

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED– NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ÉTUDE DE L'ENDOMMAGEMENT DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR (L'ENCRASSEMENT)

Présenté par:

➤ *BRAHMA Souheyla*

Soutenu le : 22/09/2020..... Devant le Jury :

M. NAIMA Khatir

MCA

Centre Universitaire Naâma Président

M. BADAOUI Abdlhamid

MCB

Centre Universitaire Naâma Encadreur

M. SEHOUL Mohammed

Docteur

Centre Universitaire Naâma Co-Encadreur

M. KHATIR Tawfiq

MCA

Centre Universitaire Naâma Examineur

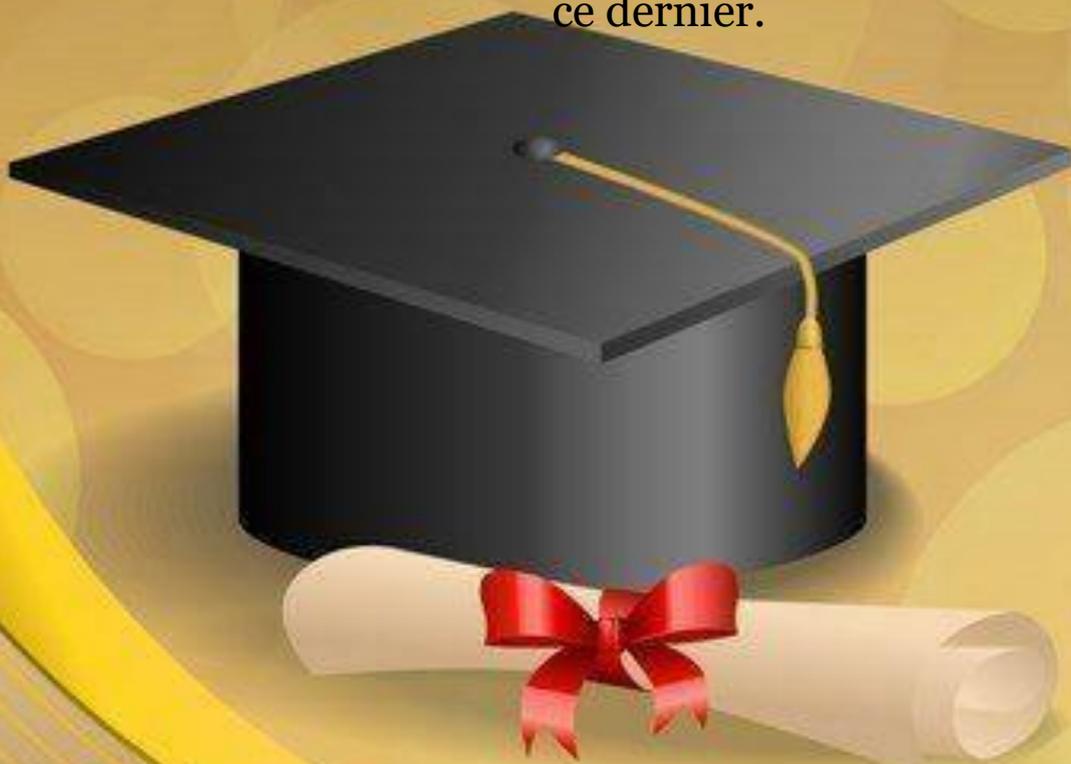
Naâma – Algérie - 2020

Remerciements

Je remercie Dieu le tout
puissant pour la volonté, la santé, la
patience, qu'il nous a donné durant toutes
ces longues années d'études.

Je remercie en particuliers mes
encadreurs BADAoui Abdlhamid et SEHOUL
Mohammed, qui m'ont inspiré le
sujet et guidé à ce travail.

Je remercie aussi les membres
de jury qui ont accepté de juger mon
travail et pour l'intérêt qu'ils ont porté à
ce dernier.





Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents qui ont été toujours à mes cotés. Et qui ont toujours su m'apprendre ce qu'est juste dans la vie.

Je ne pourrai jamais oublier tout ce qu'ils ont fait pour moi, je tacherai de m'en souvenir durant toute ma vie : MA très Chère mère que dieu la protège.

Et a mon très cher père.

Je dédie ce travail à mes très chers frères : qui m'ont encouragé ;

A toute ma famille Brahma et Smaïl.

Et A mes amis de travail

A tous ceux qui m'aiment et m'ont aidé de près ou de loin afin de réaliser ce modeste travail.

A toute la promotion «mastergénie mécanique 2019-2020»

المخلص :

في مبدلة حرارية، الحرارة تتحول من مائع إلى آخر. المائع يحافظ على حالته الفيزيائية. هذه المذكرة تختص بدراسة:
1- خصائص مبدلة حرارية بصفة عامة : مبدأ عملها، أنواع جريان المائع، أنواع التلامس، وكذلك وصف لأنواع المبادلات الحرارية بتركيبها زيادة على مختلف الطرق لحساب مبدلة حرارية.

2- المشاكل التي تسبب الأضرار للمبدلة الحرارية وتؤدي حتما إلى تقليص عمرها :التعب الحراري، الاهتزازات، التآكل التآكسدي، و الاتساخ والذي يكون بشكل خاص في المصانع الفلاحة الغذائية , وهو المشكل الذي تعالجه هذه المذكرة من أجل تحديد هذه الظاهرة الحقيقية والتنبؤ بلحظة حدوث الضرر.

الكلمات المفتاحية : مبدلة حرارية , الأضرار للمبدلة الحرارية , مقاومة الاتساخ , فقدان الطاقة, معامل انتقال الحرارة.

Abstract

In an exchanger, heat is transmitted of a fluid to another. The same fluid can preserve its physical status. The present report consists in studying:

1-Them characteristic of the exchangers of heat in a general way: principle of operation, types of flow, types of contacts, also presentation of these various types with their designs, plus the various methods of calculating existing (DTLM, NUT).

2- The damage of the exchangers of heat which involving the reduction in the lifespan of this equipment are: thermal tiredness, the vibration, corrosion, and clogging and more precisely we dealt with the most important problem where especially in agribusiness industry (pasteurization of milk), for goal of dimensioned this phenomenon reality and the prediction of the conditions of the damage.

Key words: Exchanger of heat, the damage of the exchangers of heat, Resistance of clogging, the pressure loss, Coefficient of transfer of heat

Résumé

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique. Le présent mémoire consiste à étudier:

1-Les caractéristiques des échangeurs de chaleur de façon générale: principe de fonctionnement, types d'écoulement, types de contacts, aussi la présentation de ces différents types avec leurs conceptions, plus les différentes méthodes de calcul existant (DTLM, NUT).

2- L'endommagement des échangeurs de chaleur qui entraînant la diminution de la durée de vie de ces équipements sont : la fatigue thermique, la vibration, la corrosion, et l'encrassement et plus précisément nous avons traité le problème le plus important où spécialement dans

المخلص

l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait), pour but de dimensionné ce phénomène réel et la prédiction des conditions de l'endommagement.

Mots clés : Echangeur de chaleur, L'endommagement des échangeurs de chaleur, Résistance de l'encrassement, La perte de charge, Coefficient de transfert de chaleur

Nomenclature

Symbole et unité

S	Surface d'échange	m^2
F	Facteur correctif	
T	Température	$^{\circ}k$
T_p	Température de la paroi solide	$^{\circ}k$
T_f	Température du fluide	$^{\circ}k$
h	Coefficient de convection	$w/m^2 \cdot ^{\circ}C$
ΔT	L'écart de température	$^{\circ}k$
V	vitesse caractéristique du fluide	m/s
C_p	Chaleur massique	$j/kg \ ^{\circ}k$
K	Coefficient d'échange global	$w \cdot m^{-2} \ ^{\circ}k^{-1}$
C	rapport des débits de capacité thermique	
Re	Nombre de Reynolds	
K	Coefficient d'échange global	$w/m^2 \ ^{\circ}k$
L	Longueur de la conduite cylindrique (tube)	m
m_c	Débit du fluide chaud	$kg \ s^{-1}$
m_f	Débit du fluide froid	$kg \ s^{-1}$
ΔT_{LM}	La différence de température logarithmique moyenne	$^{\circ}k$
Ω	Coefficient de Darcy	
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	Nombre de Prandtl	
NUT	Nombre d'unité de transfert.	
Δ_p	Perte de pression	Pa
e	Epaisseur	mm
f	Coefficient de frottement	
R_{ec}	Résistances d'encrassement	$(m^2 \cdot ^{\circ}k)/w$
qm	Débit massique des fluides respectivement	kg/s
E	Efficacité d'échange	$\%$
D	Diamètre de tube	m

Lettre grecques

\emptyset	flux de chaleur	w
λ	coefficient de conductivité thermique	$w \cdot m^{-1} \ ^{\circ}k^{-1}$
q	La densité de flux de chaleur émis par le corps	w/m^2
ε	Émissivité thermique du matériau (facteur adimensionnel)	
σ	Constante de Stefan	$w/m^2 \cdot ^{\circ}k^4$
μ	La viscosité dynamique du fluide	$kg/m \cdot s$
ϑ	viscosité cinématique du fluide	m/s^2
ρ	La masse volumique	kg/m^3

Indices

c	Relatif au fluide chaud
-----	-------------------------

<i>f</i>	Relatif au fluide froid
<i>max</i>	Relatif au maximal
<i>min</i>	Relatif au minimal
<i>m</i>	Relatif à la moyenne
<i>e</i>	Relatif à l'entrée
<i>s</i>	Relatif à la sortie
<i>int</i>	Intérieur
<i>ext</i>	Extérieur

Liste des figures

Chapitre I :

Figure I.1:	Les 3 modes de Transfert thermique.....	2
Figure I.2:	Transfert thermique par conduction.....	2
Figure I.3:	Transfert thermique par convection.....	3
Figure I.4:	Transfert thermique par rayonnement.....	3
Figure I.5:	La loi de Fourier.....	4
Figure I.6:	La loi de Newton.....	4
Figure I.7:	La loi de Stefan Boltzmann.....	4
Figure I.8:	Le déroulement de calcul de la méthode « DTLM ».....	10
Figure I.9:	Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à Co-courant.....	12
Figure I.10:	Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant.....	13
Figure I.11:	Le déroulement de calcul de la méthode « NUT ».....	13
Figure I.12:	Évolution de l'efficacité en fonction de NUT et $C = C_{\min}/C_{\max}$ pour des échangeurs thermiques.....	16

Chapitre II

Figure II.1:	Echangeur Co-courant.....	19
Figure II.2:	Echangeur Contre-courant.....	19
Figure II.3:	Echangeur à courants croisé.....	20
Figure II.4:	Échangeur monotube en serpentin:.....	21
Figure II.5:	Échangeur coaxial.....	21
Figure II.6:	Échangeur à tube séparé	21
Figure II.7:	Échangeur à tube rapproché	22
Figure II.8:	Échangeur à tube ailette	22
Figure II.9:	Ailettes transversales	22
Figure II.10:	Ailettes longitudinal:.....	23
Figure II.11:	Ailettes annulaire	23
Figure II.12:	Ailettes spirale	23
Figure II.13:	Ailettes en brosse	23
Figure II.14:	Ailettes à fils préformés	24
Figure II.15:	Ailettes poinçonnées	24
Figure II.16:	Échangeur à tête flottante.....	24
Figure II.17:	Échangeur à plaque tubulaire fixe	25
Figure II.18:	Échangeur à tube en U	25
Figure II.19:	Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire	26
Figure II.20:	Échangeur à plaque et joint	26
Figure II.21:	Échangeur platulaire et schéma canaux	27
Figure II.22:	Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques	27

Figure II.23: Échangeur Packinox	27
Figure II.24: Échangeur lamellaire	28
Figure II.25: Échangeur à spirale	28
Figure II.26: Échangeur brasé	28
Figure II.27: Echangeur a deux fluides	29
Figure II.28: Echangeur a trois fluides	29
Figure II.29: Distribution des températures dans des échangeurs à un seul passage (Type double tube)	30
Figure II.30: Distribution des températures dans un échangeur à Co-courant	30
Figure II.31: Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant	30
Figure II.32: Profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface dS	31
Figure II.33 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant	33
Figure II.34 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants	35

Chapitre III

Figure III.1 : Corrosion générale (rouille) d'une pièce en acier	39
Figure III.2 : Amorçage (a) et propagation (b) d'une piqure.....	40
Figure III.3 : Fissures de corrosion sous contrainte(CSC).....	40
Figure III.4 : Représentation schématique d'une pile de corrosion.....	41
Figure III.5 : Fissures de CSC.....	42
Figure III.6 : Représentation schématique de l'encrassement.....	47
Figure III.7 : Résistance thermique d'encrassement des dépôts internes et externes localisées sur une surface d'échange.....	49

Chapitre IV

Figure IV.1 : Disposition des tubes d'un échangeur de chaleur à courant croisée.....	53
Figure IV.2: Échangeurs à courants croisés.....	54
Figure IV .3: La géométrie du modèle d'étude.....	54
Figure IV.4 : Configuration du modèle étudié.....	54
Figure IV.5: Variation de la quantité de chaleur perdue en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	68

Figure IV.6 : Variation du débit de l'eau traité en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	68
Figure IV.7 : Variation du coefficient de transfert de chaleur global K en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	69
Figure IV.8 : Variation de l'espace libre entre deux tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	70
Figure IV.9 : Variation du nombre de tube en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	70
Figure IV.10 : Variation de la perte de charges interne des tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	71
Figure IV.11 : Variation de la perte de charges externe aux tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement.....	71

Liste des tableaux

Tableau IV .2: Caractéristiques des fluides chaude.....page 55

Tableau IV .1: Caractéristiques des fluides froid.....page 56

Tables des matières

Remerciements

Dédicace

Résumé

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale.....1

Chapitre I : Etude énergétique des échangeurs de chaleurs

Chapitre I: Etude énergétique des échangeurs de chaleurs.....2

I.1 Introduction.....2

I.2 Modes de transfert thermique.....2

I.2.1 Conduction.....2

I.2.2 Convection.....3

I.2.3 Rayonnement.....3

I.3 Lois de transmission de la chaleur.....3

I.3.1 La loi de Fourier (Conduction).....3

I.3.2 La loi de Newton (Convection).....4

I.3.3 La loi de Stefan Boltzmann(Rayonnement).....4

I.4 Régimes d'écoulement.....5

I.4.1 Régime laminaire.....5

I.4.2 Régime transitoire.....5

I.4.3 Régime turbulent.....5

I.5 Nombre adimensionnel.....5

I.5.1 Nombre de Reynolds.....6

I.5.2 Le nombre de Prandtl.....6

I.5.3 Le nombre de Peclet.....6

I.5.4 Le nombre de Nusselt.....6

I.6 Corrélations usuelles en convection forcée.....6

I.6.1 Ecoulement à l'intérieur du tube.....6

I.6.1.1 Régime laminaire.....6

I.6.1.2 Régime turbulent.....7

I.6.2 Ecoulement à l'extérieur du tube.....7

I.7 Etude thermique des échangeurs de chaleur.....8

I.7.1 Flux thermique.....8

I.7.2	Densité de flux thermique.....	8
I.7.3	Coefficient global de transmission thermique.....	8
I.7.4	La température.....	8
I.7.5	Champ de température.....	9
I.8	Grandeurs classiques définissant l'échangeur.....	9
I.8.1	Méthode du DTML (DTML différence des températures de mélange moyenne logarithmique).....	9
I.8.2	Méthode du NUT.....	13
I.9	Etude des pertes de charges.....	16
I.10	Conclusion.....	17

Chapitre II : Etude technologique des échangeurs de chaleurs

Chapitre II : Etude technologique des échangeurs de chaleurs.....	18	
II.1	Introduction.....	18
II.2	Principe général de fonctionnement.....	18
II.3	Classification des échangeurs thermiques.....	18
II.3.1	Classification selon les types de contact.....	18
II.3.1.1	Échangeurs à contact direct.....	18
II.3.1.2	Échangeurs à contact indirect.....	18
II.3.2	Classification selon Les types d'échange.....	18
II.3.2.1	Échangeur sans changement de phase.....	18
II.3.2.2	Échangeur avec changement de phase.....	19
II.3.3	Classement suivant la disposition des écoulements.....	19
II.3.3.1	Échangeur co-courants «Même sens».....	19
II.3.3.2	Échangeur contre-courants «Sens contraire».....	19
II.3.3.3	Echangeurs à courants croisés.....	20
II.3.4	Classement fonctionnel.....	20
II.3.5	Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	20
II.3.6	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	20
II.3.7	Classification selon la géométrie.....	20
II.3.7.1	Les échangeurs tubulaires.....	20
II.3.7.2	Échangeur multitubulaire.....	21
II.3.7.3	Echangeur à tube et calendrier.....	24
II.3.7.4	Echangeur à plaque.....	26
II.3.8	Classification selon le nombre des fluides.....	29
II.4	Évaluation des performances thermiques d'un échangeur.....	29
II.4.1	Distribution des températures.....	29
II.4.2	Évaluation du coefficient d'échange global.....	30
II.4.3	Ordre de grandeur des résistances d'encrassement.....	35

II.5	Conclusion.....	36
------	-----------------	----

Chapitre III : Etude de l'endommagement des échangeurs de chaleur

Chapitre III :	Etude de l'endommagement des échangeurs de chaleur.....	37
III.1	Introduction.....	37
III.2	Les principaux problèmes de fonctionnements.....	37
III.2.1	La fatigue thermique.....	37
III.2.2	Les vibrations.....	37
III.2.3	La corrosion.....	38
III.2.3.1	Processus de dégradation.....	38
III.2.3.2	Différent types de corrosion.....	39
III.2.3.3	Protection contre la corrosion.....	42
III.2.4	L'encrassement.....	43
III.2.4.1	Le cout de l'encrassement.....	44
III.2.4.2	Différents types d'encrassement.....	45
III.2.4.3	Mécanismes de l'encrassement.....	46
III.2.4.4	Les conséquences pratiques de l'encrassement.....	47
III.2.4.5	Facteurs principaux affectant l'encrassement.....	48
III.2.4.6	Résistance d'encrassement.....	49
III.2.4.7	Modélisation de la cinétique des dépôts.....	50
III.5	Conclusion.....	50

Chapitre IV : Modélisation analytique du problème et résultats

Chapitre IV :	Modélisation analytique du problème et résultats.....	52
IV.1	Introduction.....	52
IV.2	Le but principal de ce projet.....	52
IV.3	Principe de calcul thermique d'un échangeur.....	52
IV.4	Méthodes de calcul analytique.....	53
IV.5	Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée.....	53
IV.5.1	Disposition en quinconce.....	54
IV.5.2	Efficacité d'un échangeur de chaleur à courants croisés.....	54
IV.6	La géométrie du modèle d'étude.....	54
IV.6.1	Caractéristiques du modèle d'étude.....	55
IV.6.2	Propriétés physiques des fluides en service.....	55
IV.7	Modélisation analytique.....	56
IV.7.1	Introduction.....	56
IV.7.2	Calcul énergétique sans encrassement.....	56
IV.7.2.1	Calcul de la quantité de chaleur échangée.....	56

IV.7.2.2 Calcul de DTLM.....	56
IV.7.2.3 Calcul de la surface d'échange globale.....	57
IV.7.2.4 Calcul de coefficient de transfert de chaleur global propre K_p	57
IV.7.2.5 Vérification pour l'encrassement.....	57
IV.7.2.6 Calcul des pertes de charge.....	61
IV.7.3 Calcul énergétique avec encrassement.....	62
IV.7.3.1 Calcul de la quantité de chaleur échangée.....	62
IV.7.3.2 Calcul de la quantité de chaleur perdue.....	63
IV.7.3.3 Calcul de la résistance d'encrassement.....	63
IV.7.3.4 Calcul de coefficient de transfert de chaleur globale sale.....	63
IV.7.3.5 Calcul de la surface d'échange globale.....	63
IV.7.3.6 Dimensionnement de l'encrassement.....	63
IV.7.3.7 Calcul des pertes de charge	65
IV.8 Résultats et discussion.....	67
IV.9 Conclusion.....	72
Conclusion générale.....	73
Références bibliographie.....	74

Introduction générale

Aujourd'hui avec une croissance permanente des prix de l'énergie, la maîtrise de l'énergie est devenue un enjeu majeur dans tous les domaines d'activités. Pour les professionnels de l'énergie, le premier enjeu est de concevoir des systèmes et procédés énergétiques avec des meilleures efficacités.

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transfère la chaleur d'un fluide a un autre. Les échangeurs les plus courants sont ceux dans lesquels l'un des fluides est séparé de l'autre par une paroi ou une cloison a traversé laquelle la chaleur s'écoule par convection entre le fluide et la paroi, en suite par conduction et enfin par convection entre la paroi et le deuxième fluide [1].

Il existe de nombreux modèles de tels appareils allant du simple tuyau place à l'intérieur d'un autre tuyau dont la surface d'échange de chaleur est relativement petite jusqu'aux condenseurs et évaporateurs et dont la transfère de chaleur s'effectue avec changement de phase de l'un des fluide. Entre ces extrêmes se trouvent de nombreux échangeurs a tubes et enveloppes de type courant appelés «échangeur tubulaires » .ces appareils sont très utilise car on peut les construire avec de grandes surfaces d'échange de chaleur dans un volume relativement restreint. Ils peuvent être fabriques avec des alliages résistants à la corrosion et sont employés pour chouffer, refroidie, évaporer ou condenser toutes sortes de fluides [2].

L'endommagement des échangeurs de chaleur qui entrainant la diminution de la durée de vie de ces équipements sont : la fatigue thermique, la vibration, la corrosion, et l'encrassement, mais le problème le plus important spécialement dans l'industrie pétrochimique c'est l'encrassement.

L'encrassement des équipements de transfert de chaleur est un phénomène prépondérant dans la réduction des performances : telles que la diminution des coefficients de transfert de chaleur, l'augmentation de la température de fluide chaud et donc des consommations énergétiques. Même si l'encrassement est un réel problème, il peut être contrôlé et son traitement doit être planifié [3].

Le plan de travail de notre présent projet est structuré principalement de la manière suivante:

On commence par une brève introduction.

Le premier chapitre porte sur l'étude énergétique des échangeurs de chaleurs. L'étude technologique des échangeurs de chaleurs est présentée dans le chapitre deux pour prend une vision d'ensemble sur la classification des échangeurs thermiques et l'évaluation des performances thermiques. Le troisième chapitre traite l'étude de l'endommagement des échangeurs de chaleur. Le quatrième chapitre sur la modélisation analytique de l'endommagement d'un échangeur de chaleur à courant croisée qui présente les résultats obtenus qui traduit finalement par des courbes analysées et commentées. Et le travail est clôturé par une conclusion générale.

Chapitre I

Etude énergétique des échangeurs de chaleurs

I.1 Introduction

Les échangeurs thermiques sont des appareils qui permettent d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Ils peuvent être intégrés dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement. Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agro-alimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain) ou dans les transports (conditionnement d'air, réfrigération et refroidissement des moteurs) [4].

I.2 Modes de transfert thermique

L'échange de chaleur qui se produit entre 2 corps qui sont à des températures différentes peut se faire [5]

Selon 3 modes:

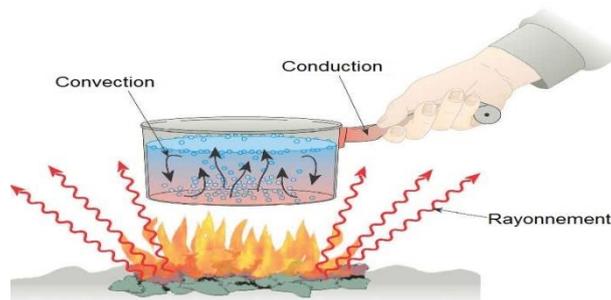


Figure I.1: les 3 modes de Transfert thermique [6].

I.2.1 Conduction

La chaleur se propage de proche en proche à travers la matière sans qu'il n'ait de transfert de cette dernière. La conduction assure un bon transfert de chaleur à travers les solides [5].

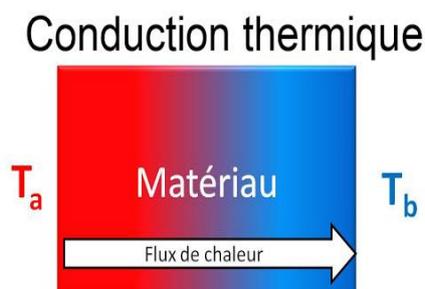


Figure I.2: Transfert thermique par conduction [7].

I.2.2 Convection

Dans un fluide les différences de température produisent des différences de densité pouvant amener à des mouvements de la matière dits mouvements de convection [5].

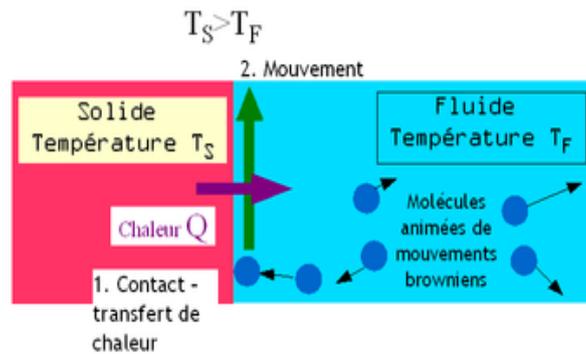


Figure I.3: Transfert thermique par convection [7].

I.2.3 Rayonnement

Les corps émettent de l'énergie par leur surface sous forme des radiations. C'est un moyen qui n'a pas besoin de support matériel, on le rencontre donc dans le vide. Tous les corps transparents permettent à la chaleur de se propager ainsi. Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système.

Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à 90% la part des transferts d'énergie réalisée par les échangeurs de chaleur dans l'industrie [5].

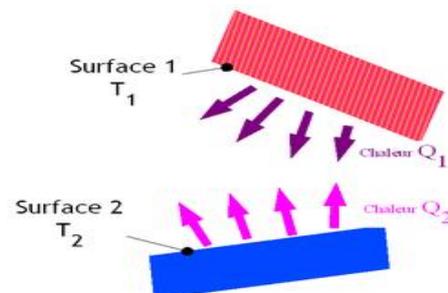


Figure I.4: Transfert thermique par rayonnement [8].

I.3 Lois de transmission de la chaleur

Il existe quatre modes de transmission de la chaleur.

I.3.1 La loi de Fourier (Conduction)

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier: La densité de flux est proportionnelle au gradient de température. Fourier a donné (1822) une loi phénoménologique qui s'exprime comme suit:

$$\Phi = -\lambda S \Delta T$$

I.1

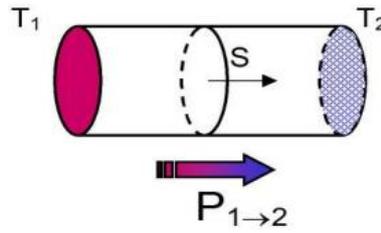


Figure I.5: La loi de Fourier [9].

ϕ : flux de chaleur (en w)

λ : coefficient de conductivité thermique ($w.m^{-1}k^{-1}$)

S : surface d'échange en (m^2)

T : Température (en $^{\circ}k$)[10].

I.3.2 La loi de Newton (Convection)

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton (voir figure I.6):

$$\phi = hS\Delta T = hS(T_p - T_f)$$

I.2

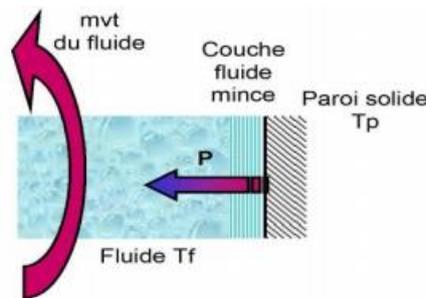


Figure I.6: La loi de Newton [9].

ϕ : Le flux échangé par convection (en w)

h : Coefficient de convection (en $w/m^2.deg$)

S : Surface de la paroi en contact avec le fluide (en m^2)

T_p : Température de la paroi solide (en k)

T_f : Température du fluide (en k) [10].

I.3.3 La loi de Stefan Boltzmann(Rayonnement)

La loi de Stefan Boltzmann (voir figure I.7): pour le rayonnement s'énonce comme suit:

$$q = \epsilon\sigma T^4$$

I.3

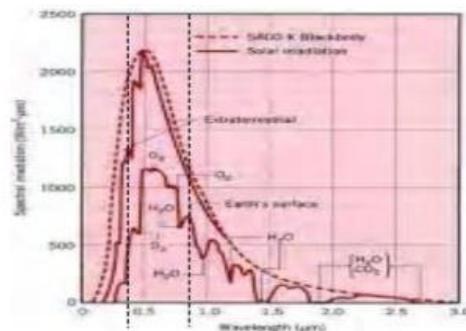


Figure I.7: La loi de Stefan Boltzmann [9].

q : La densité de flux de chaleur émis par le corps (en w/m^2)

ε : Émissivité thermique du matériau (facteur adimensionnel)

σ : Constante de Stefan (en $w/m^2 \cdot k^4$, évalué à $5,6 \cdot 10^{-8} \cdot k^4$)

T : Température du corps (en K) [10].

I.4 Régimes d'écoulement

L'expérience de REYNOLDS relative à un écoulement dans une conduite cylindrique met en évidence trois régimes d'écoulement et un paramètre caractéristique du phénomène. Le débit d'écoulement se caractérise par le nombre de REYNOLDS.

I.4.1 Régime laminaire

L'écoulement laminaire se produit lorsqu'un fluide s'écoule en couches parallèles, sans interruption entre les couches. À de faibles vitesses, le fluide tend à s'écouler sans mélange latéral, et les couches adjacentes glissent l'une après l'autre comme des cartes à jouer. Il n'y a pas de courants transversaux perpendiculaires à la direction d'écoulement, ni les tourbillons de fluides.

Dans l'écoulement laminaire, le mouvement des particules du fluide est très ordonné avec des particules proches d'une surface solide se déplaçant en lignes droites parallèles à cette surface. Le flux laminaire est un régime d'écoulement caractérisé par une forte diffusion d'impulsion et une faible convection de quantité de mouvement. Pour un écoulement laminaire le nombre de Reynolds est : $R_e < 2000$ [11].

I.4.2 Régime transitoire

C'est une transition entre le régime laminaire et le régime turbulent. En physique, un régime transitoire est le régime d'évolution d'un système qui n'a pas encore atteint un état stable ou le régime établi. Un régime transitoire peut apparaître lors d'une modification d'un système [12].

I.4.3 Régime turbulent

L'écoulement turbulent est un régime d'écoulement dans la dynamique des fluides caractérisé par des changements chaotiques de la pression et de la vitesse d'écoulement. Il est contraire à un régime d'écoulement laminaire, qui se produit lorsqu'un fluide s'écoule en couches parallèles, sans interruption entre ces couches. Pour un écoulement turbulent le nombre de Reynolds est : $R_e > 2000$ [12].

I.5 Nombre adimensionnel

D'après la loi de NEWTON pour la convection on a le flux de chaleur qui se détermine par :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T \quad \text{I.4}$$

Φ : Flux de chaleur.

h : Coefficient d'échange global.

S : Surface d'échange.

ΔT : L'écart de température.

Mais, en réalité cette équation est plus complexe, puisque le coefficient d'échange convective h est en fonction de plusieurs paramètres ; la géométrie, le profil, la vitesse, la température, l'écoulement,...etc. et qui implique beaucoup d'expérience pour déterminer l'influence de chacune de ces paramètres. La complexité des phénomènes de convection rend nécessaire l'utilisation des techniques générales permettant de limiter le nombre des paramètres influents.

Après analyse adimensionnelle et similitude faites, on est parvenu à minimiser ces paramètres en un plus petit nombre de regroupement adimensionnel ci-dessous [13].

I.5.1 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds R_e est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence en 1883 par *Osborne Reynolds*. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. On le définit de la manière suivante [14]:

$$R_e = \frac{V.L}{\vartheta} = \frac{\rho.V.L}{\mu} \quad \text{I.5}$$

V : vitesse caractéristique du fluide [m/s]

L : longueur caractéristique en [m]

μ : La viscosité dynamique du fluide [kg/m s]

ϑ : viscosité cinématique du fluide [m/s²]

ρ : La masse volumique [kg/m³]

I.5.2 Le nombre de Prandtl

C'est le rapport de la diffusivité de la matière à la diffusivité thermique donner par:

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda} \quad \text{I.6}$$

C_p : Chaleur massique en [j/kg.k].

λ : Conductivité thermique en [w/m.k].

I.5.3 Le nombre de Peclet

C'est le rapport de transfert de chaleur par convection au transfert de chaleur par conduction donner par:

$$Pe = Re.Pr \quad \text{I.7}$$

I.5.4 Le nombre de Nusselt

Il représente la quantité de chaleur échangée par la convection à la quantité de chaleur par conduction.

$$Nu = \frac{h.L}{\mu} \quad \text{I.8}$$

h : Le coefficient d'échange convectif en [w/m.k] [13].

I.6 Corrélations usuelles en convection forcée

I.6.1 Ecoulement à l'intérieur du tube

I.6.1.1 Régime laminaire :

❖ HAUSSEN

$$Nu = 3.66 \frac{0.668(Re.Pr.d/L)}{1+0.04(Re.Pr.d/L)^{2/3}} \left(\frac{\mu_\alpha}{\mu_P} \right)^{0.14} \quad \text{I.9}$$

❖ SIEDER ET STATE

$$Nu = 1.86.(Re.Pr)^{1/3} (d/L)^{1/3} \left(\frac{\mu_\alpha}{\mu_P} \right)^{0.14} \quad \text{I.10}$$

❖ KAYS

$$Re.Pr.d/L < 100 \quad \text{I.11}$$

Et

$$Nu = 3.66 + \frac{0.01(Re.Pr.d/L)}{1+0.016(Re.Pr.d/L)^{0.8}} \quad \text{I.12}$$

Remarque: Pour les gaz (Pr=0.7)

I.6.1.2 Régime turbulent

❖ COLBURN

$$Nu = 0.023.Pr^{1/3}.Pr^{1/3}.Re^{0.8} \quad \text{I.13}$$

❖ MAC-ADAMS

$$Nu = 0.023.Pr^{1/3}.Re^{4/5} \cdot [1 + (d/L)^{0.7}] \quad \text{I.14}$$

❖ GNIELINSKI

Pour l'écoulement transitoire et turbulent:

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \cdot \frac{(Re-10^3).Pr}{1+12.7(\Omega/8)^{0.5} \left[Pr^{2/3}-1 \right]} \left[1 + (d/L)^{2/3} \right] \quad \text{I.15}$$

Ω : Coefficient de **DARCY** tel que:

$$\Omega = 0.3164.Re^{-0.3} \quad 2300 < Re < 10^5$$

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964.Re^{-0.3} \quad 10^5 < Re < 10^6$$

I.6.2 Ecoulement à l'extérieur du tube

Pour les tubes plats quinconces, ailettes planes:

$$Nu = 0.425.Re^{0.50} \quad Re > 1500 \quad \text{I.16-a}$$

$$Nu = 0.10.Re^{0.70} \quad Re < 1500 \quad \text{I.16-b}$$

Pour les tubes plats intercalaires à persiennes:

$$Nu = 0.26.Re^{0.62} \quad \text{I.17}$$

Pour les tubes ronds alignés, ailettes planes:

$$Nu = 0.26Re^{0.85} \quad Re > 1500 \quad \text{I.18-a}$$

$$Nu = 0.142Re^{0.6} \quad Re < 1500 \quad \text{I.18-b}$$

[13, 15,16]

I.7 Etude thermique des échangeurs de chaleur

Dans l'étude d'un échangeur on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible, autrement dit meilleur coût d'investissement et d'exploitation. des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique, c'est-à-dire souvent qualitatifs, sinon arbitraire, parfois même contradictoires, ce qui nécessite des compromis[9].

L'étude d'un échangeur de chaleur fait donc appel à différentes grandeurs physiques:

I.7.1 Flux thermique

Le flux thermique est la quantité d'énergie thermique qui traverse une surface isotherme par unité de temps. Il est appelé " puissance thermique " pour les équipements thermiques tels que les radiateurs.

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad \text{I.19}$$

I.7.2 Densité de flux thermique

La densité de flux thermique (ou flux thermique surfacique) c'est le flux thermique par unité de surface. La densité de flux thermique s'exprime en watt par mètre carré ($w. m^{-2}$).

$$\varphi = \frac{d\dot{Q}}{dS} = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad \text{I.20}$$

Si la densité de flux est uniforme sur la surface considérée:

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{S} \quad \text{I.21}$$

I.7.3 Coefficient global de transmission thermique

En régime permanent, la relation qui lie le flux avec les températures de deux objets en contact peut s'écrire en utilisant la relation suivante [9]:

$$\dot{Q} = kS(T_A - T_B) \quad \text{I.22}$$

I.7.4 La température

C'est la traduction à l'échelle macroscopique d'un état énergétique de la matière à l'échelle microscopique.

À savoir :

- ❖ **Pour les solides:** c'est l'état de vibration des atomes à l'intérieur d'un Réseau cristallin ou de mouvement d'électrons pour les matériaux qui ont la faculté d'échanger des électrons (les métaux par exemple) ;

- ❖ **Pour les fluides:** c'est l'état d'agitation des molécules. La température s'exprime en degrés Kelvin (K) ou Celsius (C).

L'unité de température thermodynamique (le kelvin) est définie à partir de la valeur assignée au point triple de l'eau, 273,16°K (ou 0.01 °c) une définition de la température absolue d'un corps: elle est mesurée en kelvin = zéro kelvin = -273.15 degrés Celsius (environ) [13].

I.7.5 Champ de température

En tout point de l'espace ou se trouve de la matière, on définit une fonction scalaire Température, $T(x, y, z, t)$, fonction des coordonnées du point ainsi que du temps. L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé « champ la température » [17].

I.8 Grandeurs classiques définissant l'échangeur

L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc..).

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique de l'étude, autrement dit l'évaluation des performances thermiques, et en nous limitant de plus au régime permanent de fonctionnement. Deux méthodes de calcul seront utilisées:

- celle de la moyenne logarithmique de la différence de température, souvent appelée **DTLM**
- celle du "nombre d'unités de transfert" dite **NUT** (ou **NUT** dans les ouvrages de langue anglaise), également utilisée en génie chimique pour le transfert de masse [9].

I.8.1 Méthode du DTML (DTML différence des températures de mélange moyenne logarithmique)

Dans le cas de ces échangeurs plus élaborés la quantité **DTLM** que nous avons vu jusqu'ici ne représente plus exactement l'écart de température logarithmique moyen mais on la calcule toujours d'après l'expression: L'expression du flux est alors corrigée par l'intermédiaire d'un facteur correctif **F** issu d'abaques et devient:

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{I.23}$$

Avec:

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

T_{ce}, T_{fe} : Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid;

T_{cs}, T_{fs} : Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid [19].

$$\phi = F \cdot H \cdot S \cdot \Delta TLM \quad \text{I.24}$$

La valeur locale de la puissance élémentaire $d\phi$ échangée à travers un élément de surface ds est donnée par l'équation:

$$d\phi = k \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad \text{I.25}$$

Avec

k : Coefficient d'échange global.

T_c et T_f : Températures des fluides de part et l'autre part de la paroi.

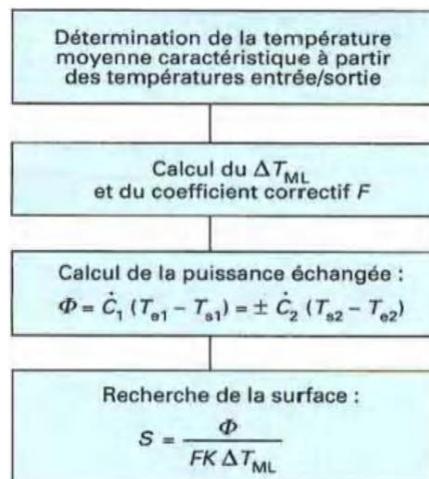
La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes:

- On définit une température moyenne caractéristique;
- On suppose constant le coefficient d'échange global K déterminé à la température caractéristique d'échange.

Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F . Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Dans certains cas, la solution est analytique mais la formule est complexe, et dépend de l'efficacité. Dans la pratique, on a recours à des abaques pour le calcul de F et l'on peut se reporter à l'ouvrage de Kern pour la classification suivant les différents modes de circulation (multi passes, courants croisés, etc..). (Voir figure I.8) [9].

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant:

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :



avec \dot{C}_1, \dot{C}_2 débits de capacités (mc_p) des deux fluides.

Figure I.8: le déroulement de calcul de la méthode « DTLM » [9].

Application:

Les températures des fluides, dans un échangeur de chaleur, ne sont pas en générale constantes, mais elles varient d'un point à un autre à mesure que la chaleur s'écoule du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid.

Exemple (Echangeur à Co- courant Echangeur à contre-courant):

Dans les deux échangeurs (Echangeur à Co- courant, Echangeur à contre-courant), il n'y a pas de changement de phase. La figure I.9 montre que, quel que soit la longueur de l'échangeur la température finale du fluide le plus froid ne peut jamais être supérieure à la température de sortie du fluide le plus chaud. Il s'agit d'une disposition géométrique à **Co-courant**. Pour un échangeur de chaleur à **contre-courant** (figure I.10), par contre, la température du fluide le plus froid peut dépasser la température de sortie du fluide le plus chaud, car il existe un gradient de température favorable tout au long de la traversée de l'échangeur. Un avantage supplémentaire de la disposition à **contre-courant** est que, pour un flux de chaleur donné, on a besoin d'une surface d'échange plus petite que dans le cas d'un **écoulement parallèle**.

Si on considère le cas des échangeurs à **courants parallèles** ou **contre-courant** et si on suppose que l'échangeur est sans pertes, le flux de chaleur $d\theta$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers un élément de surface d'échange dA s'écrit [16]:

Le flux perdu par le fluide chaud ($dT_c < 0$) égal au flux gagné par le fluide froid ($dT_f > 0$).

$$d\theta = -m_c \cdot Cp_c \cdot dT_c = m_f \cdot Cp_f \cdot dT_f \quad \text{I.26}$$

Avec:

m_c, m_f : Les débits massiques des deux fluides (kg/s)

Cp_c, Cp_f : : Les chaleurs massiques à pression constante (kJ/kg. °C).

La relation déjà indiquée:

$$d\theta = h \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad \text{I.27}$$

De (I.26) on tire:

$$dT_c = \frac{-d\theta}{(m_c \cdot Cp_c)} \quad \text{I.28-a}$$

Et

$$dT_f = \frac{-d\theta}{(m_f \cdot Cp_f)} \quad \text{I.28-b}$$

D'où:

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\theta \left(\frac{1}{m_c \cdot Cp_c} - \frac{1}{m_f \cdot Cp_f} \right) \quad \text{I.28-c}$$

Après simplification on obtient:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -h \cdot dA \cdot \left(\frac{1}{m_c \cdot Cp_c} + \frac{1}{m_f \cdot Cp_f} \right) \quad \text{I.28-d}$$

Si on admet que le coefficient d'échange local h reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la surface d'échange, pour obtenir, en introduisant les conditions aux extrémités T_{ce}, T_{fe} et T_{cs}, T_{fs} .

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fs})} = -h \cdot S \cdot \left(\frac{1}{m_c \cdot Cp_c} + \frac{1}{m_f \cdot Cp_f} \right) \quad \text{I.29}$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide (bilan enthalpique global):

$$\Phi = m_c \cdot C p_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = m_f \cdot C p_f \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \quad \text{I.30}$$

Donc;

$$\Phi = h \cdot A \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]} \quad \text{I.31}$$

Le terme:

$$\frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]} \text{ Désigne ce qu'on appelle la moyenne logarithmique [18].}$$

La différence de température logarithmique moyenne ΔTLM (DTLM) est définie de la manière suivante:

❖ Pour un échangeur fonctionnant à Co-courant

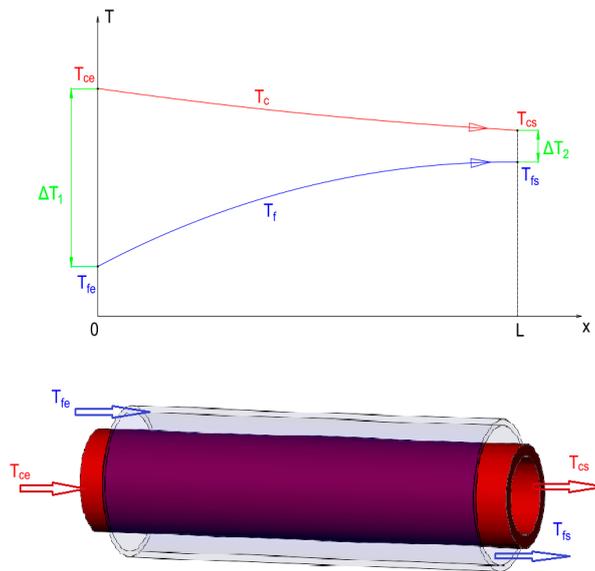


Figure. 1.9: Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à Co-courant.

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

Avec:

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

T_{ce}, T_{fe} : Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid ;

T_{cs}, T_{fs} : Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid [19].

❖ Pour un échangeur fonctionnant à contre-courant

Une démarche similaire à celle adoptée dans le cas du *co-courant* conduit alors à:

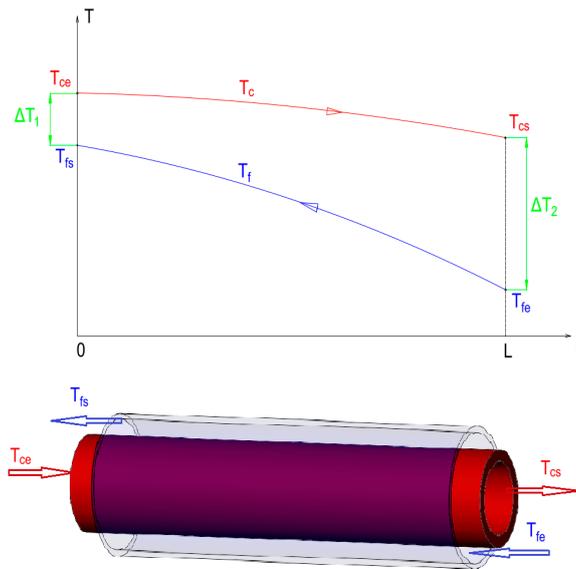


Figure. I.10: Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant.

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

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

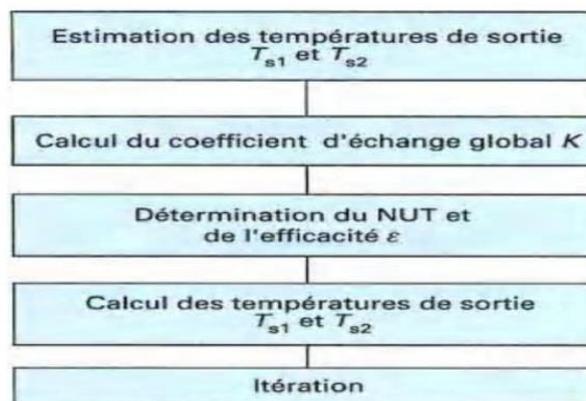
T_{ce}, T_{fe} : Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid ;

T_{cs}, T_{fs} : Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid [17].

I.8.2 Méthode du NUT

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides.

Le déroulement de calcul de la méthode de NUT : (figure I.11)



I.11: Figure le déroulement de calcul de la méthode « NUT » [9].

Calcul de la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT)

La méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT) repose sur le calcul des performances d'un échangeur thermique. En effet, cette méthode permet :

- d'évaluer le nombre d'unités de transfert
- de calculer l'efficacité de l'échangeur à partir des équations numériques ou des abaques
- de déterminer les températures de sortie des fluides dans le cas où l'efficacité est connue

L'efficacité d'un échangeur est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée $P_{réel}$ à la puissance maximum qu'il est théoriquement possible d'échanger P_{max} si l'échangeur est parfait.

$$E = \frac{P_{réel}}{P_{max}} \quad \text{I.32}$$

La puissance thermique réellement échangée d'un échangeur $P_{réel}$ [W]

Où:

qm_c, qm_f : Débit massique des fluides respectivement chaud et froid en Kg/s

Cp_c, Cp_f : Chaleur spécifique à pression constante des fluides respectivement chaud et froid t, en J / (kg. k)

$\Delta T_c, \Delta T_f$: Écart de température des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C ;

$$\Delta T_c = Tc_e - Tc_s \quad \text{I.33-a}$$

$$\Delta T_f = Tf_e - Tf_s \quad \text{I.33-b}$$

Tc_e, Tf_e : Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C ;

Tc_s, Tf_s : Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C ;

La puissance d'échange maximum théoriquement possible P_{max} est le produit du débit de capacité thermique le plus faible d'un fluide C_{min} , [W/K] et de la température égale à l'écart maximal existant dans l'échangeur soit $(Tc_e - Tf_e)$.

$$P_{max} = C_{min} (Tc_e - Tf_e) \quad \text{I.34}$$

Le débit de capacité thermique massique minimale C_{min} est le produit du débit massique (qm) par la chaleur spécifique (C_p) du fluide :

$$C_{min} = \min(qm_c \cdot Cp_c, qm_f \cdot Cp_f) = \min(C_c, C_f) \quad \text{I.35}$$

L'efficacité de l'échangeur thermique s'écrit :

Si le côté chaud présente le produit ($qm \cdot Cp$) minimum:

$$E = \frac{P_{réel}}{P_{max}} = \frac{C_c \cdot (Tc_e - Tc_s)}{C_c \cdot (Tc_e - Tf_e)} = \frac{(Tc_e - Tc_s)}{(Tc_e - Tf_e)} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} \quad \text{I.36}$$

Où:

Si le côté froid présente le produit ($qm \cdot Cp$) minimum:

$$E = \frac{P_{réel}}{P_{max}} = \frac{C_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{C_f \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{max}} \quad I.37$$

Lorsque les températures de sortie des fluides sont inconnues (ce qui est souvent le cas dans le cadre d'une simulation), l'efficacité d'un échangeur se détermine par les équations suivantes :

Pour une circulation des fluides à **contre-courants**:

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-C)}}{1 - C \cdot e^{-NUT(1-C)}} \quad I.38$$

Pour une circulation des fluides à **Co-courants**:

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+C)}}{1 + C} \quad I.39$$

En déduisant NUT des équations ci-dessus on peut avoir les relations suivantes:

❖ Pour une circulation des fluides à **contre-courants**:

$$NUT = \frac{1}{C-1} \cdot \ln\left(\frac{E-1}{C \cdot E-1}\right) \quad I.40$$

Où:

NUT: nombre d'unités de transfert qui est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur

$$NUT = \frac{U \cdot S}{C_{min}} \quad I.41$$

U: coefficient global d'échange de chaleur qui dépend des caractéristiques de l'écoulement et des fluides, en $W / (m^2 \cdot K)$;

S: Surface d'échange, en m^2 ;

C : rapport des débits de capacité thermique;

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad I.42$$

Cas particuliers:

❖ Pour tous les types d'échangeurs: si $C = 0$

$$E = 1 - e^{-NUT} \quad I.43$$

❖ Pour l'échangeur à **contre-courant**:

$$NUT = \frac{NUT}{NUT+1} \quad I.44$$

Il existe des abaques pour déterminer l'efficacité de l'échangeur thermique en fonction des valeurs NUT et C pour la plupart des configurations courantes [19].

C'est-à-dire: $E = f(NUT, C, \text{configuration de l'écoulement})$

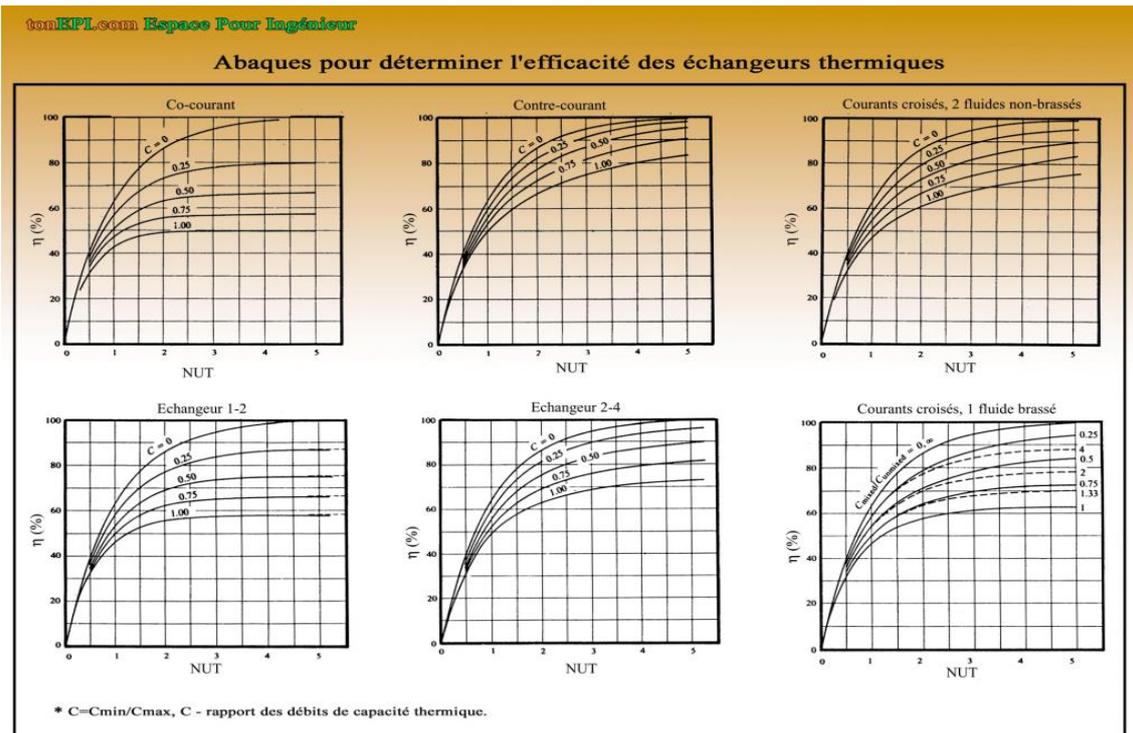


Figure. I.12: Évolution de l'efficacité en fonction de NUT et C = C_{min}/C_{max} pour des échangeurs thermiques.

I.9 Etude des pertes de charges

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints se décompose en deux parties : pertes de charge dans les plaques et pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. En général on considère que les dimensions des tubulures sont suffisamment importantes pour que les pertes de charges y soient négligeables devant celles des plaques. La perte de charge d'un fluide en écoulement isotherme dans une plaque (ΔP) entre les collecteurs d'entrée et de sortie, dépend de nombreux paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide, ainsi que la géométrie des plaques.

En considérant le diamètre hydraulique moyen D_h comme dimension caractéristique du canal et (L) la longueur de la plaque, la perte de pression peut s'écrire comme suit:

$$\Delta P = \Delta P_{collecteur} + 4 \cdot f \cdot \frac{\rho U^2 L}{2 D_h} \tag{I.45}$$

Cette relation a été vérifiée expérimentalement dans des nombreuses configurations. Le coefficient de frottement f s'exprime d'une manière générale comme suite:

$$f = \frac{K}{Re^x} \tag{I.46}$$

K et x dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie de la plaque. L'exposant x du nombre de Reynolds varie de 0,1 à 0,4 [20].

❖ Pour un régime turbulent : $f = 1,22/R_e^{0,252}$

- ❖ Pour un régime laminaire : $f = 38/R_e$

I-10 Conclusion

Cet étude énergétique des échangeurs de chaleurs nous a permis d'avoir une vision d'ensemble sur les modes de transfert thermique, les lois de transmission de la chaleur, les régimes d'écoulement, les nombre adimensionnel, les corrélations usuelles en convection forcée, l'étude thermique des échangeurs de chaleur, les grandeurs classiques définissant l'échangeur, l'étude des pertes de charges. L'analyse des grandeurs classiques définissant l'échangeur passe par la maîtrise d'outils tels que:

- La méthode DTML.
- La méthode NUT.

Equivalentes, ces deux méthodes permettent d'aboutir au même résultat. Cependant, la seconde connaît une plus grande utilisation dans la pratique car elle est plus proche des contraintes du concepteur. En effet, la méconnaissance quasi systématique des températures de sortie dans un avant-projet, élimine rapidement la méthode au profit de celle de l'efficacité/ NUT qui n'implique explicitement que les températures d'entrée. L'analyse des pertes de charges des échangeurs de chaleurs il va de soi qu'un meilleur fonctionnement quand la perte de charges est plus petite.

Chapitre II

Etude technologique des échangeurs de chaleurs

II.1 Introduction

Les procédés utilisés dans l'industrie demandent souvent que les fluides traités soient réchauffé ou refroidis avec ou sans changement de phase au cours des diverses opération auxquelles ils sont soumis. La chaleur mis en ouvre représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupères la plus grande quantité possible. De ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages importants. [21]

II.2 Principe général de fonctionnement

Dans un changeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs) [22]. Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique; les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur.

Le principe général est simple mais il donne lieu un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique.

Le principe problème du thermicien, consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée [23].

II.3 Classification des échangeurs thermiques

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

II.3.1 Classification selon les types de contact

II.3.1.1 Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient ou Canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la Même température finale.

II.3.1.2 Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi [24].

II.3.2 Classification selon Les types d'échange

II.4.2.1 Échangeur sans changement de phase

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

II.3.2.2 Échangeur avec changement de phase

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

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise: ces échangeurs sont Rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, Lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire Plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état [25].

II.3.3 Classement suivant la disposition des écoulements

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

II.3.3.1 Échangeur co-courants «Même sens»

Dans cette configuration (figure II.1) les deux fluides s'écoulent dans la même direction. Cette circulation est dite Co-courant ou anti méthodique.

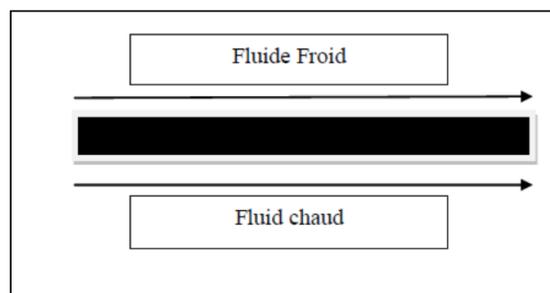


Figure II.1: Echangeur Co-courant [26].

II.3.3.2 Échangeur contre-courants «Sens contraire»

Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodique.

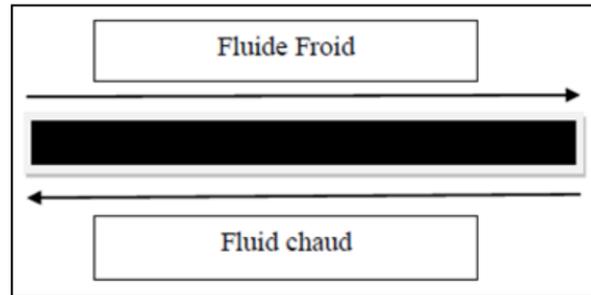


Figure II.2: Echangeur Contre-courant [26].

II.3.3.3 Echangeurs à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs les deux fluides vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre en remarque ainsi que le sens d'écoulement est sans importance [27].

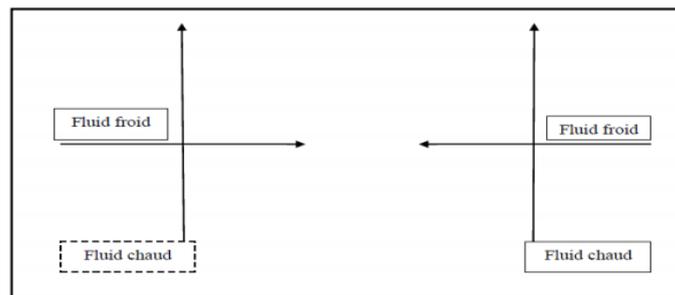


Figure II.3: Echangeur à courants croisés [26].

II.3.4 Classement fonctionnel

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

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs [24].

II.3.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700\text{m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800\text{ m}^2/\text{ m}^3$ [24].

II.3.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi:

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [24]

II.3.7 Classification selon la géométrie

II.3.7.1 Les échangeurs tubulaires

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 [28].

❖ *Échangeur monotube*

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

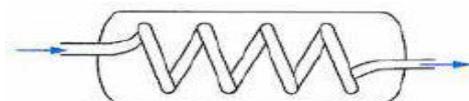


Figure II. 4: Échangeur monotube en serpentín [28].

❖ *Echangeur coaxial*

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 [28].

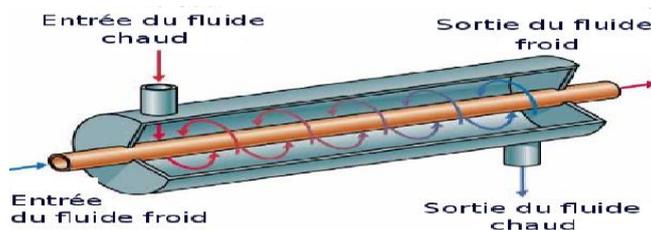


Figure II.5: Échangeur coaxial [29].

II.3.7.2 Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

❖ *Échangeur à tubes séparés*

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 [28].

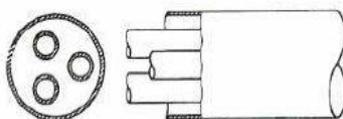


Figure II.6: Échangeur à tube séparé [28].

❖ **Échangeur à tubes rapprochés**

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 [28].

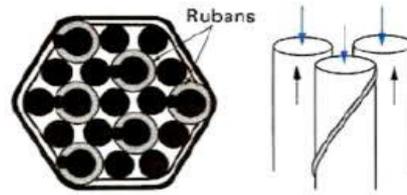


Figure II.7: Échangeur à tube rapproché [28].

❖ **Échangeur à tubes ailettes**

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique

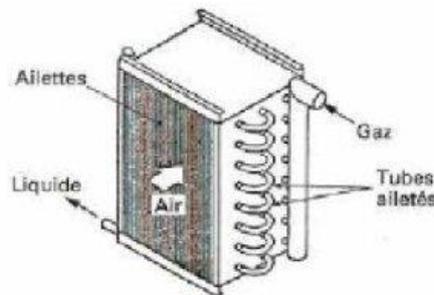


Figure II.8: Échangeur à tube ailette [28].

Différents types d'ailettes : Il existe plusieurs types des ailettes; on situe les types suivantes:

1°-Ailettes transversales:

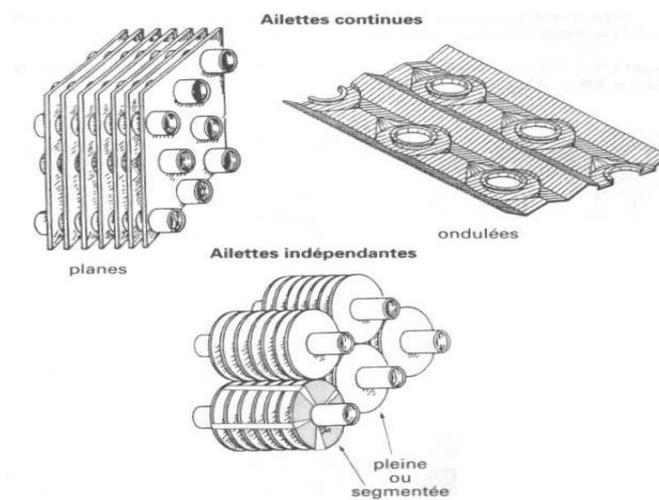
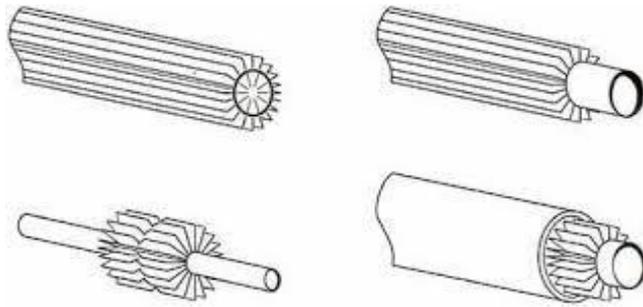
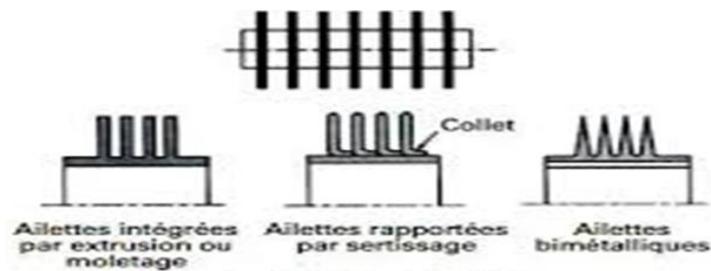
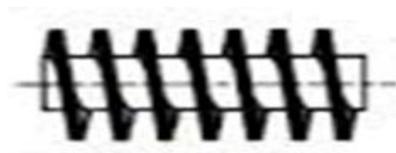
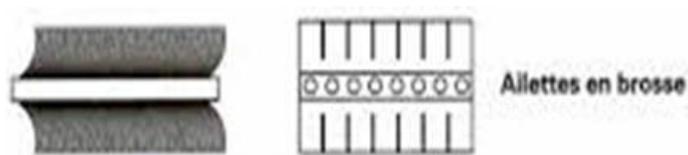


Figure II.9: Ailettes transversales [28].

2°-Ailettes longitudinal:*Figure. II.10: Ailettes longitudinal [28].***3°-Ailettes annulaire:***Figure II.11: Ailettes annulaire [28].***4°- Ailettes spirale:***Figure II.12: Ailettes spirale [28].***5°-Ailettes en brosse:***Figure II 13: Ailettes en brosse [28].*

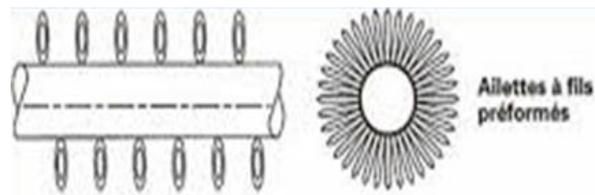
6°-Ailettes à fils préformés:

Figure II.14: Ailettes à fils préformés [28].

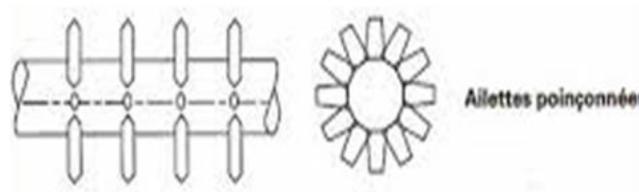
7°-Ailettes poinçonnées:

Figure II.15: Ailettes poinçonnées [28].

II.3.7. 3 Echangeur à tube et calandre

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur à tube et calandre. Énumérons les principaux

❖ Echangeur de chaleur à tête flottante

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 [29].

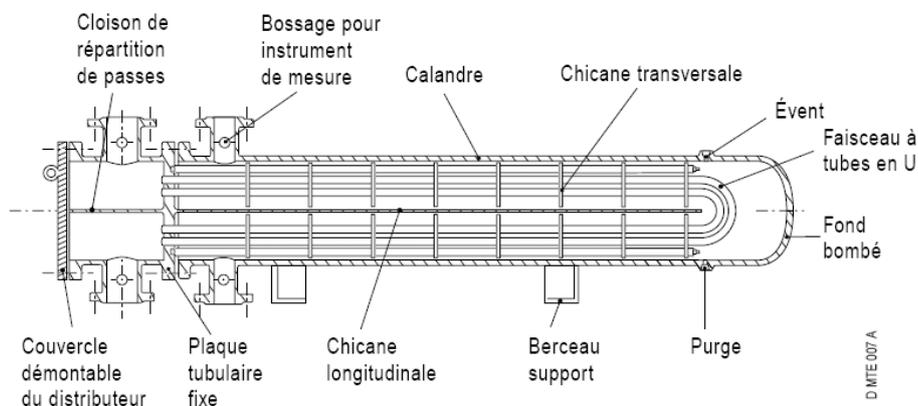


Figure II.16: Échangeur à tête flottante [30].

❖ **Echangeur à plaque tubulaires fixes**

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [30].

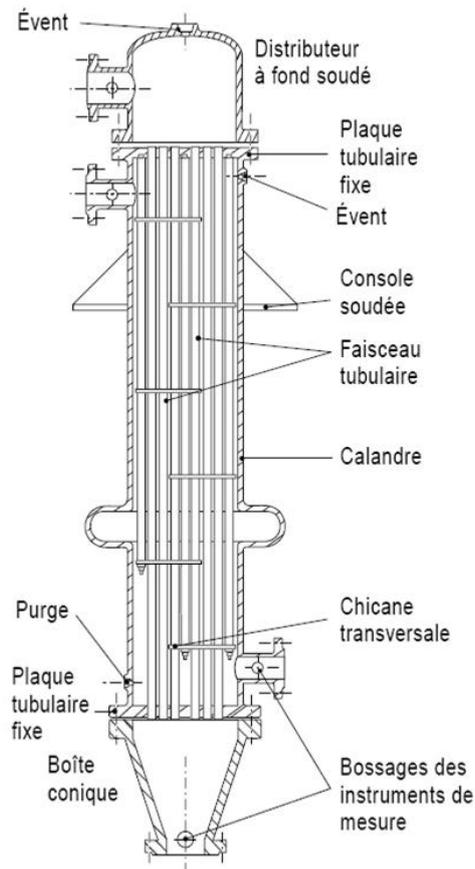


Figure II.17 : Échangeur à plaque tubulaire fixe [30].

❖ **Echangeur à tubes en U**

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 [30].

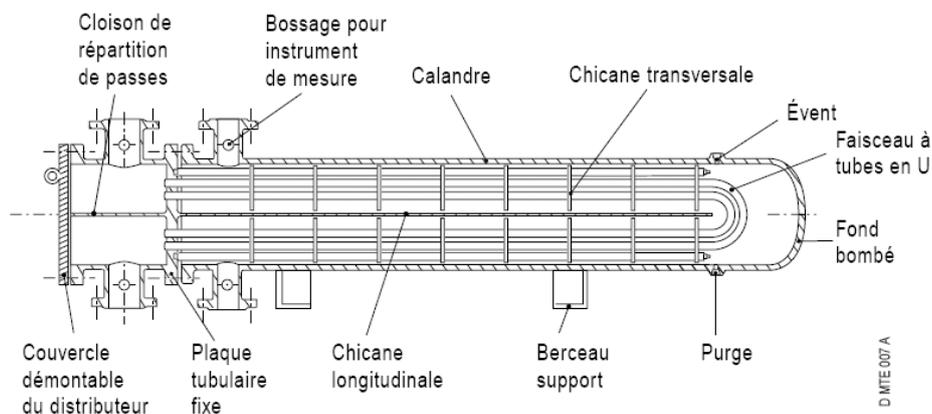


Figure II.18: Échangeur à tube en U [30].

II.3.7.4 Echangeur à plaque

❖ *Échangeurs à surface primaire*

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, 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 [24].

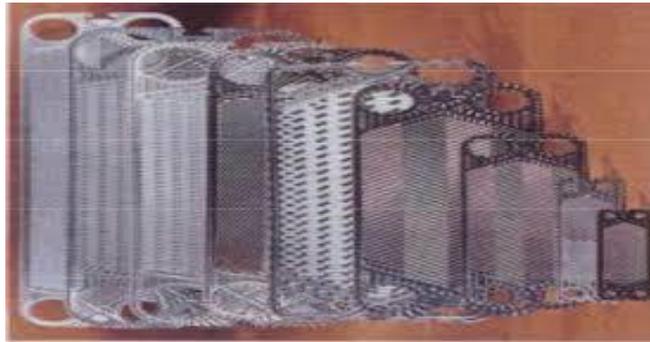


Figure II.19: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [28].

❖ *Échangeurs à plaques et joints*

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [24].



Figure II.20: Échangeur à plaque et joint [28].

❖ *Échangeurs à plaques soudées ou brasées*

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

Parmi leur différent type [28].

✓ *Échangeur platulaire*

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 tabulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés [28].

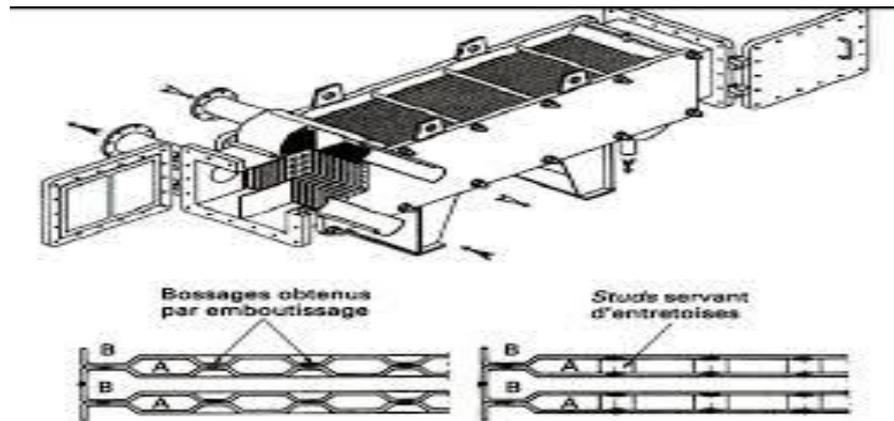


Figure II.21: Échangeur platulaire et schéma canaux [28].

✓ Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corrigées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés [28].

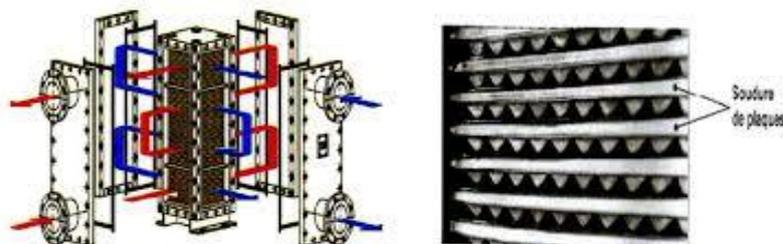


Figure II.22: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [28].

✓ Échangeur Packinox

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 bar [28].

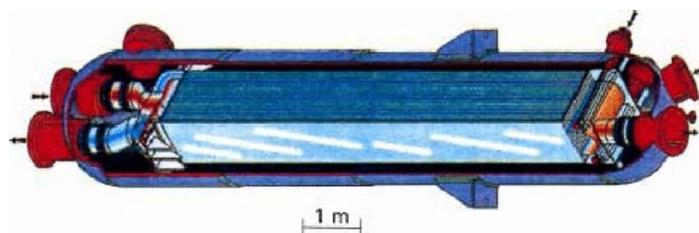


Figure II.23: Échangeur Packinox [28].

✓ Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un

des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (Tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique [28].



Figure II.24: Échangeur lamellaire [28].

✓ Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée, 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 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [27].

La figure suivante représente l'échangeur à spirale.

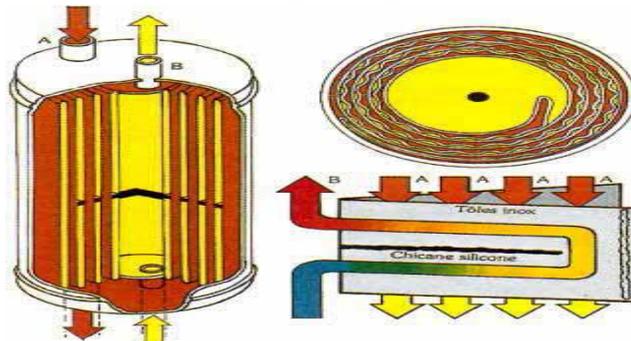


Figure II.25: Échangeur à spirale [28].

✓ Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées [28].

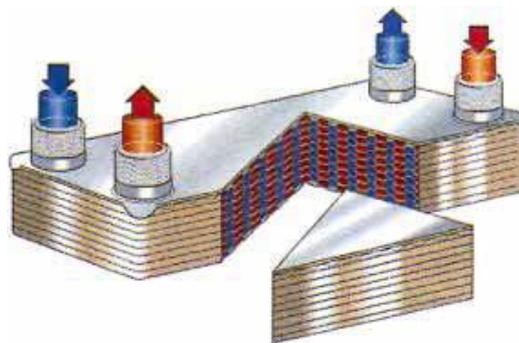


Figure II.26 : Échangeur brasé [28].

II.3.8. Classification selon le nombre des fluides

➤ *Deux fluides.*

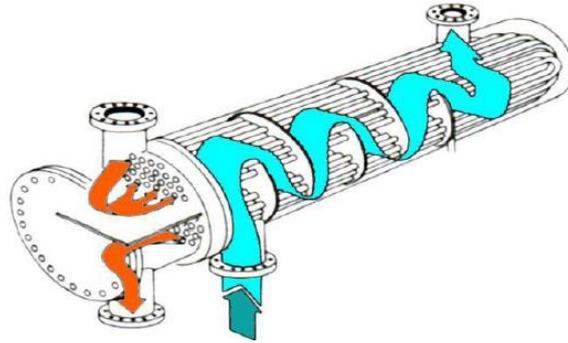


Figure II.27: Echangeur a deux fluides [26].

➤ *Trois fluides.*

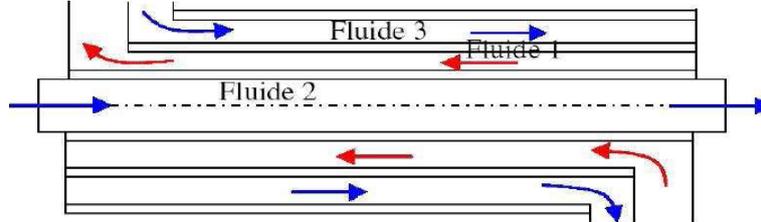


Figure II.28: Echangeur a trois fluides [26].

➤ *Nombre de fluide >3.*

II.4 Évaluation des performances thermiques d'un échangeur

L'objectif principal est fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible. L'étude des échangeurs traverse différentes disciplines : Thermique, mécanique des fluides, technologie des matériaux et architecture; pour L'étude thermique en régime permanent on a deux méthodes de calculs:

- Moyenne logarithmique de la différence de Température (DTLM)
- Nombre d'unités de transfert (NUT) [31]

II.4.1 Distribution des températures

Les températures des fluides pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante. Les figures donnent l'allure de quelques distributions de températures des échangeurs très simple. On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité où rentre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale s , à

la sortie du fluide chaud. Les températures sont repérées à l'aide d'indices *e* signifiant entrée et *s* sortie, *c* désignant le fluide chaud et *f* le fluide froid [31].

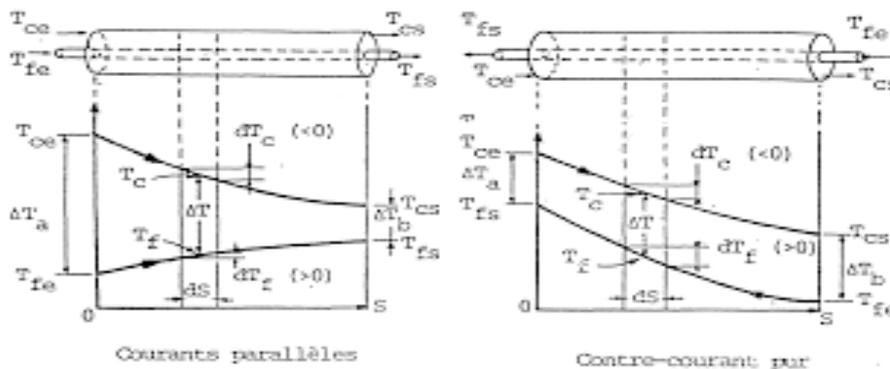


Figure II.29: Distribution des températures dans des échangeurs à un seul passage (Type double tube) [32].

Remarque: on remarque en particulier sur ces figures que dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique [33].

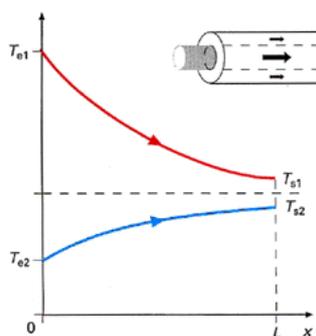


Figure II.30: Distribution des températures dans un échangeur à Co-courant

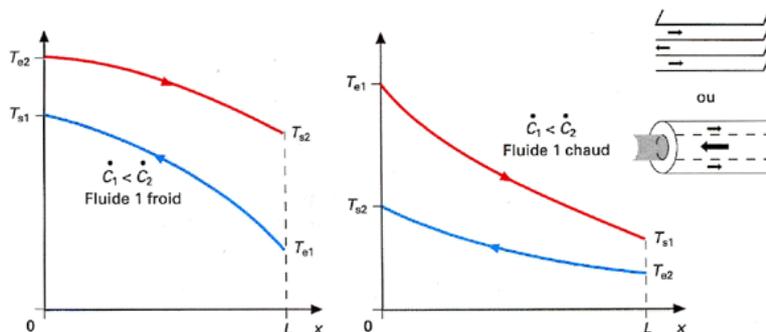


Figure II.31: Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant

II.4.2 Évaluation du coefficient d'échange global

Pour pouvoir calculer la puissance thermique d'un échangeur de chaleur on a la relation suivante:

$$\Phi = k S \Delta TLM$$

II.1

Avec:

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad \text{II.2}$$

Il est encore nécessaire de connaître le coefficient d'échange global défini par la relation:

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS \quad \text{II.3}$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs:

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

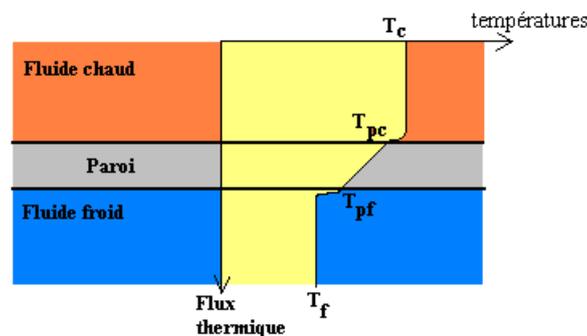


Figure II.32: Profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface dS [31].

- La convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection h_c permettant de définir une résistance thermique convective: $1/h_c S$
- La convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection h_f permettant de définir une résistance thermique convective: $1/h_f S$
- La conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , il en est rendu compte par une résistance thermique de conduction: $e/\lambda S$

De sorte que le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression:

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad \text{II.4}$$

Soit encore:

$$\phi = K S (T_c - T_f) \quad \text{II.5}$$

Et

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad \text{II.6}$$

Cette modélisation doit encore être complétée sur deux points pour rendre compte correctement des phénomènes dans un échangeur réel:

- Dans la relation (II.6), nous avons supposé la même surface d'échange S côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange S_c et S_f , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera K_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera K_f
- De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_{ec} et R_{ef} s'opposant à l'échange.

En définitive, la performance réelle de l'échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants:

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_c}{S_m} + \left(R_{ef} + \frac{1}{h_f} \right) \frac{S_c}{S_f}} \quad \text{II.8}$$

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_f}{S_m} + \left(R_{ec} + \frac{1}{h_c} \right) \frac{S_f}{S_c}} \quad \text{II.9}$$

S_f : L'aire de la surface d'échange côté froid, en m^2

S_c : L'aire de la surface d'échange côté chaud, en m^2

S_m : L'aire de la surface d'échange moyenne, en m^2

R_{ec} et R_{ef} : Sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

K_c K_f est s'expriment en $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ [31].

❖ Pour les échangeurs à Co-courant

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément ds de la surface d'échange. Le flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers ds peut s'écrire [31] :

$$d\Phi = k (T_c - T_f) dS \quad \text{II.10}$$

K: Coefficient d'échange global ; $K=f(x)$ ($W / (m^2 \cdot ^\circ C)$)

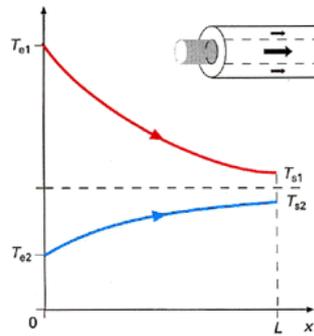


Figure II.33 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant [31].

Hypothèse: échangeur sans pertes, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid.

Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS s'écrit, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad \text{II.11}$$

Avec:

$-\dot{m}_c C_{pc} dT_c$: Flux perdu par le fluide chaud

$\dot{m}_f C_{pf} dT_f$: Flux gagné par le fluide froid

Et

\dot{m}_c et \dot{m}_f : Sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s .

C_{pc} et C_{pf} : Sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en $J/(kg \cdot ^\circ C)$.

Donc :

$$\begin{cases} dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \\ dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \end{cases} \quad \text{II.12}$$

D'où la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) d\Phi \quad \text{II.13}$$

D'où:

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) K(T_c - T_f) dS \quad \text{II.14}$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) K dS \quad \text{II.15}$$

Hypothèse :

K : Constante le long de l'échangeur ; donc l'intégration de l'équation (II.15) de $S=0$ à S donne:

$$[\log(T_c - T_f)]_{s=0}^s = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) k S \quad \text{II.16}$$

Conditions aux limites:

$$x=0 : T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$$

$$x=L : T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$$

Alors:

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) k S \quad \text{II.17}$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides; c'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit:

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fe} - T_{fs}) \quad \text{II.18}$$

Donc :

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\phi} + \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{\phi}\right) k S = [(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})] \frac{k S}{\phi} \quad \text{II.19}$$

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles :

$$\phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad \text{II.20}$$

❖ Pou les échangeurs à contre-courant

La variation de température dT_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative. Dans ces conditions et de même manière on obtient la puissance thermique totale échangée:

$$\phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad \text{II.21}$$

Cette 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 [31].

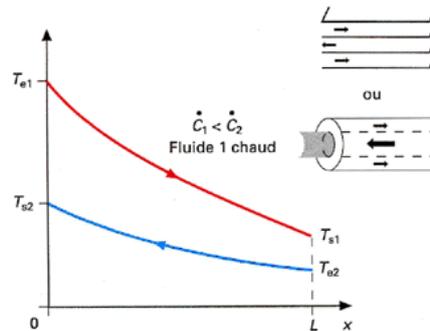


Figure II.34 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants [31].

II.4.3 Ordre de grandeur des résistances d'encrassement

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement.

Variation : $1 \cdot 10^{-4}$ et $70 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

- Eau de mer à $T < 50^\circ\text{C}$ $R_e = 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Eau de mer à $T > 50^\circ\text{C}$ $R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Eau de ville à $T < 50^\circ\text{C}$ $R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Eau de ville à $T > 50^\circ\text{C}$ $R_e = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Eau de rivière $R_e = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Vapeur d'eau non grasse $R_e = 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Vapeur d'eau grasse $R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Liquides réfrigérants $R_e = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Fioul $R_e = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Essence, kérosène $R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Huile de lubrification $R_e = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Air non dépoussiéré $R_e = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Produits de combustion gazeux $R_e = 20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ [31]

Remarque

1. 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)
1. 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.
 2. Si ΔT_2 ne diffère pas plus de 50% de ΔT_1 on peut remplacer la moyenne logarithmique de la température globale par la moyenne arithmétique, en ne commettant qu'une erreur de 1%
 3. Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement DTLM en fonction de ΔT_1 et ΔT_2 [31].

II-5 Conclusion

Cette étude technologique des échangeurs de chaleurs nous a permis d'avoir une vision d'ensemble sur le principe général de fonctionnement, la classification des échangeurs thermiques et l'évaluation des performances thermiques. L'analyse de la classification des échangeurs ce fait par le choix des critères de classement des différents types d'échangeurs.

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 utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [33].

L'analyse de l'évaluation des performances thermiques il va de soi qu'un meilleur échangeur qui fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible.

Chapitre III

Etude de l'endommagement des échangeurs de chaleur

III.1 Introduction

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibration et de tenue mécanique.

L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par:

- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études,
- Une dépense d'énergie supplémentaire,
- Le remplacement des appareils corrodés
- Des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

Les phénomènes de vibratoires doivent également être pris en compte dans le dimensionnement des échangeurs au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge. Enfin, les problèmes de tenue mécanique sont, pour les géométries les plus classiques. [33].

III.2 Les principaux problèmes de fonctionnement

III.2.1 La fatigue thermique

La fatigue thermique est un des problèmes majeurs dans les turbomachines aéronautiques et astronautiques, particulièrement au niveau des aubes de turbine. La dégradation de ces pièces est essentiellement due aux contraintes d'origine thermique qui se développent durant les régimes transitoires (démarrage, arrêt). Toutefois, la fatigue thermique n'est pas un phénomène de fatigue pure. Les régimes transitoires se produisent, pour les turbopompes astronautiques, entre des températures cryogéniques et des températures élevées de l'ordre de 750°C. La dégradation des matériaux pour aubes soumis à la fatigue thermique peut donc aussi résulter d'endommagement de fluage ou de l'effet de l'environnement [34].

III.2.2 Les vibrations

Les vibrations constituent un paramètre essentiel à prendre en compte dans la conception d'un échangeur, au même titre que le transfert de chaleur et les pertes de charge. Outre les aspects classiques (chocs, spectre de vibrations) issue du milieu extérieur, les échangeurs induisent leurs propres vibrations sous l'effet du fluide qui les parcourt. Ce paragraphe traite essentiellement des efforts dynamiques dus au fluide et à leur répercussion sur les tubes dans un échangeur de type tubes et calandre; cet aspect vibratoire est peu ou pas rencontré dans les autres échangeurs. Suivant la vitesse d'écoulement du fluide coté calandre, les tubes qui vibrent à leurs fréquences propres peuvent se déplacer suffisamment pour entrer en collision. Il s'ensuit un phénomène de fatigue pouvant aller jusqu'à la fuite ou la rupture [33].

III.2.3 La corrosion

Dans les propriétés du métal et souvent une dégradation fonctionnelle du métal lui même. Une autre définition, considère que ce phénomène n'est autre que le retour des métaux et alliage à leurs états naturels de minerais. En tous cas quelle que soit la définition adoptée, la corrosion est une dégradation. Selon le milieu, la corrosion est dite sèche quand elle apparaît dans les environnements gazeux et humide, lorsqu'elle a lieu dans les électrolytes liquides [35].

III.2.3.1 Processus de dégradation

La corrosion peut se développer suivant différents processus qui définissent chacun un type de corrosion.

❖ La corrosion chimique

Est la conséquence d'une réaction hétérogène entre une phase solide et une phase liquide. Elle ne fait pas intervenir le passage d'un courant électrique. Il est très difficile d'en donner des exemples car elle est le plus souvent accompagnée de corrosion électrochimique.

❖ La corrosion électrochimique

Se produit lorsqu'il existe des hétérogénéités, soit dans le métal, soit dans la solution corrosive. Ces hétérogénéités déterminent la formation à la surface du métal de micro-ondes et de microcathodes qui constituent des microplis. Un courant électrique circule entre les électrodes. Les zones appelées anodes sont attaquées et les zones appelées cathodes sont le siège d'une ou plusieurs réactions de réduction. Nous reviendrons plus

loin sur ce type de corrosion dont l'importance est prédominante dans l'industrie laitière.

❖ **La corrosion bactérienne**

Est l'attaque des métaux par les produits du métabolisme de certains micro-organismes. Ce type de corrosion n'a pas été, à notre connaissance, rencontré dans l'industrie laitière. On l'observe le plus souvent sur les canalisations enterrées et sur les ouvrages immergés en eau de mer. Enfin, la corrosion avec érosion peut se produire lorsqu'une couche de produits de corrosion adhérente et continue à la surface du métal est détruite localement par abrasion consécutive au mouvement du liquide lui-même ou bien à celui des particules solides qu'il contient. On observe alors une accélération de la corrosion. Ces divers types de corrosion interviennent rarement indépendamment les uns des autres ce qui a pour effet de rendre plus complexe l'interprétation des phénomènes de corrosion [36].

III.2.3.2 Différent types de corrosion

❖ **Corrosion uniforme**

Il se traduit par une réaction chimique ou électrochimique qui se produit uniformément sur toute la surface considérée, appelée aussi corrosion généralisée. Elle survient dans le cas d'un environnement homogène (la température, de pression ou de concentration sont ont les mêmes valeurs sur le long de l'interface) et lorsque le métal lui-même présente vis-à-vis de cet environnement un comportement suffisamment homogène. La corrosion uniforme ou généralisée se manifeste avec la même vitesse en tous les points du métal entraînant une diminution régulière de l'épaisseur de celui-ci ou simplement un changement de coloration (ternissement) [37].



Figure III.1: Corrosion générale (rouille) d'une pièce en acier [36].

❖ Corrosion localisée

Ce terme implique que des parties spécifiques d'une surface exposée se corrodent dans un électrolyte approprié. Cette forme de corrosion est plus difficile à contrôler que la corrosion généralisée

❖ Corrosion par piqure

Dans certaines conditions d'environnement, les métaux et alliages protégés par un film passif peuvent subir une attaque par piqûration, lorsqu'il se produit une rupture localisée du film. Ces piqûres se localisent en certains points de la surface métallique, elles développent de façon insidieuse et s'auto propagent: au fond de la cavité créée, l'hydrolyse des ions métalliques dissous entraîne une augmentation du degré d'acidité, ce qui entretient le phénomène de corrosion.

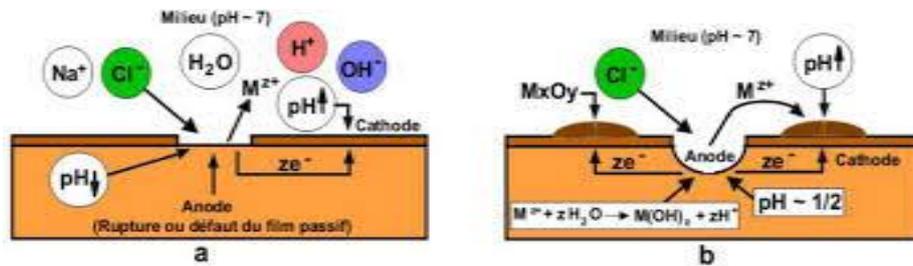


Figure III.2 : Amorçage (a) et propagation (b) d'une piqure [36].

❖ Corrosion inter granulaire

C'est une attaque sélective aux joints de grains, par suite d'hétérogénéités locales : appauvrissement de l'un des constituants ou au contraire, enrichissement par suite de précipitation lors d'un traitement thermique par exemple. Il y a alors création de piles locales avec dissolution des zones anodiques.



Figure III.3: Fissures de corrosion sous contrainte (CSC) [36].

❖ Corrosion par crevasse

Appelée aussi corrosion cavernueuse, elle est due à une différence d'accessibilité de l'oxygène entre deux zones d'une structure métallique. Il y a alors une attaque des parties métalliques les moins accessibles à l'oxygène. La corrosion cavernueuse la plus typique se produit sur les matériaux qui sont passivés préalablement, ou des matériaux qui peuvent facilement être passivés (acier inoxydable, aluminium, alliages d'acier non allié ou faiblement allié dans des milieux plus ou moins alcalins,etc.), lorsque ces matériaux sont exposés à des espèces agressives (par exemple chlorures) qui peuvent conduire à une rupture locale de la couche d'oxyde de surface.

❖ Corrosion galvanique

Il s'agit de l'attaque préférentielle de la phase la moins noble d'un alliage comportant deux phases ou de la corrosion pouvant exister entre au moins deux matériaux métalliques placés dans le même environnement. Il y a formation d'une pile. En cas de couplage, plus les métaux en présence sont éloignés sur l'échelle galvanique, plus la pile formée dispose d'énergie pour provoquer les transformations. Les phénomènes de corrosion sont amplifiés à la fois dans la cinétique de dégradation et dans la génération d'ions dans le milieu biologique.

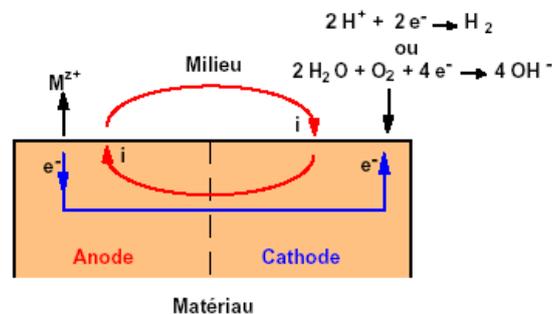


Figure III.4 : Représentation schématique d'une pile de corrosion [36].

❖ Corrosion et dissolution sélective

C'est l'oxydation d'un composant de l'alliage, conduisant à la formation d'une structure métallique poreuse.

❖ Corrosion par frottement

C'est la détérioration qui se produit à l'interface entre des surfaces en contact, suite à la conjugaison de la corrosion et d'un faible glissement réciproque des deux surfaces.

❖ Corrosion sous contrainte et fatigue-corrosion

C'est une fissuration du métal qui résulte de l'action commune d'une contrainte mécanique (force de traction) et d'une réaction électrochimique. La corrosion sous l'effet de la fatigue est due à l'application répétée des contraintes.



Figure III.5 : Fissures de CSC [36].

❖ **Corrosion engendrée par les chlorures présents dans l'eau**

La présence dans l'eau de sels dissous constitués de chlorures comme $NaCl$, $MgCl$, $CaCl_2$ peut conduire pour les métaux aux phénomènes de corrosion localisée sous forme de piqures, crevasses, fissuration sous contrainte par attaque de leur film passif. Ce phénomène de corrosion peut également se rencontrer à l'extérieur des équipements et pipelines en aciers inoxydables calorifugés : la pénétration d'eau chargée en chlorure à l'interface acier inoxydable-calorifuge peut conduire à des percements [37].

III.2.3.2 Protection contre la corrosion

Les méthodes de lutte contre la corrosion, les plus utilisées sont :

❖ **Utilisation des inhibiteurs de corrosion**

Un inhibiteur de corrosion est une substance chimique utilisée dans un milieu agressif pour diminuer la vitesse de corrosion. Les inhibiteurs de corrosion agissent en créant une barrière entre le métal et le réactif ; les inhibiteurs se fixent sur la surface du métal sous une forme qui dépend de leur nature.

❖ **Protection passive par revêtement**

Le revêtement extérieur a le but de créer un effet de barrière électrique entre le métal et le milieu environnant. Ce revêtement ne constitue cependant pas une protection absolue et définitive en raison des imperfections ou blessures susceptibles de se produire lors de la pose ou au cours de la vie de l'ouvrage. C'est pourquoi on maîtrise ce risque par l'installation d'une protection cathodique.

❖ La protection cathodique

La protection cathodique est la technique qui permet de conserver dans son intégrité la surface extérieure des structures en acier enterrées ou immergées, en s'opposant au processus électrochimique d'attaque de la corrosion. Les canalisations en acier constituent le champ d'application principal de cette protection. Les réseaux en acier, même anciens et dégradés, peuvent bénéficier de cette technique dans des conditions économiques admissibles.

❖ Protection par anodes sacrificielles

La protection cathodique par anodes sacrificielles (anodes réactives ou anodes solubles) a pour but de mettre à profit l'effet du couple galvanique (pile) créé par l'association, dans un même électrolyte, de deux différents : le métal à protéger et un métal moins noble qui constitue l'anode. Dans le cas de la protection de l'acier, les anodes utilisées sont à base de zinc, d'aluminium ou de Magnésium. Dans ce type de protection, l'anode se consomme par dissolution en portant la surface du métal à protéger au-delà de son potentiel d'immunité. Pour cette protection [39].

III.2.4 L'encrassement

L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériau sur les surfaces d'échange [40]. Ce dépôt qui évolue dans le temps peut constituer des cristaux, des sédiments, des résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore la combinaison de plusieurs de ces éléments (le gaz brut provenant des puits est un mélange de plusieurs substances). L'encrassement peut se produire à l'extérieur des tubes mais de moins en moins. Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt « régime d'écoulement », selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent alors être définis [41].

Cet encrassement, souvent inévitable dans les installations industrielles, produit deux types d'effets, on observe généralement :

- Une augmentation des pertes de charge par frottement sur les parois puis une réduction de la section de passage du fluide dans l'appareil, pouvant aller jusqu'au bouchage partiel ou total de l'échangeur. Dans ce cas, on utilise le terme « colmatage ».
- Une dégradation des échanges de chaleur car l'encrassement crée une résistance thermique additionnelle entre les fluides chaud et froid.

L'encrassement se répercute sur la rentabilité des installations par des coûts principalement liés aux pertes de production, à la surconsommation d'énergie et aux frais de nettoyage et de maintenance, et dans une moindre mesure aux surdimensionnements et aux ajouts d'équipements de nettoyage [42].

III.2.4.1 Le coût de l'encrassement

❖ Coûts liés à conception de l'échangeur

Il s'agit surtout, dans cette phase, de surdimensionner les surfaces d'échange par l'affectation d'une valeur, le plus souvent empirique, de la résistance d'encrassement. Dans de nombreux procédés industriels, l'utilisation d'échangeurs thermiques fonctionnant avec une efficacité continuellement proche d'une efficacité optimale est souvent requise. Dans ce cas, l'échangeur considéré est dupliqué. Ainsi, lorsque l'échangeur en place est encrassé, il est retiré de l'installation pour entretien, et remplacé par son duplicata.

Le coût engendré par la nécessité d'avoir une réserve de répliques vient alors s'ajouter au surcoût lié au surdimensionnement des surfaces d'échange.

Le phénomène de corrosion est aussi pris en compte lors de la conception d'un échangeur. Un des moyens de le minimiser est d'utiliser des matériaux plus onéreux que l'acier, tel que le titane. Il faut donc s'attendre à ce que le coût d'un tel échangeur soit plusieurs fois plus élevé que celui d'un échangeur classique.

❖ Coûts liés au fonctionnement d'échangeur

Si le problème de l'encrassement n'est pas anticipé correctement lors de la phase de conception, des coûts supplémentaires dus aux arrêts intempestifs pour maintenance et entretien viennent. En effet, des arrêts non planifiés de l'installation peuvent mener à une perte complète de production qui représenté à son tour un manque à gagné pour les industriels.

Outre ses dépenses, les démontages répétés peuvent aboutir à une détérioration plus rapide du matériel, ainsi qu'à une réduction de la durée de vie des échangeurs.

L'encrassement des surfaces d'échange entraîne une perte d'énergie non négligeable due à la diminution du transfert de chaleur et à l'augmentation de la perte de charge.

Généralement, cette perte d'énergie au niveau de l'échangeur doit être compensée par une utilisation accrue d'énergie primaire.

❖ Coûts liés à l'arrêt de l'installation

Le nettoyage des échangeurs thermiques entraîne des coûts de main d'œuvre supplémentaires et exige un équipement adéquat surtout si un traitement chimique est requis. Dans ce cas, un circuit complémentaire impliquant des pompes et des réservoirs peut être nécessaire. Les produits chimiques doivent être achetés et les effluents issus du processus de nettoyage doivent être traités. Les processus de nettoyage plus conventionnels, tels que la projection de vapeur ou d'air comprimé, ou la circulation de boules ou de ressorts dans l'installation, exigent des dépenses supplétives à celle liées à la main d'œuvre [21].

III.2.4.2 Différents types d'encrassement

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.

Six types différents d'encrassement peuvent alors être définis :

❖ Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules solides transportées par l'écoulement des fluides industriels:

- L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer).
- Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- Les fumées industrielles ou de moteurs thermiques comprenant des résidus solides de combustion.

❖ Corrosion

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. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion in situ lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulaire.

❖ Entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Lorsque les sels

dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude, la cristallisation se produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent, dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable. L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques.

❖ **Encrassement biologique**

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages. Les actions de prévention consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plupart des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance. La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à leur développement.

❖ **Encrassement par réaction chimique**

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds, l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

❖ **Encrassement par solidification**

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 forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut température de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide. Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide [42].

III.2.4.3 Mécanismes de l'encrassement

❖ Initiation

Cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.

❖ Transport des particules dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi

Il peut être contrôlé par la diffusion turbulente, l'impaction inertielle ou un champ de forces extérieures (thermiques, électriques,..... etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.

❖ Adhésion des particules

Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire (forces de Van der Waals), aux forces électriques ou capillaires.

❖ Réentraînement des particules déposées

Certaines des particules déposées peuvent être réengrainés sous forme d'agglomérats arrachés à la couche de dépôt sous l'action des forces aérodynamiques.

❖ Vieillessement du dépôt

Il s'agit d'un changement de structure chimique ou cristalline du dépôt dû à des phénomènes tels que la déshydratation ou la polymérisation, il y a diminution des forces d'adhésion du dépôt qui peut être arraché sous l'action des forces aérodynamiques [43].

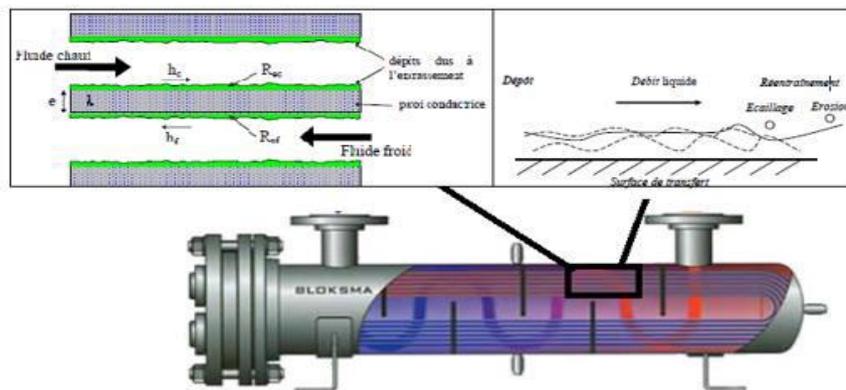


Figure III.6 : Représentation schématique de l'encrassement [43].

III.2.4.4 Les conséquences pratiques de l'encrassement

Comme nous l'avons vu déjà les conséquences de l'encrassement sont:

I°-Une réduction de l'efficacité des appareils;

- 2°-Une diminution de leurs performances;
- 3°-Une dépense d'énergie supplémentaire;
- 4°-Le remplacement des appareils corrodés;
- 5°-Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage;
- 6°-Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude [22].

III.2.4 .5 Facteurs principaux affectant l'encrassement

Il existe plusieurs paramètres influençant l'encrassement. Ces paramètres sont liés en général au fluide d'alimentation ou à la surface d'échange.

❖ La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation

La vitesse d'écoulement a une influence très importante sur la formation du dépôt sur une paroi. L'augmentation de cette dernière, due au débit élevé du fluide, fait décroître la résistance d'encrassement. D'autre part, pour une faible température de surface, l'augmentation de la vitesse d'écoulement est une méthode efficace pour réduire le phénomène d'encrassement des équipements thermiques.

❖ Température de la surface d'échange de chaleur

Température de la surface d'échange de chaleur est aussi un paramètre très important, car la déposition des particules solides sur une surface d'échange est favorisée lorsque la température est élevée, d'où la formation d'un encrassement plus rapide et plus sévère. Les travaux d'Oufer relatifs à l'encrassement par réaction chimique, la variation de la vitesse d'écoulement par rapport à la température obéit à la loi d'Arrhenius. La vitesse d'encrassement est liée à la constante de vitesse de la réaction chimique qui, elle-même, est fonction de la température.

❖ Concentration du précurseur

Plus la Concentration du précurseur est élevée, plus la formation du dépôt est grande pour l'encrassement particulaire. Dans une autre étude, il a été trouvé qu'à température élevée et à faible vitesse, les concentrations élevées du styrène augmentent les vitesses d'encrassement par le polystyrène formé.

❖ Présence de l'oxygène et du soufre

Selon les études réalisées par Oufer sur polymérisation de styrène sur les jets fuel, la formation du dépôt par réaction chimique est favorisée par la présence de l'oxygène et du soufre dans la charge d'alimentation.

❖ Nature et matériaux de construction de a surface

Les surfaces rugueuses ont tendance à favoriser l'initiation de l'encrassement. Le dépôt formé par la suite modifie cette rugosité. D'où un bon choix des matériaux de construction devra éviter l'encrassement par corrosion [44].

III.2.4.6 Résistance d'encrassement

Calcul de la Résistance d'encrassement

Dans un échangeur classique constitué d'un fluide chaud et d'un fluide froid séparé par une paroi, le transfert de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid est décomposé comme suit [22]:

1°-Convection fluide chaud – paroi (coefficient d'échange convectif h_{ext} supposé constant);

2°-Conduction à travers la paroi (de conductivité thermique λ d'épaisseur e et de surface externes et interne S_{ext} et S_{int});

3°-Convection paroi fluide froid (coefficient d'échange convectif h_{int} supposé constant).

Le flux de chaleur ϕ_p transmis du fluide chaud au froid s'écrit alors:

$$\phi_p = \frac{\Delta T}{\left(\frac{1}{h_{int}S_{int}} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_{ext}S_{ext}}\right)S_{ext}} \quad \text{III.1}$$

Où:

ΔT : La différence moyenne de température entre le fluide chaud et froid

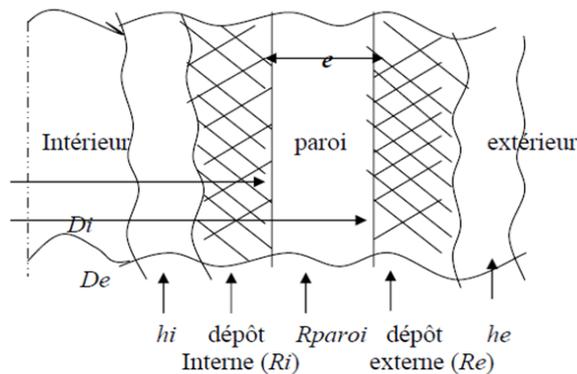


Figure III.7 : résistance thermique d'encrassement des dépôts internes et externes localisées sur une surface d'échange [22].

Le coefficient d'échange globale (U_p) en condition propre rapporté à la surface extérieure est alors obtenu par:

$$\frac{1}{U_p} = \left(\frac{1}{h_{int}S_{int}} + \frac{e}{\lambda S_m} + \frac{1}{h_{ext}S_{ext}} \right) S_{ext} = R_p \quad \text{III.2}$$

Au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'échangeur, la paroi d'échange se recouvre d'un film d'encrassement. Ces dépôts ont une conductivité thermique faible et constituent des couches isolantes supplémentaires s'opposant à l'échange, le schéma suivant montre le profile de température en présence des dépôts.

En considérant que le coefficient d'échange convectif ne varie pas avec l'encrassement, le coefficient d'échange global est alors obtenu par:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{h_{int}S_{int}} + \frac{e}{\lambda S_m} + \frac{1}{h_{ext}S_{ext}} \right) S_{ext} + R_d = R_p \quad \text{III.3}$$

D'où:

Les de deux équations on aura:

$$R_d = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_p} \quad \text{III.4}$$

Les effets de tels dépôts peuvent alors être déterminés en connaissant les valeurs de la résistance d'encrassement et du coefficient d'échange global [22].

III.2.4.7 Modélisation de la cinétique des dépôts

Le bilan de l'encrassement peut s'exprimer par la différence entre les densités de flux massiques de dépôts Φ_d et de réentraînement Φ_r soit [22]:

$$\frac{dm_d}{dt} = \Phi_d - \Phi_r = \rho_d \cdot \lambda_d \cdot \frac{dR}{dt} \quad \text{III.5}$$

m_d : La masse déposée par unité de la surface d'épaisseur e_d de conductivité thermique λ_d de masse volumique ρ_d et responsable d'une résistance R_d .

On a:

$$\begin{cases} e_d = \frac{m_d}{\rho_d} \\ R_d = \frac{m_d}{\rho_d \cdot \lambda} \end{cases} \quad \text{III.6}$$

III-3 Conclusion

Cette étude de l'endommagement des échangeurs de chaleur nous a permis d'avoir une vision d'ensemble sur les principaux problèmes de fonctionnement. L'analyse de ces problèmes nous a justifiés qu'il n'existe pas de méthodes précises pour la sélection des résistances d'encrassement à utiliser dans le dimensionnement des appareils d'échange thermique. L'encrassement peut devenir trop important, donc à la limite imposer un arrêt pour nettoyage.

Chapitre IV

Modélisation analytique du problème et résultats

IV.1 Introduction

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Cette diversité des applications a entraîné un foisonnement des formes géométriques des échangeurs (tubulaires, à plaques, à ailettes, etc.). La réalisation des échangeurs se heurte à des difficultés du calcul dues à la complexité des formes géométriques et des écoulements, la corrosion et l'encrassement et les pertes de performances qui en découlent, etc. [31].

IV.2 Le but principal de ce projet

Dans cette étude de nature analytique, on essaye de mettre en évidence le problème de l'endommagement par l'encrassement d'un échangeur de chaleur à courant croisé avec un écoulement en régime turbulent d'un fluide chaud et un autre froid en régime laminaire en formes géométriques de tubes cylindrique. Le scénario analysé est l'influence de l'encrassement sur le fonctionnement de l'échangeur à l'aide des corrélations expérimentales plus usuelles et des données techniques, dans laquelle sont examinés les effets du volume occupé par l'encrassement de l'échangeur sur la quantité de chaleur perdue, la variation du débit de l'eau traitée, le coefficient de transfert de chaleur global K , l'espace libre entre les tubes, le nombre de tubes et la perte de charge et visualiser les résultats pour pouvoir en tirer la durée de vie de cet échangeur.

IV.3 Principe de calcul thermique d'un échangeur

Le choix d'une technologie d'échangeur se fait en fonction de critères liés d'une part à l'utilisation visée et d'autre part au type de fabrication. Le type d'échangeur étant choisi, la phase de dimensionnement peut être menée. Une attention particulière doit donc être portée sur un nombre important de paramètres pour obtenir le meilleur design possible et réaliser l'échangeur au besoin tout en restant le moins coûteux ou le moins encombrant possible.

Pour le calcul thermique en précisant :

- ❖ **Les données nécessaires** : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides ;
- ❖ **La phase thermique proprement dite**, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates ;

- ❖ **Les résultats**, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques,..... etc.) [45].

IV.4 Méthodes de calcul analytique

La méthode de l'écart moyen logarithmique ou la méthode de l'efficacité, sont toutes basées sur une approche intégrale ; elles présentent donc, du fait de leurs hypothèses, certaines limitations:

- ❖ Pour permettre une intégration analytique des équations, elles supposent un coefficient d'échange constant le long de l'échangeur;
- ❖ Elles n'offrent pas en général la possibilité de dégager l'influence de paramètres géométriques, car les corrélations sont obtenues à partir de résultats globaux sur des appareils standards. Ces méthodes nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs.

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que: Les pertes de pression ; l'encombrement; la masse l'encrassement; une température de paroi à ne pas dépasser; les matériaux utilisés;...etc. [45].

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- ❖ La détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (**Méthodes DTLM**).
- ❖ La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. (**Méthode d'efficacité « de NUT »**) [46,47].

IV.5 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

Pour l'écoulement autour d'un faisceau de tubes de nombreux appareils industriels; tels que les réchauffeurs d'air, les échangeurs thermiques, sont constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe. Les tubes peuvent être disposés en ligne ou en quinconce.

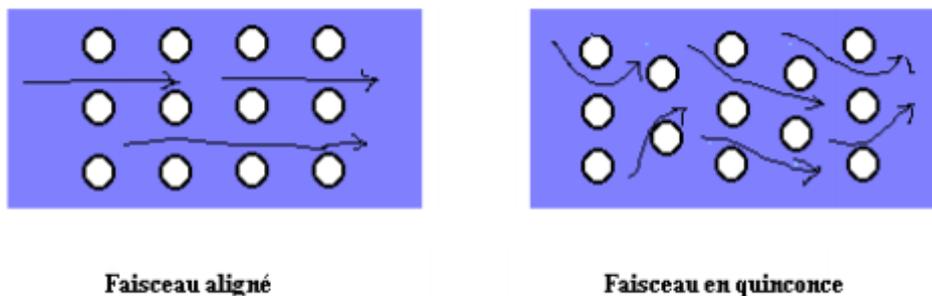


Figure IV.1 Disposition des tubes d'un échangeur de chaleur à courant croisé

IV.5.1 Disposition en quinconce

Siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que la disposition alignée. On utilisera la corrélation suivante:

$$N_u = B (R_e)^{0,6} (P_r)^{0,33}$$

Avec: $B = 0,26$ pour un faisceau aligné; $B = 0,33$ pour un faisceau en quinconce

IV.5.2 Efficacité d'un échangeur de chaleur à courants croisés

Pour les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre: On appelle le fluide qui circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section: **Non brassé** et le fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section: **Brassé** [48].

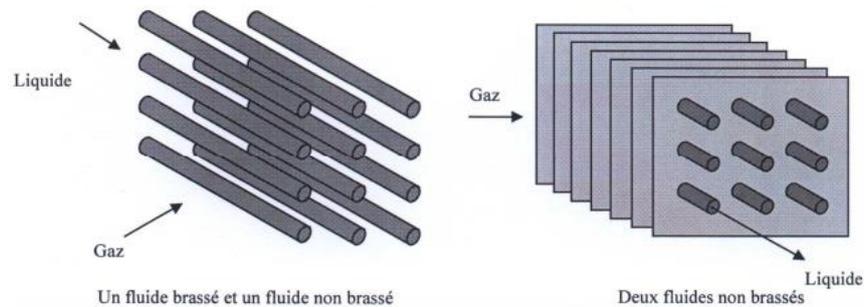


Figure IV.2: Échangeurs à courants croisés

IV.6 La géométrie du modèle d'étude

La figure V.6 montre la géométrie cylindrique de tubes du modèle utilisé dans cette modélisation analytique d'un échangeur de chaleur à courant croisé.

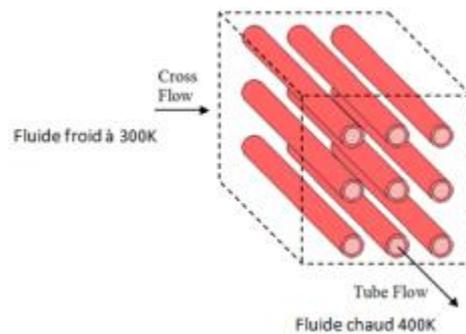
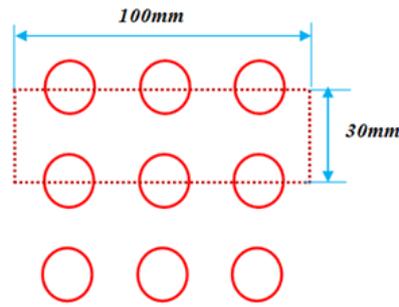


Figure IV.3: La géométrie du modèle d'étude [49].



Tube circulaire

Figure IV.4: Configuration du modèle étudié.

IV.6.1 Caractéristiques du modèle d'étude

- Le fluide circule dans des tubes: Eau traité chimiquement (fluide chaude)
- Le fluide circule hors des tubes: Lait (fluide froid)
- Nombre des tubes: $n_t=100$.
- Diamètre extérieur des tubes circulaires: $d_e=20$ mm
- Epaisseur des tubes: $e_t=2$ mm.
- Longueur des tubes: $L=500$ mm.
- Pas carré : $P= 30$ mm.
- Matériau des tubes: SA-214.
- Conductivité thermique de l'acier du tube: $\lambda_p = 46 \text{ w/m} \cdot \text{c}$
- Perte de charge admissible interne des tubes $\Delta p_{adm} = 65 [\text{kg/m.s}^2]$
- Perte de charge admissible externe aux tubes $\Delta p_{adm} = 33 [\text{bar}]$

IV.6.2 Propriétés physiques des fluides en service

❖ Eau traité (fluide chaude):

La chaleur spécifique moyenne: C_p (kcal/kg. °C)	1,17
La viscosité dynamique moyenne : μ (kg / m.s)	0.000218
La masse volumique moyenne : ρ (kg / m ³)	237.01
La conductivité thermique moyenne : λ (w / m. °C)	0,00277

Tableau IV .1: Caractéristiques des fluides.

❖ Lait (fluide froid):

La chaleur spécifique moyenne : C_p (kcal / kg.°C)	1,529
La viscosité dynamique moyenne : μ (KG / m ³)	0,321

La masse volumique moyenne : ρ (kg / m ³)	1.031
La conductivité thermique moyenne : λ (w / m.°C)	0,00831

Tableau IV.2: Caractéristiques des fluides.

IV.7 Modélisation analytique

IV.7.1 Introduction

La complexité des systèmes physiques ou technologiques destinés à être conçus ou étudiés a conduit à employer des Corrélations expérimentales plus usuelles basées sur la pratique d'approcher une solution nominale le plus possible, mais celles-ci exigent de grands nombre d'expérience efficaces.

IV.7.2 Calcul énergétique sans encrassement

IV.7.2.1 Calcul de la quantité de chaleur échangée

❖ **Fluide chaud** : Eau traité (interne des tubes):

$$\Phi_c = m_c \cdot c_{pc} \cdot \Delta T = m_c \cdot c_{pc} \cdot (t_e - t_s)$$

$$\Phi_c = 336,596 \text{ Kcal / s}$$

❖ **Fluide Froid** : Lait (externe aux tubes):

$$\Phi_f = m_f \cdot c_{pf} \cdot \Delta T = m_f \cdot c_{pf} \cdot (T_s - T_e)$$

$$\Phi_f = 305,959 \text{ Kcal / s}$$

D'où:

$$\frac{\Phi_f}{\Phi_c} = 0,908$$

Alors : La perte de chaleur négligeable.

IV.7.2.2 Calcul de DTLM

❖ Calcul de DTLM

- fluide chaud : 127 → 55

- fluide froid : 47 ← 27

80 ————— 28

$$\begin{cases} \Delta T_{\max} = 80^\circ C \\ \Delta T_{\min} = 28^\circ C \end{cases}$$

On a:

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}$$

D'où:

$$DTLM = 49,532^\circ C$$

On a:

$$DTM = DTLM \cdot F$$

$$\begin{cases} \text{Nombre de passe coté tube} = 1 \\ \text{Nombre de passe coté calandre} = 1 \end{cases} \Rightarrow F = 0.95$$

Alors :

$$DTM = 47,055^\circ C$$

IV.7.2.3 Calcul de la surface d'échange globale S

$$S = \sum_{l=1}^{l=100} S_l \text{ Tel que : } S_l = \pi \cdot d_e \cdot L_l$$

$$S = 3.141m^2$$

IV.7.2.4 Calcul de coefficient de transfert de chaleur global propre K_p

On a:

$$\Phi_c = S \cdot K_p \cdot DTM \Rightarrow K_p = \frac{\Phi_c}{S \cdot DTM}$$

$$K_p = 2,101 \text{ kcal} / m^2 \cdot ^\circ C$$

IV.7.2.5 Vérification pour l'encrassement

❖ Calcul de h_c et h_f

Première étape: Calcul de h_c

$$h_c = \frac{\lambda_c \cdot Nu}{d_i}$$

- Vitesse d'écoulement dans les tubes (fluide chaude)

$$V_c = \frac{n_{pt} \cdot \dot{m}_c}{n_t \cdot S_t}$$

Tell que:

$$n_{pt} = 1$$

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$$

$$S_t = 2,544 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

D'où:

$$V_c = 157,190 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

- Nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{V_c \cdot d_i}{\mu_c}$$

$$R_e = 12978.990$$

Alors:

Le Régime turbulent

- Nombre de Prandtl Pr

$$Pr = \frac{c_{p_c} \cdot \mu_c}{\lambda_c}$$

$$Pr = 0,09$$

- Nombre de Nusselt Nu

Dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par: $10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$ on applique la formule de Colburn:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 20,278$$

D'où :

$$h_c = 3,120w / m^2c$$

Deuxième étape: Calcul de h_f

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_h}$$

- **Vitesse d'écoulement externe aux tubes (fluide froid)**

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{(p - d_e \cos \alpha) \cdot (L_t - n_p e_p - n_{PT} e_{PT})}$$

Tel que:

$$0 \leq \alpha \leq 90^\circ$$

$n_p = 4$: Nombre de plaque joint qui jouent le roles des chicanes

$e_p = 3mm$: l'épaisseur de plaque joint

$n_{PT} = 2$: Nombre de plaque joint aux extrémité qui jouent le role des plaques tubulaires

$e_{PT} = 44mm$: l'épaisseur de plaque joint aux extrémité

$$\alpha = 0$$

$$V_f = \frac{10}{(30 - 20) \cdot (500 - 4 \cdot 3 - 2 \cdot 44)} = 2500kg / m^2 \cdot s$$

$$\alpha = 90^\circ$$

$$V_f = \frac{10}{30 \cdot (500 - 4 \cdot 3 - 2 \cdot 44)} = 833,333kg / m^2 \cdot s$$

Donc;

$$\begin{cases} V_{f \min} = 833,333kg / m^2 \cdot s \\ V_{f \max} = 2500kg / m^2 \cdot s \end{cases}$$

- **Nombre de Reynolds Re**

$$Re = \frac{V_f \cdot D_h}{\mu_f}$$

$$D_h = \frac{4.S_m}{P_m}$$

$$S_m = p^2 - \frac{\pi.d_e^2}{4} = 5,858.10^{-4} m^2$$

$$P_m = \pi.d_e = 62.83mm$$

$$D_h = 37,294mm$$

$$Re = 290,451$$

Alors: Le Régime laminaire

- Nombre de Prandtl Pr

$$Pr = \frac{C_{pf} \cdot \mu_f}{\lambda_f}$$

$$Pr = 59,062$$

- Nombre de Nusselt Nu

$$Nu = 0,26.Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 30,426$$

D'où:

$$h_f = 6,779w / m^2 c$$

Troisième étape: Calcul de coefficient de transfert de chaleur global K

$$K = \frac{1}{\frac{d_e}{h_c.d_i} + \frac{2.e.d_e}{\lambda_p.(d_i + d_e)} + \frac{1}{h_f}}$$

Alors:

$$K = 2,015w / m^2 . ^\circ C$$

Donc:

$$\frac{k}{k_p} = \frac{2,015}{2,101} \approx 0,96 \Rightarrow \text{Il n'est pas d'encrassement.}$$

IV.7.2.6 Calcul des pertes de charge

Les deux fluides qui traversent l'échangeur s'écoulement sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression Δp entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle perte de charge. Ici nous nous intéresserons notamment, aux pertes de pression aussi bien du côté chaud que du côté froid. Cette évaluation des pertes de pression permet non seulement d'évaluer les performances d'un échangeur mais aussi la prise en compte des compléments d'installations tels que les pompes ou compresseurs. Rappelons que dans calcul seules les pertes de pression par frottement sont prises en compte [50]. .

❖ Coté interne à des tubes

Dans les tubes il y a une perte de charge linéaire Δp_f due aux frottements et aucune perte de charge singulière car le fluide ne change pas la direction Δp_c .

Donc, pour l'écoulement interne à des tubes, les pertes de pression par frottement s'expriment de la manière suivante:

$$\Delta p_{\text{int}} = \Delta p_f = \frac{f \cdot L \cdot V_c^2}{2 \cdot d_i \cdot \rho_c}$$

Avec:

f : Facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds est donné par les expressions suivantes:

Régime laminaire: $f = \frac{64}{\text{Re}}$

Régime turbulent: $f = 0,316 \cdot \text{Re}^{-0,25}$

Dans notre cas:

$$f = 0,316 \cdot \text{Re}^{-0,25}$$

$$f = 2,96 \cdot 10^{-2}$$

Donc:

$$\Delta p_{\text{int}} = 42,184 \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$\frac{\Delta p_{\text{int}}}{\Delta p_{\text{adm}}} = 64,898 \% \Rightarrow \text{Un fonctionnement de l'échangeur acceptable.}$$

❖ Perte de charge externe aux tubes

On sait le fluide en écoulement externe aux tubes est de lait, donc; pour calculer les pertes de pression par frottement, nous pouvons utiliser la formule de JAKOB [47].

$$\Delta p_{ext} = \frac{1}{2} \frac{\text{Re}^{-0,15} V_{f \min}^2}{\rho_f} \left[0,176 + 0,32 \frac{\frac{p}{d_e}}{\left[\frac{p-d_e}{d_e} \right]^{0,43+1,13 \frac{p}{d_e}}} \right]$$

Cette corrélation n'est valable que pour des écoulements de liquide et pour une disposition en pas carré du faisceau de tubes [51].

$$\Delta p_{ext} = 2,877 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{cl} \ll \Delta p_{adm}$$

IV.7.3 Calcul énergétique avec encrassement

IV.7.3 .1 Calcul de la quantité de chaleur échangée

❖ Fluide chaud: Eau traité (interne des tubes):

Le débit d'eau traité précédent $\dot{m}_c = 4 [\text{kg} / \text{s}]$ n'est pas suffisant pour chauffer le lait $\dot{m}_f = 10 [\text{kg} / \text{s}]$

Alors:

Il faut augmenter le débit d'eau traité jusqu'à $\dot{m}_c = 5 [\text{kg} / \text{s}]$ avec sans changement de température.

$$\Phi_c' = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \cdot \Delta T = m_c \cdot c_{p_c} \cdot (t_e - t_s)$$

$$\Phi_c' = 421,2 \text{ kcal} / \text{s}$$

❖ Fluide froid: lait (externe aux tubes):

$$\Phi_f = 305,959 \text{ Kcal} / \text{s} \text{ Reste stable}$$

D'où:

$$\frac{\Phi_f}{\Phi_c'} = 0,726$$

Alors:

La perte de chaleur est importante.

IV.7.3.2 Calcul de la quantité de chaleur perdue

$$\Delta\Phi = \Phi'_c - \Phi_f = 115,241 \text{ kcal} / \text{s}$$

La quantité de la chaleur perdue à cause de l'encrassement est: $\Delta\Phi = 115,241 \text{ kcal} / \text{s}$

IV.7.3.3 Calcul de la résistance d'encrassement r_{e_s}

Pour ΔT constante:

$$1 - \frac{\Phi'_c}{\Phi_c} = K_p \cdot r_{e_s} \cdot (1 + K_p + r_{e_s})$$

Alors :

$$r_{e_s} = 0,0138 \text{ m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$$

IV.7.3.4 calcul de coefficient de transfert de chaleur globale sale K_s

$$\frac{1}{K_s} = \frac{1}{K_p} + r_{e_s}$$

D'où:

$$K_s = 2,041 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{C}$$

IV.7.3.5 Calcul de la surface d'échange globale S'

$$S' = \frac{\Phi'_c}{K_s \cdot \text{DTM}}$$

$$S' = 4,384 \text{ m}^2$$

IV.7.3.6 Dimensionnement de l'encrassement

❖ Le diamètre extérieur du tube encrassé d'_e

$$S' = \pi \cdot d'_e \cdot L_{\text{total}} \Rightarrow d'_e = \frac{S'}{\pi \cdot L_{\text{total}}}$$

Donc;

$$d'_e = 27,91 \text{ mm}$$

❖ L'épaisseur de l'encrassement déposé sur les surfaces extérieures des tubes e_s

$$e_s = \frac{d'_e - d_e}{2}$$

$$e_s = 3,955 \text{ mm}$$

❖ L'espace entre deux tubes successive nette p'

$$p' = p - d_e$$

Donc:

$$p' = 10 \text{ mm}$$

❖ L'espace entre deux tubes successive encrassé p''

$$p'' = p' - 2.e_s$$

$$p'' = 2,09 \text{ mm} \Rightarrow \text{L'espace trop faible entre les tubes.}$$

❖ La surface libre entre deux tubes successive nette S_L

$$S_L = p'(L_t - n_p e_p - n_{PT} e_{PT})$$

$$S_L = 4.10^{-3} \text{ m}^2$$

❖ La surface libre entre deux tubes après l'encrassement S'_L

$$S'_L = p''(L_t - n_p e_p - n_{PT} e_{PT})$$

$$S'_L = 8,36.10^{-4} \text{ mm}^2$$

$$\frac{S'_L}{S_L} = 20,9 \%$$

$S'_L \ll S_L \Rightarrow$ La surface libre entre deux tubes après l'encrassement est négligeable
 \Rightarrow Bouchage total de l'échangeur entre les tubes.

❖ La surface totale occupée par l'encrassement S_s

$$S_s = S' - S$$

$$S_s = 1,243m^2$$

❖ Le nouveau nombre des tubes nt'

$$nt' = \frac{S'}{S} \approx 140$$

$$nt' = 140 \text{ tube}$$

❖ Le volume occupé par l'encrassement V_s

$$V_s = \frac{1}{4} nt. \pi. L. (d_e'^2 - d_e^2)$$

$$V_s = 1,488.10^{-2} m^3$$

IV.7.3.7 Calcul des pertes de charge

❖ Perte de charge interne des tubes

$$\Delta P_{\text{int}}' = \Delta P_f' = \frac{f'.L.V_c'^2}{2.d_i.\rho_c}$$

• Vitesse d'écoulement dans les tubes V_c'

$$V_c' = \frac{n_{pt}.\dot{m}_c'}{nt.St}$$

$$V_c' = 196,540 \text{ kg} / m^2 .s$$

• Nombre de Reynolds Re'

$$Re' = \frac{V_c'.d_i}{\mu_c}$$

$$Re' = 16228,146$$

Alors:

Le Régime turbulent

Dans notre cas:

$$f' = 0,316 \cdot \text{Re}'^{-0,25}$$

$$f' = 2,8 \cdot 10^{-2}$$

Donc:

$$\Delta p_{\text{int}}' = 63.753 \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$\Delta p_{\text{int}}' : \text{Est approchée } \Delta p_{\text{adm}}$$

$$\frac{\Delta P_{\text{int}}'}{\Delta p_{\text{adm}}} = 98,081 \% \Rightarrow \text{Il y a un risque de disfonctionnement.}$$

❖ Perte de charge cotée externe aux tubes

$$\Delta p_{\text{ext}} = \frac{1}{2} \frac{(\text{Re}')^{-0,15} (V')_{f \min}^2}{\rho_f} \left[0,176 + 0,32 \frac{\frac{p}{d_e'}}{\left[\frac{p - d_e'}{d_e'} \right]^{0,43 + 1,13 \frac{p}{d_e'}}} \right]$$

• Vitesse d'écoulement

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{(p - d_e' \cos \alpha) \cdot (L_t - n_p e_p - n_{pT} e_{pT})}$$

Tel que:

$$\alpha = 0$$

$$V_f = \frac{10}{(30 - 20) \cdot (500 - 4 \cdot 3 - 2 \cdot 44)} = 11961,722 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\alpha = 90^\circ$$

$$V_f = \frac{10}{30 \cdot (500 - 4 \cdot 3 - 2 \cdot 44)} = 833,333 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

Donc;

$$\begin{cases} V_{f \min} = 833,333 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \\ V_{f \max} = 11961,722 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \end{cases}$$

- Nombre de Reynolds Re'

$$Re' = \frac{V_f' \cdot D_h'}{\mu_f}$$

$$D_h' = \frac{4 \cdot S_m'}{P_m'}$$

$$S_m' = p^2 - \frac{\pi \cdot d_2'^2}{4} = 2,881 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$P_m' = \pi \cdot d_2'$$

$$P_m' = 87,681 mm$$

$$D_h' = 13,142 mm$$

$$Re = 489,722$$

Alors:

Le régime reste laminaire.

Après simplification on trouve:

$$\Delta p_{ext} = 32,710 bar$$

$$\Delta p_{adm} = 33 bar$$

$$\frac{\Delta p_{ext}}{\Delta p_{adm}} = 99,121 \% \Rightarrow \text{Une mauvaise utilisation de l'échangeur;}$$

\Rightarrow Un fonctionnement dangereux;

\Rightarrow Un risque de rupture brutale et catastrophique de cette appareil.

IV.8 Résultats et discussion

Dans cette étape d'étude, nous allons faire une modélisation analytique d'un échangeur de chaleur à courant croisé tout en montrant l'effet de l'encrassement sur son comportement (la perte d'énergie). Cette modélisation se traduit par les graphes ultérieurement.

1-Analyse de la variation de la quantité de chaleur perdue

Nous étudions l'effet de l'encrassement sur la quantité de chaleur perdue d'un échangeur de chaleur à courant croisé pour différentes valeurs du volume occupé par l'encrassement. Les résultats analytiques sont représentés dans la figure V.5.

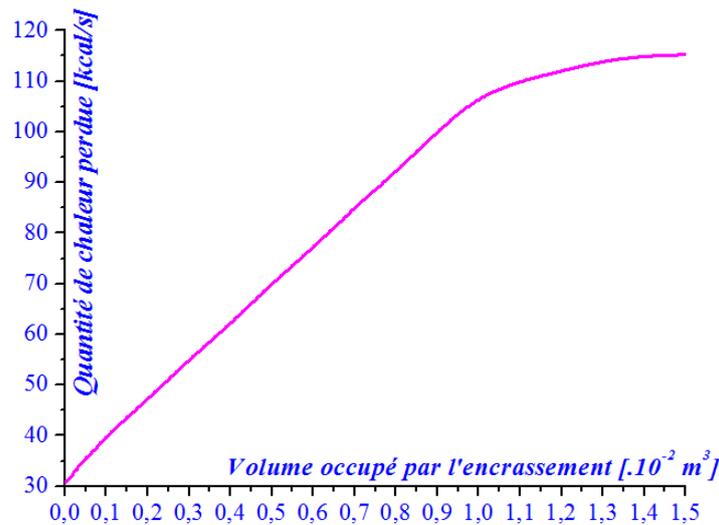


Figure IV .5: Variation de la quantité de chaleur perdue en fonction du volume occupé par l'encrassement

Les résultats obtenus de la perte de chaleur d'un échangeur de chaleur à courant croisé pour différents valeurs du volume occupé par l'encrassement montre que l'augmentation de l'encrassement produit une augmentation de la perte de chaleur, ceci est dû à la formation d'une nouvelle couche colmatée sur la surface latérale extérieure des tubes qui produit une augmentation de l'épaisseur de tubes et une diminution de la valeur du conductivité thermique du matériau de tubes acier-encrassement. On remarque que la perte initiale de la quantité de chaleur avec un fonctionnement normal (sans encrassement) est beaucoup plus petite:

$30,637$ [kcal/s] par rapport à la perte de mauvaise pasteurisation qui atteint une valeur maximale: $115,241$ [kcal/s] si la quantité de l'encrassement devient: $1,488 \cdot 10^{-2} m^3$ (bouchage totale de l'échangeur).

2-Analyse de la variation du débit de l'eau traité

La variation du débit de l'eau traité en fonction du volume occupé par l'encrassement, elle est représentée dans la figure V.6.

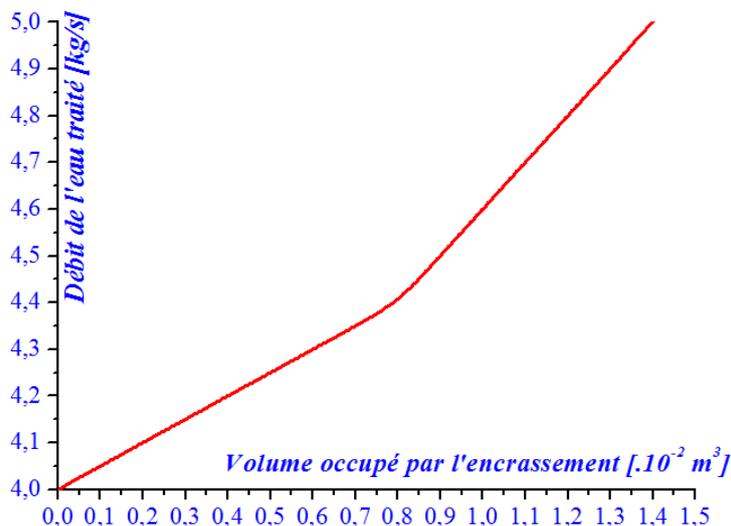


Figure IV.6: Variation du débit de l'eau traité en fonction du volume occupé par l'encrassement

Les résultats obtenus du débit de l'eau traité d'un échangeur de chaleur à courant croisé pour différents valeurs du volume occupé par l'encrassement montre que l'augmentation de l'encrassement dus une diminution de la chaleur échangée qui est se rattrapée par une nouvelle quantité de la chaleur échangée par l'eau traité, alors la nécessité de l'augmentation du débit de l'eau traité jusqu' a le débit massique $\dot{m}c = 5[\text{kg/s}]$, et après un nettoyage obligatoire si on dépasse ce débit donc on obtient une mauvaise pasteurisation et disfonctionnement hors les conditions d'utilisations de cet échangeur.

3-Analyse de la variation du coefficient de transfert de chaleur global K

Nous examinons l'effet de l'encrassement sur le coefficient de transfert de chaleur global K d'un échangeur de chaleur à courant croisé pour différents valeurs du volume occupé par l'encrassement. Les résultats obtenus sont illustrés dans la figure V.7.

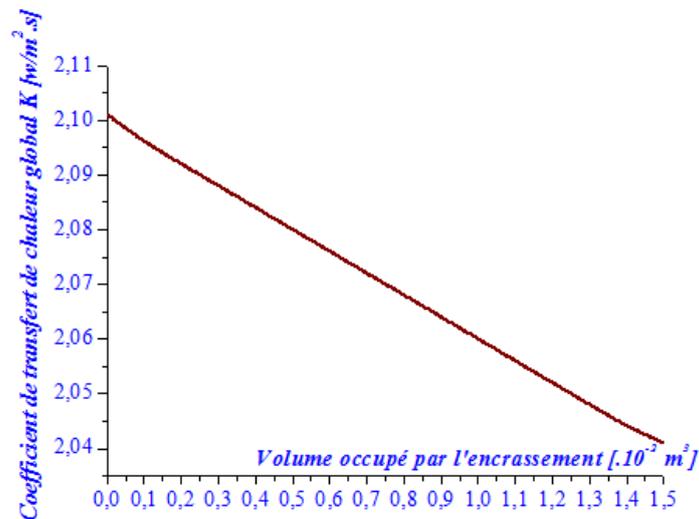


Figure IV .7: Variation du coefficient de transfert de chaleur global K en fonction du volume occupé par l'encrassement

La cumulation de l'encrassement dus une diminution de coefficient de transfert de chaleur global K , ce coefficient $K=2,101 [\text{w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$ pour le fonctionnement propre est diminué jusqu'à la mauvaise pasteurisation de coefficient sale $K=2,041 [\text{w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$.

4-Analyse de la variation de l'espace libre entre les tubes

La variation de l'espace libre entre les tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement, elle est représentée dans la figure V.8.

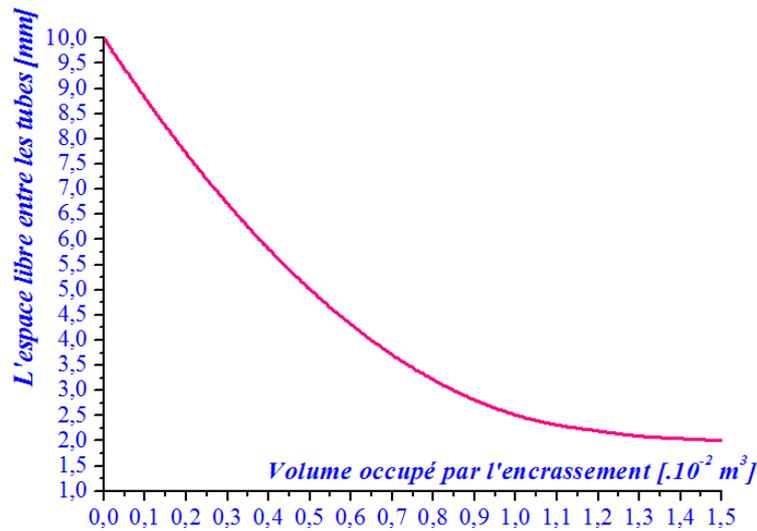


Figure IV.8: Variation de l'espace libre entre deux tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement

La quantité de l'encrassement qui se produit par le colmatage de certain composition de lait sous l'effet de la température et la vitesse d'écoulement forme une barrière des impuretés qui occupe totalement l'espace libre entre les tubes qui traduit par un bouchage totale de cet échangeur alors il y a un risque de disfonctionnement il faut le nettoyage (maintenance) de l'échangeur. Le fonctionnement normal (propre) la distance libre entre deux tubes successive est: $10mm$, le mauvais fonctionnement en le volume de l'encrassement est égale à $1,488.10^{-2} m^3$ la distance libre entre deux tubes successive est égale: $2,09 mm$ qui traduit par l'intégration des tubes dans un corps unique.

5-Analyse de la variation du nombre de tube

Nous étudions l'effet de l'encrassement sur la variation du nombre de tube. Les résultats analytique sont représentés dans la figures V.9.

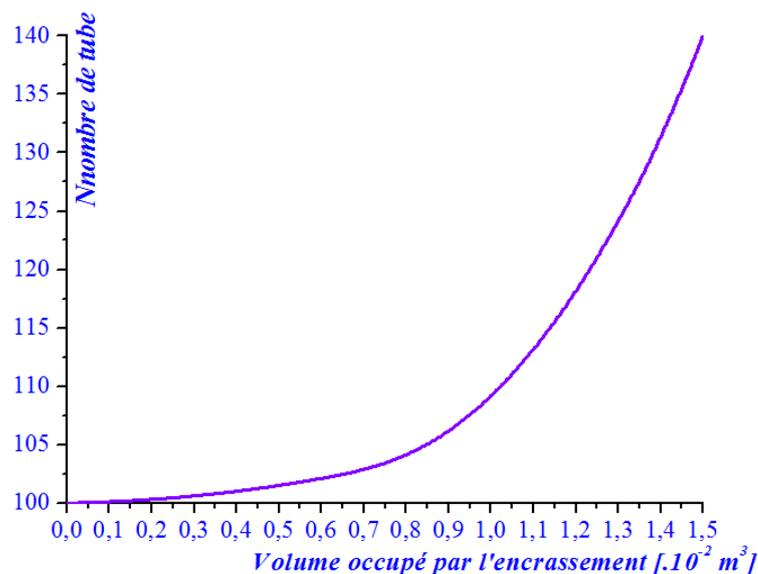


Figure IV.9: Variation du nombre de tube en fonction du volume occupé par l'encrassement

L'augmentation de la quantité d'encrassement augmente le nombre de tubes par un pourcentage de 40 %, qui signifie la réduction du volume libre (l'espace de la circulation du fluide froid) dans l'échangeur ce qui montre une perte de charge important qui dû une mauvaise pasteurisation et le risque de dysfonctionnement.

6-Analyse de la variation de la perte de charges

Nous examinons l'effet de l'encrassement sur la perte de charges interne et externe aux tubes d'un notre échangeur de chaleur a courant croisée pour différents valeurs du volume occupé par l'encrassement. Les résultats de cette modélisation sont représentés dans les figures V.10, 11.

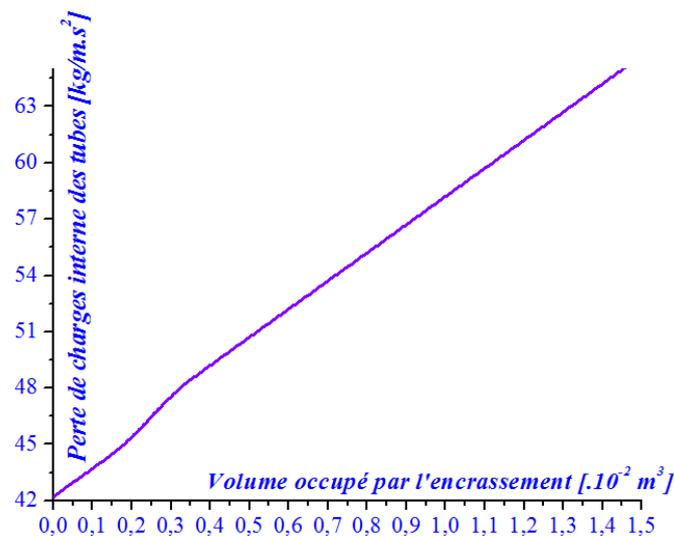


Figure IV.10: Variation de la perte de charges interne des tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement

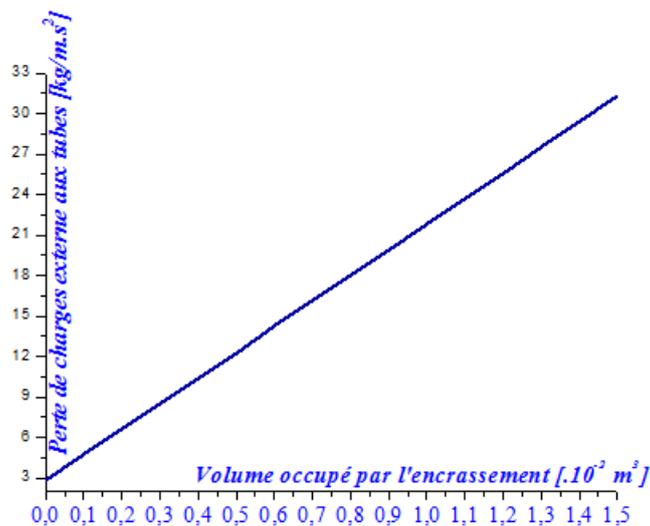


Figure IV.11: Variation de la perte de charges externe aux tubes en fonction du volume occupé par l'encrassement

Analyse de la variation de la perte de charges montre que l'augmentation de l'encrassement produit une augmentation de la perte de charges interne et externe aux tubes mais cette augmentation de façon différent, car l'augmentation du débit de l'eau traité augmente la vitesse d'écoulement de: $157,190 [kg/m^2s]$ jusqu'à $196,540 [kg/m^2s]$ ce qui montre une perte de charges importante $\Delta P_{int} = 63,753 [kg/m.s^2]$ par rapport à la perte de charges admissible $\Delta P_{adm} = 65 [kg/m.s^2]$, qui entraînant une rupture brutale et catastrophique des tubes, ceci sans encrassement à cause de l'eau traité chimiquement. Aussi la perte de charge externe aux tubes prend une valeur maximale: $\Delta P_{ext} = 32,710 [bar]$ par la comparaison avec la perte de charge admissible $\Delta P_{adm} = 33 [bar]$ bien que la vitesse d'écoulement de lait augmente presque **5 fois** par rapport la vitesse d'écoulement de lait en fonctionnement propre à cause de la section de passage de ce fluide diminue.

IV. 9 Conclusion

D'après la modélisation du problème de l'endommagement par l'encrassement d'un échangeur de chaleur à courant croisé avec un écoulement en régime turbulent d'un fluide chaud et un autre froid en régime laminaire en formes géométriques de tubes cylindrique. On peut conclure que:

Le flux admissible est $\Phi_{adm} = 421,2 Kcal / s$.

On peut fonctionner de l'eau traité $\dot{m}_c = 5kg / s$ que l'on considère maximal. Si on dépasse ce débit donc on obtient une mauvaise pasteurisation et dysfonctionnement hors les conditions d'utilisations de cet échangeur. D'où la nécessité de nettoyage (maintenance).

Conclusion générale

- Une modélisation analytique de l'endommagement des échangeurs de chaleur à courant croisé pour pasteurisation le lait a été réalisé.
- Cette modélisation analytique nous a permis d'avoir une vision d'ensemble sur l'étude énergétique, l'étude technologique et l'étude de l'endommagement des échangeurs de chaleur.
- Cette modélisation tient compte d'une deux écoulements un écoulement en régime laminaire d'un fluide froid et en régime turbulent d'un fluide chaud.
- L'analyse des pertes de charges des échangeurs de chaleurs il va de soi qu'un meilleur fonctionnement quand la perte de charges est plus petite.
- L'analyse de l'évaluation des performances thermiques il va de soi qu'un meilleur échangeur qui fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible.
- Cette modélisation de l'endommagement des échangeurs de chaleur nous a justifiés qu'il n'existe pas de méthodes précises pour la sélection des résistances d'encrassement à utiliser dans le dimensionnement des appareils d'échange thermique. L'encrassement peut devenir trop important, donc à la limite imposer un arrêt pour nettoyage.

En choisissant la résistance d'encrassement, il faut :

1- prévoir une valeur suffisante pour éviter de stopper l'appareil avant l'arrêt normal (annuel en général)

2- éviter une valeur excessive (qui conduirait à grossir anormalement la taille de l'échangeur).

Il est à noter que dans certains services très sales, les problèmes sont résolus par l'installation deux appareils, l'un en service , l'autre en attente ou en nettoyage, ces appareils étant nécessairement plus puisque la marge sur la valeur de la résistance.

- D'après cette modélisation on peut conclure que:
Le flux admissible est $\Phi_{adm} = 421,2 Kcal / s$, on peut fonctionne de l'eau traité $\dot{m}_c = 5 kg / s$ que l'on considérer comme le débit maximal. Si on dépasse ce débit donc on obtient une mauvaise pasteurisation et disfonctionnement hors les conditions d'utilisations de cet échangeur. D'où la nécessité de nettoyage (maintenance).

Référence Bibliographies

- [1] Mc ADAMS, Heat transmission.
- [2] Benyahia, N. and M. Lahmar, Etude thermique de l'échangeur de chaleur a faisceau et calandre E05 existant dans le complexe gazier de rhour de nous (sonatrach Algérie), Université Aboubakr Belkaid – Tlemcen, 2017
- [3] A.BONTEMPS, A.GARRIGUE, C. GOUBIER, J.HEUTZ, C.MARVILLET, P.MERCIER, R.VIDIL, [Description des échangeurs], techniques de l'ingénieur (B-2341).
- [4] MARIE-HELENE MATHONIERE, MARIE-DOMINIQUE HAGELSTEEN, avis no 99-A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999.
- [5]..... <http://genie.industriel.iaa.free.fr>
- [6] <https://jeretiens.net/les-3-transferts-thermiques/>
- [7] Développement d'un programme de calcul d'un échangeur de chaleur (par FETITI CHERIF et FERHAT LEZHARI. Département de Génie Mécanique).
- [8] https://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:Transfert_radiation.png.
- [9] BOUGUESRI Mohammed Yassine «ETUDE DESPBOBLEME DE FONCTIONNEMENT DES ECHANGEURS DE CHALEUR» Mémoire de Master de Université de DJILLALI LIABES DE SIDI BEL ABBES, 2017.
- [10] M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur: échangeur tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.
- [11] G. Batchelor, introduction to fluid dynamic.2000.
- [12] A.Lipatnikov, Fundamentals of premixed turbulence combustion, 2013.
- [13] J.FOURIER. Transfert thermique "théorie analytique de la Chaleur", IUP Génie civil, 1822.
- [14] P. Smith Stevens, les formes dans la nature ,1976 .
- [15] Y.JANNOT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal Effusively and thermal conductivity with a low cost hot strip .measurement science and Technologie, vol.15, pp.1932-1938, 2004.
- [16] J.GOSSE. Guide technique de thermique, Dunod, 1981
- [17] R.BESSAIH. Transfert de chaleur et de matière, publication de l'université Mentouri Constantine 1994.
- [18] JEAN FRANCOIS SACADURA « Initiation aux transferts de chaleur », Lavoisier 1982
- [19] <http://tonepi.com>
- [20] R.VIDIL, les échangeurs à plaques et joints, « Description, éléments de dimensionnement » -paris : Lavoisier, février 1982.
- [21] HARKAT YAMINA, " Diagnostic de l'encrassement par monitoring des paramètres de service aux bornes d'un échangeur de chaleur " MEMOIRE DE MAGISTER Boumerdes 2007.
- [22] M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur: échangeur tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.

- [23] : Bougrine Aicha "conception d'un outil D'aide à la Décision pour le choix et le Dimensionnement d'Un Echangeur de chaleur", Mémoire de master, Université Blida 2016/2017.
- [24] Ramesh K. Shah, Dušen P. Sekulic, "Fundamentals of Heat Exchanger Design ", John Wiley & Sons, Inc.,2003.
- [25] D. Nadjemeddine, Simulation d'une conception d'un échangeur a faisceau et calandre, Mémoire de Master, université d'Annaba (2017).
- [26] BOUCHIKHI Djamel, HADDI Hemza, Contribution à l'Étude Paramétrique d'un Échangeur de Chaleur à Plaques et Joint. MEMOIRE DE MASTER CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA, Année : 2018/2019.
- [27] DEZIRI NADJEM EDDINE, "SIMULATION D'UNE CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À F" AISCEAU ET CALANDRE " UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA, Année : 2016/2017.
- [28] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [29] Adil Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen (2009/2010).
- [30] A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).1993.
- [31] cours-IUP-me-échangeur thermique-2 GSI-M1 -2011-2012
- [32] <http://cregen.free.fr/Echangeurs/Echangeur>
- [33] Benayad Nada, " Étude Et Optimisation Des De Chaleur Université " Mémoire de Master de Mentouri Constantine, 21/10/2008.
- [34] Alain KÖSTER "Fatigue thermique d'un alliage pour aubes de turbopompe astronautique : le SUPERWASPALOY de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris en 3 Décembre 1997
- [35] SAADOUNE SOUHILA ; Synthèse et caractérisation d'inhibiteurs bi- fonctionnels : application à la corrosion des aciers de construction ; Mémoire de MAGISTER UNIVERSITE FERHAT ABBAS-SETIF ; 22 / 06 / 2010.
- [36] G. Daufin, J. Talbot ; Etude de quelques problèmes de corrosion dans l'industrie laitière. PREMIERE PARTIE. GENERALITES SUR LA CORROSION DES METAUX ET ALLIAGES. Le Lait, INRA Editions, 1971, 51 (507), pp.375-398. Hal-00928553.
- [37] DJENNELBAROUD Abderrahmen BOUKABOUYA Hicham ; Synthèse et caractérisation des hétérocycles azotés à partir des chalcones et l'hydrazine ; Application à l'inhibition de la corrosion des aciers, UNIVERSITÉ Dr MOULAY TAHAR – SAÏDA - 21/05/2017.

- [38] DEGHAMNA Marwa et BOUMELLIT Zeyneb ; Développement d'un revêtement anticorrosion à base de TMOS sur l'acier doux A9 et l'acier inoxydable C0400-08 via le procédé sol-gel ; Mémoire de Master, , UNIVERSITÉ de Guelma ;Juillet 2019.
- [39] BENANI HAMZA et KEDDAR HAMZA ; ETUDE DES PROBLEMES DE L'ENDOMMAGEMENT DE L'ECHANGEUR E504 DANS LA SECTION DE DECARBONATATION DU COMPLEXE GL1/Ž ; Mémoire de MASTER ; UNIVERSITE D'ORAN 15/09/2014.
- [40] R. Amirouch, W. Zaidi ; Etude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre E 102 A/B, mémoire de fin d'étude ; université-Boumerdes ; 2014 ; 50 p.
- [41] S. Sall ; Généralistes sur les échangeurs de chaleur; Mémoire de fin d'étude ; université Tlemcen; 2014 ; 22 p.
- [42] Abdelli aymen ; étude et simulation sous matlab d'un échangeur thermique a faisceau tubulaire et calandre, Mémoire de Master, Université badji Mokhtar- Annaba ; 2018-2019.
- [43] Alouane Dahmane et Soufi Moussa, Etude de problème de l'encrassement dans un échangeur de chaleur type faisceau calandre 12x20400 Mémoire de MASTER PROFESSIONNEL, Université Kasdi Merbah Ouargla 15/06/2019.
- [44] Zoubida AMIRAT, Bilan thermique du circuit de solvant lourd et étude de l'encrassement du réfrigérant E112 de la raffinerie d'Alger, Mémoire de Master de Université du Blida, en septembre 2015.
- [45] LITOCHE Billel Contribution à l'Etudes d'un évaporateur à ailette MEMOIRE DE MAGISTER UNIVERSITE -MENTOURI -DE CONSTANTINE- Algérie 2010.
- [46] étude et optimisation des échangeurs de chaleur mémoire magister en physique université Mentouri Constantine 21 / 10 / 2008.
- [47]: A.BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER échangeur de chaleur, dimensionnement thermique des échangeurs, technique de l'ingénieur, Traitée génie énergétique, B2342., pp.1-7.
- [48] P.MERCIER, G. RATEL .dimensionnement thermique des échangeurs a tubes et calandre, le logiciel CETUC. Revue générale de thermique n°313, jan.1988.
- [49] BENOUIS Fatima Zohra, Benamara Nabil-, Aminallah Miloud 4 ème Journées d'Etudes sur la Mécanique des Structures et des Matériaux Sidi Bel Abbes les 16 et 17 Avril 2018 Approches Expérimentales & Simulations Numériques Etude dynamique et thermique d'un échangeur de chaleur à courant croisé
- [50] Stéphane COLASSON, David LACROIX Dimensionnement des échangeurs et étude des transferts thermiques de fluides supercritiques Laboratoire des Echangeurs Thermiques (LETh)- CEA Grenoble- université de lorraine 04/09/2012 due