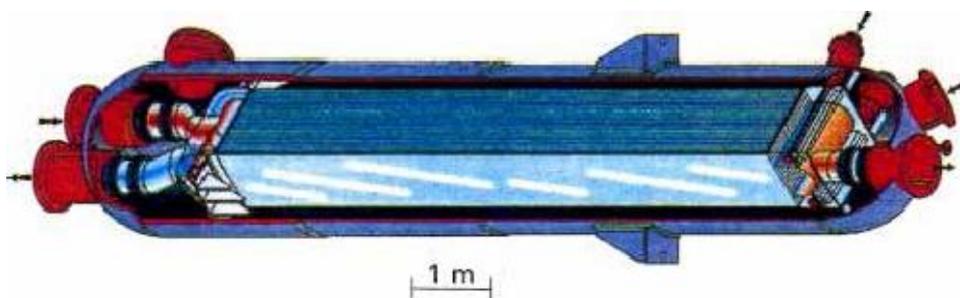


Figure 20: Échangeur Packinox

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

4- Échangeur lamellaire: [3]

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

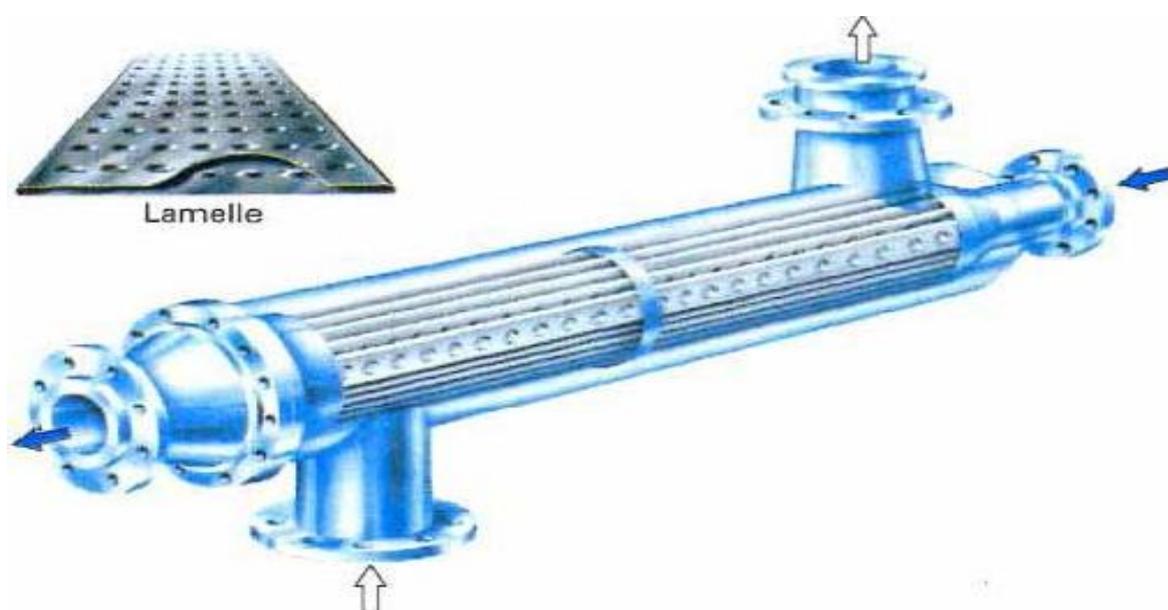


Figure 21: Échangeur lamellaire.

5- Échangeur à spirale: [3]

Il est constitué de deux rubans de tôles gauffrées, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bars et des températures de l'ordre de 300 °C, la figure suivante représente l'échangeur à spirale. [3]

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

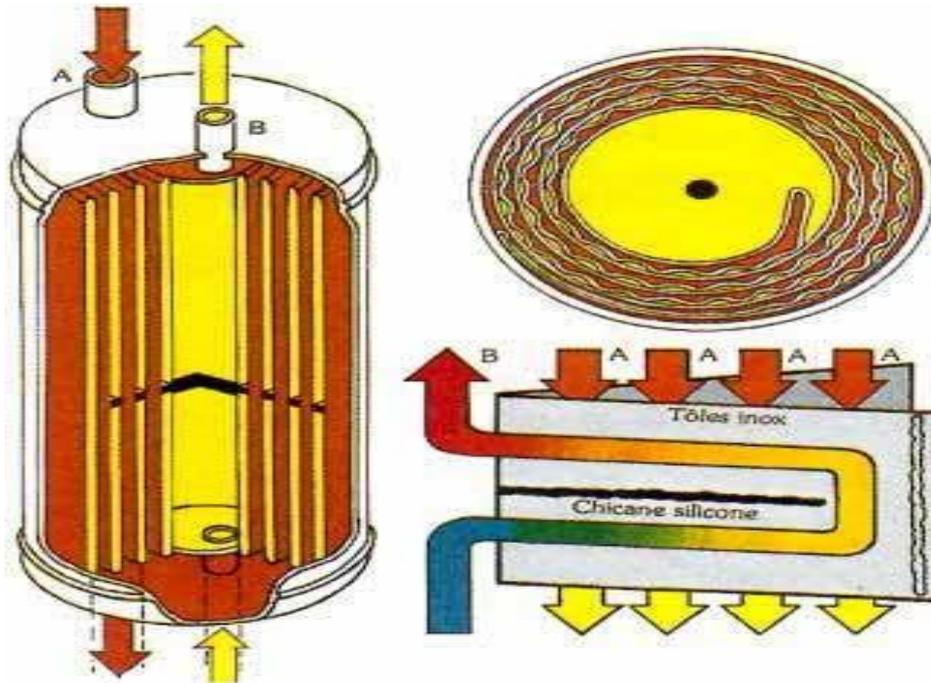


Figure 22: Échangeur à spirale.

6- Échangeur brasé: [3]

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnel, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.

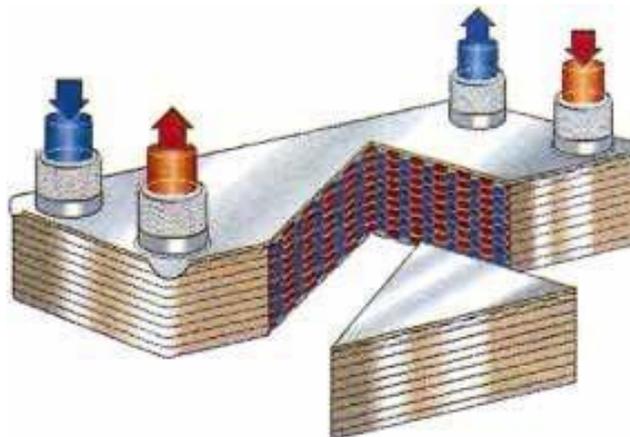


Figure 23 : Échangeur brasé.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.1.5. Échangeurs avec un fluide changeant de phase :

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des *évaporateurs* si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des *condenseurs* si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide. [3]

II.1.5.1. Évaporateurs tubulaires:

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

A- Évaporateurs à l'intérieur de tubes :

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

1- Évaporations à tubes verticaux: [3]

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

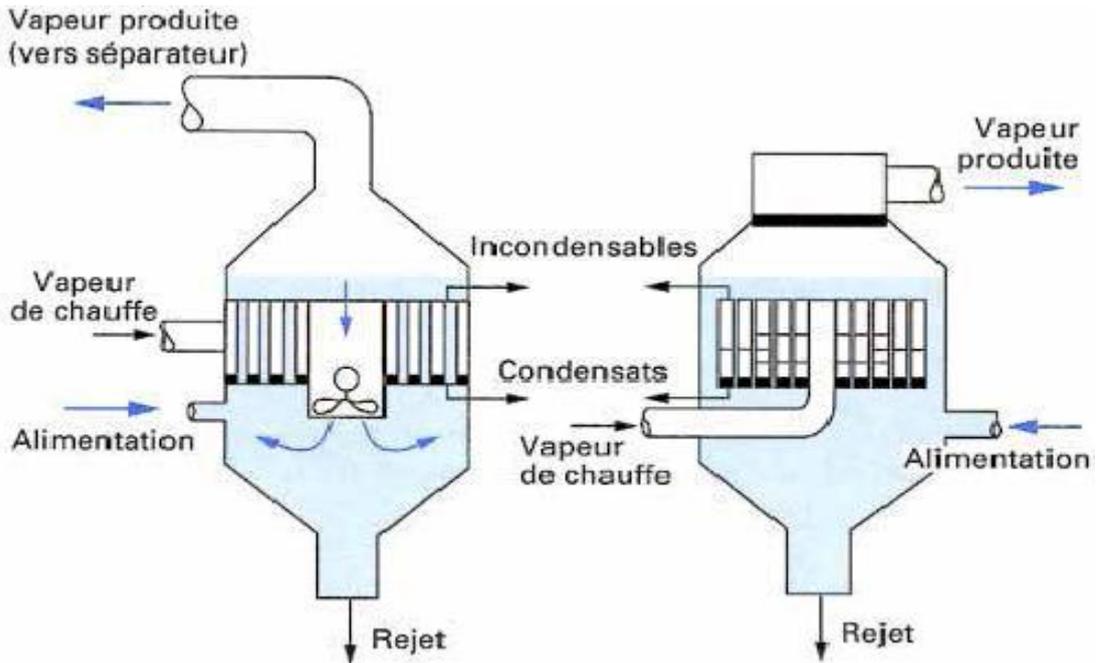


Figure 24: Évaporateur à tubes courts et à panier.

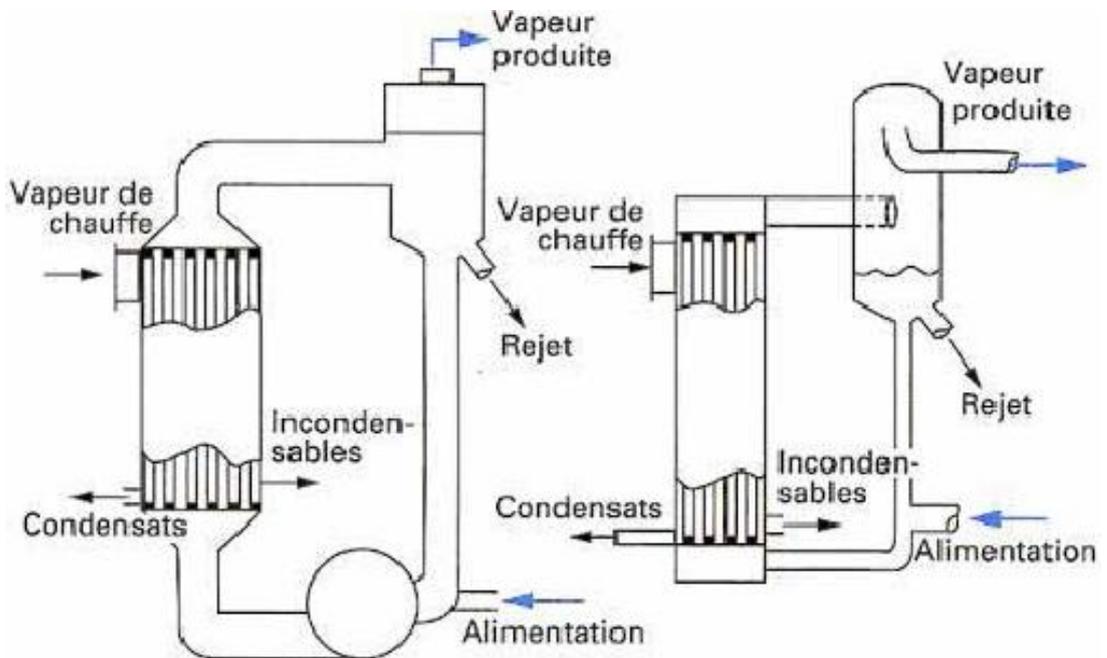


Figure 25 : Évaporateur à tubes tombants .

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

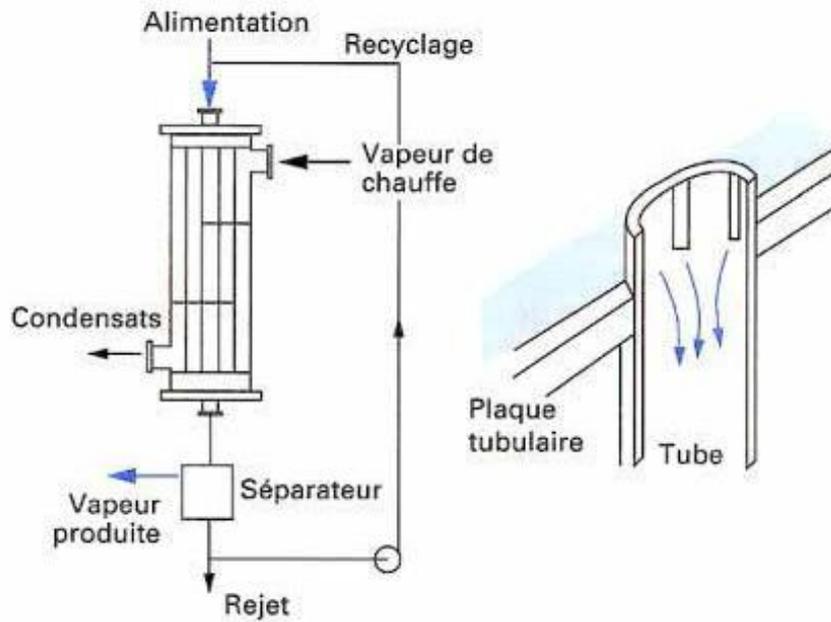


Figure 26: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage.

2- Évaporateurs à tubes horizontaux: [3]

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes.

B- Évaporation à l'extérieur de tubes: [3]

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés).

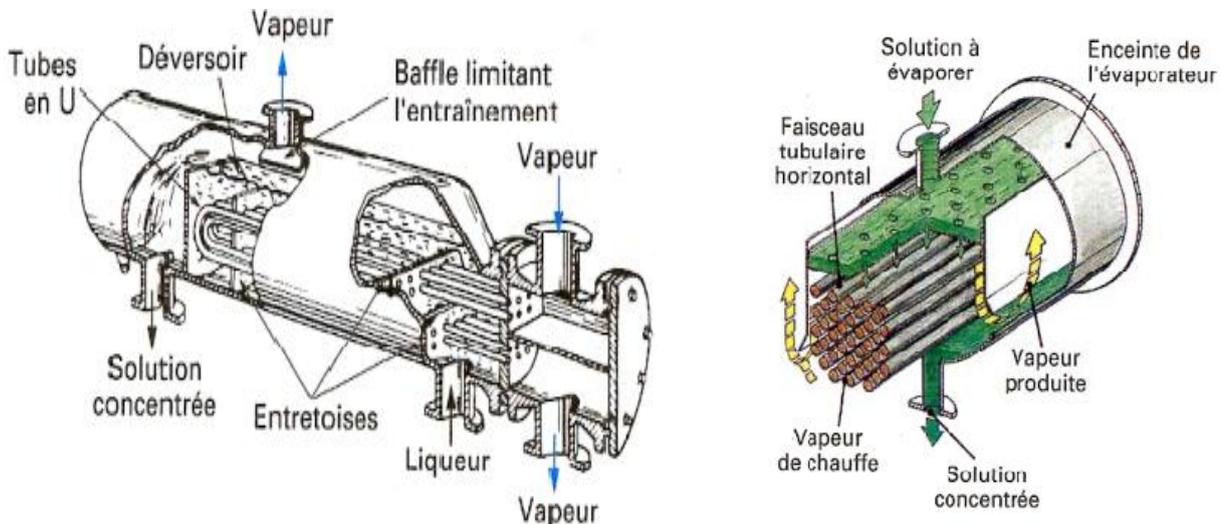


Figure 27: Évaporateurs noyés et arrosés.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.1.5.2 Condenseurs tubulaires : [3]

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc.

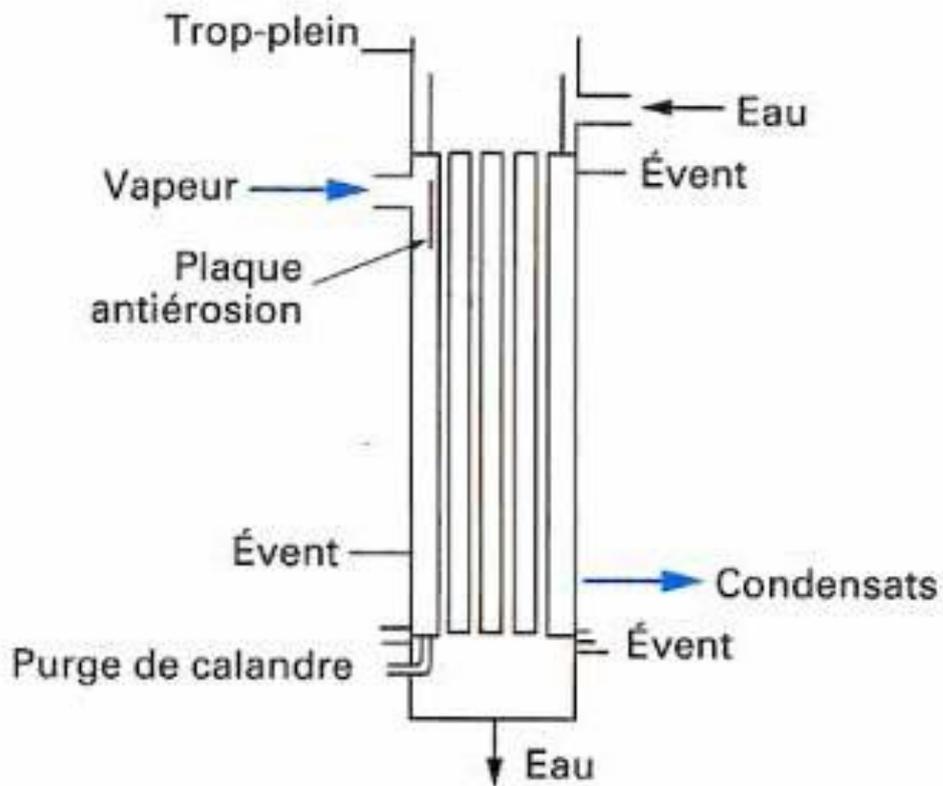


Figure 28: Condensation extérieure aux tubes.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

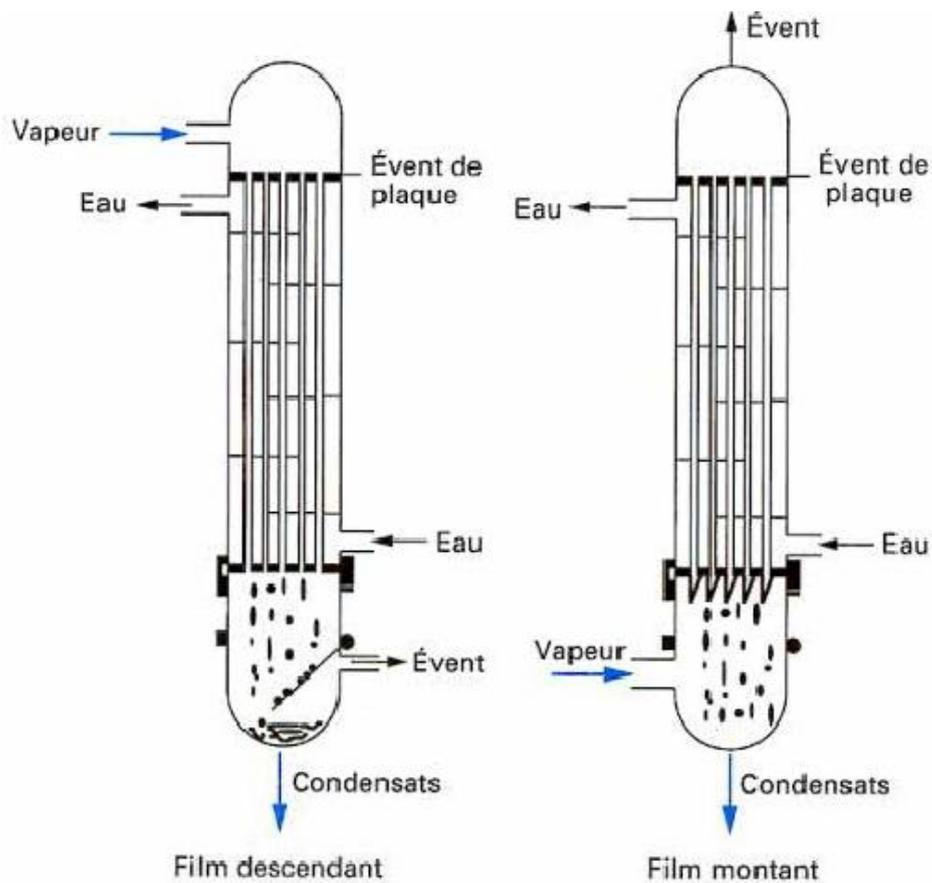


Figure 29: Condensation intérieure aux tubes.

II.2. Classification des échangeurs: [3]

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs.

On cite les plus importants.

II.2.1. Classement technologique: [3]

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.2.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur : [3]

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

II.2.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur : [3]

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

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

II.2.4. Classement fonctionnel: [3]

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

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

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.2.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange : [3]

On retiendra deux types de paroi :

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

II.3 Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre: [7]

Ce travail de fin d'étude est basé notamment sur l'étude thermo-énergétique d'un échangeur à faisceau et calandre. Donc lors de ce dimensionnement il est question de connaître :

- ✓ La variation (ou différence) de température moyenne ΔT_m pour l'ensemble de l'appareil
- ✓ L'expression du coefficient global de transfert sale U_s
- ✓ Les températures calorifiques pour les deux fluides (froid et vapeur) : t_c et T_c
- ✓ La température de paroi du tube
- ✓ La température de film t_f
- ✓ La perte de charge dans les tubes et calandre

Deux types de calcul sont généralement réalisés pour la caractérisation de l'échangeur:

- ✓ Calcul thermique qui consiste à la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée ; la surface d'échange S , la température de paroi du tube ainsi que la température de film.
- ✓ Calcul hydraulique qui consiste à l'étude des pertes de charge.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.4 Méthodes générales de calculs pour l'échangeur à faisceau et calandre:

Le calcul des échangeurs de configurations diverses à longtemps calqué sur celui des échangeurs à courants parallèles. Il existe deux grandes méthodes de calcul des échangeurs de chaleur qui sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM et la méthode NUT appelée NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT. [3]

II.4.1 La méthode de différence de température logarithmique moyenne:

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} conditionnent directement la valeur moyenne de ΔT . Elle est fonction :

- ✓ De la nature et des débits respectifs des deux fluides
- ✓ Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à co-courant ou à contre-courant. [3]

A- Cas co-courant: [8]

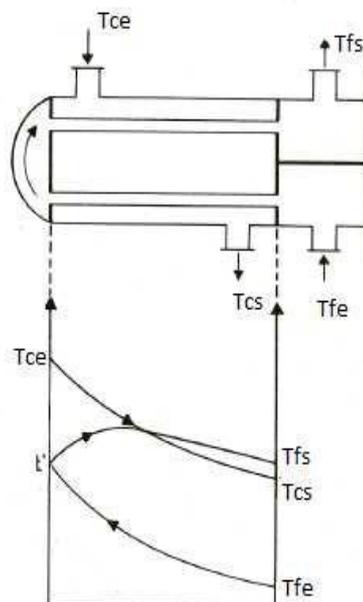


Figure 30 : Echangeur à co-courant

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique et du flux de chaleur transférer du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS seront respectivement exprimées par :

$$\phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf}(T_{fe} - T_{fs}) \quad (1)$$

$$d\phi = -q_{tc}.dT_c = q_{tf}.dT_f \quad (2)$$

Ou $q_t=q_m$ et C_p : Débit thermique unitaire.

$$dT_c = -\frac{d\phi}{q_{tc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{q_{tf}} \quad (3)$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right).k.(T_c - T_f).dS \quad (4)$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right).k.dS \quad (5)$$

Comme k a été suppose constant depuis le début du problème. Alors l'intégration de (5) de $S=0$ à S donne :

- ✓ A l'entrée de l'échangeur ($x=0$) $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- ✓ A la sortie de l'échangeur ($x=S$) $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\frac{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right).k.S \quad (6)$$

A partir des relations (1) et (6) on obtient :

$$\frac{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)}{T_{ce} - T_{fe}} = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})].\frac{k.S}{\phi} \quad (7)$$

On obtient finalement :

$$\phi = k.\frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}}.S \quad (8)$$

Or la puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre est caractérisée par

$$\phi = k.S.DTLM$$

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

Donc :

$$DTLM = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (9)$$

B- Cas contre courant : [8]

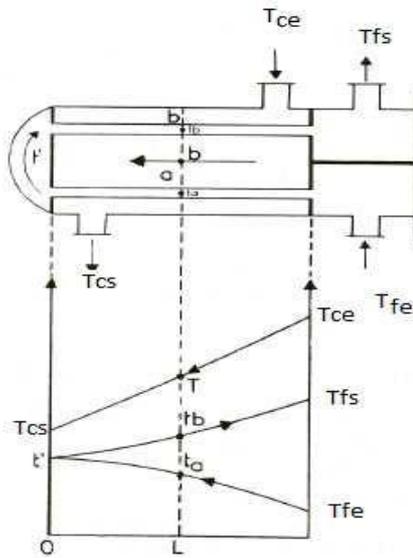


Figure 31 : Echangeur à contre-courant

La variation de température T_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative. Dans ces conditions, la relation (2) s'écrit:

$$d\phi = -q_{tc} \cdot dT_c = -q_{tf} \cdot dT_f \quad (10)$$

Le calcul et les considérations restent idem qu'au cas de l'échangeur co-courant.

On obtient comme résultat final :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

En essayant de bien regarder cette dernière formule on constate qu'elle est identique au cas d'un échangeur co-courant.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

D'où en générale la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides est exprimée par :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global k.

A partir de ce résultat deux importantes remarques sont à faire :

L'analyse précédente a été faite sous les hypothèses suivantes:

- ✓ la chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique = calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur)

Le coefficient k reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.

- ✓ Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement DTLM en fonction de ΔT_2 et ΔT_1 ($\Delta T_2 + \Delta T_1$)/2.

II.4.2 Méthode du NUT

A- Principe de la méthode : [7]

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs en particulier aux échangeurs à faisceau et calandre. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

- ✓ des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus.

La problématique est simple, il s'agit de sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface A nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée. La méthode à employer consiste à calculer R et E, puis NUT (E) d'où l'on tire A. C'est dans ce cadre que s'insèrent le plus souvent les problèmes d'optimisation.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

✓ Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée.

Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sortie.

Le calcul des écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles, fait apparaître les rapports kA/q_{tc} et kA/q_{ft} , qui sont des nombres sans dimension.

Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés "nombre d'unités de transfert" et notés NUT_c cotée fluide chaud ou NUT_f coté fluide froid :

$$\left\{ NUT_c = k \frac{A}{q_{tc}}; NUT_f = k \cdot \frac{A}{q_{ft}} \right\} \quad (11)$$

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire q_{tmin} est habituellement désigné par NUT (sans indice).

$$NUT_c = k \frac{A}{q_{tmin}} \quad (12)$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et R le facteur de déséquilibre $R = \frac{q_{tmin}}{q_{tmax}}$ jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

B- Notion de pincement : [3]

La méthode NUT s'adapte très bien aux études d'optimisation.

Considérons l'exemple d'échangeur à contre-courant, $T_{cs} - T_{fe}$ est la borne inférieure de l'écart ($T_c - T_f$) dans l'échangeur, tandis que $T_{ce} - T_{fs}$ est sa borne supérieure :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cs} - T_{fe} = \Delta T_{inf} \\ T_{ce} - T_{fs} = \Delta T_{sup} \end{array} \right\} \quad (13)$$

Le rapport $\Delta T_{inf} / \Delta T_{sup}$ est en relation avec l'efficacité E ainsi que du facteur de déséquilibre R de l'échangeur.

$$\frac{\Delta T_{inf}}{\Delta T_{sup}} = \frac{1 - E}{1 - RE} \quad (14)$$

En dérivant par rapport à E, R étant donné, on obtient :

$$\frac{d}{dE} \left(\frac{\Delta T_{inf}}{\Delta T_{sup}} \right) = - \frac{1 - R}{(1 - RE)^2} < 0 \quad (15)$$

C'est-à-dire que $\Delta T_{inf} / \Delta T_{sup} \searrow$ quand $E \nearrow$. La meilleure efficacité est donc obtenue en minimisant le rapport $\Delta T_{inf} / \Delta T_{sup} \searrow$. C'est ce que l'on appelle la méthode du pincement.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

Il faut remarquer que cette optimisation conduit généralement à une augmentation de la surface d'échange A , puisque les écarts de températures ($T_c - T_p$) sont diminués. Elle doit donc à limiter un moment donné entré en compétition avec des critères économiques qui tendront à limiter Σ pour ne pas accroître le cout de fabrication.

C- Le risque des croisements de températures : [3]

La pire turpitude que l'on puisse imposer à un échangeur, c'est de le mettre dans une situation où le fluide "froid" en viendrait à réchauffer le fluide "chaud", c'est-à-dire où l'on aurait $T_f > T_c$.

A première, vue cette éventualité peut paraître fantaisiste. De fait, il n'existe aucun risque de la voir se concrétiser dans les échangeurs à seule passe sur chaque fluide, qu'ils soient à courants parallèles ou à courants croisés, puisque cela contreviendrait au second principe de la thermodynamique. Mais il en va différemment avec les échangeurs P-N, où il peut arriver si l'on n'y prend garde qu'une partie de la surface d'échange travaille sous la condition $T_f > T_c$. C'est ce que l'on appelle un "croisement de températures" (ou une inversion).

D- La règle d'or : pincer sans croiser : [3]

Les deux notions précédentes nous apprennent quelque chose d'essentiel :

- 1) le pincement améliore l'efficacité de l'échangeur,
- 2) la surface d'échange peut travailler à l'envers dans certains cas.

Il nous faut maintenant constater que les deux questions sont parfois imbriquées, et l'on imagine aisément qu'un pincement trop serré et mal maîtrisé puisse dégénérer en croisement des températures si la disposition des écoulements s'y prête.

La conclusion s'impose d'elle-même et se résume dans une recommandation lapidaire : il faut pincer sans croiser.

II.5 Calcul de dimensionnement :

II.5.1 Calcul thermique :

A- Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur : [8]

Nous considérons le cas d'un échangeur globalement adiabatique et sans pertes de chaleur : la chaleur perdue par le fluide chaud est alors entièrement transférée au fluide froid. Donc de ce fait la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid:

$$\phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tc}(T_{fs} - T_{fe}) = m \cdot L_v \quad (16)$$

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

D'une manière générale, quelque soit le modèle de l'échangeur, le flux thermique maximal peut être exprimée par :

$$\phi_{max} = q_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (17)$$

Cette relation est justifiée parce qu'aucun des deux fluides ne peut subir une variation de température supérieure à $T_{ce} - T_{fe}$, car il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à T_{ce} , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à T_{fe} , ce qui est physiquement impossible.

B- Calcul de l'efficacité thermique : [8]

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

$$E = \phi / \phi_{max} \quad 0 < E < 1 \quad (18)$$

D'où

$$E = \frac{q_{tc}(T_{fs} - T_{fe})}{q_{tmin}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{q_{tc}(T_{ce} - T_{cs})}{q_{tmin}(T_{ce} - T_{fe})} \quad (19)$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de E ne prend en compte que trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser E . Par ailleurs dans l'expression (11), l'efficacité maximale $E_{max} = 1$ est atteinte si l'échangeur est à contre-courant, infiniment long et sans pertes.

C- Influence de la surface d'échange globale S : [8]

Dans un échangeur quelconque, le champ de température n'est plus unidimensionnel, mais bi ou tridimensionnel. Mais puisque dans l'hypothèse $k = cste$, on a toujours localement :

$$d\phi = k \cdot (T_c - T_f) dS \quad (20)$$

De ce fait, le flux total échangé est proportionnel au volume limité par les surfaces $T_c(x, y, z)$ et $T_f(x, y, z)$. Cependant, il n'est plus proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne DTLM. Cette grandeur n'a donc pas de sens physique bien net en dehors des échangeurs à courants parallèles, et son usage systématique ne s'impose nullement.

Pour apprécier l'influence de la surface d'échange sur la puissance de l'échangeur,

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

commençons par regarder le cas particulier d'un échangeur à contre-courant où $q_{t_f} = q_{t_c}$

$$d\phi = k \cdot (T_c - T_f) dS$$

En appelant A la surface totale d'échange :

$$d\phi = k \cdot (T_{ce} - T_{sf}) A$$

Et

$$\frac{d\phi}{dA} = k \cdot (T_{ce} - T_{sf}) = cste \quad (21)$$

Tous les mètres carrés de la surface d'échange sont donc équivalents : quelle que soit Σ , chaque m^2 ajouté aura la même performance thermique. Mais il faut aussi remarquer que :

$$d\phi/dA \rightarrow 0 \text{ quand } A \rightarrow \pm\infty \text{ (+ si } q_{t_c} < q_{t_f} \text{ et } q_{t_f} < q_c).$$

Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur thermique, mais il coûte cher : c'est une taxe sans valeur ajoutée. En conséquence il faudra chercher une surface d'échange A économiquement optimale.

D- les températures calorifiques : [8]

Elle varie selon le fluide :

$$\text{Pour le fluide froid } t_c = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$\text{Pour vapeur } T_c = T_v$$

E- Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT : [8]

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 - R)NUT]}{1 + R} \quad (22)$$

La première expression concerne le cas d'écoulement contre-courant et la seconde au cas contre-courant.

R étant le facteur de déséquilibre qui est définie comme étant le rapport entre les débits thermiques unitaires

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

II.5.2 Calcul hydraulique

A- Etude des pertes de charge : [3]

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

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

B- Perte de charge à l'intérieur des tubes : [8]

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

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{d_i^2 \cdot \rho} \quad (23)$$

Avec :

f : coefficient de fiction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds

G : vitesse massique $v \cdot \rho$

ρ : masse volumique moyenne du liquide ou du gaz, mesuré à la température calorique ;

ΔP : Perte de charge (perte de pression)

La valeur du coefficient de fiction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes:

- Régime laminaire : ($Re < 2100$)

$$f = \frac{32}{Re}$$

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur : Types et modèles de calculs

- Régime turbulent : ($Re > 2100$)

Tubes lisses d'échangeurs :

$$f = 0,0028 + 0,25 \cdot Re^{-0,32}$$

Tubes rugueux :

$$f = 0,007 + 0,528 \cdot Re^{-0,42}$$

L'expression de la perte de charge totale d'un échangeur à faisceau et calandre proposée par Kern est caractérisée par :

$$\Delta P_t = \frac{n_t \cdot G_t^2}{\rho} \left(\frac{f_{tl}}{d_t \cdot \Phi_t} + 2 \right) \quad (24)$$

C- Pertes de charge à l'extérieur des tubes : [8]

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux : le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parlement, au travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit. A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane h est égal au quart du diamètre intérieur de la calandre. Dans ces conditions, les vitesses massiques G_{cT} et G_{cL} sont assez voisines et peuvent être confondues.

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

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} \cdot G_{cT}^2 \cdot (N_c + 1) D_c}{\rho D_c \cdot \Phi_c} \quad (25)$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Comme précisé dans les chapitres précédents, il existe une diversité des différents types d'échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à tube-calandre à tête flottante (200 E-2) qui se trouve à l'unité « U200 » du complexe RA1K Skikda.

Ce chapitre traite du calcul du 200 E-2.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Introduction :

Dans la plus part des installations de raffinerie l'apport de calories nécessaires au procédé mis en œuvre se fait par l'intermédiaire d'un four à échange ou d'un échangeur de chaleur direct dans lequel les calories sont transmises par le mécanisme de conduction et de convection au fluides à réchauffer, qui circule dans un faisceau de tubes, d'où le nom de l'échangeur à faisceaux tubulaires.

III.1. Le but du calcul d'un échangeur de chaleur :

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont compris entre les frais opératoires et les frais d'investissement, autrement dit on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de perte de charges possible.

Dans le travail qui va suivre nous avons fait un calcul préventif de l'encrassement au niveau des tubes et de la calandre c.-à-d. un calcul qui nous permet de connaître l'état de notre échangeur par rapport aux dépôts et aux impuretés qui affecte directement son rendement thermique et son efficacité.

III.2. Le rôle de notre échangeur 200 E-2 :

L'échangeur 200 E-2 est un préchauffeur de type tube-calandre à tête flottante utilisé à l'unité 200 de complexe RA1K Skikda. Son rôle est de chauffer l'extrait (solvant riche en aromatique), c'est-à-dire la charge de la colonne C3, et de refroidir le solvant pauvre allant vers la colonne C1 où il participe de nouveau au procédé d'extraction (voir figure 33).

Qu'est-ce qu'un aromatique ? [9, 10,11]

Les hydrocarbures aromatiques existent dans les pétroles bruts mais avec des quantités très faibles. La teneur en aromatiques varie avec les origines mais une 'coupe ' de pétrole bouillant entre 40 et 180 °C peut renfermer 2 à 10% d'hydrocarbures aromatiques.

Ce qui est de la structure chimique des aromatiques, ils sont très stable grâce à la circulation libre des électrons autour du cycle, de formule générale $C_n H_{2n-6}$. Les aromatiques sont différents des autres hydrocarbures par le fait qu'ils sont présentés un noyau aromatique aussi leur rapport C/H est trop élevé. Ils sont considérés pendant longtemps comme dérivants d'un hydrocarbure de base C_6H_6

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Quel est le solvant utilisé dans ce processus ? [13]

Le solvant utilisé est le sulfonant, hydrocarbures dont la formule chimique est $C_4H_8SO_2$, on résume les caractéristiques physico-chimiques du sulfolane sur le tableau suivant :

<i>Nom Technique</i>	Tetrahydrothiophene 1-1 dioxide
<i>Couleur</i>	liquide incolore
<i>Poids moléculaire</i>	120 g
<i>Poids spécifique</i>	1.26 à 30 °C
<i>Point de solidification</i>	27 °C
<i>Point d'ébullition</i>	287 °C
<i>Point d'inflammation</i>	197 °C
<i>Point d'éclaire</i>	177 °C
<i>Point de decomposition</i>	230 °C
<i>Stabilité</i>	jusqu'à 200 °C
<i>Miscibilité</i>	Miscible avec l'eau et les hydrocarbures

Tableau 1 : Propriétés physiques du Sulfolane

Qu'est ce qu'une colonne et quelle est son rôle ? [13, 14]

Les colonnes à disques rotatifs, sont des colonnes munies d'un rotor interne constitué par un arbre qui les traverse longitudinalement. Sur cet arbre est emboîté un certain nombre de disque (plateaux)

La colonne C1 comporte 70 semi-disques (plateaux). Ces plateaux tournent avec l'arbre entraîné à l'aide d'un moteur électrique à une vitesse de 33 trs/min pour la C1 avec possibilité de variation jusqu'à 50 trs/min

Sur la chemise interne de la colonne sont montés des semi-disques fixes alternes avec ceux rotatifs. Le principe de fonctionnement de la colonne d'extraction peut être comparé à un agitateur central qui mélange les deux phases.

A travers les semi-disques, la partie lourde descend vers le fond de la colonne, c'est un mélange de Sulfolane et aromatiques dissous appelé EXTRAIT RICHE qui alimente la colonne C3 après préchauffage dans notre échangeur E-2, tandis que la partie légère se déplace vers le haut de la colonne composée de non aromatiques appelé RAFFINAT.

Le contenu de la colonne d'extraction se compose de trois phases :

1. La phase inférieure de solvant riche en aromatiques (extrait).

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

2. Une phase intermédiaire qui contient l'émulsion des deux phases.
3. Une phase supérieure constituée d'hydrocarbures non aromatiques (raffinat).

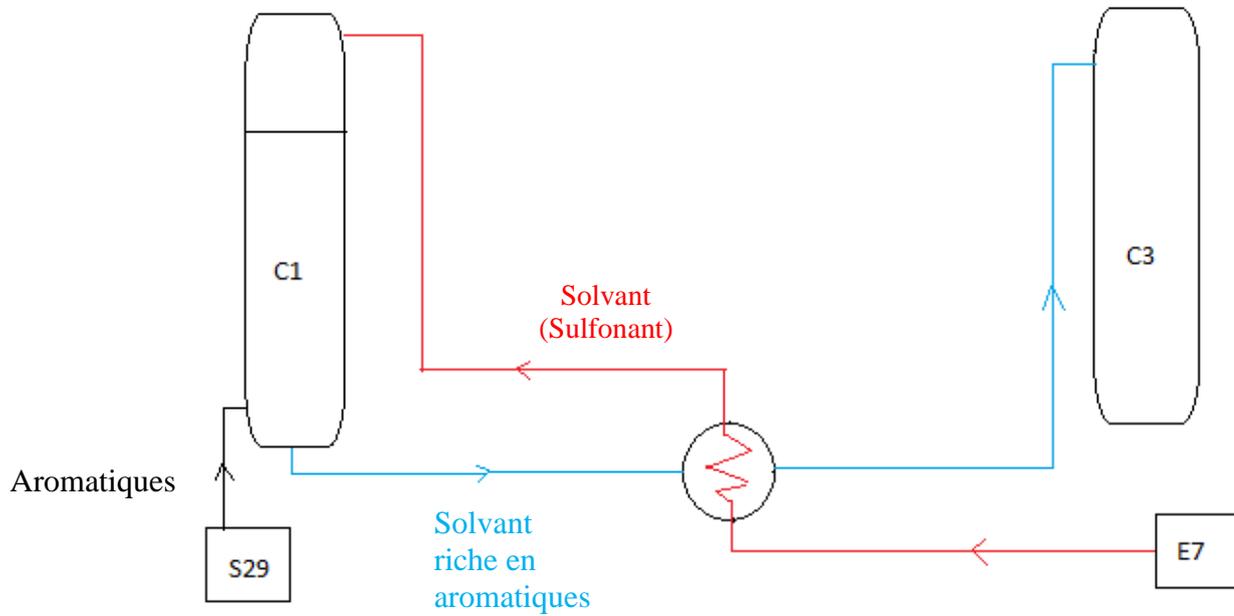


Figure 32 : Schéma simplifié des deux colonnes et de l'échangeur 200-E2

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

III.3. Le calcul :

Dans ce chapitre, nous allons étudier et calculer ce préchauffeur à solvant (E-2) en la méthode de « KERN» utilisant le model de la DTLM dans un contre-courant.

III.3.1. Présentation de l'échangeur 200 E-2:

- ✓ Service de l'appareil : échangeur 200 E-2 ; échange de chaleur entere solvant concentre – solvant pauvre
- ✓ Dimensions 1,321 m. 6,096 m .
- ✓ Type AES : échangeur à faisceau et calandre à tête flottante.
- ✓ Position: horizontal.
- ✓ Superficie totale 646.9 m².
- ✓ Nombre d'appareils : 01.
- ✓ Diamètre extérieur des tubes : $\varnothing_{\text{ext}} = 0.01905$ m.
- ✓ Diamètre intérieur des tubes : $\varnothing_{\text{int}} = 0.01483$ m
- ✓ Epaisseur paroi : $e = 0.002109$ m.
- ✓ Nombre de tubes 1800
- ✓ Diamètre calandre $D_c = 1.321$ m .
- ✓ Pas de tubes : $P = 0.0254$ m (pas triangulaire renversé).
- ✓ Longueur des tubes : $L = 6.056$ m.
- ✓ Espace entre chicanes : $B = 0.265$ m.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Fluides	Fluide froid	Fluide chaud
Fluide circulant	Calandre: solvant concentré	Tube : solvant pauvre
Débit massique (kg/h)	$m = 156181$	$M = 135156$
Températures d'entrée (°C)	$t_1 = 49$	$T_1 = 128$
Température de sortie (°C)	$t_2 = 87$	$T_2 = 88$
Température moyenne (°C)	$T_{mf} = 68$	$T_{mc} = 108$
Viscosité dynamique kg/(h.m)	$\mu = 12.168$	$\mu = 7.632$

Tableau 2 : Données nécessaires pour les calculs

Choix d'écoulement des fluides (côté tube ou calandre) :

- ✓ Côté tube : fluide chaud
- ✓ Côté calandre : fluide froid

III.3.2. Les propriétés physiques des courants :

Quelques propriétés physiques des fluides chaud et froid sont indispensables pour le calcul d'un échangeur comme les viscosités, les conductivités thermiques, les chaleurs spécifiques, les densités, etc.

A- les propriétés physiques du solvant concentré côté calandre à $T_f = 68^\circ\text{C}$:

La chaleur spécifique :

$C_p = 0.409 \text{ kcal}/(\text{kg}^\circ\text{C})$ (Voir annexe 01)

La conductivité thermique :

$\lambda = 0.115 \text{ kcal}/(\text{h.m } ^\circ\text{C})$(Voir annexe 08)

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

B- les propriétés physiques du solvant pauvre a coté tube a $T_c=108\text{ }^\circ\text{C}$

La chaleur spécifique :

$C_p=0.45\text{kcal}/(\text{kg}^\circ\text{C})$(voir annexe 01)

La conductivité thermique :

$\lambda= 0.1123\text{ kcal}/(\text{h.m}^\circ\text{C})$(voir annexe 08)

III.4. Bilan thermique : [8]

Si on suppose qu'on n'a pas de pertes de chaleur on peut établir le bilan global comme suit :

$$Q_{cédée} = Q_{reçue} = Q$$

On a :

$$Q_1 = M \cdot C_{pc} (T_1 - T_2) \quad (26)$$

$$Q_2 = m \cdot C_{pf} (t_2 - t_1) \quad (27)$$

Donc :

$$Q = M \cdot C_{pc} (T_1 - T_2) = m \cdot C_{pf} (t_2 - t_1)$$

Avec :

- Q_1 : quantité de chaleur cédée par le solvant pauvre.
- Q_2 : quantité de chaleur reçue par le solvant concentré.
- M : débit massique du fluide chaud (solvant pauvre), en kg/h.
- m : débit massique du fluide froid (solvant concentré), en kg/h.
- C_{pc} : la chaleur spécifique du fluide chaud (solvant pauvre), en kcal/(kg °C).
- C_{pf} : la chaleur spécifique du fluide froid (solvant concentré), en kcal/(kg °C).

Application numérique:

On a: $M = 135156\text{ kg/h}$, $C_{pc} = 0.45\text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$. $T_1 = 128^\circ\text{C}$, $T_2 = 88\text{ }^\circ\text{C}$.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

$$Q_1 = 135156.0,45(128 - 88) = 2432808$$

Donc :

$$Q_1 = 2432808 \text{ kcal/h}$$

On a : $m = 156181 \text{ kg/h}$, $C_{pf} = 0.409 \text{ kcal/kg}$, $t_1 = 49 \text{ °C}$, $t_2 = 87 \text{ °C}$

$$Q_2 = 156181.0,409(87 - 49) = 2427365,102$$

Donc :

$$Q_2 = 2427365,102 \text{ kcal/h}$$

III.5. Calcul de la différence logarithmique moyenne de température : [8]

Celle – ci est calculée comme suit :

$$DLTM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Avec:

- ✓ ΔT_1 : différence de température maximale.
- ✓ ΔT_2 : différence de température minimale.

Application numérique :

$$T_1 = 128 \text{ °C}, T_2 = 88 \text{ °C}, t_2 = 87 \text{ °C}, t_1 = 49 \text{ °C}.$$

On aura :

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 128 - 87 = 41 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 88 - 49 = 39 \text{ °C}$$

Donc :

$$DLTM = \frac{41 - 39}{\ln \frac{41}{39}} = 40$$

$$DLTM = 40 \text{ °C}$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

On a :

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = D TLM \cdot f \quad (28)$$

Avec :

- ✓ f: coefficient de correction.

III.5.1. Détermination du coefficient correctif « f » : [8]

On détermine le coefficient de correction d'après le graphe de dépendance des paramètres auxiliaires (R, E), (Voir annexe 04)

Avec f en fonction de (R, E)

- ✓ R : le rendement thermique de l'échangeur.
- ✓ E : l'efficacité de transfert de l'échangeur.

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (29)$$

$$E = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}}$$

Application numérique :

$$R = \frac{128 - 88}{87 - 49} = 1.05$$

$$E = \frac{87 - 49}{128 - 49} = 0.48$$

R=1.05, E=0.48

D'après le graphe de dépendance (annexe 04) on trouve : f=0.8

Donc :

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = D TLM \cdot f = 40.0,8 = 32$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

III.6 détermination du coefficient de transfert sale U'_s : [8]

D'après le tableau (Voir annexe 09)

On a: U'_s entre (100 - 300) donc il nous faut supposer une valeur dans cet intervalle pour continuer les calculs

$$U'_s = 120 \text{ kcal}/(\text{h.m}^2. \text{ } ^\circ\text{C})$$

III.7 Calcul de la surface d'échange : [8]

$$A = \frac{Q}{U'_s \cdot \Delta TLM_{\text{corrigé}}} \quad (30)$$

Application numérique :

$$A = \frac{Q}{U'_s \cdot \Delta TLM_{\text{corrigé}}} = \frac{2432808}{120 \cdot 32} = 633.54$$

$$A = 633.54 \text{ m}^2$$

III.8 Calcul du nombre de tube par calandre : [8]

La relation de calcul du nombre de tubes est :

$$N'_t = \frac{A}{(a_e \cdot n_c)} \quad (31)$$

Avec :

- ✓ N'_t : nombre de tubes par calandre.
- ✓ A : surface d'échange totale.
- ✓ a_e : surface d'échange d'un tube.
- ✓ n_c : nombre de passes côté calandre.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

III.8.1 Calcul de la surface d'échange d'un tube : [8]

La relation de calcul :

$$a_e = \pi \cdot d_0 \cdot L \quad (32)$$

Avec :

d_0 : diamètre extérieur du tube (m).

L : longueur du tube (m).

$d_0 = 0.01905$ m, $L = 6.056$ m,

Application numérique :

$$a_e = 3,14 \cdot 0.01905 \cdot 6,056 = 0,3622$$

$$a_e = 0,3622 \text{ m}^2$$

Donc le nombre de tubes par calandre sera :

Application numérique :

On a: $A = 633.54 \text{ m}^2$, $a_t = 0.3622 \text{ m}^2$, $n_c = 1$.

Donc:

$$N'_t = \frac{633,54}{(0,3622 \cdot 1)} = 1749 \text{ tubes}$$

D'après le designe, on a 1800 tubes.

III.9 Calcul du coefficient global de transfert sale U_s : [8]

La relation comme suit :

$$U_s = \frac{U'_s \cdot N'_t}{N_t} \quad (33)$$

Avec :

- ✓ U'_s : coefficient de transfert sale kcal/(h..m. °C).
- ✓ N'_t : Nombre de tubes calculé par calandre.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

✓ N_t : Nombre de tubes d'après le designe par calandre.

Application numérique :

$$U_s = 120 \text{ kcal/ (h.m.}^\circ\text{C)}.$$

$$N_t' = 1749 \text{ tubes.}$$

$$N_t = 1800 \text{ tubes.}$$

$$U_s = \frac{120.1749}{1800} = 116.6$$

Donc :

$$U_s = 116.6 \text{ kcal / (h.m}^2\text{.}^\circ\text{C.)}$$

III.10 Calcul de la température calorique : [8]

D'après les formules suivantes :

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad (34)$$

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \quad (35)$$

Avec

✓ F_c : fraction calorique

Quand les écarts de températures sont faibles on prend $F_c = 0.5$

Application numérique :

$$T_1 = 128 \text{ }^\circ\text{C}, T_2 = 88 \text{ }^\circ\text{C}, t_1 = 49 \text{ }^\circ\text{C}, t_2 = 87 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) = 88 + 0,5(128 - 88) = 108 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) = 49 + 0,5(87 - 49) = 68 \text{ }^\circ\text{C}$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Fluide	Chaud	Froid
Chaleur spécifique C_p (kcal/kg.°C)	0.45	0.409
Viscosité dynamique μ (kg/h.m)	7.632	12.168
Conductivité thermique λ (kcal/h.m.°C)	0.1123	0.115
La densité d	1.186	1.239

Tableau 3 : Caractéristiques des fluides froid et chaud à la température TC et tc

III.11 Calcul du coefficient de transfert propre U_p :

III.11.1 Calcul du coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du tube (J_h) :

A-Section de passage : [8]

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} \pi \frac{d_i^2}{4} \quad (36)$$

Avec :

- ✓ d_i : diamètre intérieur du tube (m).
- ✓ N_t : nombre de tubes.
- ✓ n_t : nombre de passes.

$$d_i = 0.01483 \text{ m}, N_t = 1800, n_t = 4$$

Application numérique :

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} \pi \frac{d_i^2}{4} = \frac{1800}{4} 3,14 \frac{(0,01483)^2}{4} = 0.077$$

$$a_t = 0.077 \text{ m}^2$$

B-calcul de la vitesse massique : [8]

$$G_t = \frac{M}{a_t} \quad (37)$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Avec :

- ✓ M : débit massique du fluide interne en kg/h.
- ✓ a_t : section de passage m^2 .

Application numérique :

On a : $M=135156$ kg/h, $a_t=0.077$ m^2

$$G_t = \frac{M}{a_t} = \frac{135156}{0.077} = 1755272,72$$

$$G_t = 1755272,72 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$$

C-calcul de nombre de Reynolds : [8]

Le nombre de Reynolds est défini par :

$$R_{et} = \frac{d_i G_t}{\mu} \quad (38)$$

Avec :

- ✓ d_i : diamètre intérieur des tubes (m).
- ✓ G_t : vitesse massique du tube $\text{kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$.
- ✓ μ : viscosité du fluide $\text{kg}/(\text{h} \cdot \text{m})$.

Application numérique :

$d_i = 0.01483$ m, $G_t = 1755272,72$ $\text{kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ et $\mu = 7.632$ $\text{kg}/(\text{h} \cdot \text{m})$.

$$R_{et} = \frac{d_i G_t}{\mu} = \frac{0,01483 \cdot 1755272,72}{7,632} = 3410,73$$

Donc le régime est turbulent

D -coefficient de transfert de chaleur J_h sera : [8]

On détermine J_h par abaque : $J_h = f (Re, L/d_i)$

Avec :

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

$$\frac{L}{d_i} = \frac{6,056}{0,01483} = 408$$

D'après l'annexe 05 on a :

$$\frac{L}{d_i} = 408, R_{e1}=3410.73 \text{ ce qui donne } J_h=9.5 \text{ et } f_t=0.028$$

Donc on peut calculer le coefficient de film interne qui est donné par l'équation suivante :

$$\frac{h_t}{\phi_t} = J_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \quad (39)$$

Avec :

- ✓ h_i : coefficient de film interne
- ✓ λ : conductivité thermique du solvant pauvre kcal/(h.m.°C)
- ✓ d_i : diamètre intérieure du tube m.
- ✓ C_p : la chaleur spécifique kcal/(kg.°C)
- ✓ μ : viscosité dynamique kg/(h..m)

$$J_h = 9,5 ; \lambda = 0.1123 \text{ kcal/(h.m.°C). } d_e = 0.01905 \text{ m; } C_p = 0.45 \text{ kcal/(kg°C) ;}$$

$$\mu = 7.632 \text{ kg/(h.m)}$$

Application numérique :

$$\frac{h_t}{\phi_t} = 9,5 \frac{0,1123}{0,01483} \left(\frac{0,45 \cdot 7,632}{0,1123} \right)^{1/3} = 224,96$$

$$\frac{h_t}{\phi_t} = 224,96 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

On a :

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \frac{h_i d_i}{\phi_i d_e} \quad (40)$$

Avec :

- ✓ h_{i0} : coefficient de film interne rapporté.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i d_i}{\phi_i d_e} = 224,96 \cdot \frac{0,01483}{0,01905} = 175,12$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 175,12 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$$

III.11.2 Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe (coté calandre) :

A-Section de passage : [8]

Pour un pas triangulaire renversé, on a la relation suivante :

$$a_{CT} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{D_c}{P} (P - d_e) B \quad (41)$$

Avec :

- ✓ P : pas des tubes.
- ✓ B : espacement entre chicanes (m).
- ✓ D_c : diamètre calandre m.

Application numérique :

D_c = 1.321 m ; B = 0.265m ; d_e = 0.01905 m ; p = 0.0254 m

$$a_{CT} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1,321}{0,0254} (0,0254 - 0,01905) 0,265 = 0,101$$

$$a_{CT} = 0,101 \text{ m}^2$$

B -Vitesse massique : [8]

la relation comme :

$$G_{CT} = \frac{m}{a_{CT}} \quad (42)$$

Avec :

- ✓ m : débit massique du solvant concentré (kg/h)

Application numérique :

m=156181 kg/h; a_{CT}=0.101 m²

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

$$G_{CT} = \frac{m}{a_{CT}} = \frac{156181}{0,101} = 1262578,81$$

$$G_{CT} = 1262578,81 \text{ kg/h.m}^2$$

C- Le diamètre équivalent : [8]

On a la pas triangulaire donc la relation comme suit :

$$D_{eq} = \frac{3,460 \cdot p^2}{\pi \cdot d_e} - d_e \quad (43)$$

Application numérique :

$$P = 0.0254 \text{ m} ; d_e = 0.01905 \text{ m}$$

$$D_{eq} = \frac{3,460 \cdot 0,0254^2}{3,14 \cdot 0,01905} - 0,01905 = 0,01826$$

$$D_{eq} = 0,01826 \text{ m}$$

D -Nombre de Reynolds : [8]

$$R_e = \frac{G_{CT} \cdot D_{eq}}{\mu} \quad (44)$$

Avec :

- ✓ D_{eq} : diamètre équivalent (m)
- ✓ G_{ct} : vitesse massique kg/(h.m)
- ✓ μ : viscosité du fluide kg/(h.m)

On aura : $G_{CT}=1546346,53 \text{ kg/h.m}^2$ et $\mu=12,168 \text{ kg/(h.m)}$

Donc :

$$R_e = \frac{G_{CT} \cdot D_{eq}}{\mu} = \frac{1543646,53 \cdot 0,01826}{12,168} = 2320,53$$

Donc l'écoulement est turbulent

D'après l'annexe 06

$J_h = 25$ et $f_{CT}=0,2$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

E-Le coefficient de transfert de chaleur externe : [8]

$$\frac{h_0}{\phi_c} = J_h \cdot \frac{\lambda'}{D_{eq}} \left(\frac{Cp' \cdot \mu'}{\lambda'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (45)$$

Application numérique :

$$J_h = 25; \lambda' = 0.115 \text{ kcal}/(\text{h.m.}^\circ\text{C}); \lambda' = 0.115 \text{ kcal}/(\text{m.}^\circ\text{C}); Cp = 0.409 \text{ kcal}/(\text{kg}^\circ\text{C})$$

$$\mu' = 12.168 \text{ kg}/(\text{h.m})$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 25 \cdot \frac{0.115}{0.01826} \left(\frac{0.409 \cdot 12.168}{0.115} \right)^{\frac{1}{3}} = 552.77$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 552.77 \text{ kcal}/\text{h.m}^2\text{C}$$

III.11.3 Calcul de la température de tube : [8]

La relation est :

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_{i0}}{\phi_t}}{\frac{h_0}{\phi_c} + \frac{h_{i0}}{\phi_t}} (T_c - t_c) \quad (46)$$

Application numérique :

$$t_t = 108 - \frac{175.12}{552.77 + 175.12} (108 - 68) = 98.37$$

$$t_t = 98.37 \text{ }^\circ\text{C}$$

III.11.4 Détermination de la viscosité μ_t à $t_t = 98.37$ (coté tube) : [8]

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (47)$$

On a : à 108°C $\mu = 0.18$ cst on trouve d'après le graphe (annexe 10) :

$$\mu_t = 0.165 \text{ cst à } t_t = 98.37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Application numérique :

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14} = \left(\frac{0,18}{0,165}\right)^{0,14} = 1,012$$

Donc :

$$h_{i0} = \frac{h_{i0}}{\phi_t} \cdot \phi_t = 175,12 \cdot 1,012 = 177,22$$

$$h_{i0} = 177,22 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$$

III.11.5 Détermination de la viscosité μ' à t_t (coté calandre) : [8]

On a: $\mu' = 0,27\text{cst}$ $\mu'_c = 0,2\text{cst}$

$$\phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu'_c}\right)^{0,14} \quad (48)$$

Application numérique :

$$\phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu'_c}\right)^{0,14} = \left(\frac{0,27}{0,2}\right)^{0,14} = 1,04$$

Donc:

$$h_0 = \frac{h_0}{\phi_c} \cdot \phi_c = 574,88$$

$$h_0 = 574,88 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$$

Donc le coefficient global de transfert propre (U_p) :

$$U_p = \frac{h_{i0} \cdot h_0}{h_{i0} + h_0} \quad (49)$$

Application numérique :

$$U_p = \frac{h_{i0} \cdot h_0}{h_{i0} + h_0} = \frac{177,27 \cdot 574,88}{177,27 + 574,88} = 134,23$$

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

$$U_p = 134,23 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$$

On sait que $U_s=116,6 \text{ kcal/(h.m}^2\text{°C)}$ donc : $U_p>U_s$

III.12 Calcul de la résistance d'encrassement : [8]

La relation de R_S est :

$$R_S = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} \quad (50)$$

Application numérique :

$$R_S = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} = \frac{132,23 - 116,6}{132,23 \cdot 116,6} = 1,126 \cdot 10^{-3}$$

$$R_S = 1,126 \cdot 10^{-3} \text{ (kcal/h.m}^2\text{°C)}^{-1}$$

III.13 Calcul des pertes de charge :

III.13.1 Pertes de charge coté tube : [8]

La relation de ΔP_t :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \cdot (n_t G_t)^2}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot d} \left[\frac{f_t \cdot L}{d_i \cdot \phi_t} + 2 \right] \quad (51)$$

Avec :

- ✓ n_c : nombre de passe coté calandre
- ✓ n_t : nombre de passe coté tube.
- ✓ G_t : la vitesse massique $\text{kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$.
- ✓ d_{108} : la densité a $T=108 \text{ °C}$.
- ✓ ϕ_t : correction par chauffage.
- ✓ f_t : coefficient de friction (voir annexe 04)
- ✓ L : la longueur de l'échangeur (m).

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Application numérique :

$$n_c = 1, n_t = 4, G_t = 1731860.3 \text{ kg/h.m}^2.$$

$$d_{108} = 1.239, L = 6.096 \text{ m}, d_i = 0.01483 \text{ m}, f_t = 0.028$$

$$\Delta P_t = \frac{1,4 \cdot (1755272.72)^2}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot 1,186} \left[\frac{0,028 \cdot 6,096}{0,01483 \cdot 1,012} + 2 \right] = 0,108$$

$$\Delta P_t = 0,108 \text{ kg/cm}^2$$

III.13.2 Pertes de charge coté calandre : [8]

La relation de ΔP_c :

$$\Delta P_c = \frac{n_c (f_{ct} \cdot G_{ct})^2 \cdot (N_{Ch} + 1) D_c}{1,271 \cdot 10^{15} d \cdot D_e \phi_c} \quad (52)$$

Avec :

✓ n_c : nombre de passe (coté calandre)

✓ D_c : diamètre calandre

✓ D_e : diamètre équivalent

✓ N_{Ch} : nombre de chicanes

Application numérique :

$$n_c=1 ; G_t=1546346,53 \text{ kg/m}^2 ; D_c=1,321 \text{ m} ; N_c=19 ; D_e=0,01826 \text{ m} ; f_{CT}=0,2 ; \phi_c=1 ; d'_{68}=1,1866$$

$$\Delta P_c = \frac{1,0,2(1546346,53)^2 \cdot (19 + 1)1,321}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot 1,1239 \cdot 0,01826 \cdot 1,04} = 0,4224$$

$$\Delta P_c = 0,4224 \text{ kcal/cm}^2$$

On résume nos résultats dans le **tableur 4** qui suit :

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

<i>Echangeur</i>	<i>Côté tube</i>	<i>Côté calandre</i>
Q (kcal/h)	2432808	2427365.102
ΔT (°C)	41	39
DTLM (°C)	40	
R=1.05	1.05	
E=0.48	0.48	
F=0.8	0.8	
$\Delta TLM_{\text{corrigé}}$ (°C)	32	
U'_s kcal/(h.m ² .°C)	120	
A (m ²)	633.54	
a_e (m ²)	0.3622	
N_t'	1749	
U_s kcal/(h.m ² .°C.)	116.6	
T_c (°C)	108	
t_c (°C)	68	
a_t (m ²)	0,077	0.101
G_t kg/(h.m ²)	1755272.72	1546346.53
R_{et}	3410.73	2320.53
J_h	9.5	25
h_i/ϕ_t kcal/(h.m ² .°C)	224.96	
h_{io}/ϕ_t kcal/(h.m ² .°C)	175.12	
h_o/ϕ_c kcal/(h.m ² .°C)	552.77	
T_t (°C)	93.37	
h_{io} ou h_o kcal/(h.m ² .°C)	177.22	574.88
U_p kcal/(h.m ² .°C)	134.23	
R_s (kcal/h.m ² .°C) ⁻¹	1,126.10 ⁻³	
ΔP (kg/cm ²)	0.108	0.4223

Tableau 4 : Récapitulatif des résultats

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

Échangeur	Coté tube	Coté calandre
Q (watt)	2829355.704	2823025.613
DTLM K	313.15	
$\Delta TLM_{\text{corrigé}}$ K	305.15	
U_s Watt/(m ² .K)	139.56	
U_s Watt/(m ² .K)	135.0243	
T_c K	453.15	
t_c K		341.15
h_i/ϕ_t Watt/(m ² .K)	261.605	
h_{io}/ϕ_t Watt/(m ² .K)	203.664	
h_o/ϕ_c Watt/(m ² .K)		642.871
T_f K	366.52	
h_{io} ou h_o Watt/(m ² .K)	206.106	668.585
U_p Watt/(m ² .K)	153.783	
R_s (Watt/m ² .K) ⁻¹	1.309.10 ⁻³	

Tableau 5 : Conversion des résultats au SI

	Résultats du calcul	Donnés du constructeur
La résistance d'encrassement	$R_s=0,001126(\text{kcal}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$	$R_{sa}=0,00082(\text{kcal}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$
Pertes de charge coté tube	$\Delta P_t=0,108\text{kg}/\text{cm}^2$	$\Delta P_{ta}=0,7\text{ kg}/\text{cm}^2$
Perte de charge coté calandre	$\Delta P_c=0,4224\text{ kg}/\text{cm}^2$	$\Delta P_{ca}=0,7\text{ kg}/\text{cm}^2$

Tableau 6: tableau comparative des résultats de notre calcul et des données du constructeur.

Chapitre III

Calculs de l'échangeur 200 E-2

D'après les calculs on trouve :

$$R_{sa} < R_s \text{ avec } \Delta P_t < \Delta P_{ta} \text{ et } \Delta P_c < \Delta P_{ca}$$

Donc :

- ✓ Des pertes de charge maximales à ne pas dépasser pour le bon fonctionnement de l'échangeur, ont été fixées. Selon les données du constructeur, les pertes de charge coté tube et coté calandre ne doivent pas dépasser $0,7 \text{kg/cm}^2$. Au-delà de cette valeur, un lavage s'impose.
- ✓ On remarque les résultats de calcul trouvés sont proches des données du constructeur.
- ✓ La marche de l'échangeur 200 E-2 est normale, et notre échangeur 200-E-2 est en bon état dans l'unité 200.

Conclusion générale

L'aboutissement de ce travail consiste à comprendre le monde des échangeurs de chaleur et à lier données empiriques aux calculs théoriques, tout en explorant fonctionnement et différents types proposés par l'industrie et tous leurs développements, la théorie dans ce monde a une étroite corrélation avec la pratique, nous avons vu quelques exemples quant aux méthodes de calculs.

La chaleur perdue peut être perçue comme de la chaleur rejetée par des installations dans l'environnement. La récupération et la réutilisation de cette chaleur offre la possibilité de réduire les coûts énergétiques et d'améliorer la rentabilité des entreprises. Bien que le rythme de croissance des coûts énergétiques ait ralenti au cours des dernières années, la nécessité de réduire la consommation d'énergie persiste. C'est dans ce cadre que s'articule notre projet de fin d'études. Par conséquent, il consiste en une étude et analyse l'analyses thermodynamiques et thermiques d'un échangeur 200 E-2 tubulaire à calandre de l'entreprise pétrolière de Skikda.

L'encrassement résulte de la boue causée par des suspensions insolubles, de la rouille causée par la corrosion et pour finir d'un dépôt (du tartre). Tout ceci, s'il est pris à temps, peut être nettoyé à moindre coût. On ne peut pas se permettre non plus une fréquence de nettoyage trop grande, cela augmenterait les coûts de production des usines par des pertes de productions dues aux arrêts nécessaires au nettoyage ou par une augmentation des coûts d'entretien. Mais à l'inverse, si on ne prend pas en compte le phénomène d'encrassement dans les échangeurs thermiques, il y aura une augmentation des pertes énergétiques. Dans les gros échangeurs thermiques où l'accessibilité est réduite il est difficile de savoir si celui-ci est encrassé ou non.

En effet, les méthodes utilisées le plus couramment pour détecter l'encrassement reposent sur l'utilisation de capteurs spécifiques souvent coûteux et ne permettant qu'une détection localisée, sur la mesure de la variation de masse de l'échangeur ou de l'efficacité de l'échangeur à travers le coefficient de transfert – ces deux dernières méthodes exigeant des conditions de fonctionnement très particulières : l'arrêt pour la première et un fonctionnement en régime permanent pour la seconde. Ces méthodes se révèlent donc restrictives et coûteuses

La résistance d'encrassement peut s'exprimer par la différence entre la résistance thermique globale de l'échangeur à l'état encrassé et celle de l'échangeur à l'état propre.

Conclusion Générale

La valeur trouvée de la résistance d'encrassement lors de notre étude ($R_s=0,001126(\text{kcal}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$) est supérieure par rapport à la valeur donnée par le constructeur ($R_{sa}=0,00082(\text{kcal}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$) ceci est due probablement par la pureté des produit pétrochimique qui y transite et respect du la périodicité de la maintenabilité de l'équipement.

Quant aux valeurs pertes de charge coté tube et coté calandres ($\Delta P_t=0,108\text{kg}/\text{cm}^2$; $\Delta P_c=0,4224\text{ kg}/\text{cm}^2$) sont dans les limites admises par le constructeur ($\Delta P_{ta}=0,7\text{ kg}/\text{cm}^2$; $\Delta P_{ca}=0,7\text{ kg}/\text{cm}^2$).

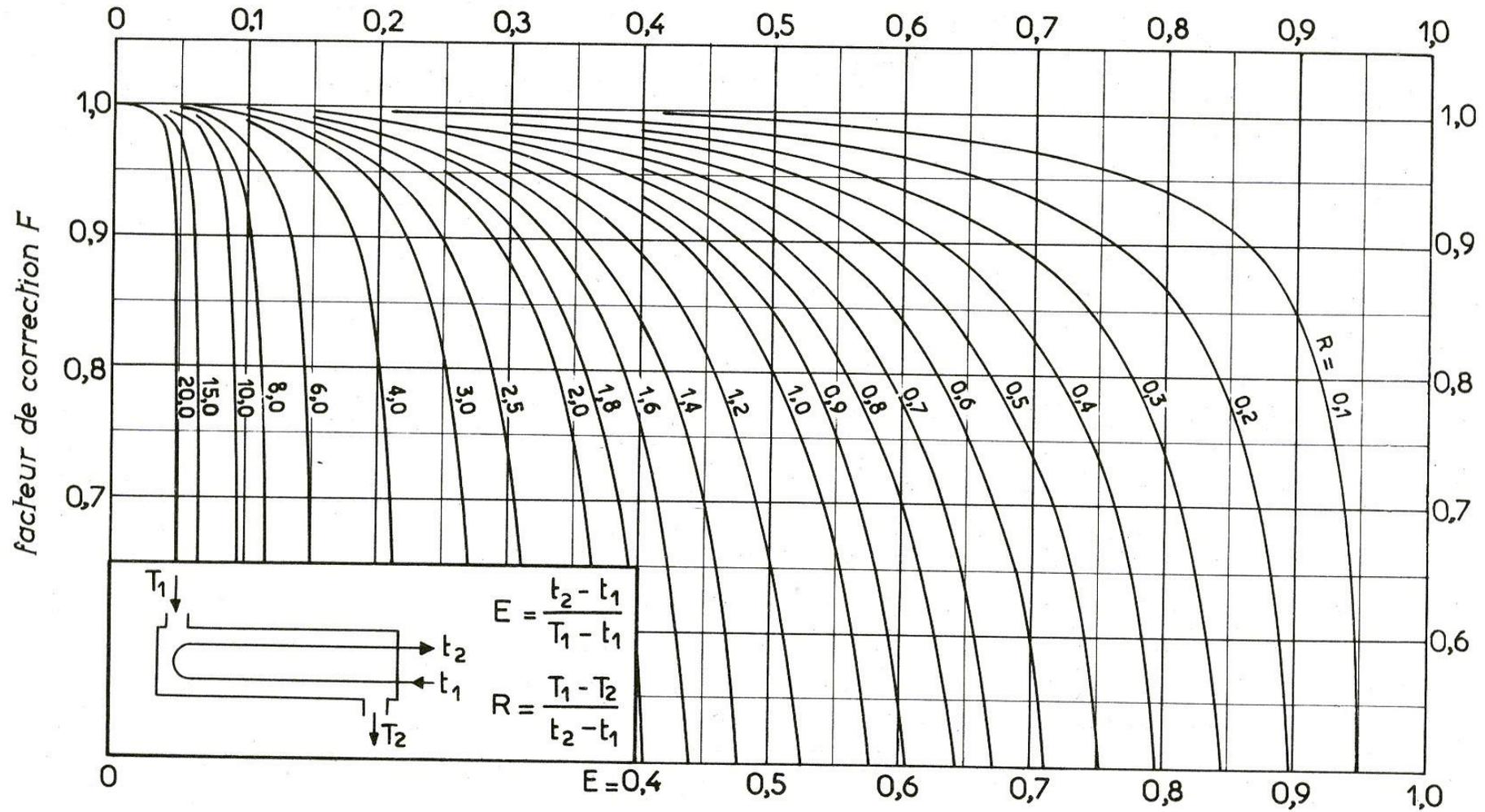
Par ce travail l'importance des études préventive se présente comme une évidence pour une entreprise utilisant les échangeurs de chaleur, tout autant que l'importance des calculs théoriques et des modèles de calculs dans ce domaine.

Annexe 02 : Fiche technique de description de l'échangeur « 200-E2 »

 DIVISIONE PROGETTI MILANO ITALIA	CLIENTE - CLIENT SONATRACH		COMMESSA - COMMAN. 131700	IMPIANTO - INSTALLAT. 200
	LOCALITA' - LOCALITE RAFFINERIE DE SKIKDA		SPC. N° RE-E-23065	
	IMPIANTO - INSTALLATION EXTRACTION ET FRACT. AROMATIQUES		Fg. - Feuil./di. - de 3 18	Re.
SPECIFICA PER SCAMBIATORI DI CALORE - SPECIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR				
N° RIF. N° REFERENCE		N° RICHIESTA N° DEMANDE		DATA DATE
SERVIZIO APPARECCHIO SERVICE D'APPAREIL		* ECHANG. PRODUIT FOND COLONN. SOLVANT		ITEM N° SOLE N°
DIMENSIONI DIMENSIONS		TIPO TYPE		POSIZIONE POSITION
SUP. TOTALE SUP. TOTALE		N° DI ELEMENTI N° D'ELEMENTS		SUP. PER ELEMENTO SUP. PAR ELEMENT
N° DI UNITA' N° D'APPAREILS		COLLEGAMENTO ASSEMBLAGE		PROC. PROJET
DATI DI FUNZIONAMENTO COMPLESSIVI - DONNEES DE FONCTIONNEMENT GLOBALES				
		MANTELLO - CALANDRE		TUBI - TUBES
FLUIDO CIRCOLANTE FLUIDE CIRCULANT		SOLVANT CONCENTRE		SOLVANT FAIBLE
PORTATA TOTALE DEBIT TOTAL		256181		235156
		ENTRÉE		SORTIE
LIQUIDO LIQUIDE		256181		235156
VAPORE VAPEUR		256181		235156
VAPORE ACQUO VAPEUR D'EAU				
ACQUA EAU				
% mol. H ₂				
PESO SPECIFICO LIQUIDO POIDS SPECIFIQUE DU LIQUIDE		1.22 @ 15.6°C		1.273
VISCOSITA' LIQUIDO VISCOSITE DU LIQUIDE @ 100° F		3.38 @ 68°C		2.12 @ 108°C
PESO MOLEC. VAPORE POIDS MOLEC. DU VAPEUR				
ENTHALPIA LIQUIDO ENTHALPIE LIQUIDE		0.409 @ 68°C		0.45 @ 108°C
ENTHALPIA VAPORE ENTHALPIE VAPEUR				
CALORE SPECIFICO CHALEUR SPECIF.				
TEMPERATURA TEMPERATURE		49		88
PRESSIONE D'ESERCIZIO PRESSION EN SERVICE		4.6		9.3
N° DI PASSAGGI PER ELEM. N° PASSAGE PAR ELEMENT		1		4
PERDITA IN CARICO TOTALE PERTE DE CHARGE TOTALE		0.7		0.7
COEFF. DI SPORCAMENTO COEFF. D'ENCRAUSSEMENT		0.00082		0.00082
CALORE SCAMBIATO CHALEUR ECHANGE		4084000		MTD (CORR.) MTD (CORRIGE) °C 32.5
COEFF. DI TRASM. IN ESERCIZIO COEFF. DE TRANSMISS. EN SERVICE		194.13		TUBI PULITI TUBES NETTOYES
CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DI UN ELEMENTO				
PRESSIONE DI PROGETTO PRESSION DE CALCUL		6.6		11.3
PRESSIONE DI COLLAUDO PRESSION D'ESSAI		REGLES		REGLES
TEMPERATURA DI PROGETTO TEMPERATURE DE CALCUL		118		160
TUBI TUBES		A 179 N° 1800 Ø int. 3/4		SPES. 14 LUNGH. 6096 MM PASSO 1"
MANTELLO CALANDRE		A 515 GR 60		Ø int. 1321 MM Ø ext.
COPERCHIO DEL MANTELLO COUVERCLE CALANDRE		A 515 GR 60		COPERCHIO TESTA FLOTT. COUVERCLE TETE FLOTT.
DISTRIBUTORE DISTRIBUTEUR		A 515 GR 60		COPERCHIO DISTRIB. COUVERCLE DISTRIB.
PIASTRE TUBIERE FISSA PLAQUES TUBIERES: FIXE		A 105		FLOTTANTE FLOTTANTE
DIAFRAMMI TRASY DIAPHRAGME TRASY		A.C. PASSO 265 MM		% TAGLIO 15% FLUSSO S/S
DIAFRAMMA CHICANE		A.C. TIPO DE CHOC		PIASTRA DI SUPPORTO PLAQUE DE SUPPORT
TIPO DI GIUNTO TYPE DE JOINT		LATO MANTELLO COTE CALANDRE		LATO TUBI COTE TUBES
GUARNIZIONI JARNITURES		MANTELLO CALANDRE		TESTA FLOTT. TETE FLOTT.
LINEA MANTELLO COMPLEMENTI CALANDRE		AMIANTE REV. ARMCO		AM. REV. ARMCO
LINEA MANTELLO COMPLEMENTI CALANDRE		INGRESSO ENTREE		USCITA SORTIE
LINEA MANTELLO COMPLEMENTI CALANDRE		INGRESSO ENTREE		USCITA SORTIE
SOVRAPRESSIONE DI CORROSIONE SURPRESSION DE CORROSION		MANTELLO CALANDRE		TUBI TUBES
NORME REGLES		VOIR FEUIL 1		1) PREVOIR TRAITEMENT THERMIQUE
PESO PER ELEMENTO POIDS PAR ELEMENT		PESO FASCIO POIDS RASSEMBL		
INDICARE DOVE OCCORRE RICOTTURA (R.) O RADIOGRAFIA (R.R.) INDICATEZ DOUS OUS OCCORRE TRAITER THERMIQUE OU BY RAYONS X (X.R.)				
INVERSIONI FLUIDI AMMESSA INVERSIONS FLUIDS ADMIS				
NOTE: I dati con asterisco sono specificati dalla sezione Processi NOTES: Les données avec astérisque sont indiquées dans la section Processi				
0 Emissione - EMISSION POUR LE PROCUR. DES MAT				
Rev. Descrizione - DESCRIPTION				
Comp. - CORR. Ver. - VERB. App. - APPR. Data - DATE				

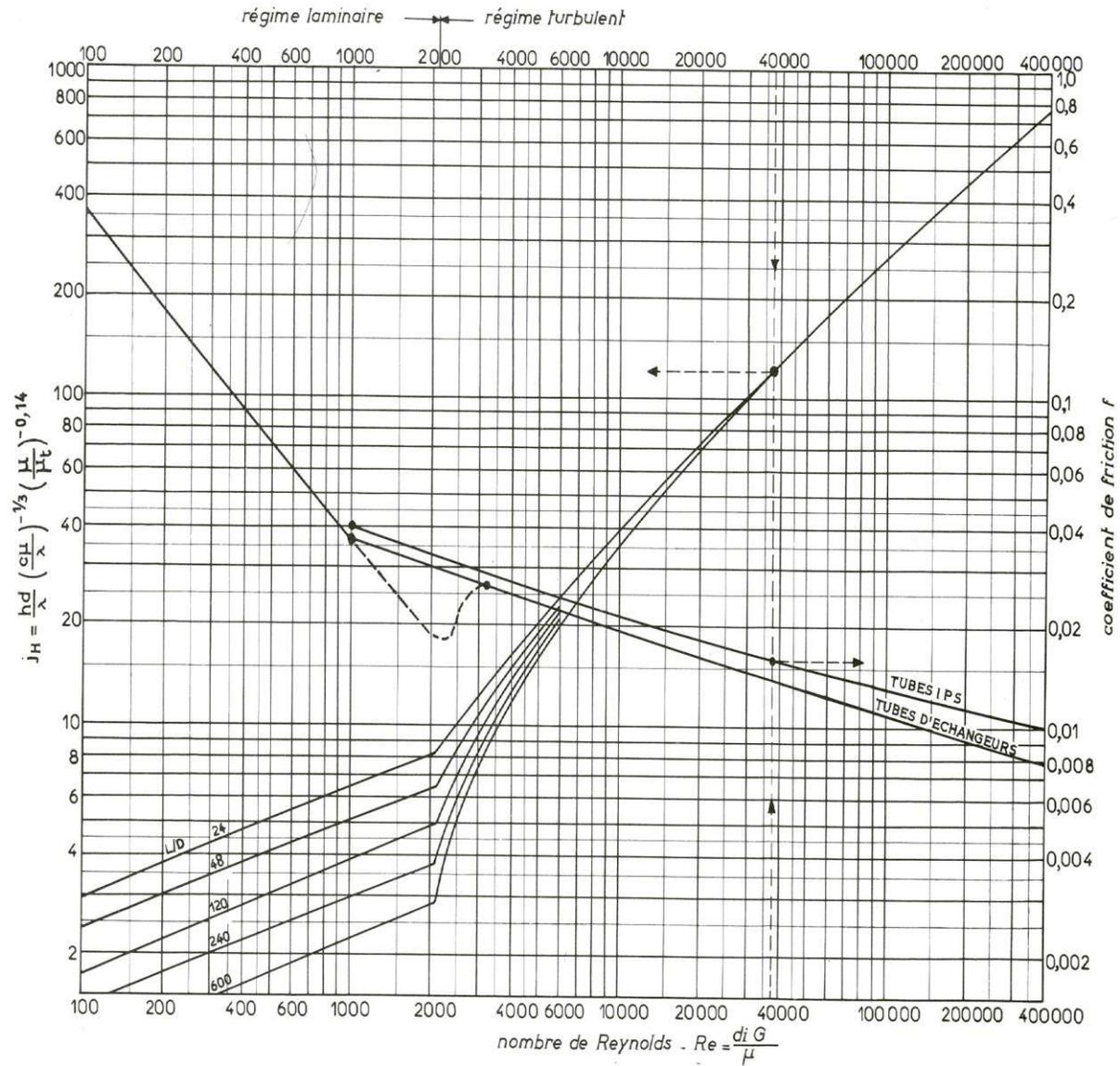
La presente specifica è proprietà aziendale. La società si riserva tutti i propri diritti a termini di legge.

Annexe 04 : Courbe de détermination du facteur de correction (coté tubes).

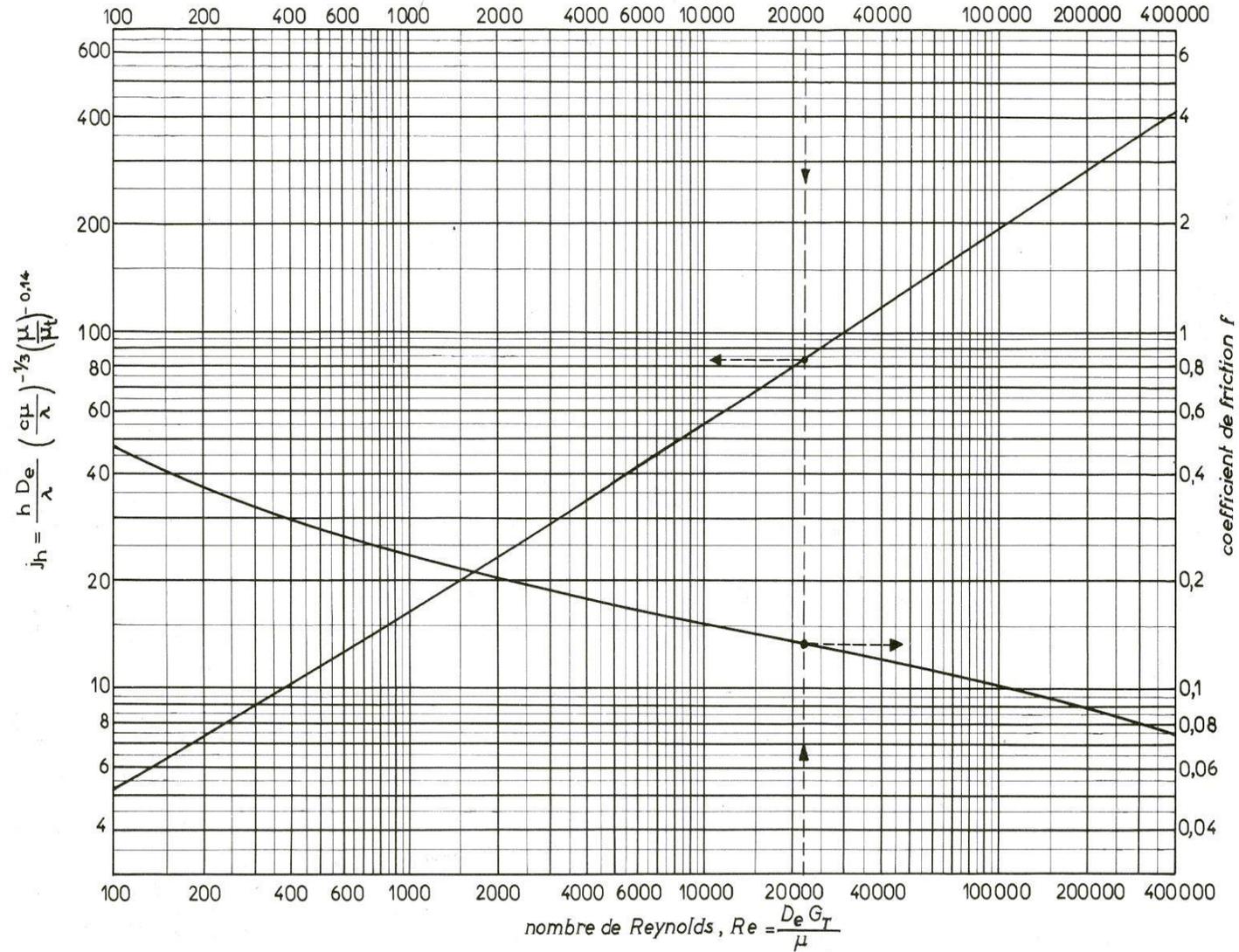


a. une passe côté calandre, deux passes (ou plus) côté tubes.

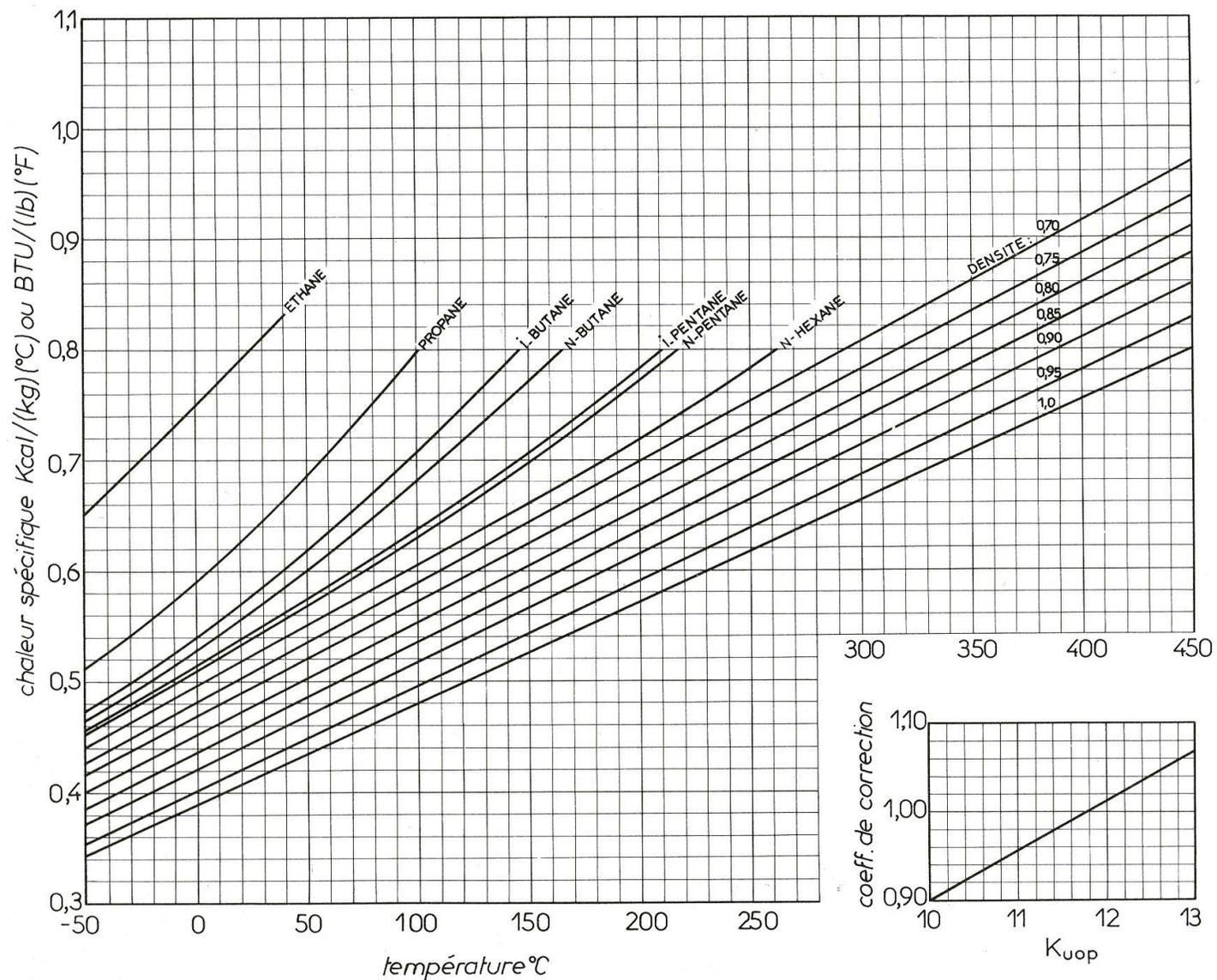
Annexe 05 : Courbe de détermination du coefficient de transfert J_H et le facteur de friction f_t en fonction du nombre de Reynolds à l'intérieur des tubes.



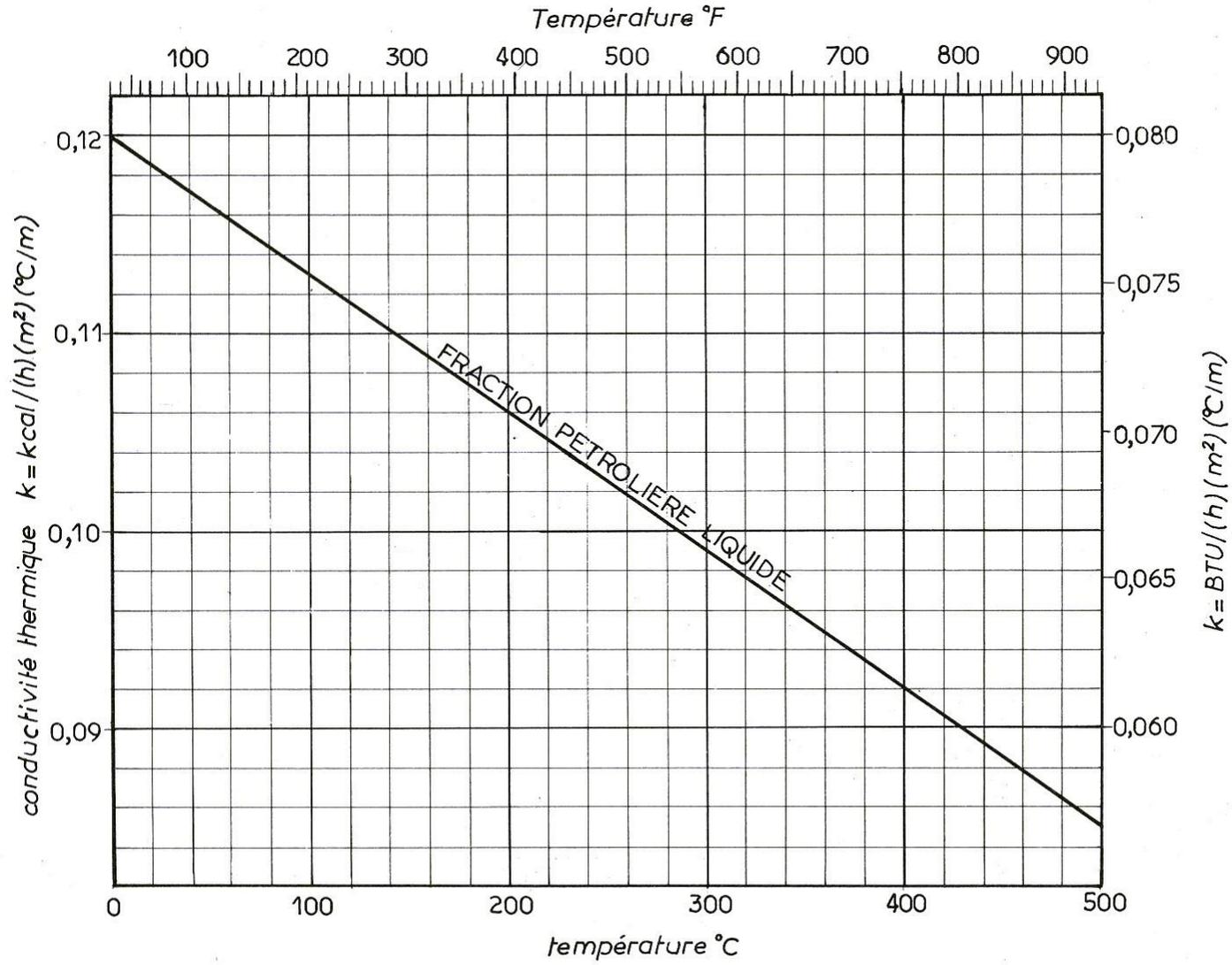
Annexe 06 : Courbe de détermination du coefficient j_h et le facteur de friction f_t en fonction du nombre Reynolds modifié à l'extérieur des tubes (coté calandre).



Annexe 07 : Courbe de détermination de chaleur spécifique Cp



Annexe 08 : Courbe de détermination conductivité thermique λ



Annexe 09 : Tableau de coefficients de transfert Us

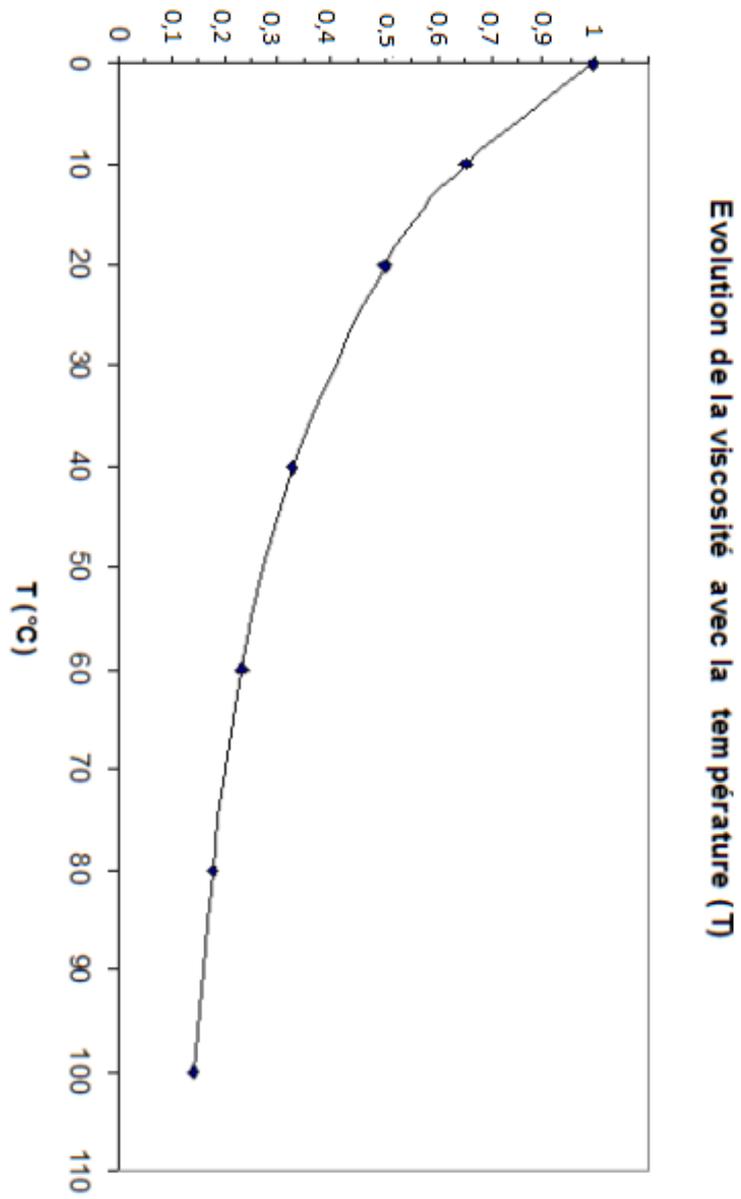
TABLEAU V.1.8
COEFFICIENTS DE TRANSFERT SALE U_s⁽¹⁾

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

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

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

Annexe 10 : Evolution de la viscosité μ_t avec la température



Bibliographie

- [1]- Institut Algérien du Pétrole (SKIKDA) 2014
- [2]- Cour et exercices de transfert thermique, Faculté des sciences et de la technologie, Département de sciences et techniques, Université Echahid Hamma Lakhdar- El Oued années 2014/2015.
- [3]- BONTEMPS. A, GUARRIGUE.A, GOUBIER.C, HUETZ.J, MARVILLET.C, MERCIER.P, VIDIL.R. Echangeurs de chaleur, *Techniques de l'ingénieur*, traité Génie énergétique, Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.
- [4]- MARVILLET.C, MANIFICAT.A, BERRADA.N et WEBER.C (2014). E.Book TOME 1: Echangeurs Thermiques -: Technologies, Conception et dimensionnement, GRETh.
- [5]- Nadjat Fadel, « Etude de l'influence de la température du fluide sur la performance d'un échangeur de chaleur de la raffinerie d'Alger », Université des sciences et de la technologie Houari Boumédiène à Alger - Ingénieur d'état option: génie chimique 2010.
- [6]- Adil Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen (2009/2010).
- [7]- J. Brau, « Transfert de Masse et Echangeur de Chaleur », INSA de LYON (2006).
- [8]- Initiation aux Transferts thermiques, Jean-François Sacadura, Tec & Doc Lavoisier
- [9]- B.Oussama : Etude de l'utilisation des liquides ioniques comme éco-solvants pour l'extraction des composés aromatiques à l'échelle industrielle UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2012
- [10]- Z.dahbia : extraction des hydrocarbures aromatiques a partie d'une coupe pétrolière par microémulsion UNIVERSITE MHAMED BOUGARA DE BOUMERDES juan 2007
- [11]- G.Rida: extraction des aromatiques études d'un échangeur 100-E1 INSTITUT ALGERIEN DU PETROLE-CENTRE DE SKIKDA Février 2005
- [12]- Riddik, J.A, Bunger, W.B 'organic solvents physical properties and Methods of purification', 4th Ed. John Wiley & Sons, New York, pages 686, 1110 (1986).
- [13]- Ould Mohamed Lemine Beyrouk, Reziouk Faris : Extraction des aromatiques Calcul de vérification de la colonne de Benzene de l'unité 200 RA1K.
- [14]- Manuel opératoire et de maintenance de l'unité 200 NAFTEC.