

**RAPPORT DU PROJET DE FIN D'ETUDE**  
**Pour obtenir le diplôme de LICENCE**

En Sciences de la Matière Physique  
Option : Energie renouvelable

Présenté par :

HOURANE MOHAMMED  
EL JAAFARI AHMED

Encadré par :

Pr. Mr. EL OUARDI EL MOKHTAR

**Contribution à l'étude de l'échangeur de chaleur à  
tube et calandre à Contre-courant**



Soutenu le **19/06/ 2019** devant la commission d'examen :

Pr. Mr Jedaa Abedsalam, FPS, Safi

Président

Pr. Mr. Aboufadil Youssef, FPS, Safi

Rapporteur et examinateur

Pr. Mr. Elbiyaali Abderrahim, FPS, Safi

Rapporteur et examinateur

Pr. Mr. EL OUARDI EL MOKHTAR, FPS, Safi

Encadrant

**Année Universitaire : 2018-2019**

# ***DEDICACE***

*A nos parents ;*

*A nos frères et sœurs ;*

*Et à vous qui lisez ce manuscrit....*



## REMERCIEMENTS

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail. Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les professeurs qui nous ont aidés tout au long de notre cursus universitaire en particulier notre encadrant Mr. EL MOKHTAR EL OUARDI pour ses conseils et l'aide qu'il nous a apportés. Nous voudrions aussi exprimer toute notre gratitude aux membres de jury : Mr Jedaa Abedsalam, Mr Aboufadel Youssef Mr Elbiyaali Abedrrahim, et Mr El Ouardi Elomktar pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre rapport en acceptant de rapporter et d'examiner notre travail et d'enrichir par leurs remarques et propositions. Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.*

---

---

*Contribution à l'étude de l'échangeur de chaleur à tube et calandre à contre - courant*

---

## Résumé

Les calculs de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre citées dans la littérature, sont basées sur des modèles empiriques validés à l'échelle des laboratoires où l'échangeur est de l'ordre de quelques centimètres à environ d'un mètre. Mais lorsqu'on fait une application vers l'industrie où les dimensions assez grandes, les erreurs de calculs devient importantes à cause de la variation des paramètres thermophysiques le long de l'échangeur, et par conséquent le coefficient global de transfert. Dans ce mémoire, nous s'intéressons à la modélisation du couplage entre les grandeurs classiques (le coefficient de transfert global et la surface d'échange) et les propriétés thermophysiques des fluides chaud et froid. Le calcul est effectué tout d'abord sur un échangeur mono-tubulaire afin de le généraliser sur l'échangeur multitubulaire. Les résultats sont similaires à celle trouvé dans la littérature. Ainsi les premières tentatives de la validation de notre modèle confirment l'importance de ce dernier.

---

***Mots Clés :** Transfert de chaleur, Echangeur de chaleur à tubes et calandre à contre-courant, Modélisation, coefficient global de transfert, surface d'échange, propriétés thermophysiques*

---

---

***TABLE DES MATIÈRES***

## TABLE DES MATIÈRES

PRINCIPALES ABREVIATIONS ET NOTATIONS

LISTE DES FIGURES

INTRODUCTION GENERALE.....1

### Chapitre I : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

**I- Introduction aux échangeurs de chaleur à contre-courant.....4**

1- Introduction .....4

2- Description .....4

2-1- Les chicanes.....6

2-2- Les passes.....7

2-3- La disposition des tubes.....8

3- L'état de l'art.....10

**II-Problématique.....12**

1- Le dimensionnement.....13

2- L'encrassement des échangeurs de chaleur.....13

2- 1- L'effet de l'encrassement l'état de marche normale d'un échangeur de chaleur.....13

2-2- L'encrassement en transfert de chaleur.....14

2-3- L'effet économique de l'encrassement.....16

2-4- Les recherches sur ce problème.....18

2-5- Processus de l'encrassement.....18

2-6- Détection de l'encrassement.....19

2-7- Nettoyage de l'échangeur de chaleur.....19

**III-Motivation.....21**

**Chapitre II : FORMALISME MATHEMATIQUES**

Introduction .....22

I- Aspects thermiques de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.....22

    1- Surface d'échange.....22

    2- Coefficient globale de transmission K.....23

    3- Calcul de l'écart de la température.....23

II-Efficacité, ratio de flux NUT.....24

III-Analyse de couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physique.....25

IV-Corrélation usuelles en convection forcée.....28

**Chapitre III : MODELISATION DU COUPLAGE ENTRE LES GRANDEURS CLASSIQUES ET PROPRIETE THERMOPHYSIQUES**

I- Hypothèses du modèle.....30

II- Les équations des flux thermique dans l'échangeur de chaleur à contre-courant.....30

III- L'extrapolation du model à la totalité de l'échangeur.....33

**CONCLUSION GENERAL**

**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

.....  
***PRINCIPALES ABREVIATIONS ET NOTATIONS***  
.....

## PRINCIPALES ABREVIATIONS ET NOTATIONS

Symbole	Nomenclature	Unité
A	Surface totale de l'échangeur	m <sup>2</sup>
A <sub>e</sub>	Surface totale externe d'un tube de l'échangeur	m <sup>2</sup>
A <sub>i</sub>	Surface totale interne d'un tube de l'échangeur	m <sup>2</sup>
c <sub>p</sub> <sup>c</sup>	Chaleur massique du fluide chaud	J/kg.K
c <sub>p</sub> <sup>f</sup>	Chaleur massique du fluide froid	J/kg.K
D	Diamètre des tubes	M
DTLM ( $\Delta T_{lm}$ )	Différence de la température logarithmique moyenne	K
DT <sub>s</sub>	Différence de la température à la sortie de l'échangeur	K
DT <sub>e</sub>	Différence de la température à l'entrée de l'échangeur	K
F	Coefficient de corrélation	-
G	Efficacité d'échangeur	-
h <sub>i</sub>	Coefficient de convection interne	W/(m <sup>2</sup> K)
h <sub>e</sub>	Coefficient de convection externe	W/(m <sup>2</sup> K)
K	Coefficient de transfert local	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
K	Coefficient de transfert global	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
L	Longueur des tubes	M
n	Nombre des tubes	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
P <sub>l</sub>	Pas longitudinal	M
P <sub>t</sub>	Pas transversal	M
Pr	Nombre de Prandtl	-
q <sup>c</sup>	Débit massique instantané du fluide chaud	kg/s
q <sup>f</sup>	Débit massique instantané du fluide froid	kg/s
Q <sup>c</sup>	Débit total du fluide chaud	kg/s
Q <sup>f</sup>	Débit total du fluide froid	kg/s
r <sub>i</sub>	Rayon interne des tubes	M
r <sub>e</sub>	Rayon externe des tubes	M
R	Ratio des flux thermiques	-
R <sub>ee</sub>	Résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes	W/(m <sup>2</sup> K)
R <sub>ei</sub>	Résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes	W/(m <sup>2</sup> K)

Re	Nombre de Reynolds	-
s	Élément de surface d'un tube correspondant à x	m <sup>2</sup>
S	Surface totale d'un tube	m <sup>2</sup>
T <sub>f</sub>	Température coté froid	K
T <sub>c</sub>	Température coté chaud	K
T <sub>c</sub> <sup>i</sup>	Température initiale du fluide chaud	K
T <sub>c</sub> <sup>f</sup>	Température finale du fluide chaud	K
T <sub>f</sub> <sup>i</sup>	Température initiale du fluide froid	K
T <sub>f</sub> <sup>f</sup>	Température finale du fluide froid	K
V <sub>m</sub>	Vitesse moyenne du fluide d'échange	m/s
x	Abscisse de la section correspond à l'écart $T_c - T_f$	M
W	Rapport de l'écart des températures de l'état initial et l'état final	-
ω	Rapport instantané de l'écart des températures entre cote chaud et cote froid par rapport à l'origine	-
ΔT	L'écart de la température entre fluide chaud et froid	K
ΔT <sub>lm</sub>	L'écart de la température logarithmique moyenne	K
ν	viscosité cinématique	kg/m <sup>3</sup>
α	viscosité thermique	kg/m <sup>3</sup>
ρ	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
Φ	Flux de chaleur	W
Φ <sup>c</sup>	Flux de chaleur du fluide chaud	W
Φ <sup>f</sup>	Flux de chaleur du fluide froid	W
μ <sub>p</sub>	la viscosité du fluide à la température de la paroi	kg/m <sup>3</sup>
μ <sub>m</sub>	la viscosité moyenne du fluide	kg/m <sup>3</sup>
δT	L'écart de la température paroi-fluide	K
λ	Coefficient de conductivité thermique du matériau des tubes	W/(m · K)
m	Coefficient de corrélation liant les propriétés thermophysiques de fluide chaud et fluide froid	-
M	Coefficient de corrélation liant les propriétés thermophysiques de fluide chaud et fluide froid à l'état final	-

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure N 1-</b> Echangeur de chaleur à tubes et calandre à contre-courant .....	4
<b>Figure N 2-</b> Les composants d'un échangeur de chaleur.....	5
<b>Figure N 3-</b> Echangeur de chaleur aux forme U.....	6
<b>Figure N 4-</b> Les différents types de chicane.....	6
<b>Figure N 5-</b> Les différents types des passes dans un échangeur .....	7
<b>Figure N 6-</b> La disposition des tubes dans un échangeur .....	8
<b>Figure N 7-</b> Les différents type de processus physiques d'échange thermique .....	9
<b>Figure N 8-</b> Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé.....	14
<b>FIGURE N 9-</b> Exemple d'entartage.....	15
<b>Figure N 10-</b> Exemple d'un encrassement biologique.....	15
<b>Figure N 11-</b> Exemple d'encrassement particulaire.....	16
<b>Figure N 12-</b> Faisceau encrassé.....	17
<b>Figure N 13-</b> Formation de dépôt.....	18
<b>Figure N 14-</b> Nettoyage mécanique.....	19
<b>Figure N 15-</b> Nettoyage hydraulique.....	19
<b>Figure N 16-</b> Nettoyage par projectile.....	20
<b>Figure N 17-</b> Répartition en pourcentage des recettes par type d'échangeur sur le marché total de l'échangeur en Europe.....	21
<b>Figure N 18-</b> Evolution des températures du fluide chaud et fluide froid le long d'un échangeur contre - courant.....	32
<b>Figure N 19-</b> Evolution des températures du fluide chaud et fluide froid le long d'un échangeur contre - courant m négatif.....	33
<b>Figure N 20-</b> Evolution quantitative des températures dans l'échangeur tube et calandre à contre-courant $m=0$ .....	33
<b>Figure N 21-</b> Variation de $k_s$ avec $m$ pour des valeurs de $\omega$ constantes.....	34
<b>Figure N 22-</b> Variation de $k_s$ en fonction de $\omega$ pour des valeurs de $m$ positives.....	35
<b>Figure N 23-</b> Variation de $k_s$ avec $m$ pour des valeurs de $\omega$ constantes.....	35
<b>Figure N 24-</b> Variation de $k_s$ en fonction de $\omega$ pour des valeurs de $m$ constantes..	36

## LISTE DES TABLEAUX

**Tableau 1-** Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur à doubles tubes.....

**Tableau 2-** Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur à calandre et passage de tube en U.....

***INTRODUCTION GENERALE***

## INTRODUCTION GENERALE

Dans le contexte énergétique actuel, la hausse des prix de l'énergie et la raréfaction des sources d'énergies fossiles poussent la société industrielle contemporaine à devenir de plus en plus performante aussi bien sur l'aspect financier et environnemental que sur l'aspect maîtrise de l'énergie. Ce dernier point essentiel aujourd'hui, conduit les industriels dans une recherche des meilleurs rendements de leurs processus et une baisse de leur consommation énergétique devenus indispensables. L'objectif de performance énergétique par la maîtrise et la rationalisation de l'énergie pour une meilleure efficacité passe en particulier par l'optimisation des différents équipements. Cette nouvelle stratégie de performance énergétique n'est pas seulement judicieuse du point de vue écologique ou énergétique, elle est souvent très rentable pour de nombreux cas, à l'échelle industrielle qu'à l'échelle de pilote [1].

On fait, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Il est un dispositif permettant de transférer la chaleur entre un ou plusieurs fluides ayant une température différente. Généralement, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'une paroi solide sans que les fluides ne se mélangent. De nombreuses applications nécessitent l'utilisation d'un échangeur de chaleur, par exemple le radiateur d'une automobile, un condenseur, un évaporateur, etc. On peut classer les échangeurs de chaleur de plusieurs manières. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [2].

Les échangeurs de chaleur à tubes et calandre sont les plus répandus. On peut citer deux types :

Echangeur de chaleur co-courant : (ou échangeur anti-méthodique) : les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens. Dans un échangeur anti-méthodique la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud

Echangeur de chaleur à contre-courant ; ou à courants opposés : dans ce cas les deux fluides circulent en sens contraire et l'écart de température ( $t^\circ$ ) reste important tout le long de la surface d'échange. Ce dernier est répondu, à cause de la bonne efficacité.

Le travail, présenté dans ce mémoire, se propose à investiguer le couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques d'un échangeur de chaleur à tube et calandre à contre-courant.

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur passe par le calcul du coefficient de transfert de chaleur dans ceux-ci. Dans la majorité des cas pratiques, on fait recours à des relations empiriques qui sont basées sur des hypothèses simplificatrices telles que l'admission d'une valeur moyenne constante de ce paramètre pour toute la surface de transfert. Néanmoins, La connaissance du coefficient d'échange local est très importante pour les études des phénomènes d'encrassement, de condensation, de corrosion etc. sur des tubes lisses ou à ailettes. Durant ces dernières années, l'intérêt considérable de fabriquer des échangeurs de plus en plus compacts et d'améliorer leurs efficacités a conduit à chercher diverses techniques d'intensification d'échange thermique. Parmi les techniques d'intensification utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur faisceaux de tubes, l'utilisation des ailettes permet d'augmenter la surface d'échangeur de chaleur et de modifier la structure de l'écoulement autour des tubes, donc d'augmenter coefficient de transfert de chaleur local dans les échangeurs de chaleur ont été effectuées par des méthodes expérimentales telles que la technique de sublimation de naphtaline basée sur l'analogie entre le transfert de masse et le transfert de chaleurs. A notre époque, les progrès des outils informatiques et le développement de nouvelles techniques numériques ont créés des opportunités d'estimation de ce coefficient d'échange thermique local. L'approche inverse constitue un outil indispensable dans les procédures d'estimation. Les méthodes inverses appliquées aux problèmes thermiques dans les échangeurs de chaleurs consistent, à partir de mesures en un ou plusieurs points choisis à l'intérieur ou sur les frontières des tubes et/ou des ailettes, à déterminer le coefficient d'échange thermique local. La recherche de la solution se fait à travers la confrontation du champ de température calculé par le modèle direct avec les mesures prises. Les mesures de températures dont on dispose comme données pour les problèmes inverses sont en général entachés d'erreurs, ce qui provoque mathématiquement l'instabilité de la solution. Pour pallier l'inexistence de la solution, les chercheurs à savoirs, Tikhonov, Alifanov, Artyukhin,

et autres ont proposé des techniques dites de régularisation telles que la méthode de Tikhonov et la méthode itérative [3\*\*\*].

Le travail, présenté dans ce mémoire, se propose à investiguer le couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques d'un échangeur de chaleur à tube et calandre à contre-courant.

Ce mémoire est composé de trois chapitres :

**Le premier** présente une généralité sur les échangeurs de chaleurs à tube et calandre. Ainsi nous citons notre motivation et les fameux problèmes qui entravent ces derniers

**Le deuxième** chapitre s'intéresse à la description et aux formalismes généraux de l'échangeur de chaleur à tube et calandre à contre-courant.

**Le troisième** chapitre de ce manuscrit rapporte l'étude du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques d'un échangeur de chaleur à tube et calandre à contre-courant.

Cette mémoire est clôturée par une conclusion générale et des perspectives.

***CHAPITRE I***

.....  
***SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE***  
.....

## Chapitre I : Synthèse bibliographique

### I- Généralités aux échangeurs de chaleur à contre-courant

#### 1- Introduction

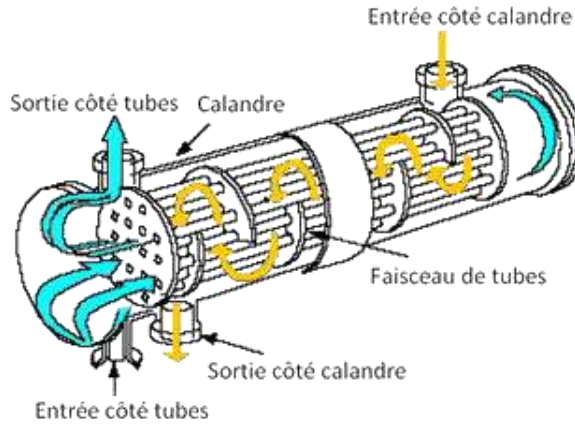
Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un dispositif qui facilite le transfert d'énergie, sous forme de chaleur, entre deux ou plusieurs fluides. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids qui, eux aussi, circulent entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. Le transfert de chaleur fluides-paroi se fait par convection.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement [3].

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide et la paroi.

#### 2- Description

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté *tubes* circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé *faisceau tubulaire*. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.

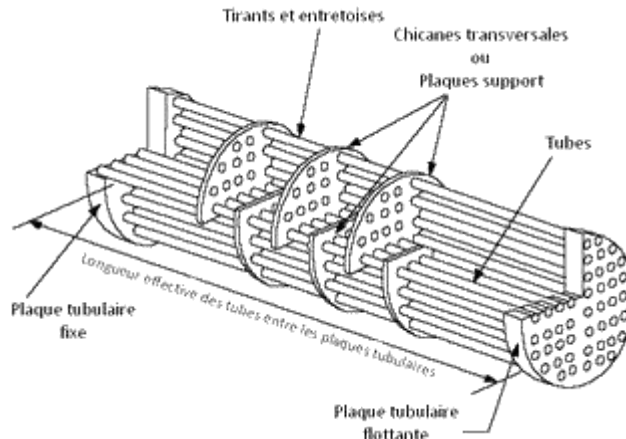


**Figure 1-** Echangeur de chaleur à tubes et calandre à contre-courant

Les tubes sont pris à leur extrémités dans les plaques perforées appelées plaques tubulaires, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre. L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. Celui-ci est généralement assuré par un dudgeon nage ou un soudage ou bien les deux.

Les tubes étant généralement souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, ils doivent être supportés entre les plaques tubulaires pour éviter leur fléchissement. Ces supports ont la forme de plaques perforées, transversales aux tubes. Les tubes passent au travers des trous. Ces plaques sont maintenues en place au moyen de tirants et d'entretoises.

Les tubes doivent pouvoir accepter les variations de températures imposées par leur service et pouvoir se dilater sans contrainte mécanique excessive. Pour cela il est fréquent de permettre le libre déplacement de l'une des plaques tubulaires. Elle est alors dite flottante par opposition avec la plaque tubulaire fixe qui maintient le faisceau solidaire de la calandre.



**Figure 2-** Les composants d'un échangeur de chaleur

Un autre moyen pour autoriser des dilatations importantes des tubes est de donner aux tubes la forme d'un U. Les deux extrémités des tubes seront alors solidaires de la même et unique plaque tubulaire.

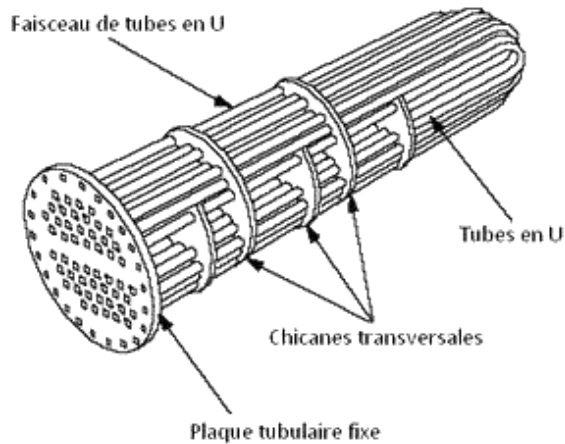


Figure 3- Echangeur de chaleur en format U

### 2-1- Les chicanes

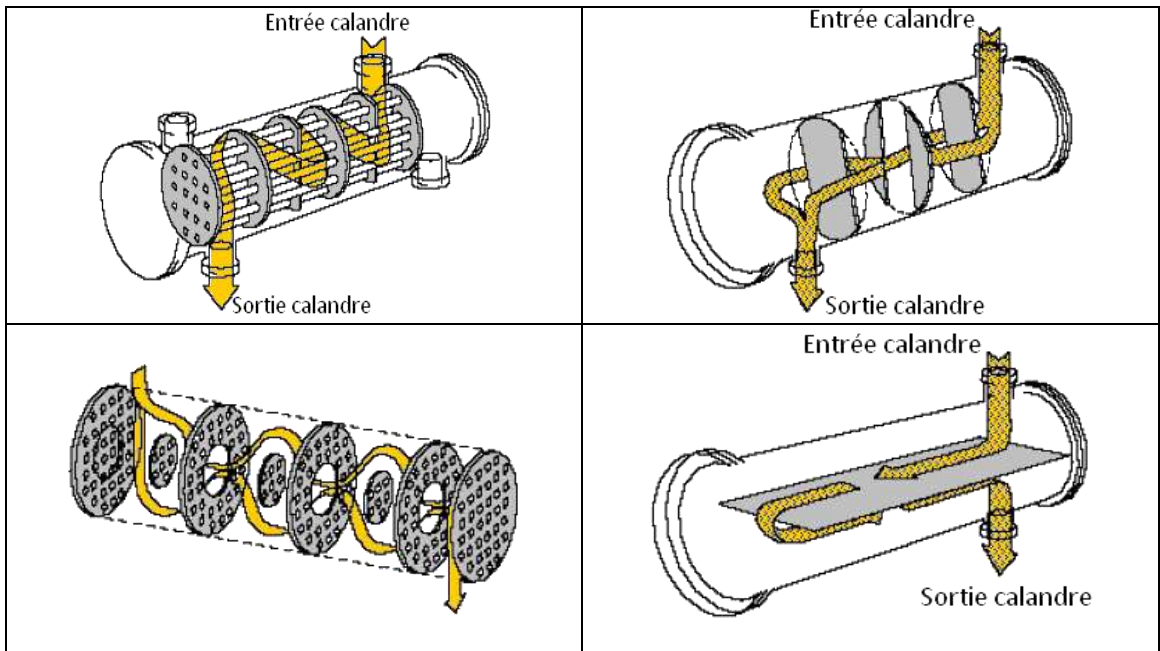


Figure 4- Les différents types de chicane

Des chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement.

Les chicanes contribuent au supportage des tubes. La forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les

moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisqu'une partie de la calandre sera vide.

## **2.2- Les passes**

Dans la disposition la plus simple, les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre. On dit alors qu'il n'y a qu'une seule passe (un seul passage) côté tubes et côté calandre. Les fluides peuvent entrer du même côté, (co-courant) ou aux côtés opposés (contre-courant).

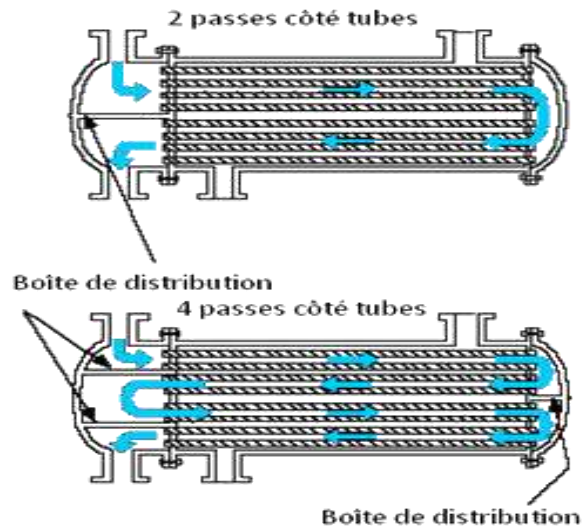
Le transfert thermique est amélioré quand la vitesse et l'agitation du fluide augmentent. Il arrive fréquemment qu'avec une disposition à une seule passe la vitesse des fluides soit trop faible. Pour augmenter cette vitesse tout en conservant le même nombre de tubes (même surface d'échange), on a recours à la multiplication du nombre de passes :

Côté tubes, on fait parcourir au fluide un cheminement le long de l'échangeur dans un sens dans certains tubes, dans l'autre sens dans d'autres tubes, .... On construit ainsi des échangeurs ayant 2, 4, 6, 8 passes côté tubes. On obtient cela en installant des boîtes de distribution proprement compartimentées, aux extrémités des faisceaux tubulaires.

Le coefficient d'échange augmente comme vitesse<sup>0,8</sup> tandis que la perte de chaleur augmente comme vitesse<sup>2</sup>. La perte de chaleur augmente donc beaucoup plus vite que l'échange thermique et dans la pratique on recommande des vitesses dans les tubes  $>1\text{m/sec}$  mais  $<3\text{m/sec}$ .

Côté calandre, on ajuste la vitesse du fluide dans la calandre en installant en priorités des chicanes transversales qui de plus assureront le supportage des tubes.

On peut également établir plusieurs passes en installant des chicanes longitudinales. Cependant cette solution n'est souvent pas retenue car elle rend plus difficile le nettoyage du faisceau entre les tubes.



*Figure 5 - Les différents type des passes dans un échangeur*

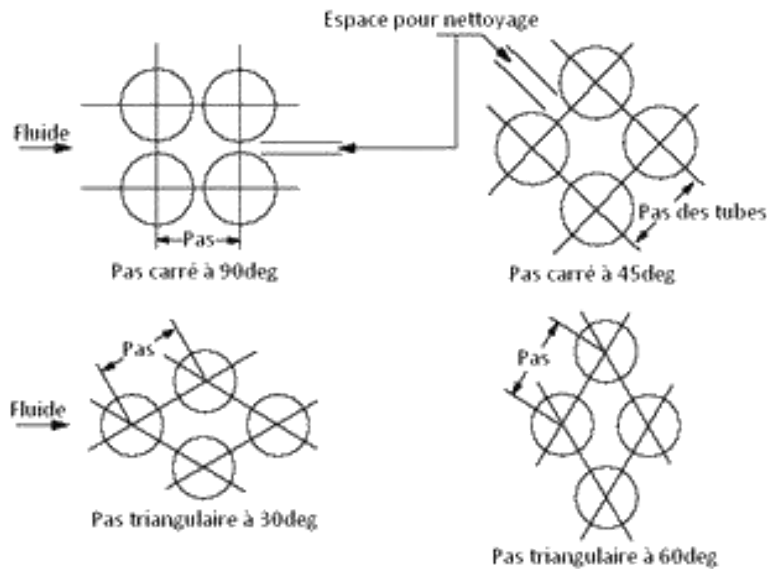
### 2.3-La disposition des tubes

Les tubes peuvent être disposés selon :

- Un pas carré
  - À 90 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre
  - À 45 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre
- Un pas triangulaire
  - À 30 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre
  - À 60 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre

La disposition en pas carré, contrairement au pas triangulaire, laisse un espace libre rectiligne permettant le passage d'un jet ou d'une brosse pour le nettoyage de l'échangeur entre les tubes. Il sera donc préféré sur les services encrassant.

La disposition en pas triangulaire est plus dense et conduit donc à des échangeurs plus compacts. De plus il offre au fluide moins de cheminement hors de la surface des tubes que le pas carré, et est donc plus efficace pour le transfert thermique. Il sera préféré pour les services où un nettoyage mécanique n'est pas requis.



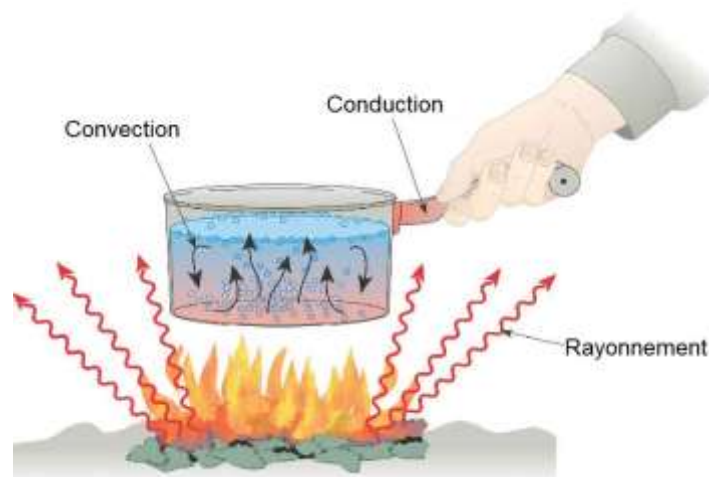
**Figure 6-** La disposition des tubes dans un échangeur

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Généralement, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'une paroi solide sans que les fluides ne se mélangent. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées, par exemple : le radiateur d'une automobile, un condenseur, un évaporateur, etc.

Les principes de base de la conception de l'échangeur de chaleur sont cités dans le livre de RAMESH K. SHAH [4].

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur comme par exemple : Les échangeurs tubulaires. L'échangeur multitubulaire, Echangeur à plaque, Echangeur à tube et calandre, mais tous fonctionnent suivant les mêmes processus physiques d'échanges, c'est-à-dire :

-conduction : le flux de chaleur échangé entre deux corps A et B dépend de la conductivité du matériau qui les séparent (on n'a pas un déplacement des fluides).



**Figure 7- Les différents type de processus physiques d'échange thermique**

– convection : le flux de chaleur est transporté au cours de déplacement d'un fluide.

– le rayonnement qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois (principalement infra rouge) bien que ce dernier soit souvent négligeable (car pris en compte uniquement pour un fonctionnement à haute température).

On distingue également trois modes d'écoulement différents :

– contre-courants : écoulements parallèles des fluides mais dans des directions inverses.

– co-courants : écoulements parallèles des fluides et dans la même direction.

– courants croisés : écoulements perpendiculaires entre les deux fluides.

Le mode de circulation influe également sur la qualité et l'efficacité du transfert. Un échangeur dit anti-méthodique (ou à co-courants) signifie que l'entrée des deux fluides (chaud et froid) se situe du même côté de l'échangeur. La configuration dite méthodique est celle où les fluides circulent à contre-courants. On l'appelle méthodique car c'est cette configuration qui permet d'obtenir les meilleures performances d'échangeurs. En effet, pour une circulation à co-courant des fluides, la température de sortie du fluide chaud ne pourra pas être plus basse que la température de sortie du fluide froid tandis qu'à contre-courant, il est possible d'abaisser la température du fluide chaud à une valeur qui tendra vers la température d'entrée du fluide froid [5].

Concernant la distribution du coefficient d'échange thermique sur les surfaces d'ailettes, de nombreux travaux numériques et expérimentaux qu'on a trouvé dans la littérature montrent que le coefficient de transfert de chaleur à la région frontale d'ailette, quel que soit leurs géométries, est plus grand que celui à la région arrière. Donc, une conception optimale d'un échangeur thermique peut être convenablement réalisée en augmentant la surface frontale d'ailette et en diminuant sa partie arrière. Avec les ailettes annulaires, le décalage de tube à la zone de recirculation répond à ce besoin. Cette technique, de rendre un tube à une position excentrique avec les ailettes peut conduire à un taux de transfert thermique très élevé, avec une éventuelle diminution de la chute de pression. En parallèle, on conserve, en même temps, la compacité et le coût de construction de l'échangeur concerné.

**3- Etat de l'art**

L'échangeur de chaleur est un équipement clé dans les secteurs industriels (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), le transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans les secteurs résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, ... etc.). On n'estime que 90% des transferts d'énergie effectués par les échangeurs de chaleur dans l'industrie [6]. De nos jours,

en raison de l'augmentation relative de prix de revient de l'énergie, on cherche dans tous les cas à obtenir le maximum d'efficacité d'une installation pour une dépense énergétique minimale.

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

On le voit, le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique. Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleur transférée vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection. Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides. D'après ce qui précède, on voit bien qu'il y a différentes manières de traiter le problème. Une étude fine doit prendre en compte tous les paramètres et résoudre les problèmes de mécanique des fluides qui peuvent être très compliqués. Une telle approche est possible par des méthodes numériques à travers un logiciel approprié. Cette approche est très coûteuse mais tend à se répandre avec le développement des outils informatiques. Nous ne développerons pas cet aspect des choses et nous nous contenterons de donner quelques références. Par ailleurs, il existe des méthodes d'étude globales qui moyennant quelques hypothèses simples peuvent donner des résultats approximatifs qui seront suffisants dans la plupart des cas. Ces méthodes seront présentées ici de manière succincte.

Les échangeurs de chaleur à tubes et calandre à co ou contre-courant sont les plus répandus, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température.

En général, pour le calcul des échangeurs, les modèles existant dans la littérature sont élaborés avec un certain nombre d'hypothèses qui ne sont parfois valables qu'à l'échelle du laboratoire et pour des cas particuliers. Ces hypothèses ne conduisent qu'à des résultats approximatifs. Beaucoup des travaux ont traité l'effet d'un paramètre sur le transfert thermique [7]. En effet, des travaux ont été consacrés à l'effet de l'un des propriétés thermo physiques, de la structure ou de la température sur le coefficient de transfert [8]. Ces études élaborent des lois empiriques qui existent tant que des auteurs, ces lois ne restent pas valables lorsqu'on change, les fluides circulent, la géométrie ou la position de l'échangeur [9].

La détermination du coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et la différence de la température logarithmique moyenne (DTLM) sont la partie la plus importante de tout calcul de l'échangeur de chaleur. Dans le cas de l'échangeur à tubes et calandre la DTLM ne s'applique pas directement. Au lieu de cela, on fait la correction par le facteur de corrélation pour ajuster la conception et le fonctionnement de l'échangeur. Les diagrammes du facteur de corrélation sont fournis en se basant sur les deux paramètres tels que le ratio des flux et l'efficacité [10].

De nombreux travaux ont été consacrés à l'étude de l'effet de l'une des propriétés thermophysiques sur le coefficient de transfert et la perte de charge : Manglik et Bergles ont étudié l'influence du débit massique sur les températures des deux fluides et le coefficient de transfert de chaleur le long de l'échangeur [11]. Le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la qualité de vapeur pour différent flux thermique dans un échangeur à tubes et calandre de distribution triangulaire a été effectué par Thome et all. [12]. Les travaux de Zeng et all. ont été consacrés à la variation du coefficient de transfert sur le flux de chaleur de l'ammoniac sans changement de phase dans un échangeur à tube fixe [13]. Thors et Jensen ont étudié respectivement la variation du coefficient de transfert en fonction de débit massique pour différentes structures de l'échangeur à tube fixe et la variation de coefficient de transfert en fonction de la longueur de l'échangeur de l'ordre d'un mètre [14].

Il est important de noter, qu'outre le fait que ces travaux ne répondent qu'à une classe restreinte de problèmes caractérisés par un ou deux paramètres variables au plus, ces derniers ne le sont qu'avec un sou variable (coordonnées, température). En clair, et après revue critique des publications, la majorité des auteurs s'accorde sur les disparités par rapport aux efficacités conventionnelles dès qu'un non-linéarité est inclus.

On attribue ces variations à la dépendance entre le coefficient global de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermophysiques des fluides chaud et froid dans l'échangeur de chaleur tubulaire. L'interaction très forte de ces paramètres mène aux problèmes couplés. Il existe de nombreuses publications traitant cette dépendance, mais peu se sont intéressées à la dépendance avec température. Les grandeurs classiques et adimensionnelles sont aussi variables le long des tubes.

Malgré, la banque des données et l'utilisation de l'outil informatique pour le calcul de la corrélation, le calcul de ceci sont beaucoup plus difficiles à définir, car l'écoulement du fluide dans la calandre se fait avec des orientations et des vitesses différentes selon la disposition des tubes et des chicanes. L'erreur est assez considérable d'une manière qu'il a un effet sur le rendement industriel, ce qui nous motiver à étudier la dépendance entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques des fluides chauds et froids.

Dans la pratique du dimensionnement des échangeurs, l'efficacité de l'échange, paramètre essentiel dans l'évaluation des coefficients globaux des transferts, est sommairement adoptée sur la base de modèles analytiques reposant sur un ensemble d'hypothèses idéalisées.

Le plus souvent l'objectif d'une recherche fondamentale ; c'est de trouver la structure optimale d'échangeur où le coût d'investissement et de fonctionnement sont minimaux. Cette approche exige la connaissance de la surface d'échange de la chaleur, donc elle demande le calcul du coefficient global de transfert de chaleur, qui varie en fonction de la surface d'échange, des propriétés thermophysiques des fluides.

Dans le logiciel FLUENT, il est possible de définir les propriétés thermophysiques (densité, viscosité, conductivité et capacité thermique massique) en fonction de la température.

## II- Problématique

Les principaux Problèmes rencontrés dans les échangeurs lors de la conception ou lors de mise en service sont le dimensionnement et l'encrassement.

### 1- Le dimensionnement

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 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.

Le dimensionnement joue un rôle important au niveau des échangeurs, c'est pour cela que sa perfection nécessite une bonne réflexion.

Parmi les problèmes les plus fréquentes chez les ingénieurs, nous trouvons :

- Les paramètres sont nombreux ;
- L'influence des PTP sur l'état de la surface d'échange ;
- Les modèles ne font pas apparaître toute les PTP ;
- Les grandeurs sont estimées ;
- La variation des propriétés thermophysiques en fonction de température d'une façon non linéaire.

### 2- L'encrassement des échangeurs de chaleur

L'accumulation des dépôts indésirables sur les surfaces des échangeurs de chaleur est habituellement appelée l'encrassement. Ces dépôts engendrent une résistance au transfert de chaleur et réduit donc l'efficacité de l'échangeur de chaleur. L'encrassement peut être, une matière cristalline, des produits de réactions chimiques y compris la corrosion, ou des particules. La nature du dépôt dépend du fluide (liquide ou gaz) passant par l'échangeur de chaleur. Il peut être de masse fluide lui-même qui provoque le problème de la formation des dépôts, par exemple, la décomposition d'un liquide organique, dans les conditions de température dans l'échangeur de chaleur. Le problème d'encrassement est produit par une certaine forme de contaminant dans le fluide, souvent à très faible concentration, par exemple, des particules solides ou des micro-organismes [15]

L'encrassement des surfaces de l'équipement de traitement peut avoir un impact négatif significatif sur l'efficacité opérationnelle de l'unité. Sur la plupart des industries d'aujourd'hui, un drain économique majeur peut être causé par l'encrassement. Les coûts totaux d'encrassement liés pour les principaux pays industrialisés est estimé à 4,4 milliards \$ annuellement.

## **2- 1- L'effet de l'encrassement l'état de marche normale d'un échangeur de chaleur**

Augmente la surface d'échange de chaleur, réduit l'efficacité thermique, diminue le flux de chaleur, augmente la température sur le côté chaud, diminue la température sur le côté froid, induit la corrosion, augmente la pression en amont, augmente la dépense d'énergie, peut entraîner des oscillations dans l'écoulement bi-phasique, cavitation ; peut augmenter la vitesse d'écoulement, peut induire des vibrations, peut provoquer le blocage du flux [16]

### **2-1- 1- Formes d'encrassement**

Six différentes formes d'encrassement peuvent se produire dans les applications industrielles, qui comprennent :

### **2- 2- L'encrassement en transfert de chaleur**

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

#### **Définition**

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

Cette couche d'encrassement qui se forme sur l'un ou les deux côtés de la surface d'échange de chaleur possède une conductivité thermique plus faible que celle du métal constituant cette surface, ce qui engendre l'augmentation

considérable de la résistance au transfert thermique et donc, une diminution des performances de l'échangeur de chaleur. D'autre part, ce film d'encrassement réduit la section de passage du fluide entraînant, ainsi une augmentation de la perte de charge dans l'appareil.



Figure 8- Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé

### 2-2-1- L'encrassement par corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés, en amont l'encrassement correspondant est de type particulaire.

### 2-2-2- L'encrassement par entartrage

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

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

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, et dans les systèmes géothermiques.



Figure 9- Exemple d'entartrage

### 2-2-3- L'encrassement biologique

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film encrassant 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 réduire 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, du 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 son développement.



Figure 10- Exemple d'un encrassement biologique

#### 2- 2- 4- L'encrassement par réaction chimique

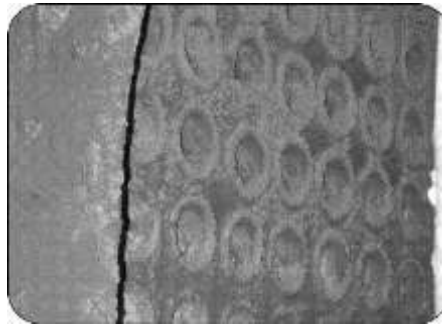
Les dépôts sont des produits solides de réactions chimiques ayant eu lieu au voisinage de la surface d'échange de chaleur dont le matériau ne participe pas à la réaction mais peut agir comme catalyseur. Ces réactions sont souvent des réactions de polymérisation.

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.

#### 2- 2- 5- Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange des particules 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 des résidus solides de combustion.



**Figure N 11** : Exemple d'encrassement particulaire

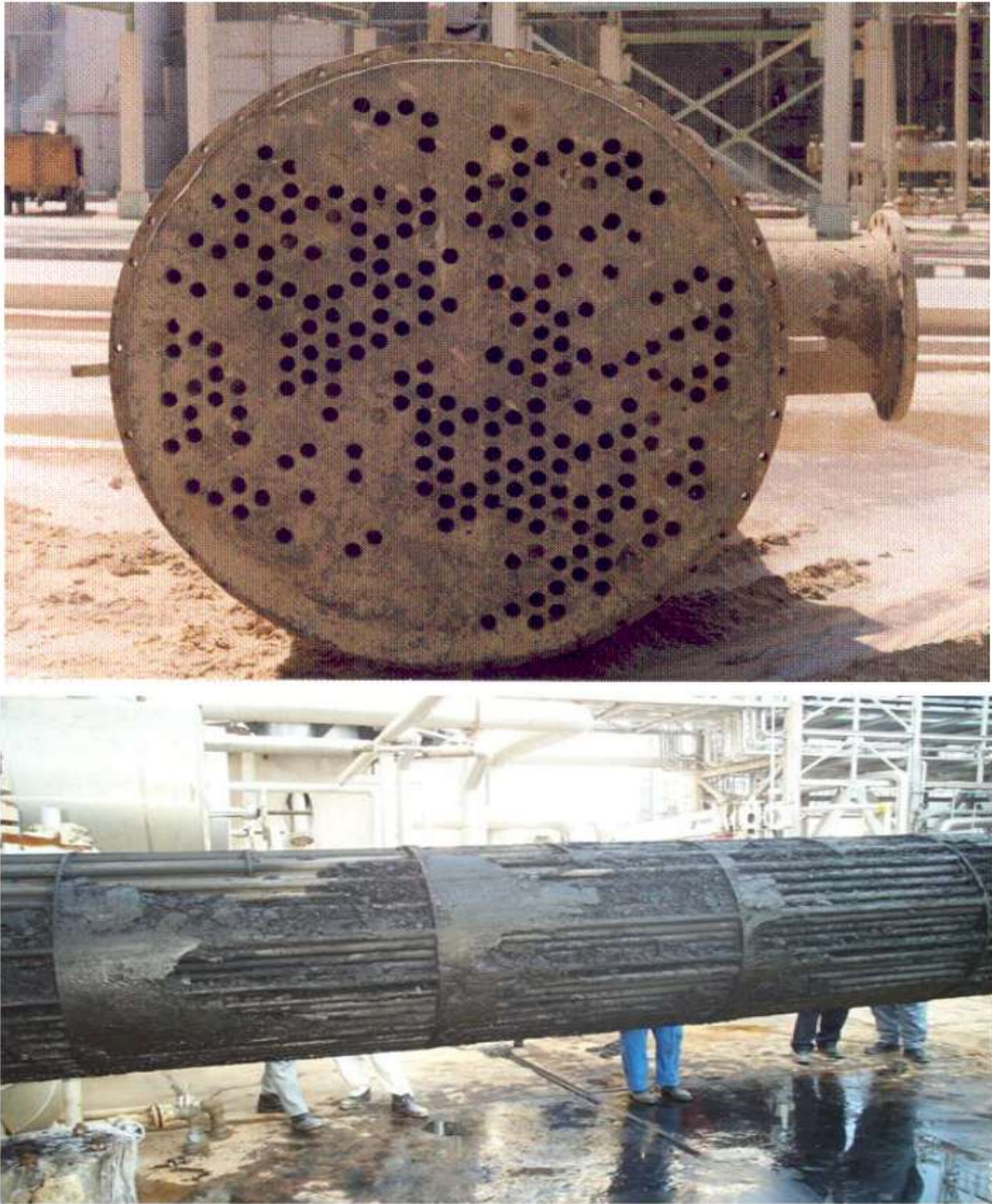
### 2- 2- 6- Encrassement par solidification

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 forcés ou givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffinique). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer l'état liquide (formation de givre).

### 2-3- L'effet économique de l'encrassement

L'encrassement des surfaces de l'équipement de traitement peut avoir un impact négatif significatif sur l'efficacité opérationnelle de l'unité. Sur la plupart des industries d'aujourd'hui, un drain économique majeur peut être causé par l'encrassement. Les coûts totaux d'encrassement liés pour les principaux pays industrialisés est estimé à 4,4 milliards \$ annuellement. Selon une estimation, les pertes dues à l'encrassement des échangeurs de chaleur dans les pays industrialisés sont estimés à environ 0,25 % à 3 % de PIB.

Selon Pritchard et Thackery (Harwell Laboratoires), environ de 15% des coûts d'entretien d'une usine de traitement peut être attribuée à des échangeurs de chaleur et les chaudières, et de ce fait, la moitié est probablement causée par l'encrassement. Les coûts associés à l'échangeur de chaleur encrassé comprennent les pertes de production dues à la détérioration et à la perte de la production pendant les arrêts planifiés ou due à l'encrassement, et les coûts de maintenance découlant de la suppression de l'encrassement des dépôts avec des produits chimiques et/ou des dispositifs antisalissure mécaniques ou le remplacement de l'équipement corrodé. En générale, les coûts de nettoyage sont dans la gamme de 40000 \$ à 50000 \$ par échangeur pour le nettoyage [17].



*Figure 12- Faisceau encrassé*

#### **2-4- Les recherches sur ce problème**

Les recherches sur le problème d'encrassement dans les échangeurs de chaleur et des méthodes pratiques pour prédire le facteur d'encrassement, faisant appel notamment à des techniques numériques modernes. L'activité des brevets internationaux actuels sur l'encrassement [17].

*Tableau 1- Activité de brevet international*

Pays	Nombre de brevets	% des brevets
USA	147	63,6

Allemagne	22	9,5
Japon	21	9,1
Suède	9	3,9
Suisse	8	3,5
Autre	24	10,4
Total	231	100,0

## 12-5- Processus de l'encrassement

L'ensemble du processus d'encrassement est généralement considéré comme le résultat net de deux sous-processus simultanés ; un processus de dépôt et un processus de suppression. Une représentation schématique du processus d'encrassement est donnée dans la Fig. 13.

Tous les sous processus peuvent être résumés comme suit [18] :

- Formation de matériaux d'encrassement dans la masse du fluide ;
- Transport des matières à l'interface dépôt-fluide ;
- Réaction attachement / formation à l'interface dépôt-fluide ;
- Suppression du dépôt d'encrassement ;
- Transport à partir de l'interface liquide-dépôt à la masse du fluide.

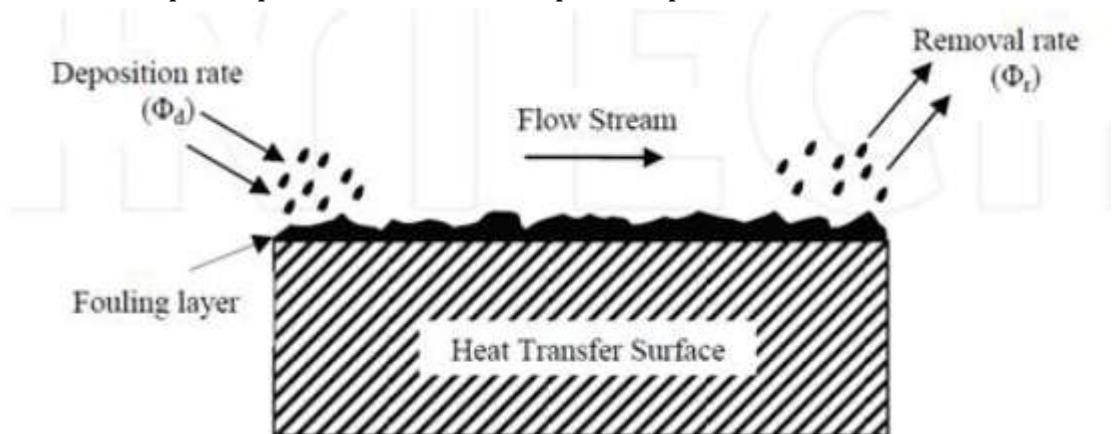


Figure 13- Formation de dépôt

## 2-6- Détection de l'encrassement

En régime permanent, l'encrassement peut être détecté par la simple analyse de la variation de l'efficacité.

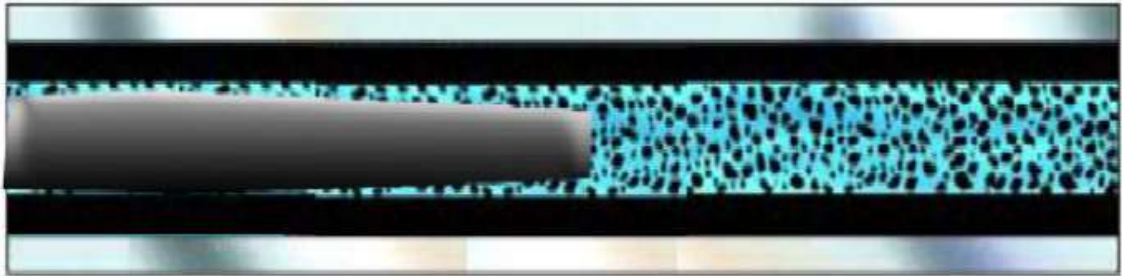
Comparaison du rendement actuelle de l'échangeur par rapport au caractéristique du fabricant, aussi que la surface d'échange, la capacité thermique et le coefficient de transfert sale.

## 2-7- Nettoyage de l'échangeur de chaleur

Pour améliorer la performance des échangeurs de chaleur il faut réduire l'encrassement périodiquement, il faut éliminer toutes les substances afin d'avoir un échangeur presque neuf, rendant les tubes à un nouveau cycle de vie.

### 2-7-1- Nettoyage mécanique

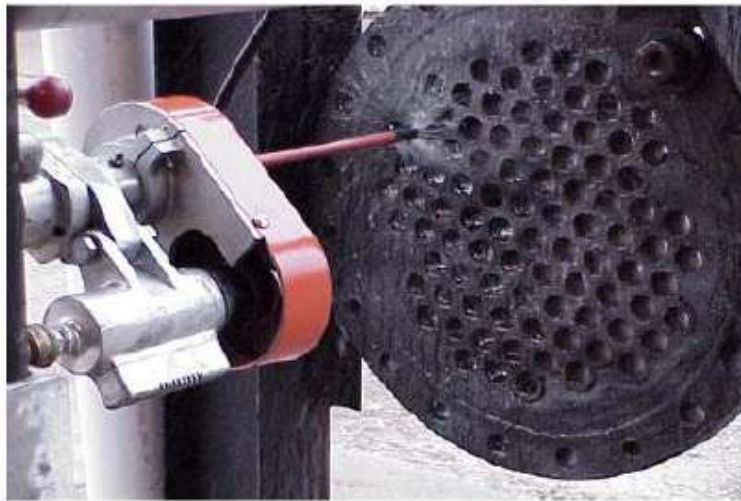
Les procédures de nettoyage des tubes pour échangeurs à tubes et calandre sont réalisées hors ligne, le plus fréquemment choisi et plus rapide c'est le nettoyage mécanique. Cependant, cette méthode n'est pas efficace à 100%, laissant certaines substances d'encrassement et elle endommage la paroi du tube par le frottement de l'axe de nettoyage avec la paroi du tube.



*Figure 14- Nettoyage mécanique*

## 2-7- 2- Nettoyage hydraulique

Parmi les autres méthodes hors ligne l'utilisation de l'eau à très haute pression, le temps nécessaire pour nettoyer un échangeur de chaleur peut devenir long. Un grand soin doit être pris pour ne pas endommager les revêtements de plaques tubulaires ou les tubes mêmes ; sinon la suppression réussie de dépôts d'encrassement peut devenir associée à de nouvelles fuites dans le tube ou l'augmentation de la feuille de corrosion des tubes, qui ne peuvent être révélés qu'après que l'appareil n'ait été ramené en ligne.



*Figure 15- Nettoyage hydraulique*

### 2- 7-3-1- Nettoyage chimique

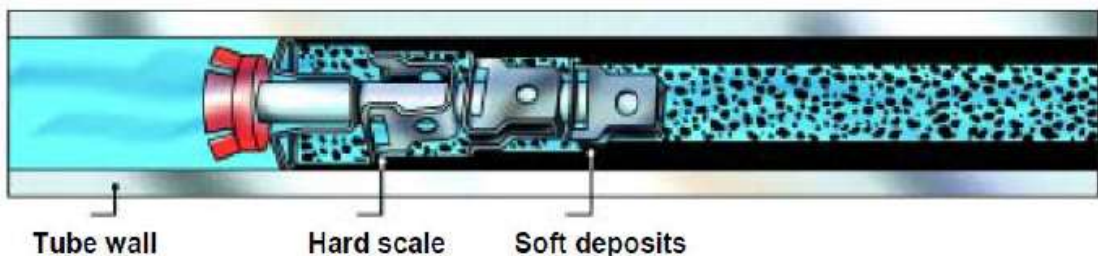
Les produits chimiques sont également utilisés pour le nettoyage hors ligne des tubes d'échangeur de chaleur. Plusieurs produits légèrement acides sont disponibles et peuvent éliminer plus de dépôt que la plupart des autres méthodes ; mais ils sont coûteux, prennent plus de temps pour que l'opération soit terminée, et l'élimination ultérieure des produits chimiques peut se révéler un danger pour l'environnement. On a également trouvé, assez fréquemment, que certaines

matières résiduelles sont besoin d'être enlevé par des méthodes de nettoyage mécanique.

### 2-7-3-2 Nettoyage par projectile

Pour le nettoyage hors ligne, l'outil sélectionné doit être le plus approprié pour retirer un type particulier de dépôt. Nettoyeurs plastique moulé sont très populaires pour certaines applications. Les brosses peuvent également être utilisées pour enlever ces dépôts mous ainsi que certains types de dépôt microbiologique. Les brosses sont également utiles pour le nettoyage des tubes avec des surfaces améliorées (par exemple en spirale ou en retrait à ailettes).

Avec les types de dépôts plus durs, les nettoyeurs de métaux de différents modèles ont été développés, peuvent avec un dépôt particulier. Une version actuelle d'un produit de nettoyage constitué de plusieurs bandes en acier trempé en forme de U disposés de façon à former des paires de lames à ressort .... Une version de ce nettoyeur pour acier inoxydable est également disponible.

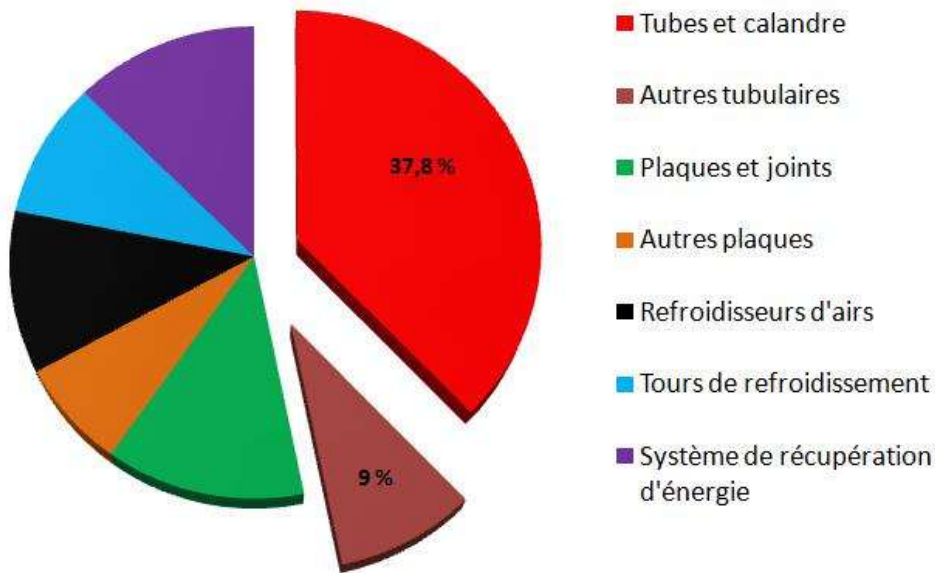


*Figure 16- Nettoyage par projectile*

### III- Motivation

Les échangeurs tubulaires (tubes et calandre, coaxial et autres) sont les plus répandus et représentaient, en 1998, quasiment 50% des parts de marché en Europe. Les échangeurs dits compacts (échangeurs à plaques et joints, par exemple), qui ont connus une croissance importante dans les années 1990, tendent à faire diminuer ce pourcentage mais la grande adaptabilité des échangeurs tubulaires (tenue en pression et en température, diversité des matériaux) fait qu'il est difficile d'assurer leurs remplacements par d'autres technologies (figure 2)

[19].



**Figure 17-** Répartition en pourcentage des recettes par type d'échangeur sur le marché totale de l'échangeur en Europe [\*]

Les échangeurs tubulaires représentent encore 24% des ventes d'échangeurs thermiques dans l'industrie. Ils constituent une technologie ancienne qui même si elle se trouve de plus en plus concurrencé reste une technologie indispensable notamment pour des fluides a forte pression ou très visqueux. Ils fonctionnent grâce à un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe que l'on nomme « calandre ». Placés verticalement ou horizontalement, ces tubes permettent l'échange thermique : l'un des fluides circule à l'intérieur des tubes, pendant que l'autre circule dans la calandre.

Le principal avantage des échangeurs thermiques tubulaires est sans aucun doute leur robustesse. Ils sont en effet théoriquement utilisables dans toutes les applications industrielles. Capables de résister à des températures et pressions extrêmes, ils acceptent par ailleurs des écarts de température potentiellement importants. Autre caractéristique notable : ces appareils peuvent être gigantesques. Ils peuvent mesurer jusqu'à plusieurs dizaines de mètres de long et de diamètre, devenant ainsi une des rares solutions à pouvoir répondre à des besoins très importants d'échange thermique. On peut aussi parler sur l'importance de mode de circulation qui influe sur la qualité et l'efficacité du transfert. Les échangeurs tubulaires, les plus répondus, ont des flux à Co - et contre-courant à cause de la bonne efficacité, l'amélioration de leur performance présente un intérêt évident. Divers procédés visant à augmenter l'échange de la chaleur ont pour principe d'agir ; soit sur la position des tubes les uns par rapport aux autres. L'idée d'agir sur l'écoulement lui-même est relativement récente.

## Chapitre II

# FORMALISMES MATHÉMATIQUES

## Introduction

Le calcul de l'échangeur de chaleur se base sur des lois empiriques ayant des estimations près, ils n'existent pas des normes et des codifications assez précises. Par suite de leur très grande variété, il est difficile aux auteurs de proposer des théories et des corrélations générales. Ceci est dû à la dépendance entre le coefficient global de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermo physiques des fluides chaud et froid dans l'échangeur de chaleur. L'interaction très forte de ces paramètres mène aux problèmes couplés. Il existe de nombreuses publications traitant cette dépendance, mais peu se sont intéressées à la variation de ces paramètres en fonction de la température le long de l'échangeur.

### I- Aspects thermiques de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre

Le flux de chaleur résultant, cédé par le fluide chaud et reçu par le fluide froid est proportionnel à:

$$\Phi = K A \Delta T \quad (1)$$

Le calcul de l'échangeur se base sur l'équation (1) universellement connue par la formule de HAUSBRAND.

Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne et aussi de La coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global **K**.

En réalité cette équation est plus complexe, puisque le coefficient global d'échange 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.

Cette équation emploie pour évaluer la praticabilité d'un échangeur. Le calcul des paramètres exigés de l'équation de conception (1) pour obtenir une évaluation préliminaire est assez difficile et avec plus des estimations. A partir de cette équation, on détermine l'un des paramètres suivants :

#### 1- Surface d'échange

Comme il ne s'agit pas de mélanger les deux fluides, le transfert de chaleur est organisé au travers d'une paroi de séparation que l'on appelle la "surface d'échange".

La surface d'échange est proportionnelle au prix de tous les échangeurs. Généralement, on utilise la formule suivante.

$$A = \int_{T_f^i}^{T_f^f} \frac{q^f c_p^f}{k \Delta T} dT_f \quad (2)$$

## 2- Coefficient global de transmission K

Le concept de coefficient de transfert repose sur la proportionnalité entre les flux échangés entre les phases et les différences de leurs températures. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid dans un échangeur de chaleur se fait par :

- Convection thermique ( $h_e$ ) entre le fluide chaud et la paroi du tube ;
- Conduction thermique à travers la paroi séparatrice ;
- Convection thermique ( $h_i$ ) entre le fluide froid et la paroi du tube.

On remarque que la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides, donc il faut rapporter le coefficient global d'échange de chaleur "K" à la surface d'échange de chaleur du côté du fluide froid ou du côté du fluide chaud.

Le coefficient global de transfert peut être calculé à partir des considérations thermodynamiques ou peut être déterminé à partir des considérations de transport.

$$KA = \frac{1}{\frac{1}{A_i h_i} + \frac{R_{ei}}{A_i} + \frac{1}{2\pi L \lambda} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{R_{ee}}{A_e} + \frac{1}{A_e h_e}} \quad (3)$$

Le coefficient global de transfert thermique inclut toutes les résistances thermiques des fluides, du métal, les conductivités dues aux couches limites et les considérations d'encrassement. Ils dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence. Ces résistances ne sont calculables que par des estimations et par conséquent le calcul de K subit une accumulation de ces estimations.

D'une manière générale, le **dimensionnement** des échangeurs est un compromis entre des objectifs contradictoires, dont les deux principaux sont les suivants :

- ✓ Une grande surface d'échange est souhaitable pour augmenter l'efficacité des échangeurs, mais elle se traduit par des coûts élevés.
- ✓ De faibles sections de passage des fluides permettent d'augmenter les valeurs des coefficients d'échange thermique, et donc de réduire les surfaces, mais elles font aussi croître les pertes de charge.

## 3- Calcul de l'écart de la température

La différence de la température représente la force d'entraînement moyenne efficace pour un écoulement relativement simple de l'échangeur entier. Le calcul intégral fournit la manière la plus précise d'estimer cette force d'entraînement

moyenne et ne fait aucune prétention au sujet des profils de température interne sauf que l'échangeur est thermodynamiquement conformé.

Les relations établies dans le cas des échangeurs à double tube ne peuvent être utilisées directement pour des échangeurs à tubes et calandre. Cependant la différence de température peut être obtenue en multipliant la DTML relative aux deux extrémités par un facteur correctif (**F**) dépendant de deux coefficients **G** et **R**.

$$\Delta T = F \Delta T_{lm} \quad (4)$$

$$\Phi = KAF \Delta T_{lm} \quad (5)$$

$$\text{Avec : } \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} \quad (6)$$

$$\text{et } \Delta T_e = T_c^i - T_f^f \quad \text{et} \quad \Delta T_s = T_c^f - T_f^i$$

Le facteur **F** intervient dans la conception de l'échangeur, si la conception indique un coefficient de corrélation moins de 0.8, on doit remédier en ajoutant des chicanes ce qui augmente la différence de la température et accroît la pression qui est le deuxième paramètre qui doit être calculé pour une conception de processus typique.


Les diagrammes du facteur de correction varient d'un échangeur à l'autre selon leur position, la géométrie et les propriétés thermo physiques des fluides circulants.

Le facteur **F** est déterminé empiriquement et qu'à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube; ceci pose des problèmes à l'échelle industriel surtout quand l'écart de la température entre l'entrée et la sortie est grand.

Pour les échangeurs à tube et calandre, ces grandeurs sont beaucoup plus difficiles à définir, car l'écoulement des fluides se fait avec des orientations et des vitesses différentes selon la disposition et la géométrie de l'échangeur et les propriétés thermophysiques des fluides circulants. Pour ajuster une meilleure conception de l'échangeur de chaleur tubulaire, nous essayons d'établir un modèle mathématique qui fait apparaître toutes les paramètres mise en jeu.

## II- Efficacité, ratio de flux et NUT

Le facteur de correction **F** s'écrit en fonction des deux paramètres: **R** et **G**.

 Si le débit thermique minimal est celui du fluide chaud :

$$\text{L'efficacité : } \quad G = \frac{T_c^i - T_c^f}{T_c^i - T_f^i}$$

Le ratio des flux: 
$$R = \frac{Q^c C_p^c}{Q^f C_p^f}$$

Le Nombre d'Unité de Transfert : 
$$NUT = \frac{KA}{Q^c C_p^c}$$

Si le débit thermique minimal est celui du fluide froid:

L'efficacité : 
$$G = \frac{T_f^f - T_f^i}{T_c^i - T_f^i}$$

Le ratio des flux: 
$$R = \frac{Q^f C_p^f}{Q^c C_p^c}$$

Le Nombre d'Unité de Transfert : 
$$NUT = \frac{KA}{Q^f C_p^f}$$

Les paramètres relatifs aux deux fluides sont ici leurs chaleurs spécifiques moyennes  $C_p$  ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ) sur les plages de températures de travail.

Les produits  $Q_m \times C_p$  ( $W.K^{-1}$ ) étant alors les débits thermiques unitaires des deux fluides. Ces paramètres sont responsables à la dualité transfert thermique et perte de charge.

La complicité des phénomènes de transfert thermique 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 cité ci-dessous.

### III- Analyse du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques

Le régime de fonctionnement d'un appareil quelconque résulte de la combinaison d'un très grand nombre de facteurs caractérisant soit la transformation chimique, soit les processus de transport de matière, de chaleur et de quantité de mouvement, ...etc. Ces facteurs s'écrivent sous la forme d'un système des relations mathématiques. Dans l'échangeur de chaleur, on distingue: Les caractéristiques du fluide, son écoulement, les propriétés thermophysiques du matériau de l'échangeur et sa géométrie. Le nombre des paramètres élevés nous permet de le rassembler dans une fonction  $\Omega$  sous la forme suivante :

$$\Omega(\lambda, \rho, \mu, C_p, V_m, D, L, \delta T, \Phi) = 0 \quad (7)$$

Cette fonction peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{hD}{\lambda} = \Omega \left( \frac{\rho V_m D}{\mu}, \frac{C_p \mu}{\lambda}, \frac{L}{D}, \frac{\mu_m}{\mu_p} \right) \quad (8)$$

$$\frac{hD}{\lambda} = a \left( \frac{\rho V_m D}{\mu} \right)^\alpha \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^\beta \left( \frac{L}{D} \right)^\delta \left( \frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^\gamma \quad (9)$$

Avec :  $a$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  et  $\delta$  sont des constantes dépendent de l'état de l'échangeur et la nature des fluides circulants et leurs convection.

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction  $\Omega$ , c'est-à-dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres adimensionnels qu'à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube; ce qui n'est pas à l'échelle industriel surtout quand l'écart de la température entre l'entrée et la sortie est grande.

L'équation (9) se regroupe les nombres adimensionnels suivant :

◆ **Le nombre de Nusselt :**

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

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (10)$$

$h$ : Le coefficient d'échange convectif en [w/m<sup>2</sup>°k] [3].

Ce nombre caractérise l'échange thermique. Il représente le rapport d'une dimension géométrique de l'appareil à l'épaisseur de la couche limite dans le modèle à deux zones. Le critère de **Nusselt** est plus usuel pour représenter les variations du coefficient de transfert en fonction des grandeurs intervenant dans les nombres adimensionnels.

◆ **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de REYNOLDS est le rapport des forces d'inertie au forces de viscosité donner par la formule :

$$Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (11)$$

$\rho$  : Masse volumique en [Kg/m<sup>3</sup>].

$\mu$  : La viscosité dynamique en [Kg/m s].

$\nu$  : Viscosité cinématique en [m<sup>2</sup>/ s].

$V$  : Vitesse moyenne du fluide en [m/ s].

$D$  : diamètre de tube [m].

Le critère de **Reynolds** est caractéristique de la nature de l'écoulement

◆ **Le nombre de Prandtl :**

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

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (12)$$

$C_p$ : Chaleur massique en [j/kg°k]

$\lambda$  : Conductivité thermique en [w/m°k]

Où  $\nu$  et  $\alpha$  désignent respectivement les diffusivités de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et thermique.

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \times c_p} \quad (13)$$

Le critère de **Prandtl** est caractéristique des propriétés physico-chimiques difusionnelles du fluide.

◆ **Le nombre de peclét :**

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

$$Pe = Re.Pr$$

◆ On rencontre souvent le critère de **Margoulis** (ou Stanton) :

$$Ms_t = \frac{h}{\rho \times V_m \times c_p} \quad (14)$$

Ce critère représente l'efficacité locale du transport transversal par rapport au transport longitudinal. Il relie à la fois les critères de Prandtl, de Reynolds et de **Nusselt**.

$$Ms_t = \frac{Nu}{Pr \times Re}$$

◆ Le nombre  $\frac{L}{D}$  est un terme représentatif des effets de bord, il permet de tenir compte des perturbations dues aux extrémités des tubes: il n'intervient donc plus quand on est suffisant loi d'une des extrémités du tube.

◆ Le rapport  $(\frac{\mu_m}{\mu_p})^{0.14}$  où  $\mu_p$  est la viscosité du fluide à la température de la paroi.

Ce rapport permet de tenir compte des variations de viscosité en fonction de la température (variation importante dans le cas des liquides).

La fonction (9) qui regroupent ces nombres adimensionnels représente la dualité perte de charge - transfert de chaleur. Elle est la base de tout calcul d'échangeur.

En effet, les résistances au transfert thermique seront d'autant plus faibles que les vitesses locales d'écoulement du fluide seront plus élevées.

Dans ces conditions, on pourra utiliser des surfaces d'échange plus réduites (diminution de l'investissement), mais les pertes de charge étant plus grandes, le pompage devra être plus puissant, ce qui entraîne une augmentation du prix de fonctionnement. Ainsi, l'obtention des conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur ne peut se concevoir sans une étude du couplage entre le

coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermophysiques dans un échangeur à tube et calandre.

La complexité des phénomènes physiques lors de mise en service de l'échangeur de chaleur (problème de la validité des conditions aux limites, de la notion de coefficient d'échange en régime transitoire) en regard de la rusticité des conditions industrielles (bruit de mesure, grand nombre de paramètres intrinsèques mal identifiés) ne permet pas de valider un telle modèle ou de mettre au point des méthodes d'estimation fiables.

Il existe dans la littérature des corrélations permettant d'avoir un ordre de grandeur du coefficient de transfert. En effet dans de nombreux cas, il ne s'agira que d'un ordre de grandeur, la dispersion des résultats étant de l'ordre de 30 à 50 % par suite de certains paramètres difficilement contrôlables tels que l'état de surface et l'encrassement des supports solides.

Lorsque le nombre de rangées de tubes augmente, le coefficient de transfert augmente puis atteint une valeur asymptotique d'ailleurs indépendante de la forme géométrique du faisceau dès que le nombre de rangées est supérieur à 10.

#### IV- Corrélations usuelles en convection forcée

Ecoulement à l'intérieur du tube

Régime laminaire :

- HAUSSEN

$$Nu = 3.66 \frac{0.0668(Re.Pr.\frac{L}{D})}{1+0.04(Re.Pr.\frac{L}{D})^{2/3}} \left(\frac{\mu_\alpha}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

- SIEDER ET STATE

$$Nu = 1.86(Re.Pr)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{L}{D}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_\alpha}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

- KAYS

Pour les gaz (Pr=0.7)

$$Re.Pr \frac{L}{D} < 100$$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.014(Re.Pr.\frac{L}{D})}{1 + 0.016(Re.Pr.\frac{L}{D})^{0.8}}$$

-Régime turbulent :

COLBURN :

$$Nu = 0.023.Pr^{1/3}Re^{0.8}$$

**MAC-ADAMS :**

$$Nu = 0.023 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{4/5} [1 + (L/D)^{0.7}]$$

**GNIELINSKI:**

Pour les écoulements transitoires et turbulents

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

$\Omega$  : coefficient de **DARCY** tel que :

$$\begin{aligned} \Omega &= 0.3164 \cdot Re^{-0.3} & 2300 < Re < 10^5 \\ \Omega &= 0.0054 + 0.3964 \cdot Re^{-0.3} & 10^5 < Re < 10^6 \end{aligned}$$

**Écoulement à l'extérieur de tube :**

Tube plats quinconces, ailettes planes :

$$Nu = 0.425 Re^{0.50} \quad Re > 1500$$

$$Nu = 0.10 Re^{0.70} \quad Re < 1500$$

Tubes plats intercalaires à persiennes :

$$Nu = 0.26 Re^{0.62}$$

Tubes ronds alignés, ailette planes

$$Nu = 0.26 Re^{0.85} \quad Re > 1500$$

$$Nu = 0.142 Re^{0.6} \quad Re < 1500 \quad [1, 37]$$

## **CHAPITRE III :**

.....

# **MODELISATION DU COUPLAGE ENTRE LES GRANDEURS CLASSIQUES ET PROPRIETES THERMOPHYSIQUES**

.....

## Chapitre III : Modélisation du couplage entre les grandeurs classiques et propriétés thermophysiques

Le calcul de l'échangeur de chaleur à tube et calandre est basé sur des modèles empiriques validés à l'échelle laboratoire. Dans ce chapitre, on va modéliser le couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques des fluides.

Les modèles existant dans la littérature sont élaborés avec un certain nombre d'hypothèses qui ne sont valables qu'à l'échelle du laboratoire et pour des cas particuliers, tout en améliorant les hypothèses souvent rencontrées.

### I- Hypothèses du modèle

Les problèmes rencontrés dans l'échangeur est due aux suppositions proposées, leur de calcul de l'échangeur de chaleur. Notre contributions se base sur l'ensemble des hypothèses suivantes tel que ; (i) l'écoulement est à contre-courant, (ii) les débits de capacité calorifique du fluide chaud et du fluide froid sont variables, (iii) l'échangeur de chaleur est à l'état stable, (iv) le coefficient global de transfert thermique est variable le long de l'échangeur en fonction des températures et de la surface, (v) il n'y a pas de pertes de chaleur et (vi) le transfert dans l'échangeur se fais sans changement de phase (pas de condensation).

### II- Les équations des flux thermique dans l'échangeur de chaleur à contre-courant

Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes : débits massiques ( $q^c$  et  $q^f$ ), chaleurs massiques moyennes ( $c_p^c$  et  $c_p^f$ ) et températures d'entrée ( $T_f^i$  et  $T_c^f$ ) et de sortie ( $T_f^f$  et  $T_c^i$ ).

L'équation de flux de chaleur du fluide chaud s'écrit :

$$\Phi^c = q^c c_p^c (T_c - T_c^i) \quad (14)$$

L'équation de flux de chaleur du fluide froid s'écrit :

$$\Phi^f = q^f c_p^f (T_f^f - T_f) \quad (15)$$

Par application du principe de la conservation de l'énergie avec l'échangeur en équilibre thermodynamique, on écrit donc le bilan suivant :

$$\Phi^c - \Phi^f = \Phi_{pertes} \quad (16)$$

On considère que les pertes avec l'extérieur sont négligeables, on écrit donc ;

$$\Phi^c = \Phi^f \quad (17)$$

L'équation de transfert de chaleur pour un échange monotubulaire à contre-courant s'écrit comme suit :

$$-q^c c_p^c (T_c - T_c^i) = q^f c_p^f (T_f^f - T_f) = ks\Delta T \quad (18)$$

En différentiant l'équation (18)

$$-q^c c_p^c dT_c = -q^f c_p^f dT_f = d[ks(T_c - T_f)] \quad (19)$$

On écrit alors

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\frac{m d(ks)}{1 + mks} \quad (20)$$

Avec 
$$m = \frac{1}{q^c c_p^c} - \frac{1}{q^f c_p^f}$$

On considère que  $\frac{1}{q^c c_p^c}$  augmente de la même manière que la diminution que  $\frac{1}{q^f c_p^f}$ . Par conséquent m reste constante le long de l'échangeur.

Finalement ; on peut écrire l'équation (20) comme suit :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\frac{d(mks)}{1 + mks}$$

Par intégration entre  $s = 0$  qui correspond  $T_c^i - T_f^f$  et à une position de surface s qui correspond à  $T_c - T_f$ , on aboutit à la relation suivante :

$$\int_{T_c^i - T_f^f}^{T_c - T_f} \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\int_0^{mks} \frac{d(mks)}{1 + mks}$$

On trouve

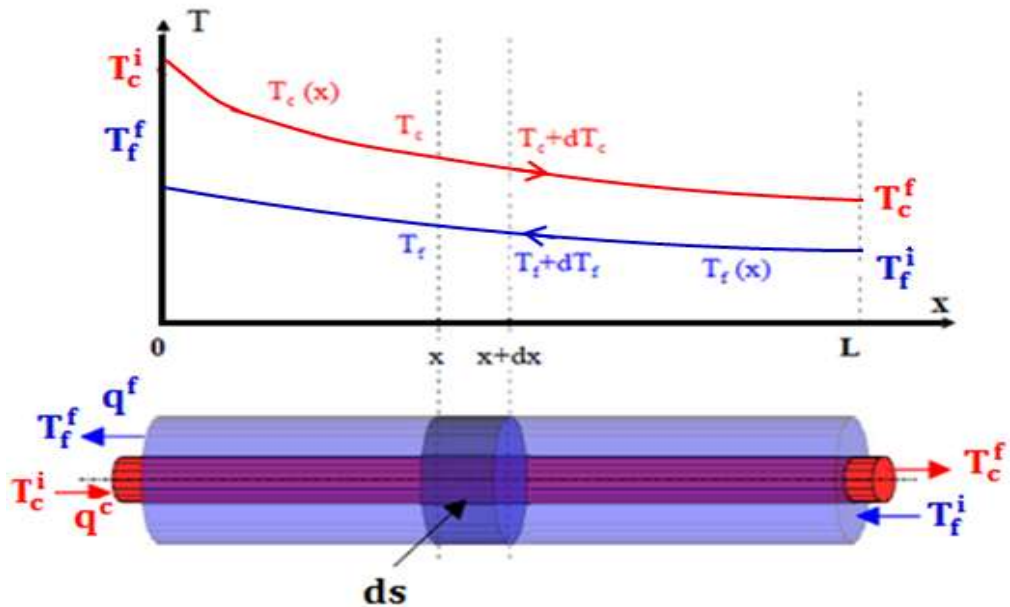
$$ks = \frac{1}{m}(\omega - 1) \quad (21) \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{T_c^i - T_f^f}{T_c - T_f}$$

Le model est valable pour les deux cas possibles d'écoulement ; c'est-à-dire que le fluide chaud circule de côté tube ou de côté calandre et le fluide froid circule dans l'autre côté. Il décrit les trois cas possibles d'échange qui existent dans la littérature ; selon les valeurs de m (négative, nulle ou positive) et les valeurs de  $\omega$ .

i-  $1 > m > 0$  ( $q^c c_p^c < q^f c_p^f$ ;  $\omega > 1$ ): le fluide chaud se refroidit plus que le fluide froid se réchauffe, cela veut dire que le débit de capacité calorifique du fluide chauffé est supérieur à celui du fluide chauffant et l'écart de température en  $s = 0$  et plus grand qu'en  $s = S$  (Fig.18);

La figure N 18 montre la correspondance entre notre model et la littérature.

On attribue par exemple l'abscisse  $x = 0$  à l'entrée du fluide chaud et  $x = L$  à celle du fluide froid. Les évolutions des températures chaude et froide peuvent être représentées schématiquement comme dans la **figure N18**



*Figure N 18: Evolution des températures du fluide chaud et fluide froid le long d'un échangeur contre - courant*

ii-  $-1 < m < 0$  ( $q^c c_p^c > q^f c_p^f$ ;  $\omega < 1$ ): le fluide froid se réchauffe moins que le fluide chaud se refroidit, on a aussi le débit de capacité calorifique du fluide chauffant est supérieur à celui du fluide chauffé. Il correspond aussi à la température de sortie du fluide chauffé qui tend vers la température d'entrée du fluide chauffant qui a le plus grand débit de capacité calorifique. En plus, on remarque que l'écart de température en  $S = 0$  est plus petit qu'en  $s = S$  (Fig.13);

La figure N 19 montre la correspondance entre notre model et la littérature.

On attribue par exemple l'abscisse  $x = 0$  à l'entrée du fluide chaud et  $x = L$  à celle du fluide froid. Les évolutions des températures chaude et froide peuvent être représentées schématiquement comme dans la figure 13.

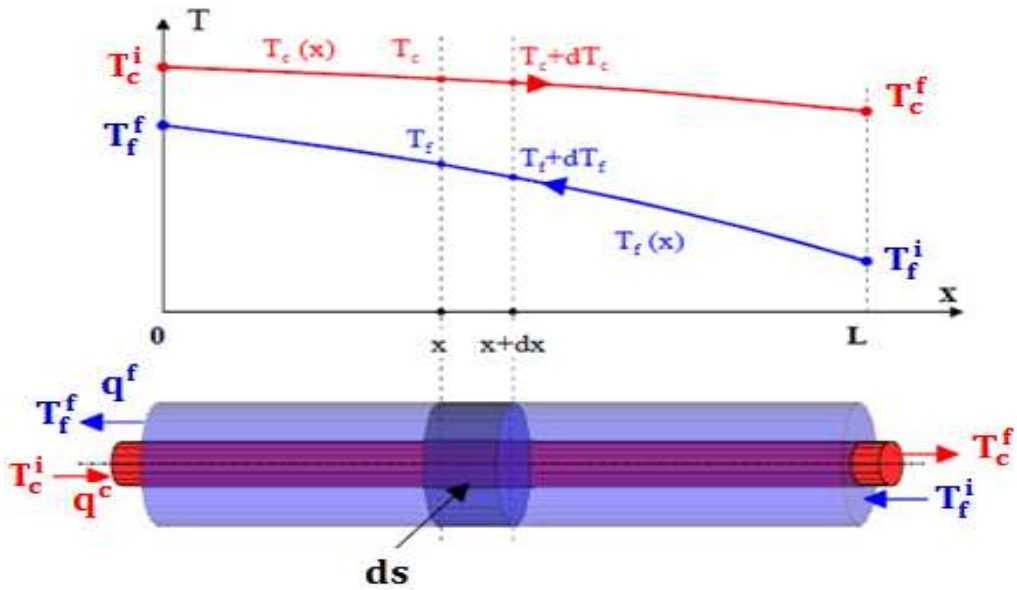


Figure N 19 : Evolution des températures du fluide chaud et fluide froid le long d'un échangeur contre - courant

iii- si  $m$  est égal sensiblement à zéro, il représente une singularité ( $q^c c_p^c = q^f c_p^f, \omega = 1$ ) : l'échauffement varie de la même façon que le refroidissement, dans ce cas l'écart de la température entre coté chaud et froid reste constant le long de l'échangeur. Autrement dit, les débits de capacités calorifiques des deux fluides sont égaux. Ceci correspond à la puissance de la chauffe optimale (Fig.14). C'est-à-dire le fluide chauffant se refroidit de même manière que le fluide chauffé se réchauffe, ou le débit de capacité calorifique du fluide chauffant varie de la même manière que celui du fluide chauffé et pour un écart de la température petit.

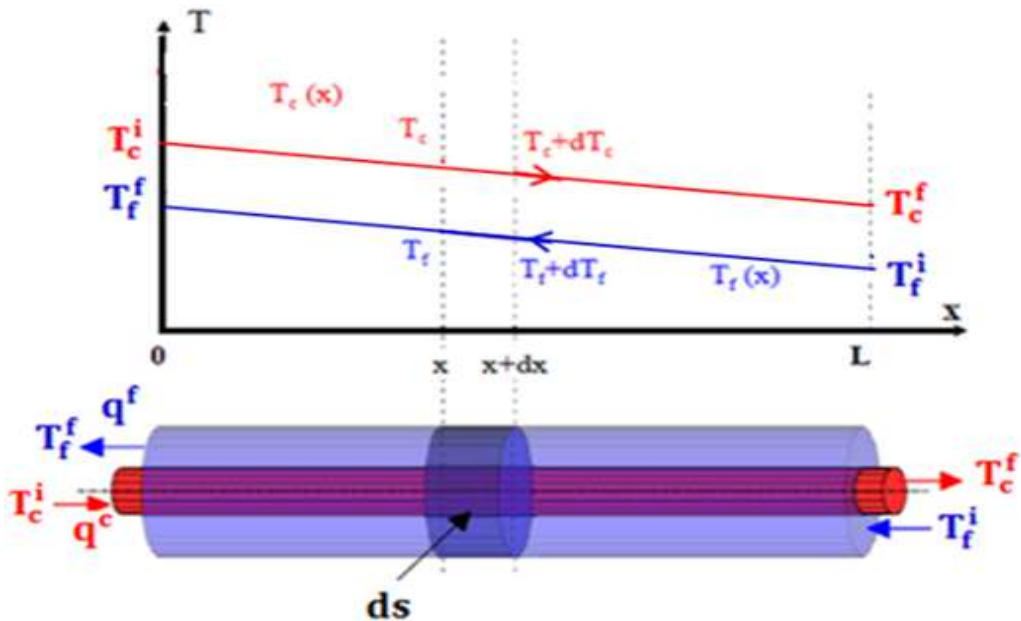


Figure N 20: Evolution quantitative des températures dans l'échangeur tube et calandre à contre-courant

### III- L'extrapolation du model à la totalité de l'échangeur

Le modèle présenté est difficilement vérifiable instantanément (invalidité du coefficient d'échange local et les propriétés thermophysiques à chaque instant). Pour compléter la description du problème et valider notre modèle ; dans les conditions plus proches possibles de la réalité industrielle et en tenant compte du caractère bruité des résultats obtenus en conditions quasi-industrielles. Il est important d'extrapoler le modèle à la totalité de l'échangeur en utilisant les conditions initiales et aux limites adaptées à un tel échangeur de chaleur à tube et calandre à contre-courant.

- Pour  $\mathbf{s} = \mathbf{0}$  et  $\Delta\mathbf{T} = \mathbf{T}_c^i - \mathbf{T}_f^f$ ,  $\mathbf{ks} = \mathbf{0}$ ;
- Pour  $\mathbf{s} = \mathbf{S}$  et  $\Delta\mathbf{T} = \mathbf{T}_c^f - \mathbf{T}_f^i$ ,  $\mathbf{ks} = \mathbf{KS}$ ;

On obtient pour un échangeur monotube :

$$KS = \frac{1}{\frac{1}{q^c c_p^c} - \frac{1}{q^f c_p^f}} \left( \frac{T_c^i - T_f^f}{T_c^f - T_f^i} - 1 \right) \quad (22)$$

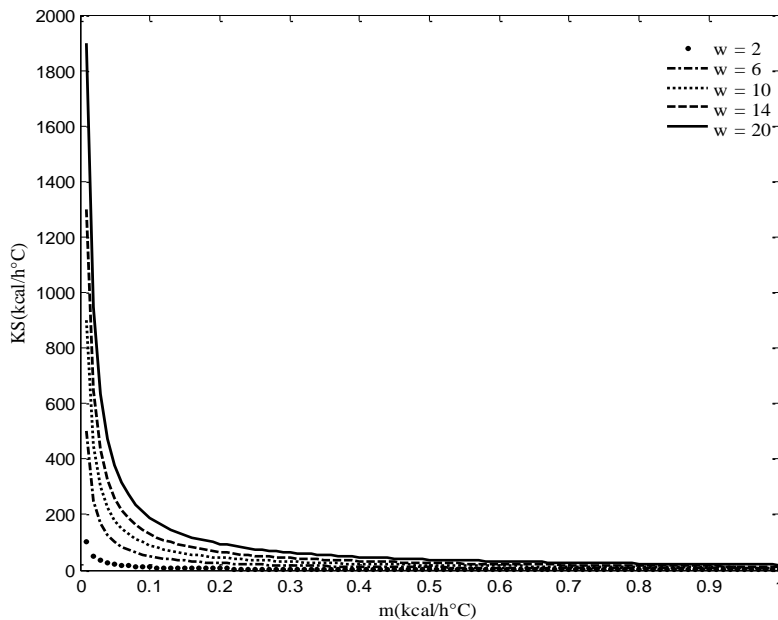


Figure N 21: Variation de ks avec m pour des valeurs de  $\omega$  constantes.

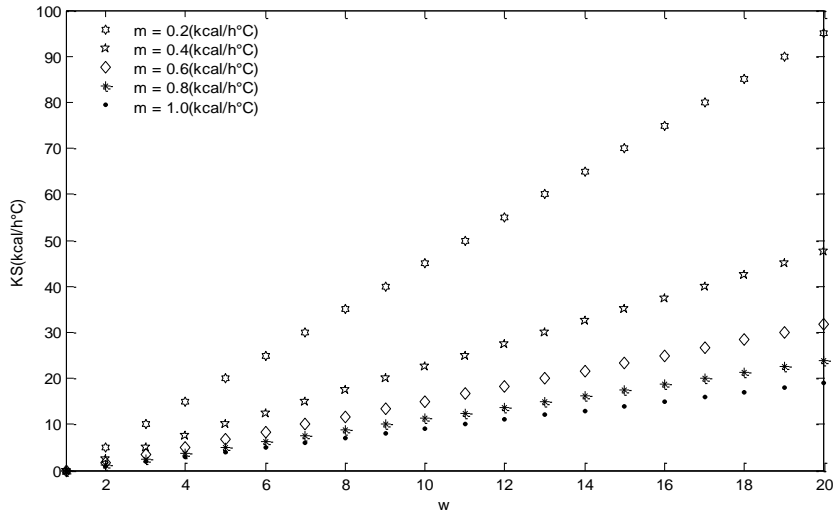


Figure N 22: Variation de  $ks$  en fonction de  $\omega$  pour des valeurs de  $m$  positives.

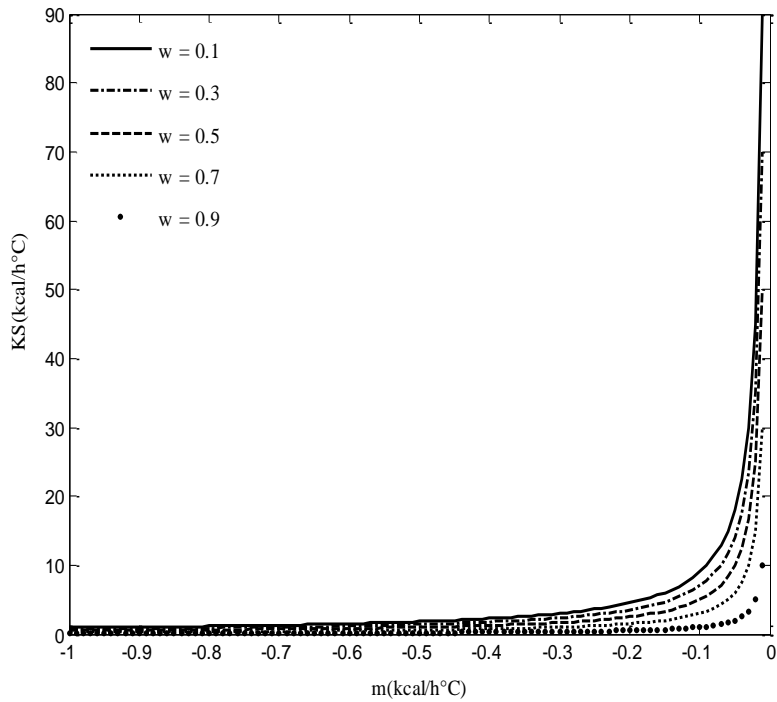


Figure N 23: Variation de  $ks$  avec  $m$  pour des valeurs de  $\omega$  constantes

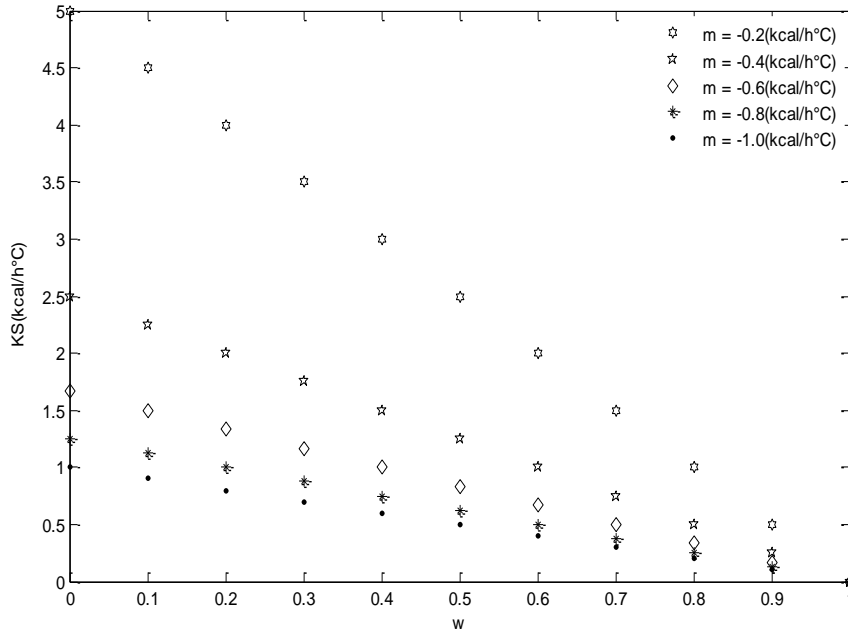


Figure N 24: Variation de ks en fonction de ω pour des valeurs de m constantes

Pour un échangeur à n tubes et une calandre on a ;

$$A = nS; \quad Q^c = n q^c \quad \text{et} \quad Q^f = n q^f$$

K : reste le même puisque le flux est permanent

S : sera multiplié par n ainsi que  $q^f$  et  $q^c$

On obtient :

$$KA = \frac{1}{M} \left( \frac{T_c^i - T_f^f}{T_c^f - T_f^i} - 1 \right) \quad (23)$$

Avec 
$$M = \frac{1}{Q^c c_p^c} - \frac{1}{Q^f c_p^f} \text{ et } W = \frac{T_c^i - T_f^f}{T_c^f - T_f^i} \quad (24)$$

Le model établi pour la totalité de l'échangeur est facile à vérifier aux limites parce qu'il ne dépend que de propriétés thermophysiques qui sont mesurables et des températures d'entrées et de sorties

Alors pour le dimensionnement de l'échangeur, il est recommandable de mettre en tête le coefficient global de transfert et la surface d'échange. Par conséquent, le coût global de l'échangeur n'est pas proportionnel à la surface d'échange seule mais avec le produit KA qui caractérise les propriétés intrinsèques de l'échange. Par ailleurs, le prix d'échangeur dans le cas classique est effectué par le calcul de la surface d'échange indépendamment du coefficient global de transfert.

***CONCLUSION GENERALE***

## CONCLUSION GENERALE

Malgré les incertitudes de calcul de l'échangeur encore nombreux, les résultats des modèles théoriques apportent des informations intéressantes à propos de la conception et du fonctionnement de l'échangeur de chaleur. On se rend compte que le coefficient global de transfert va améliorer avec des propriétés thermophysiques le long de la surface d'échange. Il ressort globalement des relations généralisables intégrant des grandeurs classiques couplées avec les propriétés thermophysiques du matériau et des fluides circulant dans le calcul de l'échangeur.

Le nouveau modèle a été établi sans introduire le coefficient de correction (F), avec une amélioration des hypothèses de calcul le fait que les propriétés thermophysiques sont considérées variables le long de la surface d'échange. Il permet la quantification des effets des paramètres non constants où les propriétés thermophysiques dépendantes de la température se conjuguent pour présenter des influences non négligeables et sensibles sur l'efficacité. Donc, les conditions de simplification sur le calcul des paramètres de l'échangeur ont un effet sur la conception et la mise en service. Il est avéré à la fois simple, précis et efficace pour le calcul de l'échangeur. L'approche industrielle montre une concordance entre le modèle théorique et les données expérimentales. Par conséquent, la différence entre les modèles de la littérature est due principalement à la variation des propriétés thermophysiques le long de l'échange. En outre, le non linéarité des propriétés thermophysiques avec la température des fluides chaud et froid a encore un impact non négligeable sur le calcul de l'échangeur de chaleur.

***REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES***

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] [https://www.encyclopedie-energie.org/rubriques\\_articles/bases-theoriques/](https://www.encyclopedie-energie.org/rubriques_articles/bases-theoriques/)
- [2] [https://www.academia.edu/32662069/Cours Calcul et dimensionnement des %C3%A9changeurs de chaleur](https://www.academia.edu/32662069/Cours_Calcul_et_dimensionnement_des_%C3%A9changeurs_de_chaleur)
- [3] Sacadura, J.F., Initiation aux transferts thermiques, Edition Lavoisier, France, 1993.
- [4] RAMESH K.SHAH et D.P. SEKULIC, Fundamentals of heat exchanger design, Wiley, New York, 2003.
- [5] <https://www.encyclopedie-energie.org/les-echangeurs-de-chaleur/>
- [6] Finkbeiner, F., Gonard, T. & Filiol, B., Echangeurs thermiques : Enjeux, marchés, technologie et politique d'innovation, Editions européennes Thermique et Industrie (EETI), France, 1993.
- [7] Manglik, R. M., Bergles, A. E., 2002, Swirl flow heat transfer and pressure drop with twisted-tape inserts, Advances in Heat Transfer 36, 183-266.
- [8] Robinson, D. and Thome, J.R. (2003a). Local bundle boiling heat transfer coefficients on a plain tube bundle, HVAC&R Research, ASHRAE, in press.
- [9] H. Martin, A. Polt, Bericht über die Sitzung des GVC-Fachausschusses Wärme- und Stoffübertragung, Chem. Ing. Techn. 65 (9) (1993) 1000–1006.
- [10] Eckels, S.J., Doerr, M.B. (1991b). In-tube Heat Transfer and pressure drop of R-134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part I- evaporation, ASHRAE Trans., Vol. 100, pp.265-282.
- [5] <https://www.encyclopedie-energie.org/les-echangeurs-de-chaleur/>
- [11] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape inserts in isothermal tubes: Part 1—Laminar flows, J. Heat Trans. T. ASME 115 (1993) 881–889.
- [12] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Characteristic Study of Sprayed Fluid Flow in a Tube Bundle*', ASHRAE Transactions, 1994, Vol. 100, PART 1, pp. 63 – 72, 1994.
- [13] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Performance of Nozzle-Sprayed Ammonia Evaporator with Square Pitch Plain Tube Bundle*', ASHRAE Transactions., Vol. 103, Part 2, pp. 68 – 81, 1997.
- [14] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [15] Fouling of Heat Exchangers by T. R ISBN: 0444821864 Pub. Date: April 1995 Publisher Elsevier science & Technology Books p1
- [16] : Monitoring the Termal Efficiency of Fouled Heat Exchangers :A Simplified Method M A S Jerónimo Qualena Porto Portugal L.F Melo University of Minho

Center of Biological Engineering / IBQF Braga Portugal A. Sousa Braga P J B F  
Ferreira C.Martins Petrolgal Matosinhos Portugal P1

[17] Fouling in heat exchangers Hassan Al Haj Ibrahim Department of chemical  
Engineering Al Bath University Homs Sy

[18] Fouling of heat transfer surfaces Mostafa.M Awad Mansoura University  
Faculty of Engineering Mech Power Eng.Dept.Egypt p4/5.

[19] <https://www.encyclopedie-energie.org/les-echangeurs-de-chaueur>