

R épublique Alg érienne D éocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
Et de la recherche scientifique



جامعة بجاية
Tasdawit n'Bgayet
Université de Béjaïa

Universit é Abderrahmane MIRA BEJAIA

Facult é de Technologie

D épartement de G énie M écanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du dipl ôme de

MASTER

Fili ère : G énie M écanique

Sp écialit é : Installations Energ étique et turbomachines

Par :

OUGANA Abdel Moumene

Th ème

**Etude et dimensionnement d'un système de
refroidissement Tchîn-lait, Candia**

Soutenu le : 10/07/2019 devant le jury compos é de :

Mr : Mendil.F	Pr é sident
Mr : DJERRADA.A	Rapporteur
Mr : Benslimane.H	Examineur

Ann ée Universitaire 2018-2019

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu pour m'avoir donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Mes vifs remerciements vont à Mr Djerrada.A, mon promoteur, pour son aide, ces critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations ainsi que son aide moral tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant de soins à la réalisation de ce mémoire de fin de cycle.

Je désire aussi remercier les membres de jury, qui ont accepté sans réserve, de juger et d'évaluer ce travail.

Je tiens à remercier également les ingénieurs du complexe Tchén-lait, CANDIA

Je remercie tous ceux qui m'ont apporté leur soutien de près ou de loin.

Sans oublier le Professeur Monsieur Bousaid de l'université de Boumerdes, Pour ses orientations et son aide j'en suis très reconnaissant.

Enfin, je remercie particulièrement ma mère, je lui présente ma gratitude pour les efforts inlassables qu'elle ne cesse de déployer, pour moi pour son soutien inconditionnel tout au long de ces longues années d'études.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À la mémoire de mon défunt père.

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous.

À la plus belle créature que dieu a créé sur terre,

À cette source de tendresse, de patience et de générosité,

À ma mère !

Qui a œuvré à ma réussite, de par son amour, son soutien, tous les sacrifices consentis et ses précieux conseils, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie, reçois à travers ce travail aussi modeste soit-il, l'expression de mes sentiments et de mon éternelle gratitude. Puisse Dieu faire en sorte que ce travail porte son fruit. Merci pour ces valeurs nobles, l'éducation et le soutien permettant venu de toi, que Dieu lui procure bonne santé et longue vie.

À ma sœur Amina

*Qui m'a soutenue durant tout au long de ce travail, je ne peux trouver les mots justes et sincères pour t'exprimer mon affection et mes pensées, tu es pour moi une sœur sur qui je peux compter, sans oublier mon adoré petit frère **Aris** et ma chère grand-mère qui est toujours là pour moi.*

À ma très chère Z. I

Toujours présente dans tous mes moments d'examens par son soutien moral et ses belles surprises. Je te souhaite un avenir plein de joie, bonheur, de réussite et de sérénité. Je t'exprime à travers ce travail mes sentiments les plus profonds.

À mon Oncle Foudil qui est toujours là pour moi, **À toute l'équipe Boumboula.**

À mon cher Encadreur : Djerrada. A

Qui a su me guider à chaque étape malgré ses obligations professionnelles, ainsi que pour son amabilité sa gentillesse qui mérite toutes admiration.

À tous mes collègues et les membres de ma famille qui m'ont soutenu de près ou de loin.

OUGANA A.Moumene

SOMMAIRE

SOMMAIRE

SOMMAIRE

Remerciements

Dédicaces

Sommaire

Nomenclatures

Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Généralités sur les échanges et les échangeurs thermiques	
I.1. Introduction.....	3
I.2. Transfert de chaleur.....	3
I.2.1. Modes de transfert de chaleur.....	3
a. La conduction.....	4
b. La convection.....	4
c. Le rayonnement.....	5
I.3. Les résistances thermiques.....	6
I.3.1. Définition.....	6
I.3.2. Résistances thermique par conduction.....	6
I.3.2.1. Dans un plan simple.....	6
I.3.2.2. Dans un plan à multicouches.....	7
I.3.2.3. Dans un cylindre simple.....	7
I.3.2.4. Dans un cylindre à multicouches.....	8
I.3.3. Résistances thermique par convection.....	8
I.4. Les échangeurs de chaleur.....	9
I.4.1. Définition.....	9
I.4.2. Critères de classement des échangeurs.....	9
I.4.2.1. Classement selon les écoulements.....	9
I.4.2.2. Classement fonctionnel.....	9
I.4.2.3. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	10
I.4.2.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	10

SOMMAIRE

I.4.3 Les échangeurs à tubes.....	10
a) échangeur monotube.....	10
b) échangeur coaxial.....	10
c) échangeur multitubulaire.....	10
I.4.4. Échangeurs à tubes et calandre.....	11
a) La Calandre.....	12
b) Le faisceau.....	13
c) Boite d'échangeur.....	14
d) Les chicanes.....	15
e) Les plaques tubulaires.....	15
f) Les tirants et entretoises.....	16
I.4.5. Échangeurs à plaques.....	17
I.4.6. Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	17
a) Les évaporateurs.....	17
b) Les condenseurs.....	17
I.4.7. Les ailettes.....	18
I.4.7.1. Échangeurs à tubes ailetés.....	18
I.4.7.1.1 Ailettes transversales.....	18
I.4.7.1.2. Ailettes longitudinales.....	19
I.5. Choix de l'échangeur.....	20
I.5.1. Avantages et inconvénients des échangeurs.....	20

Chapitre II : Méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur

II.1. Introduction.....	22
II.2. Etude du dimensionnement d'un échangeur thermique.....	22
II.3. Organigramme de dimensionnement.....	23
II.4. Densité de flux de chaleur.....	23
II.4.1. Méthode ΔT_{LM}	24
II.4.2. Méthode du nombre d'unités de transfert (NUT).....	27
II.4.3. Détermination du coefficient d'échange global.....	29
II.4.4. Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur.....	31

SOMMAIRE

Problématique.....	34
Chapitre III : Calcul thermique de l'échangeur tubulaire de type tubes et calandre	
III.1.Introduction.....	35
III.2. Caractéristiques thermo-physiques des deux fluides de l'échangeur	35
III.3. Calcul thermique d'un échangeur à faisceau et calandre.....	36
III.3.1. Quantité de chaleur.....	36
III.3.2. Calcul de l'écart de température logarithmique moyen (Δt_{lm}).....	37
III.3.3. Calcul du facteur de correction	37
III.3.4. Calcul du nombre de tubes	38
III.3.5. Dimensionnement du faisceau (tubes)	39
III.3.5.1. Détermination de la géométrie du faisceau.....	39
a) Calcul de la géométrie d'un tube	40
b) Calcul de la géométrie de tous les tubes.....	40
III.3.5.2. Détermination de la géométrie de la calandre	40
III.4. Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tubes)	41
a) Calcul du débit dans un tube	41
b) Calcul du nombre de Reynolds	41
c) Calcul du nombre Prandtl	41
d) Calcul du nombre de Stanton	42
e) Calcul du coefficient d'échange du coté chaud	42
III.4.1. Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre.....	42
a) Calcul de la vitesse dans la calandre.....	42
b) Calcul du nombre de Reynolds	42
c) Calcul du diamètre hydraulique dans la calandre	42
d) Calcul du nombre de Prandtl	43
e) Calcul du coefficient d'échange du coté froid	43
III.5. Calcul du coefficient d'échange global (k)	44
III.5.1. Calcul de la surface d'échange	44

SOMMAIRE

a) Première méthode (méthode ΔT_{LM}).....	44
b) Deuxième méthode (méthode NUT).....	45
III.6. Tableau récapitulatif.....	46
III.7. Conclusion.....	47
III.8. Entretien et maintenance.....	48
Conclusion générale	49
Références bibliographique	50

Nomenclature

Symboles	Spécifications	Unités (SI)
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
D_{int}	Diamètre intérieur des tubes	[m]
e	Epaisseur du tube	[m]
h	Coefficient d'échange côté chaud	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
h	Coefficient d'échange côté froid	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
K	Coefficient d'échange global	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
L_t	Longueur totale des tubes	[m]
\dot{m}	Débit massique du fluide chaud	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
\dot{m}	Débit massique du fluide froid	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
\dot{m}_t	Débit massique dans un tube	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
P	Périmètre mouillé par la veine fluide	[m]
R_t	Rayon intérieur d'un tube	[m]
S	Surface d'échange	[m ²]
S_L	Pas longitudinal	[m]
S_T	Pas transversal	[m]
S_{pc}	Section de passage de la calandre	[m ²]
S_{tt}	Section de tout le faisceau	[m ²]

Nomenclature

S_{ptt}	Section de passage totale des tubes	$[m^2]$
S_{pct}	Section totale de la calandre	$[m^2]$
S	Aire de la section droite de la veine fluide	$[m^2]$
T_c	Température du fluide chaud	$[^{\circ}C]$
T_f	Température du fluide froid	$[^{\circ}C]$
T_{ce}	Température d'entrée du fluide chaud	$[^{\circ}C]$
T_{cs}	Température de sortie du fluide chaud	$[^{\circ}C]$
T_{fe}	Température d'entrée du fluide froid	$[^{\circ}C]$
T_{mc}	Température moyenne de l'eau chaude	$[^{\circ}C]$
T_{mf}	Température moyenne de l'eau froide	$[^{\circ}C]$
V_t	Vitesse du fluide dans un tube	$\left[\frac{m}{s}\right]$
V_c	Vitesse du fluide dans la calandre	$\left[\frac{m}{s}\right]$
C_{pc}	Capacité calorifique du fluide chaud	$\left[\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right]$
C_{pf}	Capacité calorifique du fluide froid	$\left[\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right]$

<u>Nombres adimensionnels</u>	
C_r	Rapport des débits de capacité thermique
E	Efficacité
NUT	Nombre d'unités de transfert
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
S_t	Nombre de Stanton

<u>Symboles grecs</u>		
Φ	Densité de flux de chaleur	[W]
λ	Conductivité thermique	[W/m.°C]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
ρ	Masse volumique	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

Figure I.1 : Transfert thermique par conduction.....	4
Figure I.2 : Transfert thermique par convection.....	5
Figure I.3 : Transfert thermique par rayonnement.....	5
Figure I.4 : La conduction dans un mur simple.....	6
Figure I.5 : La conduction dans un mur à multicouche.....	7
Figure I.6 : La conduction dans un simple cylindre.....	7
Figure I.7 : La conductivité dans un cylindre à multicouche.....	8
Figure I.8 : Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité.....	10
Figure I.9 : Différents types d'échangeurs tubulaires.....	11
Figure I.10 : Echangeur à tubes et calandre.....	12
Figure I.11 : La calandre.....	13
Figure I.12 : faisceau tubulaire.....	14
Figure I.13 : Disposition des tubes du faisceau.....	14
Figure I.14 : Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U.....	15
Figure I.15 : Chicanes transversales et longitudinales.....	15
Figure I.16 : Plaques tubulaires.....	16
Figure I.17 : Tirants et entretoises.....	16
Figure I.18 : Echangeur à plaques et joints.....	17
Figure I.19 : Ailettes continues et ailettes indépendantes pour tubes.....	19
Figure I.20 : Ailettes annulaires et ailettes spiralées.....	19
Figure I.21 : Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales.....	20
Figure II.1 : Organigramme de dimensionnement.....	23
Figure II.2 : Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents...	29
Figure II.3 : Représentation analogique du transfert de chaleur au travers des différentes résistances thermiques.....	30
Figure II.4 : Section de veine fluide associée à un tube. (Faisceau en quinconce).....	33
Figure III.1 : Evolution de température dans un échangeur à contre-courant.....	37
Figure III.2 : Section de veine fluide associée à un tube.....	43

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleurs.....	20
Tableau II.1: Efficacité d'un échangeur tubulaire.....	27
Tableau II.2: Efficacité et nombre d'unité de transfert.....	29
Tableau II.3: Corrélation de Stanton pour un régime turbulent.....	34
Tableau II.4 : Paramètres des fluides imposés.....	34
Tableau III.1 : Caractéristiques des fluides.....	35
Tableau III.2 : Caractéristiques de l'échangeur Tubes et calandre.....	38
Tableau III.3 : résultats obtenus.....	46

CHAPITRE I
GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGES ET
LES ÉCHANGEURS THERMIQUES

I.1. Introduction :

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont basés sur l'échange thermique ; soit parce que :

- C'est le but recherché (fours, échangeurs, refroidissement, chaudière).
- Ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleurs, rayonnement).

Des connaissances de base en ce domaine sont donc nécessaires pour l'ingénieur de production ou de développement soit pour :

- Comprendre les phénomènes physiques.
- Maîtriser les procédés et donc la qualité des produits.

Donc, dans ce chapitre, nous présentons des généralités sur le phénomène de transfert thermique tel qu'un certain nombre de définitions et théories à ce phénomène, ainsi que des généralités sur les échangeurs thermique.

I.2. Transfert de chaleur :

Lorsqu'un corps plus chaud se trouve en présence d'un corps plus froid l'expérience nous montre qu'il y a transmission de chaleur, c'est à dire qu'une augmentation de température se produit dans le corps le plus froid et une diminution de température se produit dans le corps le plus chaud; la transmission de chaleur demeure jusqu'à ce que les températures des deux corps soient égales. Ainsi, dans le même corps il y a transmission de chaleur lorsque deux points présentent des températures différentes.

D'après ce que nous venons de dire la transmission de chaleur se produit en cas de différence de températures. En effet c'est l'unique condition car, comme nous le verrons par la suite, il n'est pas nécessaire que les corps soient en contact direct pour qu'il y ait transmission de chaleur.

I.2.1. Modes de transfert de chaleur :

Il y a trois modes de transfert de chaleur :

1. Conduction
2. Convection
3. Rayonnement

❖ La conduction :

Est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux au repos, ou encore entre deux milieux en contact physique. (Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche).

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur.

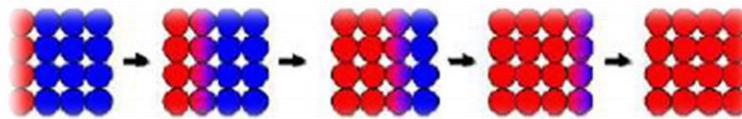


Figure I.1 : Transfert thermique par conduction

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loi fondamentale de la conduction est la loi de FOURIER s'écrit comme suit :

$$\Phi = \frac{\lambda}{e} \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{I. 1})$$

Avec :

Φ : Quantité de chaleur échangée [W]

λ : Coefficient de conduction [W/m. °C]

S : Surface d'échange [m²]

ΔT : Différence de température [°C]

❖ La convection :

Consiste en une transmission de chaleur par le mouvement réel des molécules en raison d'une différence de température. C'est un processus caractéristique des liquides et des gaz: les particules proches d'une source de chaleur. Présentent une température plus élevée et, par conséquent, une densité inférieure par rapport aux autres, ces particules s'élèvent à l'intérieur du fluide et sont remplacées par des particules plus froides. Ainsi, une transmission de chaleur se produit par l'intermédiaire du mouvement des différentes particules.

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou

CHAPITRE I Généralités sur les échanges et les échangeurs thermiques

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

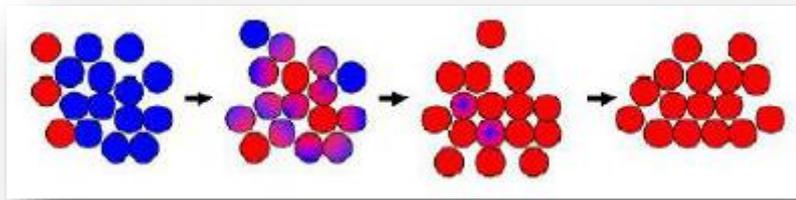


Figure I.2 : Transfert thermique par convection

Il y a deux types de transmission de chaleur par convection: la convection naturelle due à une différence de densité et la convection forcée due à l'action d'appareils mécaniques, tels que pompes ou compresseurs.

- Le flux du transfert de chaleur dépend de la nature chimique du produit.
- Plus la surface d'échange est importante, plus le transfert de chaleur est important.
- Plus l'écoulement est turbulent, plus le transfert de chaleur est rapide.

La loi fondamentale de la convection est la loi de NEWTON s'écrit comme suit :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (I. 2)$$

Avec :

Φ : Quantité de chaleur échangée [W]

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

S : Surface d'échange [m^2]

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

❖ Le Rayonnement :

Est l'écoulement de chaleur par ondes électromagnétique d'un corps haute température vers un corps à température plus basse. Il y a rayonnement lorsque les corps sont séparés par des molécules soit lorsqu'ils se trouvent dans le vide.

Le rayonnement permet le transfert de chaleur sans aucun intermédiaire matériel (comme le soleil qui transmet la chaleur vers les planètes).



Figure I.3 : Transfert thermique par rayonnement.

L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de STEFAN BOLTZMANN :

$$\Phi = \sigma \cdot \epsilon \cdot T_p^4 \quad (\text{I.3})$$

Avec :

Φ : Quantité de chaleur échangée [W]

σ : Constante de STEFAN BOLTZMANN [W/m²k⁴]

ϵ : Emissivité thermique du matériau

T : Température du corps [K]

I.3. Les résistances thermiques :

I.3.1. Définition :

La résistance thermique « R_{th} » est la capacité d'un matériau résistant au passage de la chaleur ou flux thermique en fonction d'une différence de température « ΔT ».

I.3.2. Résistances thermique par conduction :

I.3.2.1. Dans un plan simple :

D'après l'équation de conduction :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.4})$$

$$\varphi \int_0^e dx = -\lambda S \int_{T_1}^{T_2} dT = \varphi = -\frac{\lambda}{e} S (T_2 - T_1) \quad (\text{I.5})$$

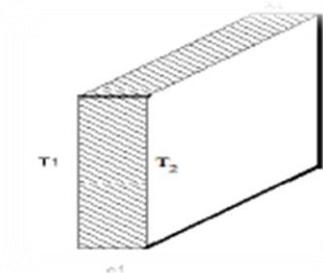


Figure I.4 : La conduction dans un mur simple.

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un mur de conductivité λ et épaisseur e en régime permanent devient :

$$\varphi = \frac{T_e - T_0}{R_{th}} \quad (\text{I.6})$$

Et donc la formule de la résistance thermique est :

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda} \quad (I.7)$$

I.3.2.2. Dans un plan à multicouches :

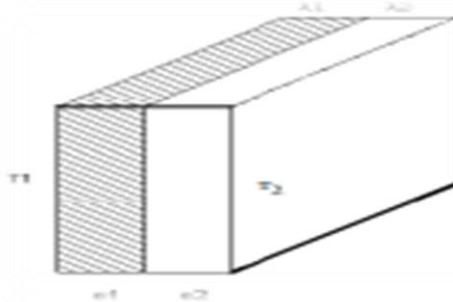


Figure I.5 : La conduction dans un mur à multicouche.

D'après l'équation de conduction :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (I.8)$$

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un mur multicouche de conductivité λ_1, λ_2 et épaisseur e_1, e_2 en régime permanent est :

$$\varphi = \frac{T_e - T_0}{R_{th \text{ tot}}} \quad (I.9)$$

Et donc la formule de la résistance thermique est :

$$R_{th \text{ tot}} = \frac{e_1}{\lambda_1 S} + \frac{e_2}{\lambda_2 S} \quad (I.10)$$

I.3.2.3. Dans un cylindre simple :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dr} \quad (I.11)$$

La surface latérale du cylindre est :

$$S = 2\pi r L \quad (I.12)$$

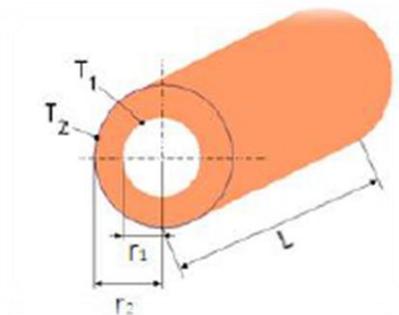


Figure I.6 : La conduction dans un simple cylindre

- $\varphi \frac{1}{r} dr = -\lambda 2\pi L dT \quad (I.13)$

$$\bullet \quad \varphi \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -2\pi \lambda L \int_{T_1}^{T_2} dT \quad (\text{I.14})$$

$$\bullet \quad \varphi \ln \frac{r_2}{r_1} = -2\pi \lambda L (T_2 - T_1) \quad (\text{I.15})$$

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un cylindre de conductivité λ , de longueur L et de rayons r_1, r_2 en régime permanent devient :

$$\varphi = \frac{T_2 - T_1}{R_{th}} \quad (\text{I.16})$$

La formule de la résistance thermique est :

$$R_{th} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \lambda L} \quad (\text{I.17})$$

I.3.2.4. Dans un cylindre à multicouches :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dr} \quad (\text{I.18})$$

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un cylindre de conductivité λ_1, λ_2 de longueur L et de rayons r_1, r_2, r_3 et r_4 en régime permanent est :

$$\varphi = \frac{T_3 - T_1}{R_{th}} \quad (\text{I.19})$$

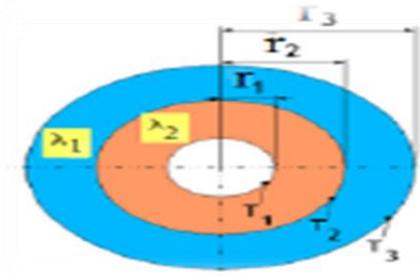


Figure I.7 : La conductivité dans un cylindre à multicouche.

La formule de la résistance thermique est :

$$R_{th \text{ tot}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \lambda_1 L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi \lambda_2 L} \quad (\text{I.20})$$

I.3.3. Résistances thermique par convection :

D'après l'équation de la convection :

$$\varphi = hS(T_s - T_f) \quad (\text{I.21})$$

L'équation du flux de chaleur par convection devient :

$$\varphi = \frac{T_s - T_f}{R_{th}} \quad (\text{I.22})$$

La formule de la résistance thermique convective est :

$$R_{th} = \frac{1}{h_1 S} + \frac{1}{h_2 S} \quad (I.23)$$

I.4. Les échangeurs de chaleur :

I.4.1. Définition :

Un échangeur de chaleur comme son nom l'indique, est un appareil servant à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. La transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides, c'est le cas des condenseurs, et des évaporateurs.

I.4.2. Critères de classement des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On peut citer à titre d'exemple les principaux types :

I.4.2.1. Classement selon les écoulements :

Une classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des fluides .on distingue ainsi notamment :

- Les échangeurs à courants parallèles : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans le même sens
- Les échangeurs a contre-courant : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans un sens contraire.
- Les échangeurs à courant-croisé : les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

I.4.2.2. 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 ;
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs

I.4.2.3. 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.

I.4.2.4. 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. R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à 700 m^{-1} ; cette valeur est susceptible de varier de 500 à 800 m^{-1} . Une classification en fonction de la compacité est représentée sur la (Figure I.8) :

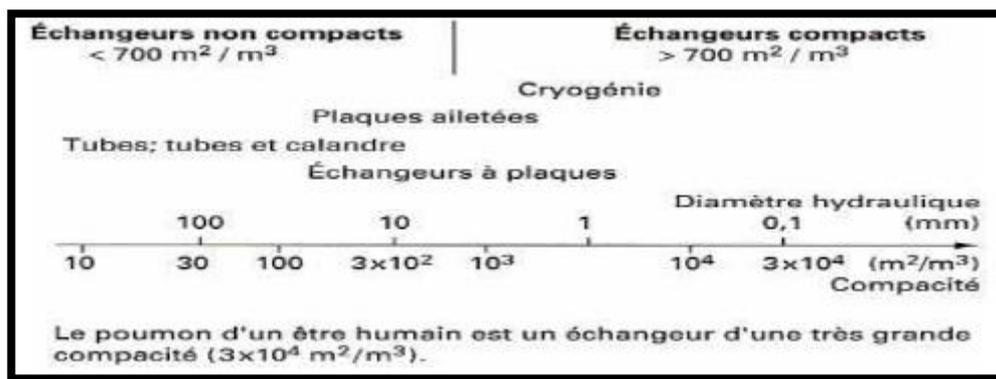


Figure I.8 : Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité

Bien évidemment, ces différents paramètres ne sont pas détachés, et sont souvent regroupés dans un seul échangeur. Aussi on choisira de faire une autre classification qui se rapproche plus de la réalité des échangeurs qu'on peut croiser dans les industries.

Tout d'abord nous commencerons par décrire les échangeurs tubulaires et à plaques pour des raisons technologiques, ensuite nous passerons aux évaporateurs et condenseurs pour leurs applications un peu particulières. [8]

I.4.3 Les échangeurs à tubes :

Ce sont de loin les échangeurs les plus répandus, simple de conception et d'utilisation, ils sont répertoriés comme suit :

- échangeur monotube** (figure I.9.a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.
- échangeur coaxial** (figure I.9.b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur ;
- échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
 - échangeur à tubes séparés (figure I.9.c) : 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 20mm)

CHAPITRE I Généralités sur les échanges et les échangeurs thermiques

maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé

- échangeur à tubes rapprochés (figure I.9.d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
- échangeur à tubes ailetés (figure I.9.e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; échangeur à tubes et calandre (figure I.9.f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu, de ce fait nous y reviendrons dans le paragraphe qui suit de façon plus détaillée. [1]

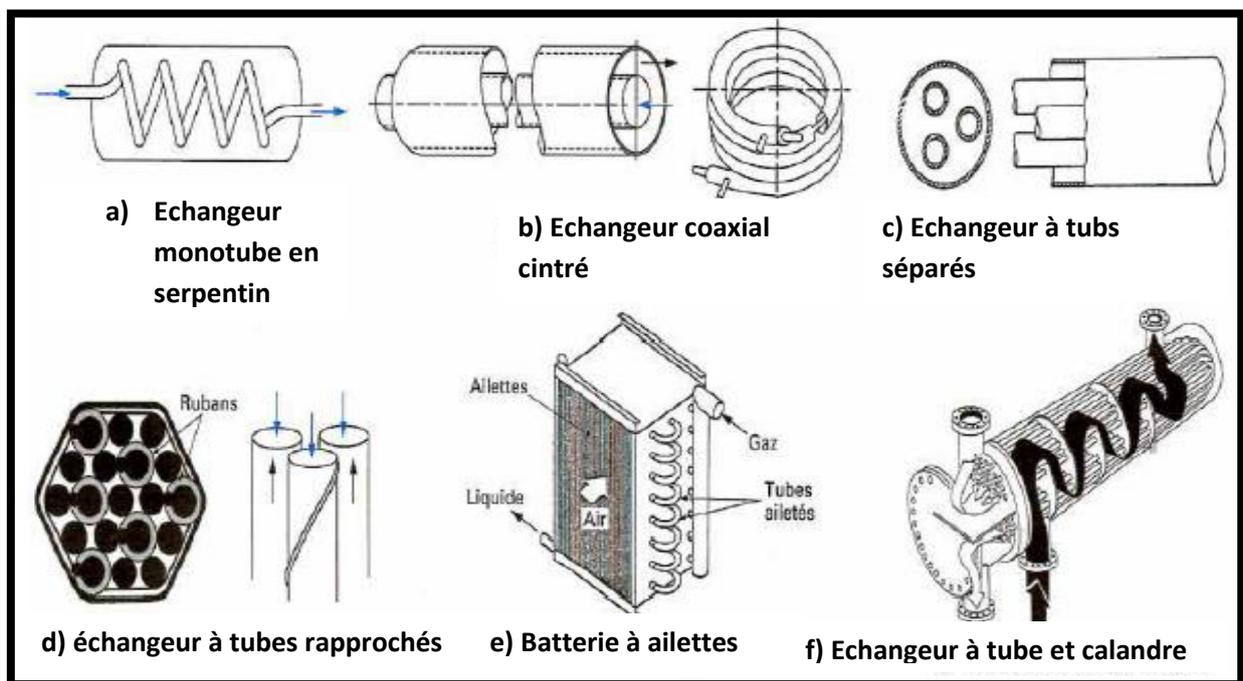


Figure I.9 : Différents types d'échangeurs tubulaires

I.4.4. Échangeurs à tubes et calandre :

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

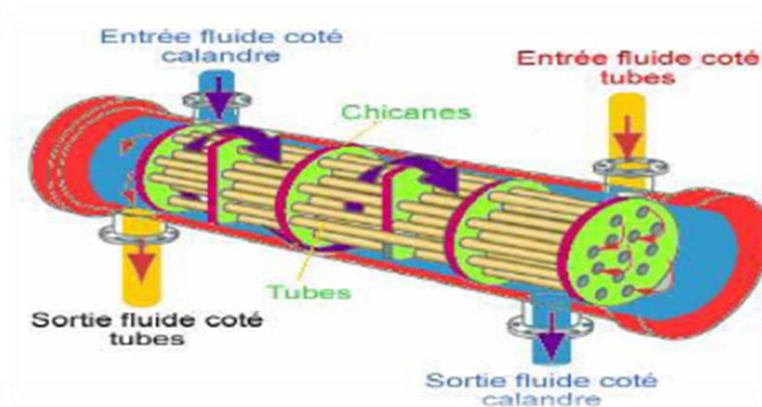


Figure I.10 : Echangeur à tubes et calandre [1]

Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le faisceau muni de chicanes est logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes comme le montre la figure ci-dessus.

A. La Calandre :

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

Pour un diamètre nominale inférieur à 24'' (0.6096m), la calandre est constituée par un tube acier I.P.S. (Schedule 30 jusqu'à 12'' et 1 cm d'épaisseur entre 12 et 24'') et pour les pressions inférieures à 20kg/cm².

Au-delà de 24'' la calandre est réalisée à partir de tôles d'acier roulées et soudées, à chaque extrémité ; les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution, les tubulures d'entrées et de sorties sont soudées avec plaques de renforcement ou non, selon la pression de service.

Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage, et portera la plaque d'identité de l'appareil.

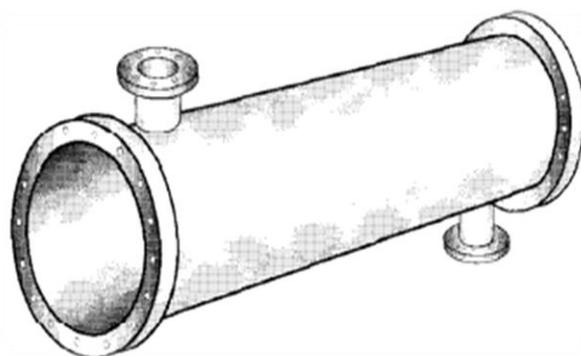


Figure I.11 :La calandre

B. Le faisceau :

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale répondant aux spécifications.

Le diamètre nominal correspond au diamètre extérieur pour lequel les tolérances sont sévères. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage). On utilise le plus couramment les tubes 12,14 ou 16 BWG ces tubes sont généralement de longueur standard de 2.24-3.05-3.66-4.88 et 6.096 mètres. Les conditions de fonctionnement imposent le choix suivant du matériau :

- acier au carbone pour usage général.
- laiton admiral pour les appareils travaillant avec de l'eau de mer.
- acier alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

Le démontage de faisceau de tube et de plus en plus au fur et à mesure que sa longueur s'accroît (problème de rigidité de faisceau), pour tout les échangeurs démontables, il convient de laisser un espace libre suffisant dans l'axe de l'échangeur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Deux dispositions de tubes sont possibles : le Pas Carré et le Pas Triangulaire (fig...), la disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure de tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage) mais elle est encombrante, par contre la disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique.



Figure I.12 : faisceau tubulaire

Les pas standards les plus courants sont : 0.024, 0.025, 0.030, 0.032, et 0.038 m, le rapport de pas au diamètre extérieure des tubes sera au minimum 1.25 et sera pris supérieur à 1.25 si l'on souhaite limité les pertes de pressions coté fluide dans la calandre ou pour les bouilleurs dégageant une forte quantité de vapeur.

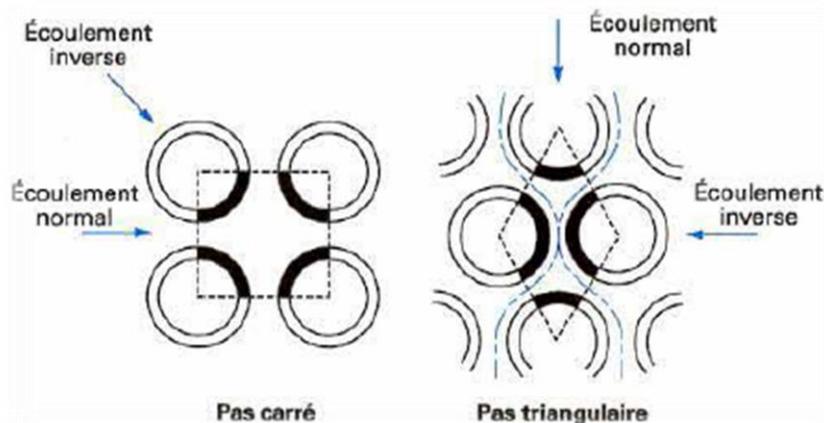


Figure I.13 : Disposition des tubes du faisceau

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné. Mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau, pour ces appareils il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

C. Boite d'échangeur :

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités de l'échangeur (TETE: boîte de distribution et FOND : boîte arrière).

La disposition des boîtes dépend non seulement de type choisi mais aussi du nombre de passes ; la liaison cloison plaque tubulaire est assurée par un joint (figure I.14). [6]

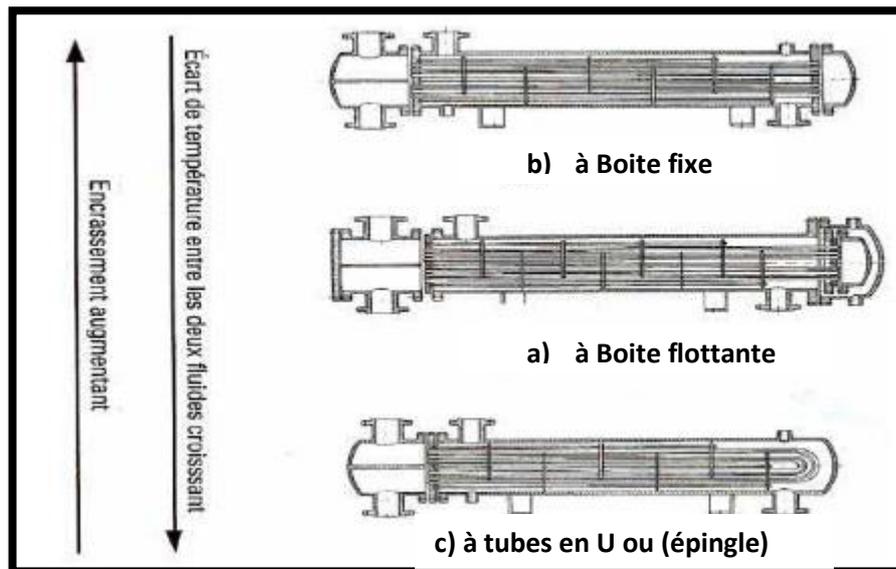


Figure I.14 : Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boî te fixe, boî te flottante et à tubes en U

D. Les chicanes :

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse de fluide dans la calandre et assurer la rigidité du faisceau. Les chicanes supportent les tubes et maintiennent l'écartement entre ceux-ci, diminuant les vibrations dus aux impacts de fluide.

Ils existent deux types de chicanes :

- Chicanes transversales
- Chicanes longitudinales

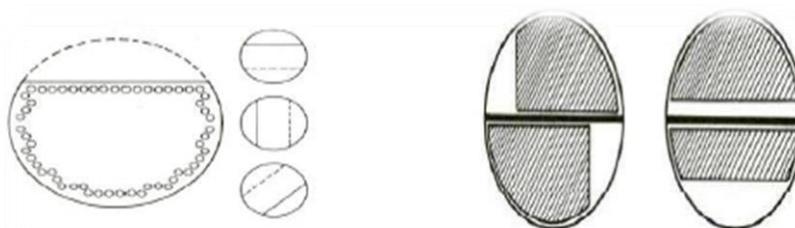


Figure I.15 : Chicanes transversales et longitudinales

E. Les plaques tubulaires :

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

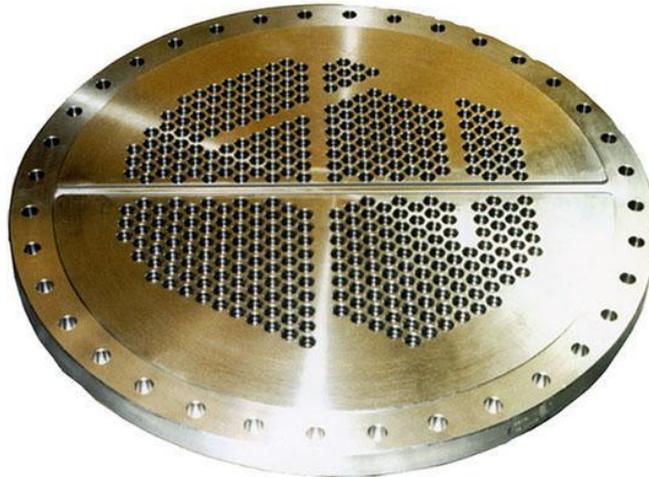


Figure I.16 : Plaque tubulaire

➤ **Fixation des tubes sur la plaque tubulaire :**

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités par mandrinage dans deux plaques tubulaires. La performance des trous dans ces plaques est normalisée, elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire, l'orientation de faisceau par rapport à la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quatre dispositions de la précédente.

F. Les tirants et entretoises :

Ce sont des dispositifs ou équivalents assurant la liaison du système de chicanes, qui ont pour objet de maintenir des chicanes et les plaques supports solidement en place, les tirants et entretoises doivent être de même matériau que la calandre (figure I.17).



Figure I.17 : Tirants et entretoises

I.4.5. Échangeurs à plaques :

Cette famille d'échangeurs étant aussi très utilisée (secteur agro-alimentaire), ces échangeurs à plaques sont constitués, comme leur nom l'indique d'un ensemble de plaques qui définissent un ensemble de canaux dans lesquels circulent respectivement chacun des fluides.

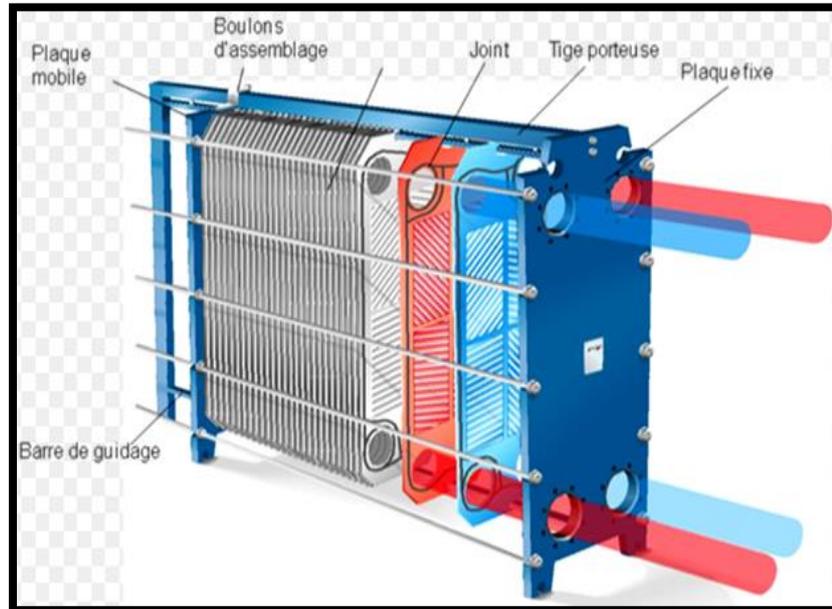


Figure I.18 : Echangeur à plaques et joints

I.4.6 Échangeurs avec un fluide changeant de phase :

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur.

C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des condenseurs si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

On distingue : [5]

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

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

Le fluide à condenser est rarement un corps pur, mais le plus souvent une vapeur en présence d'autres gaz incondensables. La condensation de la vapeur saturée est obtenue par échange thermique avec un fluide froid appelé réfrigérant. Un condenseur nécessite un liquide de

refroidissement abondant et bon marché et, pour cela, on utilise principalement l'eau et parfois l'air.

I.4.7 Les ailettes :

Le domaine de l'intensification des échangeurs de chaleur a depuis de nombreuses années dépassé le stade du laboratoire et a été largement pris en compte dans les applications industrielles. Nombre d'échangeurs dans des procédés très divers sont équipés de surfaces d'échange (tubes ou plaques ailetés) spécialement conçues pour présenter des coefficients d'échange de chaleur élevés et notamment supérieurs à ceux des surfaces d'échange lisses.

I.4.7.1 Échangeurs à tubes ailetés :

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique.

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

I.4.7.1.1 Ailettes transversales :

On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes (figure I.19).

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées. Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines (figure I.20.a) ;
- ailette hélicoïdale (spirale) (figure I.20.b), pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée.

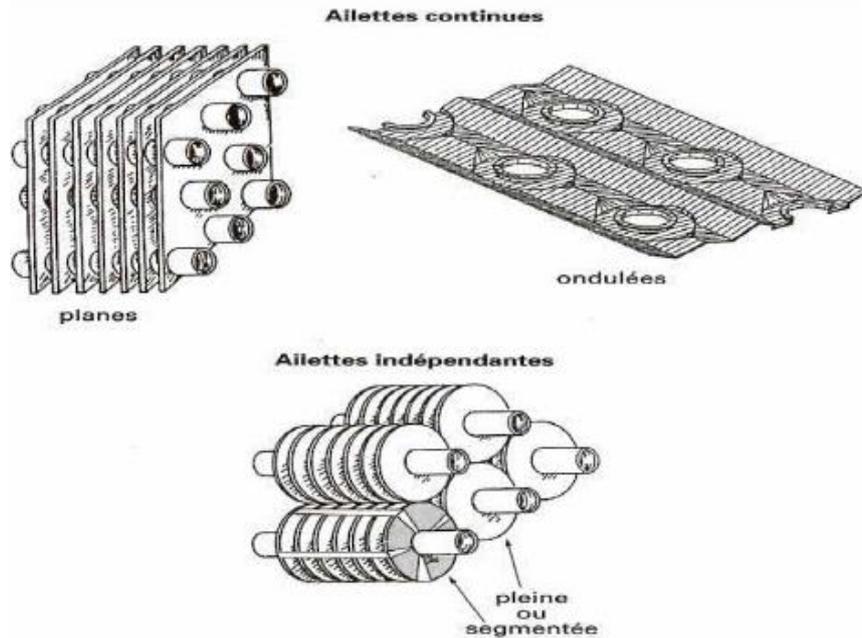


Figure I.19 : Ailettes continues et ailettes indépendantes pour tubes

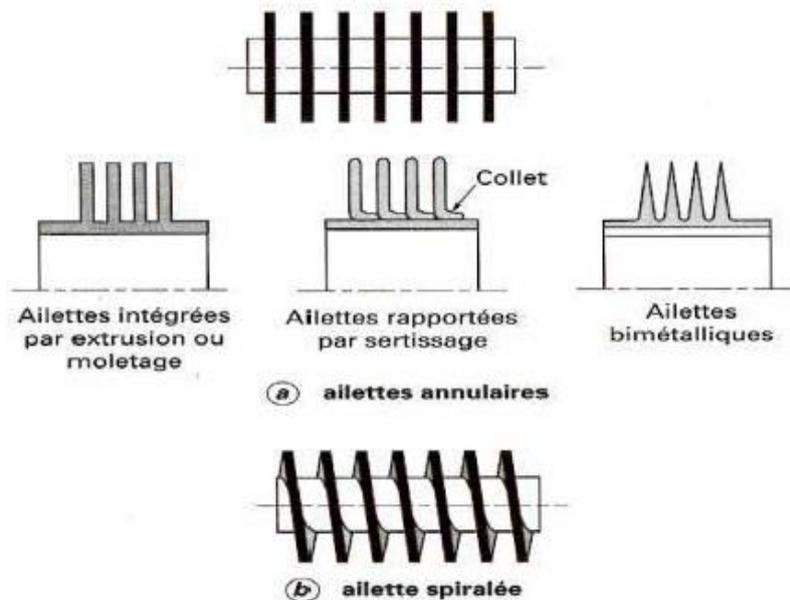


Figure I.20 : Ailettes annulaires et ailettes spiralées

I.4.7.1.2. Ailettes longitudinales :

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes (figure I.21) ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. [4]

Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.

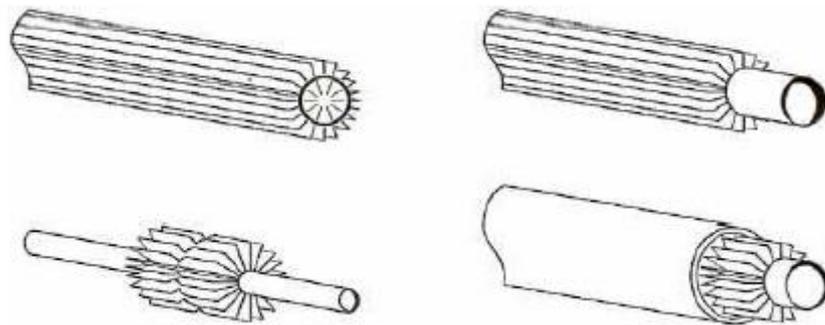


Figure I.21 : Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales

I.5. Choix de l'échangeur :

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

Tout d'abord, les échangeurs à faisceau tubulaire sont choisis pour des raisons technologiques. Ils résistent aux fortes pressions et ces derniers sont économiques.

I.5.1. Avantages et inconvénients des échangeurs :

Les avantages et les inconvénients des échangeurs cités au paragraphe précédent sont classés dans le tableau suivant :

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleurs

Types d'échangeurs	Avantages	Inconvénients
Echangeurs tubulaires	<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions. • Economique. • Accepte de grand écart de température. 	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrent. • Difficulté de nettoyage. • Sensible aux vibrations.
Echangeurs à plaques	<ul style="list-style-type: none"> • Compact. • Modulable. • Prix compétitifs. • Peu de perte thermique. • Très bon coefficients de transferts. 	<ul style="list-style-type: none"> • Faible écart de température envisageable. • Perte de charge importante. • Pression de travail limitée.
Les aérofrigoriférants à air induit	<ul style="list-style-type: none"> • bonne distribution de l'air. • Le niveau de bruit au sol est plus faible. 	<ul style="list-style-type: none"> • exposition totale des tubes au soleil et à la pluie.

CHAPITRE I Généralités sur les échanges et les échangeurs thermiques

	<ul style="list-style-type: none">bonne protection du faisceau. moins de risques de recirculation d'air (vitesse de sortie de l'air plus grande)	
Les a éror éfrig érant s à air forc é	<ul style="list-style-type: none">puissance consomm ée plus faible. bonne accessibilit é du faisceau.moins de vibrations.maintenance plus facile.	<ul style="list-style-type: none">distribution pauvre d'air au dessus de la section.le niveau de bruit au sol est plus grand,nettoyage des faisceaux difficile et se fait sous d émontage.

Après cette comparaison notre choix s'est porté sur un échangeur à faisceau tubulaire, ce choix a été basé sur des points vus tels que, l'exploitation et l'encombrement, ainsi que, la facilité de nettoyage.

CHAPITRE II
MÉTHODES DE DIMENSIONNEMENT
D'UN ÉCHANGEUR THERMIQUE

II.1. Introduction :

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur quelque soit sa technologie est déterminé par un certain nombre de propriétés thermodynamiques, la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les principaux modèles utilisés pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur mais avant tout nous devons connaître les hypothèses de calculs.

II.2. Etude du dimensionnement d'un échangeur thermique :

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche souvent à obtenir une puissance thermique d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possible, autrement dit au meilleur coût d'investissement.

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique et géométrique de l'étude, autrement dit l'évaluation des géométries et 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 appelé (ΔT_{LM})
- ✓ Celle du « nombre d'unité de transfert » **NUT**.

Le dimensionnement d'un échangeur thermique est basé sur différentes disciplines :

- Discipline thermique.
- La mécanique des fluides.
- Technologie des matériaux.
- Architecture.

Et en évaluant :

- Les coefficients d'échange thermique.
- Les surfaces d'échanges.
- Les pertes de pressions.
- Les écarts de températures entre les fluides caloporteurs.

II.3. Organigramme de dimensionnement :

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la (figure II.1). Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite, elle est destinée à fixer pour le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique.

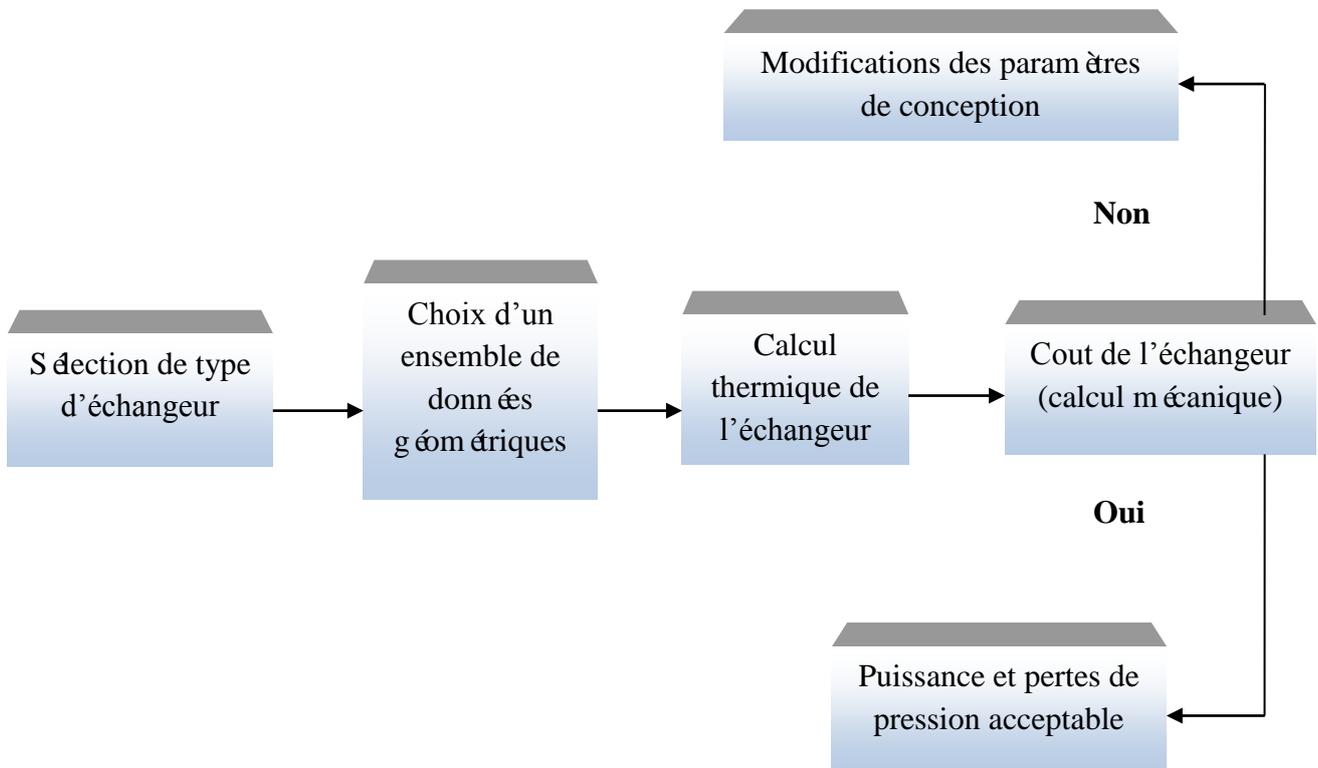


Figure II.1 : Organigramme de dimensionnement

II.4. Densité de flux de chaleur

Equation de l'échange local, à travers un élément dS de la surface d'échange 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 $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS s'écrira :

$$d\Phi = k dS (T_c - T_f) \quad (II.1)$$

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

K est le coefficient d'échange global entre les deux fluides, au niveau de l'élément exprimé en $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$. Il s'agit d'un paramètre local, qui peut varier le long de l'échangeur.

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures T_c et T_f et dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.[2]

La variation de température dT_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS devient négative. Dans ces conditions, on aura :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_c dT_c = \dot{m}_f C_f dT_f \quad (\text{II. 2})$$

Avec :

\dot{m}_c : Débit massique du fluide chaud en $[\frac{kg}{s}]$.

\dot{m}_f : Débit massique du fluide froid en $[\frac{kg}{s}]$.

C_f : Capacité calorifique du fluide chaud en $[J/kg \cdot ^\circ C]$.

C_c : Capacité calorifique du fluide chaud en $[J/kg \cdot ^\circ C]$.

II.4.1. Méthode ΔT_{LM} :

L'analyse sera faite dans le cas d'un écoulement de type contre-courant. On supposera que l'échangeur est sans pertes. Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément de surface d'échange dS s'écrira.[2]

Pour l'échangeur à contre-courants :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_c dT_c = \dot{m}_f C_f dT_f \quad (\text{a})$$

On a de plus la relation :

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

De (II.2) on tire :

$$dT_c = \frac{-d\Phi}{(\dot{m}_c C_c)} \quad (\text{c})$$

$$dT_f = \frac{-d\Phi}{(\dot{m}_f C_f)} \quad (\text{d})$$

D'où :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (\text{II. 3})$$

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

En remplaçant $d\Phi$ dans (II.3) on obtient on aura :

$$d(T_c - T_f) = -k dS (T_c - T_f) \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (\text{II.4})$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -k dS \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (\text{II.5})$$

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

$$\int_e^s \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -k \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \int dS \quad (\text{II.6})$$

$$\ln [T_c - T_f]_e^s = -kS \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (\text{II.7})$$

$$\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right] = -kS \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (\text{II.8})$$

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

$$\Phi = \dot{m}_c C_c (T_{cs} - T_{ce}) \text{ (Cédée)}$$

$$\Phi = \dot{m}_f C_f (T_{fs} - T_{fe}) \text{ (Reçue)}$$

En remplaçant dans (II.8) les expressions de $\dot{m}_c C_{pc}$, $\dot{m}_f C_{pf}$ tirées de ces équations précédentes. On obtient :

$$\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right] = -kS \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Phi} + \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{\Phi} \right) \quad (\text{II.9})$$

$$\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right] = \frac{-kS}{\Phi} ((T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fe} - T_{fs})) \quad (\text{II.10})$$

$$\Phi * \ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right] = kS (-(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fe} - T_{fs})) \quad (\text{II.11})$$

Implique :

$$\Phi * \ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right] = kS [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})] \quad (\text{II.12})$$

$$\Phi = kS \frac{[(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]}{\ln[(T_{cs} - T_{fe}) / (T_{ce} - T_{fs})]} \quad (\text{II.13})$$

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

L'expression (II.7) et peut être décrite par la même formule, si l'on introduit (la différence entre les températures des fluides chaud et froid dans une section donnée d'échangeur) :

$$\Delta T = (T_c - T_f)$$

Ainsi que les indices (s) et (e) pour désigner les deux extrémités de l'échangeur ; Entrée (e), Sortie (s) :

$$\Phi = K S \Delta T_{LM}$$

Avec :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln(\Delta T_s / \Delta T_e)} \quad (\text{II. 14})$$

ΔT_{LM} est la moyenne logarithmique de la différence de température globale entre les deux fluides, encore appelé « différence de température logarithmique moyenne » (ΔT_{LM}).

Ainsi, cette méthode de calcul revient à écrire que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température moyenne logarithmique, le « coefficient de proportionnalité » étant justement le coefficient d'échange global **K**.

Après avoir calculés les nombres adimensionnels, la densité de flux de chaleur à extraire, le coefficient d'échange global, et la différence de température logarithmique moyenne, nous allons :

❖ Calcul de la surface d'échange à partir de l'équation suivante :

$$\Phi = K S \Delta T_{LM} \quad (\text{II. 15})$$

D'où :

$$S = \frac{\Phi}{K \cdot \Delta T_{LM}} = \pi D_{\text{ext}} N_t L_t$$

Donc :

$$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{\text{ext}} N_t}$$

Avec :

S : Surface d'échangeur [**m**²]

D_{ext} : Diamètre extérieur [**m**]

N_t : Nombre de tubes

L_t : Longueur de tube [**m**]

K : Coefficient d'échange global [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$]

ΔT_{LM} : La différence de température globale [**°C**]

Φ : Quantité de chaleur échangée

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

II.4.2. Méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) :

Cette méthode, plus structurée, comme nous allons le voir, repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part, notions qui sont introduites ci-dessous.

Le flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contre-courant infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé. Si on est dans le cas où $C_{pc} < C_{pf}$ cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de T_{ce} vers T_{fe}

Le flux maximal est alors donné par :

$$\Phi_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II. 16})$$

La notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit :

Selon les cas $C_c < C_f$ ou $C_c > C_f$, cette efficacité prendra différentes formes :

Tableau II.1: Efficacité d'un échangeur tubulaire [3]

	$(\dot{m} C_p)_{\min} = C_{\min} = (\dot{m} C_p)_c = C_c$	$(\dot{m} C_p)_{\min} = C_{\min} = (\dot{m} C_p)_f = C_f$
E	$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$	$E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}}$

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée selon :

$$\Phi_{\text{reel}} = E * (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = E * (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II. 17})$$

Nous allons partir d'un résultat déjà acquis qui est donné par :

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right) = -KS \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (\text{II. 18})$$

Sachant que le bilan énergétique de l'échangeur nous donne :

$$C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

On en déduit que :

$$T_{cs} - T_{fe} = (T_{ce} - T_{fs}) + (T_{fs} - T_{fe}) \left(1 - \frac{C_f}{C_c}\right) \quad (\text{II. 19})$$

La combinaison avec l'équation précédente conduit alors à :

$$\frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{\frac{C_c}{C_f} - 1}{e^{\frac{kS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1} \quad (\text{II. 20})$$

Lorsque $C_{\min} = C_c$:

On obtient enfin :

$$\frac{1}{E} - \frac{C_c}{C_f} = \frac{\frac{C_c}{C_f} - 1}{e^{\frac{kS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1} \quad (\text{II. 21})$$

Ce qui nous donne :

$$E = \frac{e^{-\frac{kS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}{\frac{C_c}{C_f} e^{\frac{kS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1} \quad (\text{II. 22})$$

De la même manière, on obtiendrait un résultat similaire lorsque $C_{\min} = C_f$. On peut donc retenir l'expression valable dans tous les cas :

$$E = \frac{e^{-\frac{kS}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)} - 1}{\frac{C_{\max}}{C_{\min}} e^{\frac{kS}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)} - 1} \quad (\text{II. 23})$$

Généralement, la quantité adimensionnelle $\frac{kS}{C_{\min}}$, appelé nombre d'Unités de transfert est noté

NUT et la quantité $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$, rapport des débits de capacité thermique, est noté C_r .

Ainsi, le calcul des efficacités dans le cas du contre-courant se réduit à l'expression.

$$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1} \quad (\text{II. 24})$$

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

La relation entre **NUT** et l'efficacité «**E**» sont regroupées dans le tableau suivant :

Tableau II.2: Efficacité et nombre d'unités de transfert [3]

Type de circulation	E (NUT, C _r)	NUT (E, C _r)	Cas particulier (Avec changement de phase)
Contre-courant	$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$	$NUT = \frac{1}{1-C_r} \ln\left(\frac{1-E C_r}{1-E}\right)$	<ul style="list-style-type: none"> • C_r = 0 $E = 1 - e^{-NUT}$ $NUT = \ln \frac{1}{1-E}$ <ul style="list-style-type: none"> • C_r = 1 $E = \frac{NUT}{1+NUT}$ $NUT = \frac{E}{1-E}$

II.4.3. Détermination du coefficient d'échange global

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers. Généralement, le rayonnement intervient peu et sera, de toute façon, négligé dans ce qui suit [2]

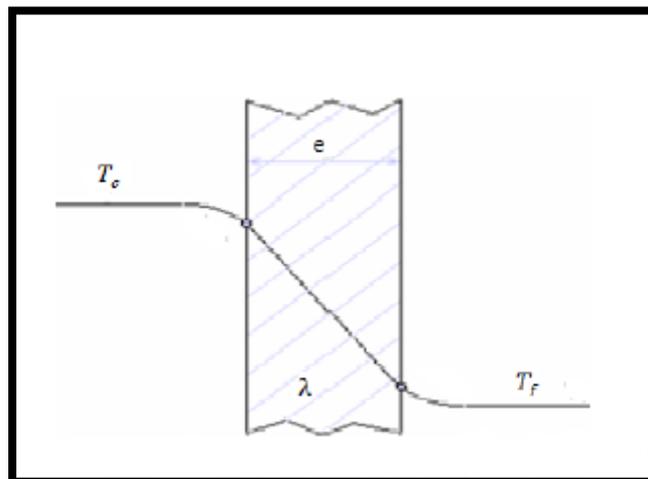


Figure II.2 : Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

La représentation du transfert thermique dans le cas d'une paroi plane séparant deux fluides est effectuée dans la figure (II.2). Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c . Vient ensuite une inévitable zone d'encrassement due ; soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou de micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange.

Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici R_{ec} . La température diminue ensuite par conduction (conductivité λ) au travers de la paroi d'échange d'épaisseur. Au-delà et en direction du fluide froid à T_f . On retrouve à nouveau une résistance thermique d'encrassement notée R_{ef} , et en transfert convectif caractérisé par h_f [3].

L'expression du flux qui est entre les deux fluides est alors de la forme :

$$\Phi = \frac{(T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c S} + \frac{R_{ec}}{S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{R_{ef}}{S} + \frac{1}{h_f S}} \quad (\text{II. 25})$$

La représentation analogique équivalente est faite dans la figure (II.3) où sont insérées en série les 5 résistances thermiques.

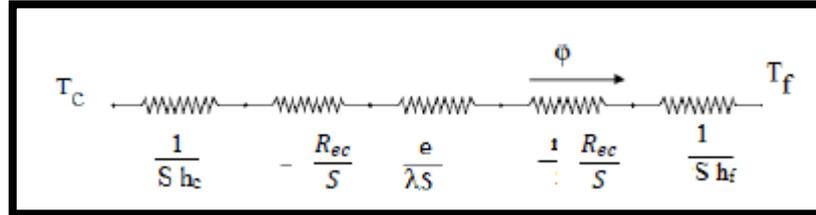


Figure II.3 : Représentation analogique du transfert de chaleur au travers des différentes résistances thermiques.

Ce flux, s'écrit par ailleurs selon :

Par identification, on extrait des deux équations précédentes l'expression de K , appelé coefficient d'échange global. Par commodité, il est souvent donné sous sa forme inverse par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} + R_{ef} + \frac{1}{h_f} \quad (\text{II. 26})$$

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 [3].

II.4.4. Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur:

La convection thermique est un phénomène très complexe et rend nécessaire l'utilisation de techniques permettant de limiter le nombre de paramètres. Pour cela, on est conduit à utiliser l'analyse dimensionnelle qui fournit une méthode logique de corrélation entre les résultats expérimentaux en vue d'une détermination de la forme mathématique et des coefficients numériques qui relient les nombres sans dimension.

Les données qui permettent de calculer les flux thermiques dans un échangeur sont présentées sous forme de relations entre des groupements sans dimension dont les principaux sont : [2]

✓ **Côû étubes :**

- ❖ On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement.

Le nombre de **Prandtl** est le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique. Plus la diffusivité thermique est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi. Le nombre de **Prandtl** met en évidence les constantes physiques de la matière.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (II. 27)$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique, en [kg/ms]

C_{pc} : Capacité calorifique du fluide, en [J/kg°C]

λ : Conductivité thermique, en [W/m.s]

- ❖ On calcule ensuite le nombre de Reynolds,

Ce dernier est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (II. 28)$$

Avec :

ρ : Masse volumique du fluide en [kg/m³]

V : Vitesse du fluide en [m/s]

D_h : Vitesse du fluide en [m]

Pour le tube on prend D_h est égal au diamètre D_{it} du tube.

On a :

$$D_h = \frac{4 S}{P} \quad (II. 29)$$

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

Avec :

S :Section de passage

P :P érim ètre mouill é

$$D_h = \frac{4 \pi D_i^2}{4 \pi D_i} = D_i \quad (\text{II. 30})$$

- ❖ La connaissance des nombres de Prandtl et de Reynolds permet alors de calculer, pour un écoulement donné le nombre de Nusselt.

Ce dernier est un coefficient de transfert de chaleur, mais sous forme adimensionnelle. Il fournit une mesure du rapport de la quantité de chaleur transmise par convection, à la quantité de chaleur qui serait transmise par conduction, dans les tubes il est donné selon le régime d'écoulement par les corrélations suivantes :

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (\text{II. 31})$$

À partir des corrélations expérimentales : **Nu = (Pr, Re)**

Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné et dans un domaine de variation de température, et de vitesses du fluide également précisés

Régime laminaire : Re < 2200

$$Nu = 1.86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_{it}}{L} \right)^{1/3} \quad (\text{II. 32})$$

Régime turbulent : Re > 2200

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{II. 33})$$

✓ **Cô técalandre :**

- ❖ On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré :

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

Avec :

μ : Viscosité dynamique, en [kg/ms]

C_{pc} : Capacité calorifique du fluide, en [J/kg°C]

λ : Conductivité thermique, en [W/m.s]

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

❖ On calcule ensuite le nombre de Reynolds de chaque écoulement :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$$

Avec :

ρ : Masse volumique du fluide en $[\text{kg}/\text{m}^3]$

V : Vitesse du fluide en $[\text{m}/\text{s}]$

D_h : Vitesse du fluide en $[\text{m}]$

On a :

$$D_h = \frac{4 S}{P}$$

Avec :

S : Aire de la section droite de la veine fluide, en $[\text{m}^2]$

P : Périmètre mouillé par la veine fluide, en $[\text{m}]$

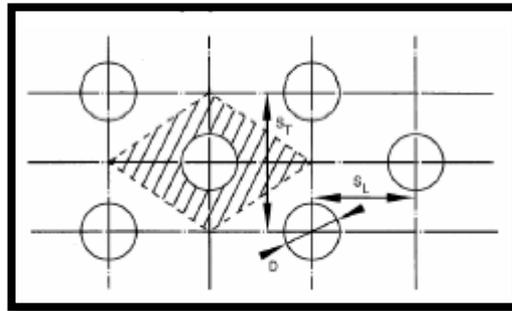


Figure II.4 : Section de veine fluide associée à un tube. (Faisceau en quinconce).

- En raisonnant sur une tranche du faisceau de longueur unité on a donc :

$$D_h = \frac{4 \left[2S_L \cdot \frac{1}{2} S_T - \frac{\pi D_i^2}{4} \right]}{\pi D_i} = \frac{4 \cdot S_L \cdot S_T}{\pi \cdot D_i} - \frac{4 \cdot \pi D_i^2}{4 \cdot \pi \cdot D_i}$$

D'où :

Pour le faisceau en quinconce :

$$D_h = \frac{4 \cdot S_L \cdot S_T}{\pi \cdot D_i} - D_i$$

En construisant Re et S_t sur V et D_h , on obtiendra le nombre de Stanton pour différents régimes au moyen de la corrélation suivante :

CHAPITRE II Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique

Tableau II.3: Corrélation de Stanton pour un régime turbulent

Nombre de Reynolds	$5 * 10^3 < Re < 10^5$
Nombre de Stanton	$S_t = 0.026 Re^{-0.18} Pr^\alpha$
	$S_t, Re, Pr \text{ à } T_m$ Fluide froid : $\alpha = -0.6$; Fluide chaud : $\alpha = -0.7$

Après avoir calculé le nombre de Stanton S_t , on tire h de la relation suivante :

$$S_t = \frac{h}{\rho V C_p}$$

Problématique :

Nous présentons dans le tableau ci-dessus les données recueillies par (Tchin-lait, Candia) :

Tableau II.4 : Paramètres des fluides imposés

Fluides	Température d'entrée (°C)	Température de sortie (°C)	Débit massique (kg/h)	Viscosité ($\frac{kg}{m.s}$)
Eau	2	7	-	-
Produit (Crème glacée)	55	4	1000	3.10^{-3}

On étudie un échangeur liquide-liquide à faisceau de tubes et calandre, dont le but de refroidir une crème glacée. Cette dernière circule dans les tubes et l'eau froide autour des tubes (Calandre). Et l'objectif durant cette étude, est de déterminer la puissance échangée entre les deux produits, sous les propriétés physico-chimiques (Température, pression, capacité calorifique...) imposées par ces deux fluides, et de vérifier certaines caractéristiques de l'échangeur considéré, tel que la surface d'échange et la longueur des tubes.

CHAPITRE III

**CALCUL THERMIQUE DE L'ÉCHANGEUR
TUBULAIRE DU TYPE TUBES ET
CALANDRE**

III.1. Introduction :

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

Dans ce présent chapitre nous allons traiter un calcul d'un échangeur à faisceau tubulaire, à contre-courant.

III.2. Caractéristiques thermo-physiques des deux fluides :**Tableau III.1 :** Caractéristiques des fluides

Propriétés	Fluide froid (Côté calandre)	Fluide chaud (Côté tubes)
Fluides	Eau	Crème glacée (Produit)
T entrée	$T_{fe} = 2$	$T_{ce} = 55$
T sortie	$T_{fs} = 7$	$T_{cs} = 4$
Débit ($\frac{kg}{s}$)	—	2.778
C_p ($\frac{J}{kg^{\circ}C}$)	$C_{pf} = 4180$	$C_{pc} = 3201$
Conductivité thermique ($\frac{W}{m^{\circ}C}$)	$\lambda_f = 0.6071$	$\lambda_c = 0.1184$
Viscosité dynamique ($\frac{kg}{ms}$)	$\mu_f = 10^{-3}$	$\mu_c = 3.10^{-3}$
Masse volumique ($\frac{kg}{m^3}$)	$\rho_f = 1000$	$\rho_c = 960$

Il faut noter que toutes les propriétés sont évaluées à la température moyenne

- La température moyenne du fluide froid :

$$T_{fm} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{7 + 2}{2} = 4.5 \text{ }^{\circ}C$$

- La température moyenne du fluide chaud :

$$T_{cm} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} = \frac{55 + 4}{2} = 29.5 \text{ }^{\circ}C$$

III.3. Calcul thermique d'un échangeur à faisceau et calandre :**III.3.1. Quantité de chaleur :**

On établit un bilan thermique global de l'échangeur, en supposant que les pertes thermiques sont négligeables, donc la quantité de chaleur Φ perdue par le fluide chaud est égale à celle reçue par le fluide froid:

La quantité de chaleur, Φ est calculée par utilisation de l'équation suivante :

$$\begin{aligned}\Phi &= (\dot{m} C_p)_c (T_{ce} - T_{cs}) = (\dot{m} C_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) \\ \Phi &= (2.778 * 3201)(55 - 4) = (\dot{m} C_p)_f (7 - 2) \\ \Phi &= 4.5351127 * 10^5 \text{ (W)}\end{aligned}$$

❖ **Calcul du débit massique (\dot{m}_f) :**

$$(\dot{m} C_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) = \Phi$$

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi}{C_p (T_{fs} - T_{fe})}$$

$$\dot{m}_f = \frac{4.5351127 * 10^5}{20900}$$

$$\dot{m}_f = 21.699 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Avec :

C_{pc} : Capacité calorifique du fluide chaud $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right)$

C_{pf} : Capacité calorifique du fluide froid $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right)$

T_{ce} : Température d'entrée côté chaud ($^\circ\text{C}$)

T_{cs} : Température de sortie côté chaud ($^\circ\text{C}$)

T_{fs} : Température d'entrée côté froid ($^\circ\text{C}$)

T_{fe} : Température de sortie côté froid ($^\circ\text{C}$)

Φ : Quantité de chaleur (W)

\dot{m}_f : Débit massique du fluide froid $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

\dot{m}_c : Débit massique du fluide chaud $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

III.3.2. Calcul de l'écart de température logarithmique moyen (Δt_{lm})

L'étude de l'écart de température logarithmique moyen dans un appareil s'effectue en supposant que le coefficient global et les chaleurs spécifiques sont constants en tout point, et qu'il n'y a pas une perte thermique.

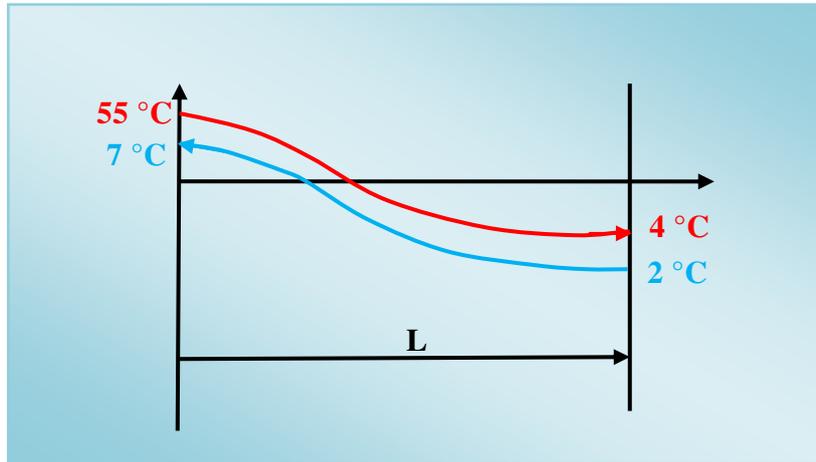


Figure III.1 : Evolution de température dans un échangeur à contre-courant.

L'écart de température (ΔT_{LM}) pour un échangeur à contre-courant est déterminé par utilisation de l'équation suivant :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})} \right)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(4 - 2) - (55 - 7)}{\ln \left(\frac{(4 - 2)}{(55 - 7)} \right)}$$

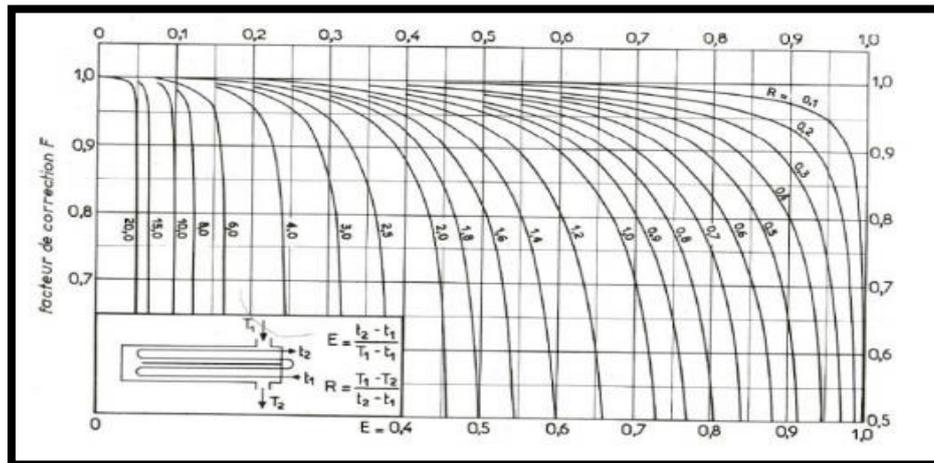
$$\Delta T_{LM} = 14.47 \text{ } ^\circ\text{C}$$

III.3.3. Calcul du facteur de correction :

Choix de nombres de passes :

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

$$P = \frac{7 - 2}{55 - 2} \quad R = \frac{55 - 4}{7 - 2}$$



P = 0.1

R = 10.1

On a 2 passes côté calandre et 4 passes côté tubes

À partir de l'abaque, on tire :

$$F = 0.9$$

III.3.4. Calcul du nombre de tubes :

Le débit du produit est donné : $\dot{m} = 2.778 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$$S_c = N_T * \frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} = \frac{q_{m_c}}{\rho_c * V_c}$$

On se fixe une vitesse débitante dans les tubes de $0.5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = V_c$

$$N_T = \frac{4 * 2.778}{\pi * (0.031)^2 * 960 * 0.5}$$

$$N_T = 8 \text{ Tubes}$$

Tableau III.2 : Caractéristiques de l'échangeur Tubes et calandre

Tubes	Symboles	Calandre	Symboles
Diamètre extérieur 0.031 [m]	D_{int}	Nombre de passes 2	n_c
Diamètre intérieur 0.043 [m]	D_{ext}	Diamètre extérieur 0.036 [m]	D_{ext_c}
Pas transversal 0.08 [m]	S_T		
Pas longitudinal 0.025 [m]	S_L		
Conductivité thermique			

(Acier inoxydable) $46 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \right]$	λ	
Longueur des tubes 4 [m]	L	
Nombres de passes 4	n_t	
Le rapport des sections $S_{pc} = 4 * S_{it}$		
Epaisseur $e = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} = 0.006 \text{ [m]}$	e	
Nombre de tubes 8 Tubes	N_T	

III.3.5. Dimensionnement du faisceau (tubes) :

III.3.5.1. Détermination de la géométrie du faisceau :

✓ Calcul de la géométrie d'un tube :

$$S_{pt} = \frac{\pi * D_i^2}{4}$$

$$S_{pt} = \frac{\pi * 0.031^2}{4}$$

$$S_{pt} = 7.54 * 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

Avec :

S_{pt} : Section de passage d'un tube en $[\text{m}^2]$

D_{it} : Diamètre intérieur du tube en $[\text{m}]$

$$S_{tt} = \frac{\pi * D_{ext}^2}{4}$$

$$S_{tt} = \frac{3.14 * 0.043^2}{4}$$

$$S_{tt} = 1.45 * 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

Avec :

S_{tt} : Section totale d'un tube en $[\text{m}^2]$

D_{ext} : Diamètre extérieur du tube en $[\text{m}]$

✓ Calcul de la géométrie de tout les tubes :

$$S_{pf} = S_{pt} * N_t$$

$$S_{pf} = 7.54 * 10^{-4} * 8$$

$$S_{pf} = 6.032 * 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

S_{pf} :Section de passage du faisceau en[m²].

$$S_{tf} = S_{tt} * N_t$$

$$S_{tf} = 1.45 * 10^{-3} * 8$$

$$S_{tf} = 0.0116\text{[m}^2\text{]}$$

Avec :

S_{tf} : Section de tout le faisceau en [m²].

N_T : Nombre de tubes

III.3.5.2. Détermination de la géométrie de la calandre :

$$S_{pc} = 4 * S_{pf}$$

$$S_{pc} = 4 * 6.032 * 10^{-3}$$

$$S_{pc} = 2.41 * 10^{-2} \text{ [m}^2\text{]}$$

Avec :

S_{pc} : Section de passage de la calandre en,[m²]

$$S_{tc} = S_{pc} + S_{tf}$$

$$S_{tc} = 2.41 * 10^{-2} + 0.0116$$

$$S_{tc} = 0.0357\text{[m}^2\text{]}$$

S_{tc} : section total de la calandre, en [m²]

$$S_{tc} = \pi * r$$

$$\Rightarrow r = \sqrt{\frac{S_{tc}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.0357}{3.14}} = 0.106 \text{ [m]}$$

Donc : $\Rightarrow D_{ic} = 2 * r = 2 * 0.106 = 0.212 \text{ [m]}$

Avec :

D_{ic} :Diamètre intérieur de la calandre, en[m]

r :Le rayon intérieur de la calandre, en [m]

III.4. Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tubes) :

- ✓ Calcul du débit dans un tube :

$$\dot{m}_{\text{tube}} = \frac{\dot{m}_{\text{total}}}{N_T}$$

$$\dot{m}_{\text{tube}} = \frac{2.778}{8}$$

$$\dot{m}_{\text{tube}} = 0.34 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Avec :

\dot{m}_{tube} : Débit massique dans la canalisation, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

N_T :Nombre de tubes.

- ✓ Calcul du nombre de Reynolds :

$$\text{Re} = \frac{\rho * V_t * D_{ht}}{\mu} = \frac{\rho * V_t * D_i}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{960 * 0.5 * 0.031}{10^{-3}}$$

$\text{Re} = 4960 \Rightarrow$ Régime turbulent

Avec :

μ :Viscosité dynamique du fluide, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right]$

V_t :Vitesse dans un tube, en $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

D_{ht} :: Diamètre hydraulique des tubes, en[m]

- ✓ Calcul du nombre Prandtl :

$$\text{Pr} = \frac{\mu * C_{pc}}{\lambda}$$

$$Pr = \frac{10^{-3} * 3201}{0.1184}$$

$$Pr = 81.1$$

Avec :

C_{pc} :Capacité calorifique du fluide chaude à la température moyenne, en $\left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right]$

λ :Conductivité thermique du fluide chaud, en $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

✓ Calcul du nombre de Stanton :

$$S_{tc} = 0.023 * Re^{-0.2} * Pr^{-0.6}$$

$$S_{tc} = 0.023 * (4960)^{-0.2} * (81.1)^{-0.6} = 3 * 10^{-4}$$

✓ Calcul du coefficient d'échange du côté chaud :

$$h_c = \rho * V_c * C_{pc} * S_t$$

$$h_c = 960 * 0.5 * 3201 * 0.0003$$

$$h_c = 4609.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$$

III.4.1. Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre

✓ Calcul de la vitesse dans la calandre :

On a: $\dot{m}_{frd} = 21.699$ [kg/s]

$$\dot{m}_{frd} = \rho * V_c * S_{pc}$$

$$\text{Avec : } S_{pc} = 2.41 * 10^{-2} m^2$$

$$\Rightarrow V_c = \frac{\dot{m}_{frd}}{\rho * S_{pc}} = \frac{21.699}{1000 * 2.41 * 10^{-2}} = 0.9 \text{ m/s}$$

✓ Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho * V_c * D_{hc}}{\mu}$$

✓ Calcul du diamètre hydraulique dans la calandre :

Nous avons la disposition en quinconce suivante :

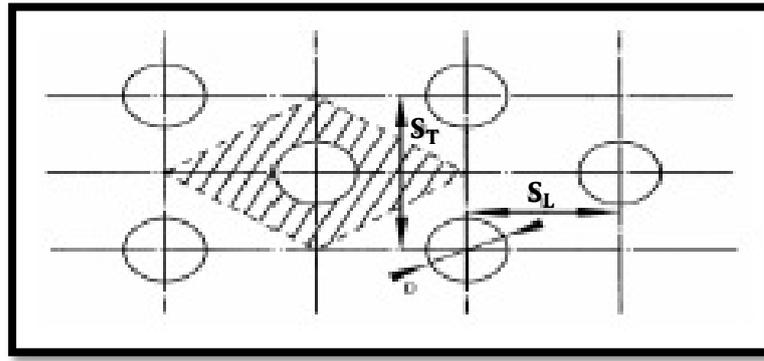


Figure III-2: Section de veine fluide associée à un tube

$$D_{hc} = \frac{4 * S}{p}$$

Avec :

S : section de passage coté calandre.

P : périmètre mouillé.

$$D_{hc} = \frac{4 * S}{P} = \frac{4 * (\frac{1}{2} S_T * 2 * S_L - \frac{\pi D_{ext}^2}{4})}{\pi * D_{ext}} = 4 * \frac{S_T * S_L}{\pi * D_{ext}} - D_{ext}$$

$$D_{hc} = 4 * \frac{0.08 * 0.025}{3.14 * 0.043} - 0.043 = 0.017 \text{ [m]}$$

Avec :

S_T : Pas transversal en m.

S_L : Pas latéral en m.

D_{hc} : Diamètre hydraulique dans la calandre en m.

Donc :

$$Re = \frac{\rho * V_c * D_{hc}}{\mu} = \frac{1000 * 0.9 * 0.017}{10^{-3}} = 15300 > 2200. \text{ Régime turbulent}$$

✓ Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu * c_p}{\lambda} = \frac{10^{-3} * 4180}{0.6071} \Rightarrow Pr = 6.885$$

✓ Calcul du nombre de Stanton :

On a : $5.10^3 < Re < 10^5$, la corrélation correspondante pour le nombre de Stanton est comme

$$\text{suit : } St = 0.026 * Re^{-0.18} * Pr^{-0.6} = 0.026 * (15300)^{-0.18} * (6.885)^{-0.6}$$

$$\Rightarrow St = 1.44 * 10^{-3}$$

✓ Calcul du coefficient d'échange du coté froid :

Nous avons aussi la relation suivante : $St = \frac{h_f}{\rho * V_c * C_p}$

$$St = \frac{h_f}{\rho * V_c * C_p} \Rightarrow h_f = St * \rho * V_c * C_p$$

$$\Rightarrow h_f = 1.44 * 10^{-3} * 1000 * 0.9 * 4180$$

$$\Rightarrow h_f = 5417.28 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

III.5. Calcul du coefficient d'échange global (k) :

En négligeant les résistances de l'encrassement on aura :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_c}$$

$$\Rightarrow K = \left(\frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_c} \right)^{-1}$$

$$K = \left(\frac{1}{5417.28} + \frac{0.006}{46} + \frac{1}{4609.4} \right)^{-1} = 1904.76 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

III.5.1. Calcul de la surface d'échange

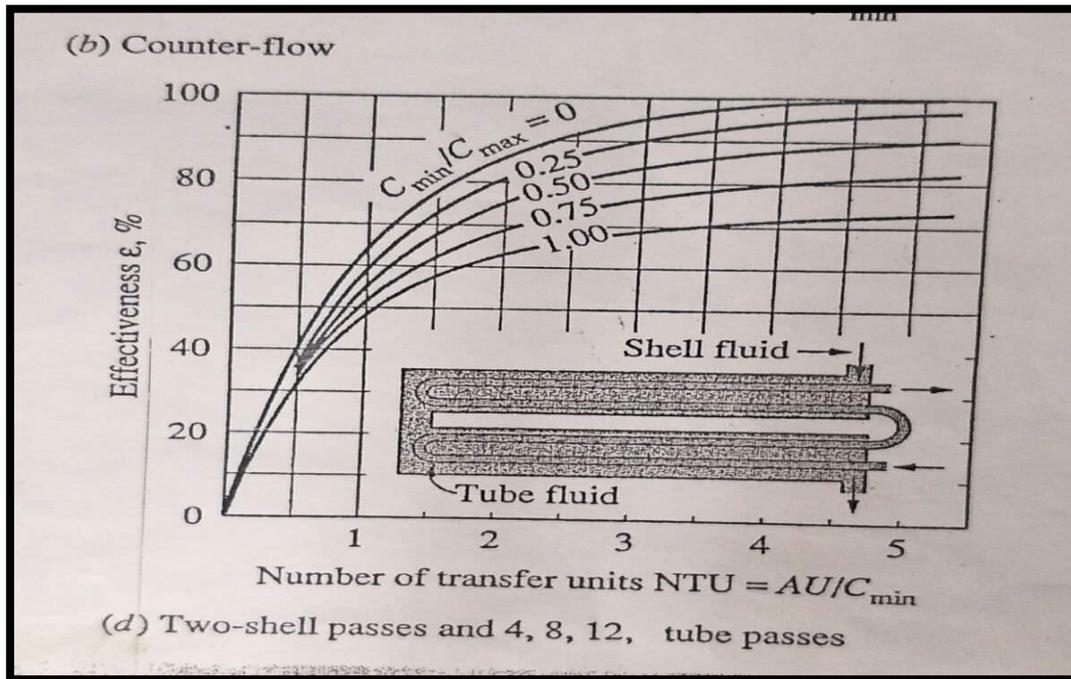
- Première méthode (méthode ΔT_{LM}):

$$\Phi = K * S * \Delta T_{LM} * F$$

$$\Rightarrow S = \frac{\Phi}{K * \Delta T_{LM} * F} = \frac{4.5351127 * 10^5}{1904.76 * 14.47 * 0.9}$$

$$\Rightarrow S = 18.28 [m^2]$$

- Deuxième méthode (méthode NUT): en utilisant l'abaque suivant :



$$(\dot{m}C_p)_{ch} = 2.778 * 3201 = 8892.378 \left[\frac{W}{^\circ C} \right] = (\dot{m}C_p)_{min}$$

$$(\dot{m}C_p)_{fr} = 21.699 * 4180 = 90701.82 \left[\frac{W}{^\circ C} \right] = (\dot{m}C_p)_{max}$$

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{ch}(T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C_p)_{min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}(T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C_p)_{min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

$$\Rightarrow E = \frac{55 - 4}{55 - 2} = 0.96 \quad (96\%)$$

On a aussi :

$$C_r = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} = \frac{8892.378}{90701.82} \Rightarrow C_r = 0.098$$

A partir de l'abaque on trouvera :

$$NUT = 3.4$$

$$\text{On à : } NUT = \frac{K * S}{(\dot{m}C_p)_{min}} \Rightarrow S = \frac{NUT * (\dot{m}C_p)_{min}}{K}$$

$$\Rightarrow S = \frac{3.4 * 8892.378}{1904.28} \Rightarrow S = 16 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$L_t = \frac{S}{\pi D_{ext} N_T} = \frac{16}{3.14 * 0.043 * 8} = 15 \text{ [m]}$$

- **Vérification** : on a $S = \pi * D_{ext} * L_t * N_t = 3.14 * 0.043 * 16 * 8$

$$\text{D'où : } S = 17.28 \text{ [m}^2\text{]}$$

Maintenant on vérifie la vitesse que nous avons imposée au départ du côté de tube :

$$V_c = \frac{\dot{m}_t}{\rho * S_{pt}} = \frac{0.34}{960 * 7.54 * 10^{-4}} = 0.49 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Remarque : on constate que les valeurs de la surface d'échange obtenues par les deux méthodes sont presque identiques.

III.6. Tableau récapitulatif

Les résultats obtenus dans les calculs sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau III.3 : résultats obtenus

	Paramètres	formule	Résultats	Unités
Fluide chaud	Vitesse	$V_c = \frac{\dot{m}_t}{\rho * S_{pt}}$	0.5	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$
	Coefficient d'échange	$h_f = St * \rho * V_c * C_p$	4609.4	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$
	Débit massique	Donné	2.778	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
Fluide froid	Section de passage du faisceau	$S_{pc} = 4 * S_{pf}$	$2.41 * 10^{-2}$	$[\text{m}^2]$
	Débit massique	Donné	21.699	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
	Vitesse	$V_c = \frac{\dot{m}_t}{\rho * S_{pt}}$	0.9	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$
	Coefficient d'échange	$h_f = St * \rho * V_c * C_p$	5417.28	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$

Faisceau (tube)	Géométrie d'un tube	$S_{pt} = \frac{\pi * D_{it}^2}{4}$	$7.54 * 10^{-4}$	[m ²]
	Géométrie de tous les tubes	$S_{tf} = S_{tt} * N_t$	0.0116	[m ²]
Calandre	Section de passage	$S_{pc} = 4 * S_{pf}$	0.0241	[m ²]
	Section totale	$S_{tc} = S_{pc} + S_{tf}$	0.0357	[m ²]
Méthode ΔT_{LM}	Flux thermique	$\Phi = \dot{m} * C_p * \Delta T$	$4.5351127 * 10^5$	[W]
	Surface total d'échange	$S = \frac{\Phi}{K * \Delta T_{LM}}$	18.28	[m ²]
Méthode NUT	Efficacité	$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$	0.96	/
	Nombre d'unité de transfert	A partir de l'abaque	3.4	/
	Surface d'échange	$S = \frac{NUT * (\dot{m}C_p)_{min}}{K}$	16	[m ²]

III.7. Conclusion :

En effet, durant cette étude énergétique, d'après la puissance thermique échangée entre les deux fluides, on constate que la surface d'échange calculée Les deux méthodes (ΔT_{LM} , NUT) est très proche de celle de l'échangeur. Et que notre équipement fonctionne parfaitement ce qui confirme le calcul de l'Efficacité qui a atteint les 96%.

III.8. Entretien et maintenance :

Après une certaine durée du fonctionnement de ces échangeurs tubulaires, ces derniers sont soumis à la réduction de leurs efficacités. Et les problèmes majeurs auquel sont soumis ces échangeurs de chaleur servant dans les installations de production des produits visqueux (crèmes...) est l'encrassement des, la corrosion et les vibrations et leurs nettoyage.

L'encrassement est défini comme étant la formation d'une couche mince aux travers la surface d'échange, ce processus conduit à la diminution de la puissance thermique échangée entre les deux fluides considérés ainsi que leurs efficacité. Et pour mettre en place le processus de maintenance afin de conserver l'appareil en bon état de fonctionnement, on peut envisager de faire passer une solution (produit de nettoyage) dans l'échangeur ou bien l'utilisation des jets à haute pression.

Le problème de vibration peut être limité en procédant avec des vitesses des fluides raisonnables, par l'utilisation d'un déflecteur à l'entrée de la tubulure et l'évitement des larges et faibles distances entre les chicanes qui conduit notamment à une mauvaise distribution de celles-ci.

Et pour la corrosion, elle est engendrée par la circulation des fluides au niveau des tubes ou la calandre. Et afin de limiter ce phénomène,

En utilisant un matériau résistant (Acier inoxydable, graphite, matière plastique pour des faibles températures...)

*CONCLUSION
GÉNÉRALE*

Conclusion Générale :

L'échangeur d'énergie thermique est un des instruments clé du thermicien ou de l'énergéticien, que son but soit la fabrication d'un produit dont l'élaboration passe par un ensemble de cycles où varient température et pression ou qu'il s'agisse de production d'énergie mécanique (ou électrique). Rappelons que les échangeurs de chaleur sont des appareils où le transfert de chaleur à basses et moyennes températures se fait sans changement de phase. Des méthodes de calcul plus ou moins élaborées existent pour les échangeurs à faisceau et calandre. Les calculs reposent en partie sur les calculs numériques que l'on peut effectuer sur les échangeurs Tubulaires auxquels nous avons abordé et développé dans ce travail.

Le but d'un échangeur de chaleur est de récupérer ou d'extraire une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais de fonctionnement. Les calculs de vérification thermique nous ont permis d'évaluer la surface d'échange et le coefficient global de transfert. Les résultats obtenus sont positifs étant donné que l'efficacité de l'échangeur est bien meilleure avec un rendement de 96%. Et la surface d'échange obtenue avec les deux méthodes est très proche de la surface réelle de l'échangeur, et les pertes de charge sont négligeables dans les deux côtés de l'échangeur.

RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] **M.MANAA**, «Optimisation énergétique des échangeurs tubulaires », mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Tlemcen 2016.

[2] **Jean-François Sacadura**, Initiation au transfert thermique (1980).

[3] **Jean Castaing-Lasvignottes**, Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur (2002).

[4] **B. Cherif**, «Calcul et technologie des échangeurs de chaleur », office des publications universitaires 2012.

[5] **A.BONTEMPS, A.GARRIGUE, C. GOUBIER, J.HEUTZ, C.MARVILLET, P.MERCIER, R.VIDIL**, «Description des échangeurs», techniques de l'ingénieur (B 2341).

[6] **L. KHADIR**, «Calcul et dimensionnement d'un condenseur a faisceau et calandre », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Tlemcen, 2006/2007.

[7] **A.BOUDJELA, Z.SENOUCI**, Séminaire sur les échangeurs de chaleur, centre inter entreprise de formation industrielle, AIN EL TURK.ACH, 2014-2015.

Résumé :

Notre travail porte sur l'étude de refroidissement industriel, procédé qui dépend essentiellement de la quantité de chaleur à extraire ou à recevoir pour une machine thermique, bien entendu en tenant compte de ses paramètres d'entrées et de sorties. Notre étude se focalise, sur son aspect pratique basé sur le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire à contre-courant.

L'intérêt recherché, est d'y parvenir, en fin de compte au bon dimensionnement en déterminant la surface d'échange, le nombre de tubes ainsi que la longueur de l'échangeur a utilisé avec deux méthodes (DT_{LM} , NUT).

Mots clés : refroidissement, échangeur tubulaire à contre-courant, machine thermique, chaleur, puissance, faisceau.

Abstract

Our work focuses on the industrial cooling study, which depends mainly on the amount of heat to be extracted or received for a thermal machine, of course taking into account its input and output parameters. Our focuses on its practical aspect based on the design of a countercurrent tube-beam heat exchanger.

The interest sought is to achieve this, ultimately to good sizing by determining its exchange surface, the number of tubes and the length of the exchanger used with two methods (DT_{LM} , NUT).

Keywords: cooling, countercurrent tubular heat exchanger, machine thermal, heat, beam.