

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



جامعة بجاية
Tasdawit n Bgayet
Université de Béjaïa

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

PAR :

HAMIMI AKSIL

FERDAD YACINE

Thème

Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur

(Tubes et Calandre)

Soutenu le 21 Octobre 2020 devant le jury composé de :

Mr. A. DJERRADA

Président

Mr.A/H BENSLIMANE

Rapporteur

Mr.N.BOUTALBI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciement

Nous tenons tout d'abord remercions le bon Dieu, pour nous avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute notre reconnaissance à notre encadreur Monsieur BENSLIMANE A/HAKIM, 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.

Nous désirons également remercier les membres de jury, qui ont accepté sans réserve, de juger et d'évaluer ce travail.

Et enfin nous tenons à remercier tous nos professeurs du département génie mécanique pour leurs aides à travers notre cursus et leurs disponibilités.

HAMIMI.A et FERDAD.Y

Dédicaces

En premier lieux j'aimerais remercier mes très chers parents pour leur soutien indéfectible, leur amour et leurs présences dans étape de ma vie, pour tous ce qu'ils ont pu m'apporter, aucun mot, aucune phrase ne serait exprimée ma reconnaissance et l'amour que je leurs porte.

Puis j'aimerais plus particulièrement remercier ma sœur, Nassilia avec qui j'ai tout partager dans cette vie, je tien a lui exprimée ma profonde considération et mon admiration la plus sincère, sans oublier mon beau-frère Djamel, qui se trouve être un frère en plus.

A mon grand frère Yahia qui malgré la distance et les années qui nous sépare s'est toujours montré attentif et présent.

A mon encadreur monsieur BENSLIMANE A/Hakim qui s'est trouver être un professeur compréhensif, qui m'a soutenu durant tout mon parcours pédagogique au sein du département génie mécanique, et qui s'est toujours montrer disponible et agréable qu'importe les circonstances.

A mes amis ou devrais-je dire mes frères, Yougourthen, Ouamar, Chakib, Louhab, Laures, Riad, Tixo, Bata, Remimez, Bolos, Mourad, et particulièrement à Djamel Azaghoub qui s'est de tout temps montrer disponible à mon égard qui m'a de tout temps soutenue qu'importe les situations, un homme au grand cœur.

A tous mes athlètes au sein du club universitaire de la résidence Targa ouzemour avec lesquels on a partagé des moments uniques et avec qui on a fini plusieurs fois champions d'Algérie universitaire en dignes représentant de notre région.

HAMIMI Aksil

Dédicace

Je dédie ce travail, à mes parents qui m'ont aidé et soutenu tout au long de mes études, à mon frère, mes grand mères, mes oncles, à ma tante, mes cousins et cousines et tout la famille FERDAD et FERHAD, à mes amis et a tous les gens qui me connaissent, ainsi qu'à mon encadreur monsieur BENSLIMANE A/Hakim pour tout l'aide et le soutien qu'il m'a apporté

FERDAD Yacine

Sommaire

Remerciement	i
Dédicaces	ii
Liste des tableaux	iv
NOMENCLATURE	vi
Introduction générale	1
CHAPITRE I	GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR
I.1 Introduction	3
I.3 Rôle de l'échangeur thermique	3
I.4 Principe de fonctionnement	4
I.5 Nature de circulation des fluides dans un échangeur	4
I.7 Les principales technologies utilisées	6
I.8.1 Échangeur à spirales	6
I.8.2 Échangeur à surface froide	6
I.8.3 Échangeur tubulaire	7
I.8.4 Échangeur à plaques	8
I.9 Les transferts de chaleur	10
I.9.2 Flux de chaleur	11
I.9.3 Densité de flux de chaleur	11
I.9.4 Formulation d'un problème de transfert de chaleur	12
I.10 Les trois modes de transfert de chaleur	14
I.10.1 Transfert de chaleur par conduction dans les solides ou les fluides au repos	14
I.10.1.1 Définition	14
I.10.1.2 Flux de chaleur échangé par conduction – loi de Fourier	14
I.10.1.3 La conductivité thermique	15
I.10.2 Transfert de chaleur par convection	16
I.10.2.1 Définition	16
I.10.2.2 Flux de chaleur échangé par convection – loi de Newton	16
I.10.3 Transfert de chaleur par rayonnement	17
I.10.3.1 Définition	17
I.10.3.2 Flux de chaleur échangé par rayonnement- loi de Stefan	17
I.11 Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur	18

I.11.1 Nombre de Reynolds, Re	18
I.11.2 Nombre de Prandtl, Pr	19
I.11.3 Nombre de Nusselt, Nu	19
I.11.4 Rugosité relative, λ	20
I.11.5 Le nombre de Biot, Bi	20
I.11.6 Le nombre de Grashof, Gr	20
I.11.7 Le nombre de Rayleigh, Ra	21
I.11.8 LE nombre Schmidt, Sc	21
I.11.9 Le nombre de Sherwood, Sh	21
CHAPITRE II PRINCIPE DE CALCUL DES ECHANGEURS DE CHALEUR	
II.1 Méthodes de calcul analytique et numérique	23
II.1 Méthodes de calcul analytique	24
II.1.1 Principes de calcul	24
II.1.2 Détermination du coefficient d'échange global	25
II.1.3 Méthode du ΔT_{LM}	27
II.1.4 La méthode du NUT (Efficacité d'un échangeur)	32
II.6 Conclusion	35
CHAPITRE III CALCULE ET DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR TUBE ET CALANDRE	
III.1 But du calcul	36
III.2 Données du problème	36
III.2.1 Caractéristiques physiques des deux fluides	36
III.2.2 Données Géométriques pour l'échangeur tube et calandre	36
III.3.1 Méthode ΔT_{LM}	37
III.3.2 Utilisation de la formule empirique	37
III.3.3 La surface d'échange	40
III.3.4 L'efficacité Nu	40
III.4.1 Calcule du ΔT_{LM}	41
III.4.2 Correction de ΔT_{LM}	42
III.4.3 Calcule du coefficient d'échange global U	43
III.4.4 Calcule des paramètres coté tube (fluide chaud)	43
III.4.5 Calcule des paramètres coté calandre	45
III.4.6 Le flux échangé Q	46

III.4.7 Calcule de l'efficacité de l'échangeur	49
III.6 Interprétation des résultats	53
Conclusion général	54
Références bibliographique.....	55
Résumé.....	56

Table des figures

Chapitre I :

Figure I.1 : Echangeur de chaleur contre-courant	3
Figure I.2 : échangeur a spirale vu couper	6
Figure I.3 : échangeur a spirale haute pression auto nettoyant	6
Figure I.4 : Les différents types d'échangeurs tubulaires	7
Figure I.5 : Echangeur tubulaire	7
Figure I.6 : Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque	8
Figure I.7 : Distribution en Z mono passe dans un échangeur à plaque	8
Figure I.8 : Echangeur a plaques	9
Figure I.9 Transfert thermique d'un système	10
Figure I.10 Flux de chaleur échangé par un système avec l'extérieur à travers une surface S	11
Figure I.11Présentation des déférents flux mis en jeu dans un volume de contrôle	12
Figure I.12 Transfert de chaleur par les trois modes de transferts	13
Figure I.13 Transfert de chaleur par conduction dans un solide	13
Figure I.14 Transfert de chaleur par convection	15
Figure I.15 Corps de petite dimension placée dans une enceinte fermée.....	16
Chapitre II :	
Figure II.8 Représentation schématique du quadripôle.....	21
Figure II.9 Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange	22
Figure II.10 Échangeur de chaleur avec écoulements co-courant	25

Figure II.11 Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant	26
Figure II.12 Facteur correctif F pour quelques types d'échangeurs à courants croisés	28
Figure II.13 Schéma de calcul (suivant NUT).....	29
Figure II.14 Efficacité d'un échangeur à co-courant.....	31
Figure II.15 Efficacité d'un échangeur à contre-courant.....	31
Figure II.16 Bilan sur un volume de contrôle.....	34
Figure II.17 Découpage du diagramme température/enthalpie en zones pour un échangeur contre-courant à une passe.....	39
 Chapitre III :	
Figure III.1 écoulement à contre-courant.....	45
Figure III.2 graphe de facteur de correction (2 passes coté calandre et 2 passes coté tube)....	46

Liste des tableaux

Tableau III.1 Les caractéristiques retenues pour les fluides	42
Tableau III.2 : caractéristique géométrique de l'échangeur	42
Tableau III.3 : Résultats.	54

NOMENCLATURE

I. Notations latines :

T :	température	[K]
t :	Temps	[s]
Q :	Puissance thermique d'échange	[W]
ϕ :	Flux de chaleur	[W]
Cp :	chaleur massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
A :	Surface d'échange	[m ²]
L :	Dimension caractéristique	[m]
D :	Diamètre	[m]
U :	coefficient d'échange global	[W/m ² .K]
h:	Coefficient d'échange local	[W/m ² .K]
Re :	Le nombre de Reynolds	
Pr :	Le nombre de Prandtl	
Nu :	Le nombre de Nusselt	
Bi :	Le nombre de Biot	
Gr :	Le nombre de Grashof	
Ra :	Le nombre de Rayleigh	
Sc :	Le nombre de Schmidt	
Sh :	Le nombre de Sherwood	
r :	Résistance à l'encrassement	[m ² k°/W]

ΔT_{LM} : Différence de température moyenne logarithmique	[K]
F : Facteur de correction de température	
NUT : Nombre d'unités de transfert thermique	
e : épaisseur du tube et chicane	[m]
B : Espacement chicane	[m]
$N_p ; N_c$: Nombres de passes	
N_t : Nombre de tubes	
P : Pas triangle normal	
\dot{m} : Débit massique	[Kg/h]
V_m : la vitesse massique	[Kg/sm ²]
A_t : Section de passage	[m ²]
V_l : Vitesse linéaire	[m/s]

II. Notations grecques :

ε : Efficacité	
$\tilde{\Lambda}$: Rugosité relative	
Λ : Rugosité absolue	[m]
α : La diffusivité	[m ² .s ⁻¹]
σ : Constante de Stefan	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
λ : Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ : Viscosité dynamique	[Pa]
ν : Viscosité cinématique	[m ² .s]

III. Indices :

e: entrée

s : sortie

min : minimum

max : maximum

c : chaud

f : froid

ext : extérieur

Introduction générale

Introduction générale :

Les équipements statiques jouent un rôle très important dans différents domaines industriels, car ils assurent l'outil de production. Parmi ces équipements, les échangeurs de chaleurs de différents types. Ces derniers sont généralement installés dans les circuits de production ou dans les autres circuits d'utilités.

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique. L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par l'échange de chaleur entre le fluide primaire (le plus chaud) et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échange de chaleur par conduction thermique dans la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide secondaire par convection de chaleur à la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des évaporateurs). Les processus de transfert présentent une réciprocity : convection, conduction (paroi), convection. Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante ou non le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_c et T_f des fluides.

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants : transferts thermiques, mécaniques des fluides, corrosion, encrassement, etc...

Notre étude envisagée dans ce travail, est la mise en évidence les paramètres énergétiques, calorifiques et dimensionnement d'un échangeur tube et calandre ainsi que l'impact de la corrosion sur l'efficacité.

Dans le premier chapitre, nous allons présenter des généralités sur les différents types d'échangeurs utilisés dans les différentes industries dont leurs rôles, les matériaux les plus utilisées, la nature des différents fluides ainsi que leurs spécificités.

Ensuite dans le deuxième chapitre nous allons parler sur les différents principes de calcul des échangeurs de chaleur.

Enfin dans le troisième chapitre, nous allons établir une étude et un dimensionnement sur un échangeur de chaleur à tubes et calandre, pour deux fluides circulant à contre-courant.

CHAPITRE I
GENERALITES SUR LES
ECHANGEURS DE
CHALEUR

GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.1 Introduction :

Un échangeur de chaleur ou échangeur thermique, est un appareil qui est basé principalement sur le transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Les deux fluides n'effectuent aucun échange mais en réalité c'est le fluide chaud qui cède une partie de la chaleur qu'il possède au fluide froid et n'en reçoit rien en échange.

L'énergie thermique est utilisée dans les industries occupe un rôle important aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement, la principale caractéristique d'un échangeur est donc la surface de la paroi qui sépare les deux fluides et au travers de laquelle la chaleur est transférée. Il existe différents types d'échangeurs thermiques, utilisés dans différents domaines.

Ce chapitre présente des généralités sur les différents types d'échangeur utilisé dans les différentes industries, en donnant leurs propriétés, domaines d'utilisation, ...etc, nous allons découvrir tout ce qu'il y'a à savoir sur l'échangeur thermique, de son principe de fonctionnement à son efficacité, en passant par les différents types que l'on peut trouver.

I.3 Rôle de l'échangeur thermique :

L'échangeur thermique a pour rôle de transférer l'énergie calorifique d'un fluide vers un autre, ceci sans les mélanger. Dans le cas d'un système de chauffage ou de production d'eau chaude, un premier fluide dit « chauffant », considéré comme le fluide primaire, sert à chauffer le fluide secondaire. Pour un bon échange, les deux fluides doivent être de température différente, c'est pour cela que l'un est chaud et l'autre froid.

Pour effectuer le transfert de chaleur, l'échangeur thermique a besoin d'un matériau qui soit assez conducteur afin d'optimiser l'échange, tout en limitant le plus possible

les déperditions de chaleur. Dès lors que le transfert de chaleur s'effectue entre les deux fluides, alors l'échangeur thermique a pleinement accompli sa mission.



Figure I-1- Echangeur de chaleur contre-courant

Il faut en outre savoir que l'échangeur thermique ne sert pas seulement à réchauffer un fluide. Selon le système pour lequel il est utilisé, son rôle est d'assurer la réfrigération du fluide, c'est le cas pour les climatiseurs ou encore les réfrigérateurs.

I.4 Principe de fonctionnement :

Pour fonctionner, l'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant des calories. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé.

I.5 Nature de circulation des fluides dans un échangeur :

Ces fluides peuvent évoluer différemment d'un échangeur thermique à l'autre. Ainsi, ils peuvent circuler :

- À contrecourant, lorsqu'ils se déplacent dans un sens opposé l'un par rapport à l'autre
- À courants parallèles, ou à co-courant, lorsqu'ils évoluent tous deux dans le même sens
- À courants croisés, dès qu'ils se déplacent à la fois à contrecourant et à co-courant
- Le mode de circulation influence 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.

L'évolution à co-courant est peu prisée, car les deux autres possibilités sont plus efficaces. De ce fait, on trouve beaucoup d'échangeurs thermiques dont les fluides évoluent à contre-courant ou à courants croisés.

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.

I.6 Les matériaux les plus utilisés :

Pour que l'échangeur thermique fonctionne bien, la capacité conductrice d'un matériau est primordiale. En effet, plus le matériau sera conducteur, plus l'échange de chaleur sera optimal et efficace. Parmi les matériaux les plus utilisés, on retrouve notamment :

- Le cuivre
- L'aluminium
- L'acier

Ce sont ces matériaux que l'on trouve dans la plupart des radiateurs à inertie fluide, des chaudières, ou encore des chauffe-eau. On les trouve aussi dans les radiateurs des véhicules ou encore dans les VMC.

I.7 Les principales technologies utilisées :

Le fonctionnement d'un échangeur thermique se fait grâce à deux principaux dispositifs :

- Les plaques
- Les tubes

I.8 Types d'échangeurs de chaleur :

La plupart des échangeurs de chaleur appartiennent à l'un des types suivants :

I.8.1 Échangeur à spirales :

Il s'agit de préchauffeurs de type tubulaire qui sont complètement enfermés dans la boîte des tubes ou à l'intérieur de la section vapeur de lait. Comme il est impossible d'inspecter l'intérieur de ce type d'échangeur, un programme de nettoyage est essentiel.

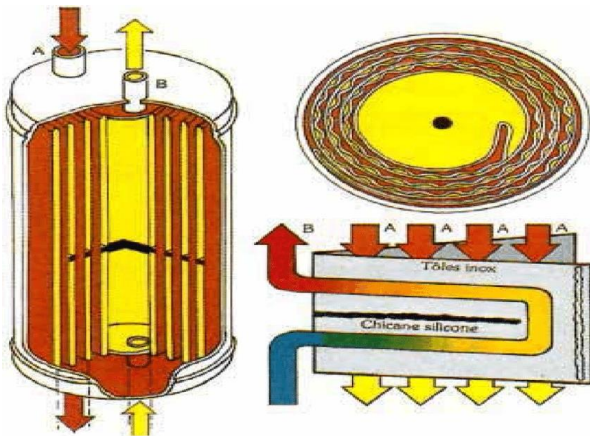


Figure I.2 : échangeur a spirale vu couper



Figure I.3 : échangeur a spirale haute pression auto nettoyant

I.8.2 Échangeur à surface froide :

Dans ce type d'appareil, le lait est réparti sur les serpentins refroidisseurs au moyen d'un tuyau ou d'une gouttière de distribution. Le lait passe du serpentin situé le plus bas à un bac collecteur. Le produit étant exposé à l'air dans ce système, il peut être contaminé par des matières en suspension dans l'air.

I.8.3 Échangeur tubulaire :

Ce type d'appareil est constitué de deux tubes concentriques. Le produit circule à l'intérieur du tube de petit diamètre ; il entre par le point situé au bas et ressort de l'échangeur par le haut. Le fluide caloporteur ou frigorigène entre au haut par le tube le plus large, circule dans l'espace entre les deux tubes, puis ressort au bas. Le système est conçu de manière à garder les deux substances séparées, on distingue 3 catégories :

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpentín.
- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
 1. Echangeur à tubes séparés
 2. Echangeurs à tubes rapprochés
 3. Echangeurs à tubes ailettes
 4. Echangeur à calandre

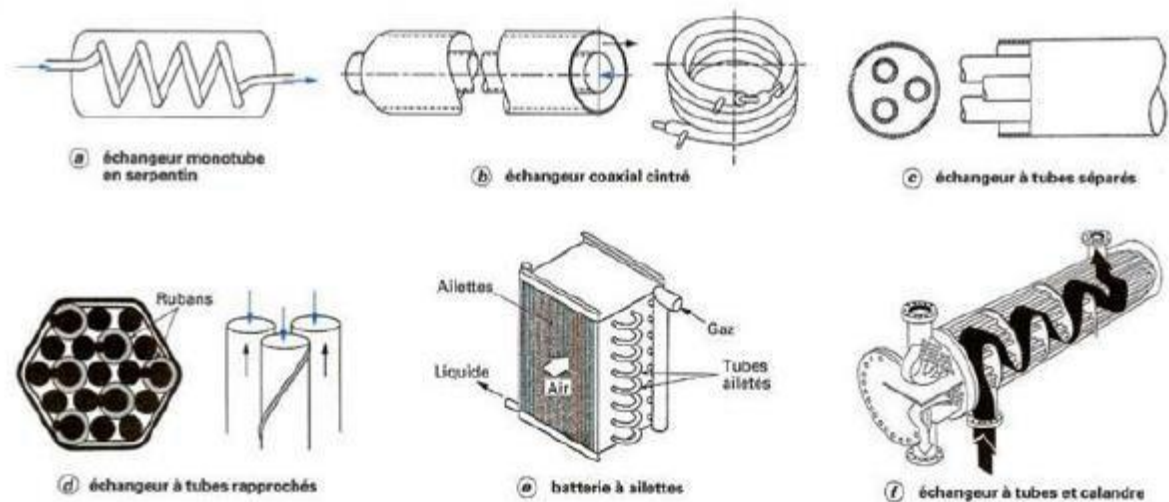


Figure I.4 : Les différents types d'échangeurs tubulaires

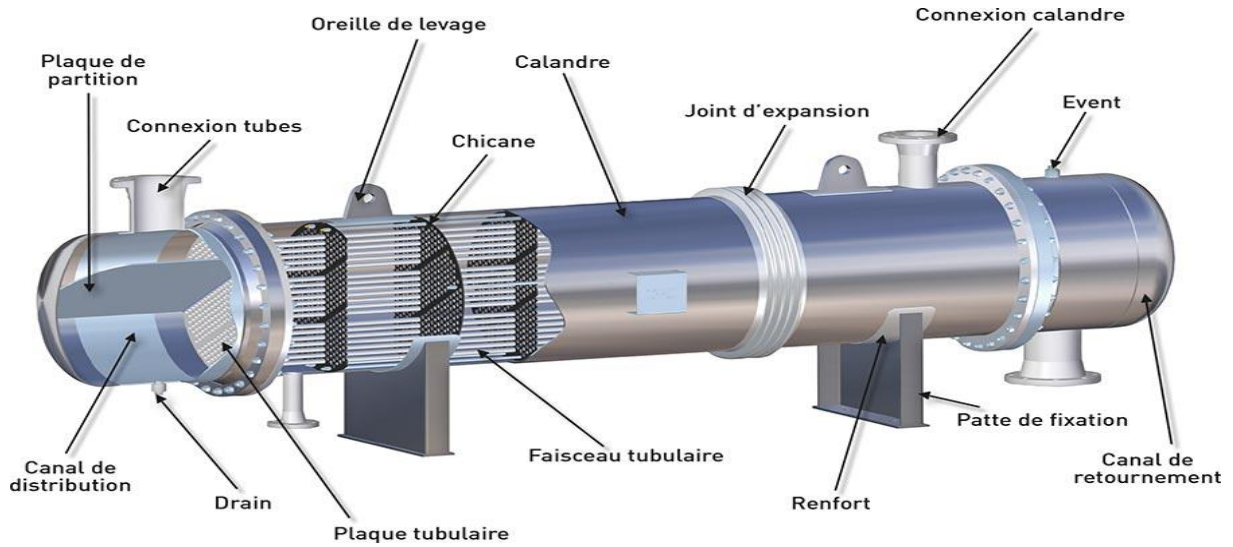


Figure I.5 : Echangeur tubulaire

I.8.4 Échangeur à plaques :

Ce type d'appareil est constitué d'un certain nombre de plaques en acier inoxydable, scellées aux extrémités par des joints et maintenues fermement ensemble par une presse. Le lait et le fluide caloporteur ou frigorigène circulent en alternance entre les plaques. Les fluides s'écoulent entre ces plaques dans des canaux plats ou la circulation peut être soit diagonale ou latérale. Il y a alternance du fluide froid et du fluide chaud d'un canal au suivant, globalement, la distribution des fluides entre les canaux se fait en U, en Z ou un schéma multi-passes (voir figure I-6 et figure I-7). Ils sont surtout recommandés lorsqu'il s'agit de transférer de la chaleur entre deux liquides, d'une part parce que la surface d'échange est importante par rapport au volume de l'appareil et d'autre part parce que les fluides se trouvent en turbulence au cours de la traversée de l'appareil.

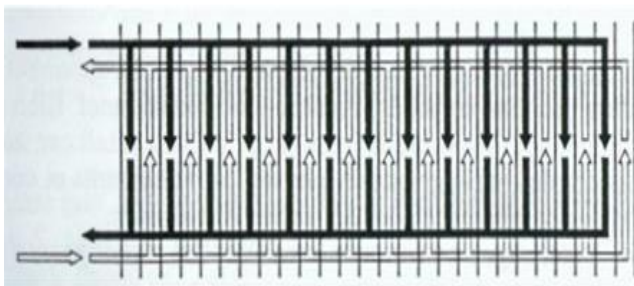


Figure I.6 : Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque

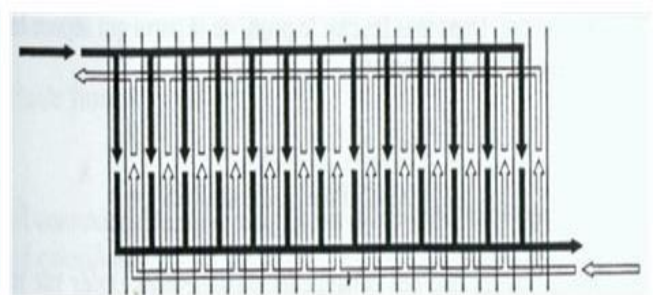


Figure I.7 : Distribution en Z mono passe dans un échangeur à plaque

Le système est conçu de manière à garder les deux substances séparées.

- Vérifier et consigner la pression afin de s'assurer qu'elle est plus élevée du côté du produit que de celui du fluide, d'au moins 14 kPa.
- Établir un programme régulier de surveillance de l'état des plaques (piqûres de corrosion dans les plaques, état des joints d'étanchéité, fissures, etc.) qui tient compte des spécifications de conception, des conditions d'opération, du nombre d'heures de fonctionnement, de l'usure, de l'historique des plaques et des joints d'étanchéité.
 - Si des piqûres de corrosion ont été constatées dans les plaques d'une section quelconque, vérifier toutes les plaques de la même section.
 - Si, lors de l'inspection, on constate que les plaques sont sales, inspecter et nettoyer manuellement l'échangeur tous les jours jusqu'à ce qu'un programme de nettoyage efficace ait été mis en place.
- Vérifier l'intégrité de toutes les surfaces d'échange thermique en contact avec des produits alimentaires au moins tous les ans (par exemple, par pénétration de colorant, contrôle à la teinture, aptitude à maintenir une pression, etc.).
 - En cas de problèmes d'intégrité de l'échangeur de chaleur (problèmes avec les plaques ou les joints), procéder à des inspections plus fréquentes pour s'assurer que les problèmes ont été réglés.
- Tenir des registres pour indiquer que les essais ont été effectués.
 - Consigner également la cause de toutes les déficiences (par exemple, âge du matériel, compression, fatigue du métal, etc.).

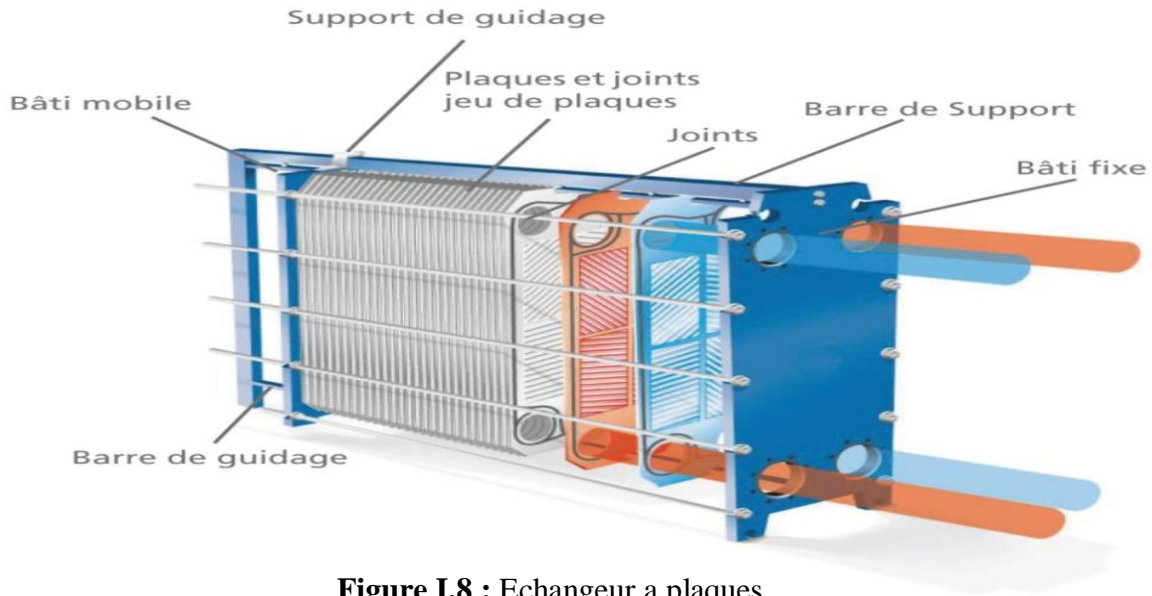


Figure I.8 : Echangeur a plaques

I.9 Les transferts de chaleur :

La thermodynamique nous apprend que l'énergie peut être transférée à partir d'interactions entre le système et son environnement, sous forme de chaleur et de travail. Cependant, la thermodynamique ne se préoccupe que de l'état initial et de l'état final du système à l'équilibre, et ne fournit aucune information sur la nature des interactions mises en jeu et sur l'évolution temporelle du système entre les deux états d'équilibre.

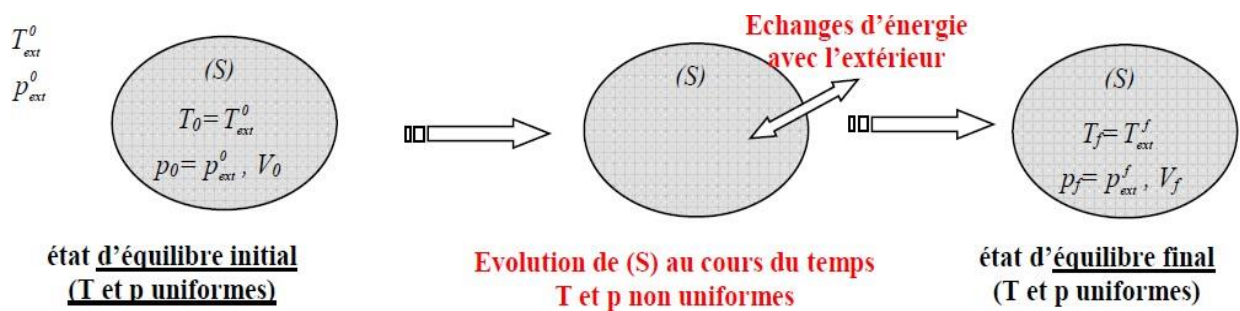


Figure I.9 Transfert thermique d'un système

Un transfert de chaleur au sein d'un système ne se produit que s'il existe des gradients de Température entre les différentes parties du système, ce qui implique que celui-ci n'est alors pas à l'équilibre thermodynamique (la température n'est pas uniforme dans tout le système). Au cours de la transformation du système vers un état d'équilibre final, la température va

évoluer à la fois en temps et en espace. Le but de l'analyse des transferts de chaleur est d'identifier quels sont les modes de transfert mis en jeu au cours de la transformation et de déterminer quantitativement comment varie la température en chaque point du système au cours du temps.

I.9.1 Définitions :

- Les transferts de chaleur sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température, $T(x, y, z, t)$.
- La variation dans le temps en un point $M(x, y, z)$ du système est donnée par la dérivée partielle de $T(x, y, z, t)$ par rapport au temps : $\frac{\partial T}{\partial t}$

Pendant un intervalle de temps dt , la variation de température en un point M sera :

$$dT = \frac{\partial T}{\partial t} dt \quad (2)$$

- La variation dans l'espace à un instant t est donnée par le gradient de température

$$\vec{\nabla} T = \overrightarrow{grad} T = \begin{pmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (3)$$

I.9.2 Flux de chaleur :

Un flux de chaleur est une quantité d'énergie transférée sous forme de chaleur par unité de temps. C'est donc une puissance, qui s'exprime en Watt (J/s) :

$$\phi = \frac{Q}{t} = \dot{Q} \quad (4)$$

I.9.3 Densité de flux de chaleur :

En général, le flux échangé à travers une surface n'est pas uniforme sur toute la surface. On définit alors une densité de flux de chaleur, φ qui correspond à un flux de chaleur par unité de surface (en W/m^2).

Exemple : flux de chaleur échangé par un système avec l'extérieur à travers une surface S :

\vec{n} Est la normale extérieure à l'élément de surface dS . Le signe '-' est introduit pour respecter la convention suivante, on compte positivement le flux qui entre dans le système.

$$\varphi = \iint_{\Sigma} \varphi d\Sigma = \iint_{\Sigma} -\vec{\varphi} \cdot \vec{n} \cdot d\Sigma \quad (5)$$

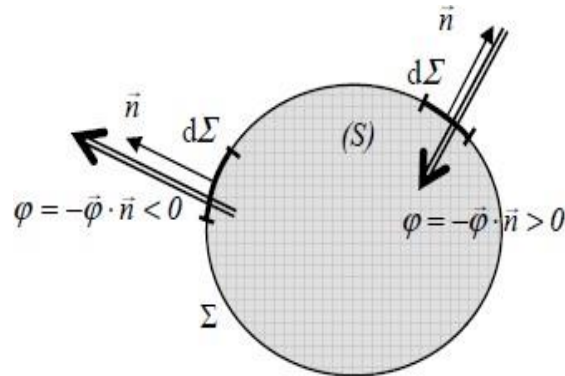
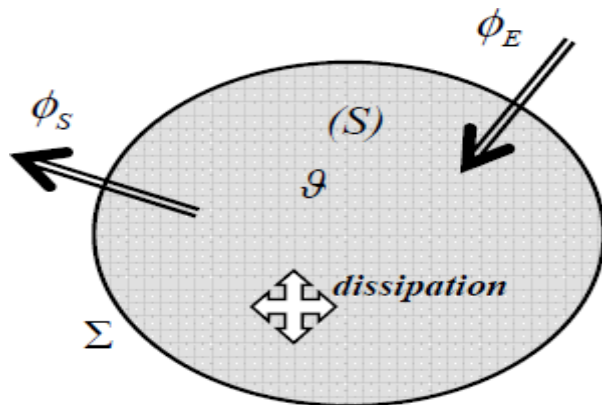


Figure I.10 Flux de chaleur échangé par un système avec l'extérieur à travers une surface S

I.9.4 Formulation d'un problème de transfert de chaleur :

Pour déterminer quantitativement l'évolution de la température à l'intérieur du système dans l'espace et dans le temps, l'équation qui permet d'obtenir cette information s'appelle l'équation de l'énergie ou équation de la chaleur. On réalise un bilan d'énergie sur le système c'est-à-dire que l'on applique le premier principe de la thermodynamique.

- Etape 1 : on définit un volume de contrôle (V) limité par une surface de contrôle Σ à travers laquelle de l'énergie et de la matière peuvent circuler.
- Etape 2 : on fait l'inventaire des différents flux d'énergie mis en jeu qui influent sur l'état du système. Par exemple, si on s'intéresse aux flux de chaleur :



ϕ_E : Flux de chaleur entrant

ϕ_S : Flux de chaleur sortant

ϕ_{PR} : Flux de chaleur dissipé: (produit) dans le volume.

ϕ_{PR} : À pour origine une autre forme d'énergie (chimique, électrique (effet Joule), nucléaire) qui est convertie en énergie thermique à l'intérieur du volume.

Figure I.11 Présentation des différents flux mis en jeu dans un volume de contrôle

Variation de l'énergie interne, qui se traduit par la variation de la température du volume.

- Etape 3 : on fait le bilan d'énergie en appliquant le premier principe de la thermodynamique :

$$\text{Accumulation} = \text{Entrée} - \text{Sortie} + \text{Production}$$

Si on suppose que le volume est incompressible (le travail des forces de pression est nul) et au repos, le premier principe s'écrit, pour une évolution entre les instants t et $t + dt$:

$$dU = dQ = dQ_{int} + dQ_{ext} \quad (6)$$

Le terme dQ tient compte à la fois des échanges de chaleur avec l'extérieur, dQ_{ext} (lié à

$\phi_E - \phi_S$), et du dégagement de chaleur interne, dQ_{int} issu de la conversion d'une autre forme d'énergie en chaleur (lié à ϕ_{PR}).

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ_{ext}}{dt} + \frac{dQ_{int}}{dt} = \phi_E - \phi_S + \phi_{PR} \quad (7)$$

- Etape 4 : on établit les expressions des différents flux

I.10 Les trois modes de transfert de chaleur :

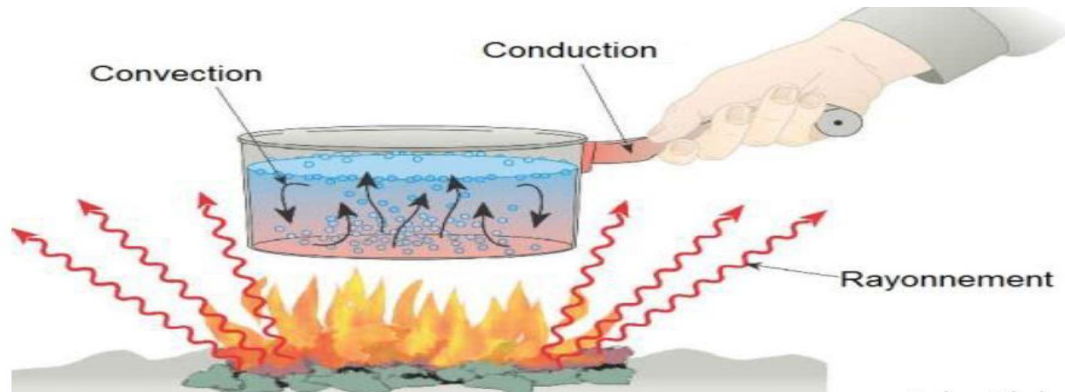


Figure I.12 Transfert de chaleur par les trois modes de transferts

I.10.1 Transfert de chaleur par conduction dans les solides ou les fluides au repos :

I.10.1.1 Définition :

Le processus de transfert de chaleur par conduction s'appuie sur un milieu matériel sans mouvement de matière et est due à des phénomènes physiques microscopiques (agitation des atomes ou des molécules, flux d'électrons libres...). Il peut être vu comme un transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes qui ont une énergie de vibration élevée) vers les particules les moins énergétiques (les particules froides d'énergie de vibration moins élevée), due aux collisions entre particules. Dans les solides, le transfert d'énergie peut également se produire sous l'effet du déplacement d'électrons libres dans le réseau cristallin (par exemple pour les métaux). Ainsi les bons conducteurs d'électricité sont en général également de bons conducteurs de la chaleur.



Figure I .13 Transfert de chaleur par conduction

I.10.1.2 Flux de chaleur échangé par conduction – loi de Fourier :

Ce mécanisme de transfert est régi par une loi phénoménologique établie par Joseph Fourier en 1822, stipulant que la densité de flux échangée par conduction est proportionnelle au gradient de température (proportionnalité entre la cause (le gradient) et l'effet (le flux)). Cette

loi, appelée loi de Fourier, s'écrit :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \vec{\nabla} T \quad \text{m}^{-2} \quad (8)$$

Le signe '-' intervenant dans cette loi traduit le fait que le flux de chaleur circule des zones chaudes vers les zones froides (dans le sens opposé au gradient de température).

Le coefficient de proportionnalité λ est la conductivité thermique, en $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

I.10.1.3 La conductivité thermique :

La conductivité thermique dépend de la nature du corps considéré et dépend généralement de la température. Elle traduit la capacité d'une matière à transporter la chaleur par conduction.

Ainsi, pour un gradient de température donné, le flux de chaleur sera d'autant plus important que la conductivité sera grande. Pour les matériaux conducteurs de la chaleur,

λ sera élevée et inversement sera faible pour les isolants. Exemples à la température ambiante :

$$\lambda_{\text{Laine de verre}} = 0.04 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\lambda_{\text{air}} = 0.026 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{L'air immobile est un très bon isolant})$$

$$\lambda_{\text{cuivre}} = 390 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\lambda_{\text{verre}} = 1.2 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Par ailleurs, pour un flux de chaleur donné, le gradient de température sera d'autant plus faible que λ est grand. Pour des flux modérés, on pourra ainsi dans certains cas considérer que la distribution de température à l'intérieur d'un corps de grande conductivité thermique est quasi uniforme.

I.10.2 Transfert de chaleur par convection :

I.10.2.1 Définition :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière.

Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement

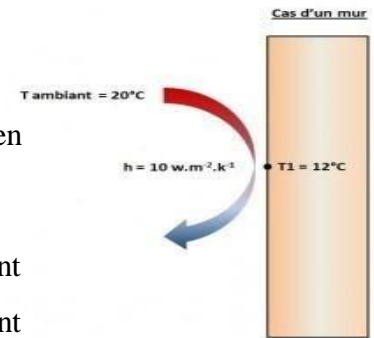
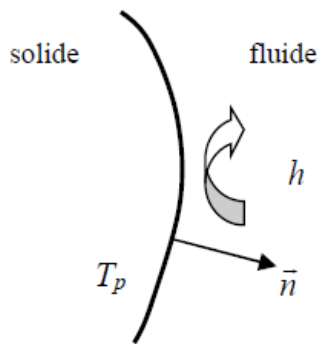


Figure II.14 Transfert de chaleur par convection

I.10.2.2 Flux de chaleur échangé par convection – loi de Newton :



Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton qui stipule que la densité de flux de chaleur échangé entre une paroi solide et un fluide en écoulement est proportionnelle à l'écart de température qui lui a donné naissance.

Du point de vue du solide (flux entrant dans le fluide ou sortant du solide si $T_p > T_\infty$) :

$$\vec{\varphi} = h(T_p - T_\infty)\vec{n} \quad (9)$$

h est une grandeur positive appelée coefficient d'échange convectif, en $(W.m^{-2}.K^{-1})$. Ce coefficient dépend de nombreux paramètres (fluide, type d'écoulement, état de surface...) il est donc extrêmement difficile à quantifier précisément.

Le rapport de $\frac{Gr}{Re^2}$ détermine quel type de convection distingue trois types de convection :

➤ Convection naturelle ($\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$) :

Les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou par des gradients de compositions.

➤ **Convection forcée** ($\frac{Gr}{Re^2} \gg 1$) :

Le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieurs (pompe, ventilateur...).

➤ **Convection mixte** ($\frac{Gr}{Re^2} \cong 1$) :

Lorsque les deux types de convection coexistent dans un système

I.10.3 Transfert de chaleur par rayonnement :

I.10.3.1 Définition :

Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique.

Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par un vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel.

Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle (agitation des électrons constituant la matière dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative. Le phénomène d'absorption est la conversion inverse.

I.10.3.2 Flux de chaleur échangé par rayonnement- loi de Stefan :

Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps à des températures différentes séparés par un vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Stefan.

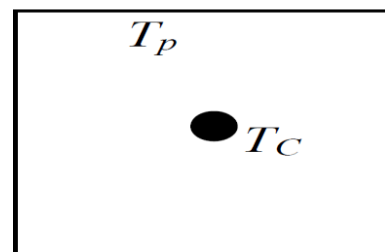
Exemple :

$$\varphi = \varepsilon' \cdot \sigma (T_p^4 - T_c^4) \quad (10)$$

ε' : Émissivité du corps ($0 < \varepsilon' \leq 1$)

σ : Constante de Stefan = 5.67 $\cdot 10^{-9}$ W.m⁻².K⁻⁴

Figure I.15 Corps de petite dimension placée dans une enceinte fermée



I.10.4 Combinaison des différents modes de transferts :

Dans beaucoup de situations, il y a coexistence de 2 ou même 3 des modes de transferts thermiques décrit précédemment.

Fort heureusement, il est fréquent qu'un mode soit prépondérant et simplifie l'analyse, avant de finir ce paragraphe, signalons que certains échanges de chaleur s'accompagnent d'un changement d'état (vaporisation, condensation, fusion et congélation) ces phénomènes se comportent alors comme une source (ex ; de la condensation) ou un puits de chaleur (ex : de la vaporisation).

I.11 Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur :

I.11.1 Nombre de Reynolds, Re :

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent) :

$$Re = \frac{u.L}{\nu} \quad (11)$$

u : vitesse caractéristique du fluide [m/s]

L : dimension caractéristique [m]

ν : viscosité cinématique du fluide [m²/s]

Avec :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (12)$$

ρ : masse volumique du fluide [m/s]

μ : viscosité dynamique du fluide [Pa.s ou kg/ (m.s) ou poiseuille PI, ou encore un dixième de poise PO] d'où la formulation classique :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (13)$$

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement dans le cas d'un écoulement à l'intérieur d'un conduit cylindrique de paroi lisse on a :

$Re \leq 2300$ Régime laminaire

$Re \geq 9800$ Régime turbulent

I.11.2 Nombre de Prandtl, Pr :

Est un nombre sans dimension, il représente le rapport entre la diffusivité de quantité v (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique.

Ce nombre porte le nom de Ludwig Prandtl, un physicien allemand.

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha_{th}} \quad (14)$$

$$\alpha_{th} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (15)$$

λ : la conductivité thermique $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

α_{th} : la diffusivité thermique en $m^2 \cdot s^{-1}$

C_p : la chaleur massique en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques à des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un Prandtl faible (ex : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

I.11.3 Nombre de Nusselt, Nu :

C'est un nombre adimensionnel lié à la continuité du flux thermique en $y=0$, la condition de non glissement du fluide sur la paroi (vitesse nulle) impose l'égalité :

$$Nu_\mu = \frac{h \cdot D}{\lambda} = -\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (16)$$

➤ Pour un régime laminaire ($Re \leq 2300$) :

La corrélation de Sieder et Tate :

$$Nu = 1,86 (Re \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{D}{x}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (17)$$

μ_f : viscosité dynamique du fluide à la température moyenne T_m [Kg/m.s].

μ_p : viscosité dynamique du fluide à la température des parois T_p [Kg/m.s].

➤ Pour le régime turbulent ($Re \geq 9800$) :

Corrélation de Colburn :

$$Nu_e = 0,023 \cdot (Re)^{0,8} (Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

I.11.4 Rugosité relative, $\tilde{\Lambda}$:

La rugosité relative $\tilde{\Lambda}$ d'un tuyau est donné par :

$$\tilde{\Lambda} = \frac{\Lambda}{D_h} \quad (19)$$

Où Λ est la rugosité absolue [m] et D_h le diamètre hydraulique [m].

I.11.5 Le nombre de Biot, Bi :

Le nombre de Biot est défini comme :

$$Bi = \frac{h.L_s}{\lambda_s} \quad (20)$$

Où L_s est la longueur selon laquelle la conduction se passe, h est le coefficient de transfert de chaleur par convection [W/ (m².K)] et λ_s est la conductivité du solide [W/m.K]. Le nombre de Biot est donc le rapport entre la résistance thermique de conduction et la résistance thermique de convection. Si le nombre de Biot est plus petit que 0,1 la variation de température dans le solide est inférieure à 5% donc négligeable. L'approche de comportement en bloc est alors justifiée.

I.11.6 Le nombre de Grashof, Gr :

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$Gr = \frac{g.\beta.L^2.(T_p - T_{ext})}{\nu^2} \quad (21)$$

Où g est l'accélération de pesanteur [m/s²], β le coefficient de dilatation ou d'expansion thermique [1/K], T_p la température au parois et T_{ext} la température externe. Le nombre de Grashof joue un rôle identique à Re en convection forcée.

Le rapport de $\frac{Gr}{Re^2}$ détermine quelle type de convection on a :

- $\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$: convection forcée.
- $\frac{Gr}{Re^2} \gg 1$: convection naturelle.
- $\frac{Gr}{Re^2} \cong 1$: convection mixte.

I.11.7 Le nombre de Rayleigh, Ra :

Le nombre de Rayleigh regroupe les nombres de Prantl et Grashof et est donné par :

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_{ext})}{\nu \cdot \alpha} \quad (22)$$

Sa valeur nous indique si on est en laminaire ou turbulent pour un système en convection naturelle.

I.11.8 LE nombre Schmidt, Sc :

Le nombre de Schmidt est défini comme :

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot \alpha_m} \quad (23)$$

Ou α_m est la diffusivité massique [m^2/s]. Le nombre de Schmidt est le pendant du nombre de Prandtl pour diffusion massique.

I.11.9 Le nombre de Sherwood, Sh :

Le nombre de Sherwood est donné par :

$$Sh = \frac{h_m \cdot L}{\alpha_m} \quad (24)$$

Ou h_m est le coefficient de transfert de matière [m/s]. Le nombre de Sherwood est le pendant du nombre de Nusselt pour diffusion massique.

CHAPITRE II :
PRINCIPE DE CALCUL
DES ECHANGEURS
DE CHALEUR

PRINCIPE DE CALCUL DES ECHANGEURS DE CHALEUR

II.1 Méthodes de calcul analytique et numérique :

Les méthodes analytiques globales, telles que la méthode de l'écart moyen logarithmique ou la méthode de l'efficacité, sont toutes basées sur une approche intégrale, elles présentent donc, du fait de leurs hypothèses, certaines limitations :

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

D'une part, ces méthodes nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs dès qu'on l'on s'éloigne des dimensions standards et, d'autre part, elles sont particulièrement inadaptées pour les appareils tels que les évaporateurs ou les condenseurs fonctionnant en régime bi phasique.

Les méthodes numériques essaient d'améliorer la précision du calcul en décomposant les phénomènes physiques mis en jeu et en prenant en compte la nature de l'écoulement.

II.1 Méthodes de calcul analytique :

II.1.1 Principes de calcul :

Plusieurs types de calculs peuvent être envisagés. Les deux principaux sont les suivants :

La détermination de la surface d'échange A_L connaissant la puissance échangées, et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (fluide chaud, T_{1e}, T_{1s} ; fluide froid, T_{2e}, T_{2s} ; Fig II.1).

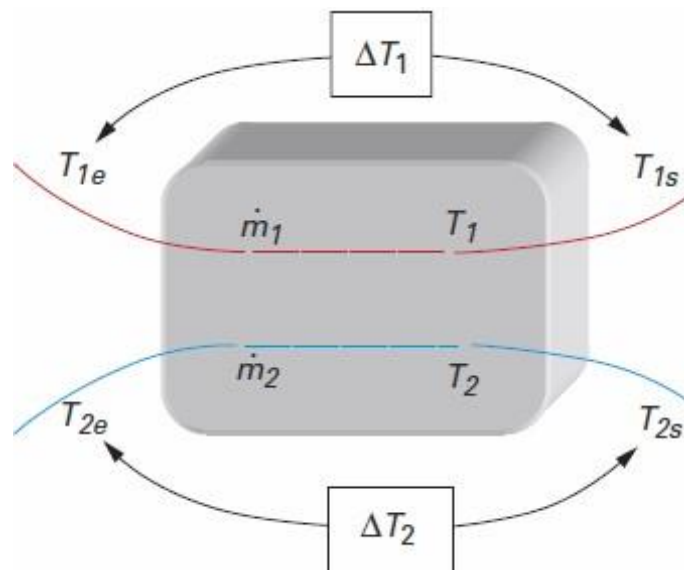


Figure II.1 Représentation schématique du quadripôle

C'est la méthode de ΔT_{LM} , différence de température moyenne logarithmique.

Cette méthode est particulièrement bien adaptée au mode dimensionnement, la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

C'est la méthode de l'efficacité NUT. Elle est bien adaptée au mode évaluation. Les deux méthodes peuvent être utilisées simultanément en particulier lorsqu'on désire faire varier certaines grandeurs

II.1.2 Détermination du coefficient d'échange global :

Formulation générale :

Quelle que soit la méthode, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global K . on considère un fluide chaud de température de mélange T_1 et un fluide froid de température de mélange T_2 de part et d'autre d'une paroi d'échange (Figure II.2).

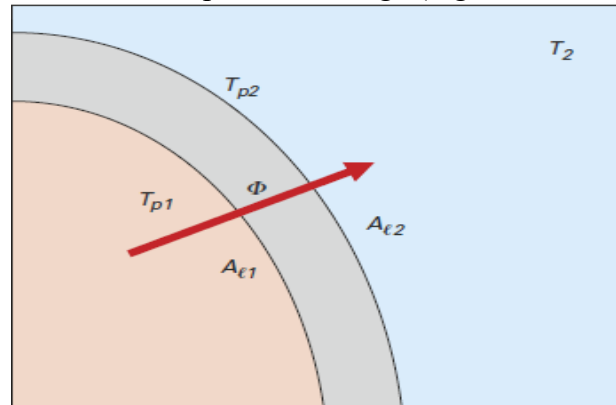


Figure II.2 Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange

L'aire de la surface de la paroi d'échange coté chaud, de température T_{p1} , A_{L1} est l'aire de la surface coté froid, de température T_{p2} et T_{L2} .

On considère que le flux de chaleur ϕ , est uniquement transversal.

On peut écrire ce flux de plusieurs façons différentes :

-flux convectif entre le cœur du fluide chaud et de la surface d'échange A_{L1}

$$\phi = h_1 \cdot A_{L1} (T_1 - T_{p1}) = \frac{(T_1 - T_{p1})}{R_{S1}} \quad (25)$$

Avec h_1 coefficient d'échange convectif entre le fluide et la paroi, R_{S1} : résistance thermique superficielle qui lui est liée.

-flux conductif à travers la paroi d'échange :

$$\phi = \frac{(T_{p1} - T_{p2})}{R_c} \quad (26)$$

Avec R_c résistance thermique de conduction.

-flux convectif entre la surface d'échange et le cœur du fluide froid :

$$\phi = h_2 \cdot A_{L2} \cdot (T_{p2} - T_2) = \frac{(T_{p2} - T_2)}{R_{s2}} \quad (27)$$

Avec h_2 coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi, R_{s2} résistance thermique superficielle qui lui y est liée.

On peut définir le coefficient d'échange globale K en écrivant le flux de chaleur transmis du cœur du fluide chaud à celui du fluide froid sous la forme :

$$\phi = K \cdot A_L (T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{R_t} \quad (28)$$

Avec A_L surface d'échange convenablement choisie (généralement soit A_{L1}, A_{L2}).

Ecrivant que R_t est la somme des résistances thermiques en série, on obtient :

$$R_t = R_{s1} + R_c + R_{s2} \quad (29)$$

Soit :

$$\frac{1}{K \cdot A_L} = \frac{1}{h_1 \cdot A_{L1}} + R_c + \frac{1}{h_2 \cdot A_{L2}} \quad (30)$$

Choisissant, par exemple, $A_L = A_{L1}$ comme surface d'échange de référence, on a :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_c + \frac{1}{h_2 \frac{A_{L2}}{A_{L1}}} \quad (31)$$

Et le flux s'écrit :

$$\phi = K \cdot A_{L1} (T_1 - T_2) \quad (32)$$

La formule donnant le coefficient d'échange peut être modifiée pour tenir compte de plusieurs aspects importants :

-Les surfaces d'échange peuvent comporter des extensions (ailettes...) dont la température n'est pas T_{p1} ou T_{p2} . Dans ce cas, on définit un rendement de surface ailette η_1 ou η_2 en admettant que toute la surface d'échange (extensions comprises) est la température T_{p1} ou T_{p2} .

-Les surfaces d'échange peuvent être recouvertes d'une couche de matière liée à l'encrassement de ces surfaces. On définit alors 2 résistances d'encrassement R_{e1} et R_{e2} .

Le coefficient d'échange peut alors être déterminé de façon plus générale par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_c \cdot A_{L1} + \frac{1}{h_2 \frac{A_{L2}}{A_{L1}}} \quad (33)$$

Ce calcul nécessite de connaître la température à laquelle les différentes grandeurs doivent être déterminées. On utilise généralement une moyenne appelée température caractéristique.

II.1.3 Méthode du ΔT_{LM} :

On sait que la valeur locale de la puissance élémentaire d'échange à travers un élément de la surface d'échange est donnée par l'équation :

$$d\phi = K(T_1 - T_2)dA_L \quad (34)$$

Avec K coefficient d'échange global entre le fluide 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange, T_1 et T_2 températures de mélange.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$A_L = \int \frac{d\phi}{K(T_1 - T_2)} \quad (35)$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures T_1 et T_2 dont l'évolution suivant l'écoulement doit être connue.

Pratiquement, l'intégration ne peut s'effectuer simplement qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- On définit une température moyenne caractéristique pour chaque fluide ;
- On suppose constant le coefficient d'échange global K déterminé aux températures moyennes caractéristiques.

La surface d'échange s'obtient alors par la relation :

$$A_L = \frac{\phi}{K \cdot \overline{\Delta T_{12}}} = \frac{\phi}{K \cdot \Delta t_m} \quad (36)$$

$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_m$ Est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur :

$$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_m = \frac{1}{A_L} \int_0^{A_L} (T_1 - T_2) dA \quad (37)$$

Pour les écoulements co-courant et contre-courant, et dans le cas où le coefficient d'échange peut être considéré comme constant, cette différence moyenne de température est la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{LM} .

On voit donc, qu'avec les conventions qui y ont été définies, cette quantité dépend de la configuration des écoulements.

Dans le cas où l'une des températures de sortie est inconnue, on utilise les équations du bilan thermique de l'échangeur :

$$\phi = \dot{C}_1(T_{1e} - T_{1s}) \quad (39)$$

$$\phi = \dot{C}_2(T_{2s} - T_{2e}) \quad (40)$$

Ou : $\dot{C}_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p1}$ et $\dot{C}_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p2}$

Avec \dot{C}_1 et \dot{C}_2 débit de capacité thermique, \dot{m}_1 et \dot{m}_2 débits masse, C_{p1} et C_{p2} capacités thermiques massiques, des fluides 1 et 2 respectivement.

II.1.3.1 Ecoulement co-courant :

Pour faciliter le calcul, nous représentons le quadripôle (Fig II.3) en indiquant le sens des écoulements

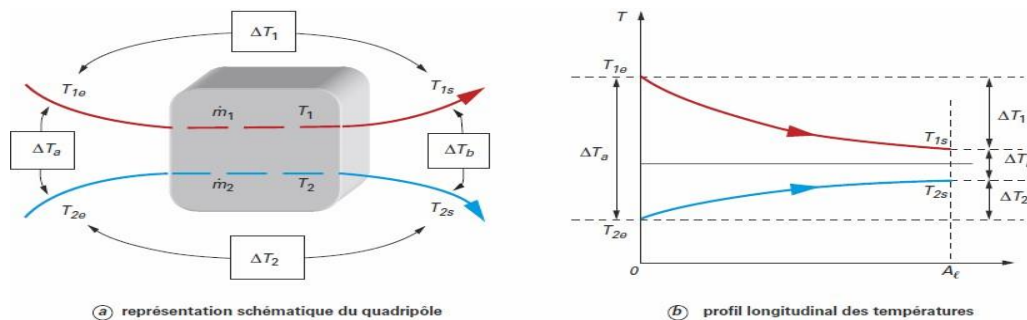


Figure II.3 Échangeur de chaleur avec écoulements co-courant

Dans ce cas, la différence de température moyenne logarithmique s'écrit :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{1e} - T_{2e}) - (T_{1s} - T_{2s})}{\ln\left(\frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{1s} - T_{2s}}\right)} \quad (40)$$

Formule que l'on écrit plus succinctement :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (41)$$

Avec $\Delta T_a = T_{1e} - T_{2e}$ et $\Delta T_b = T_{1s} - T_{2s}$ (fig.30)

On écrit donc :

$$\phi = K \cdot A_L \cdot \Delta T_{LM} \tag{42}$$

Dans un mode de dimensionnement, il convient donc de calculer par ailleurs le coefficient d'échange global pour pouvoir déterminer A_L .

II.1.3.2 Ecoulements contre-courant :

Sur la (fig II.4), nous reprenons la configuration schématique de l'échangeur, ainsi qu'un profil longitudinal des températures.

La différence moyenne de température logarithmique s'écrit dans ce cas :

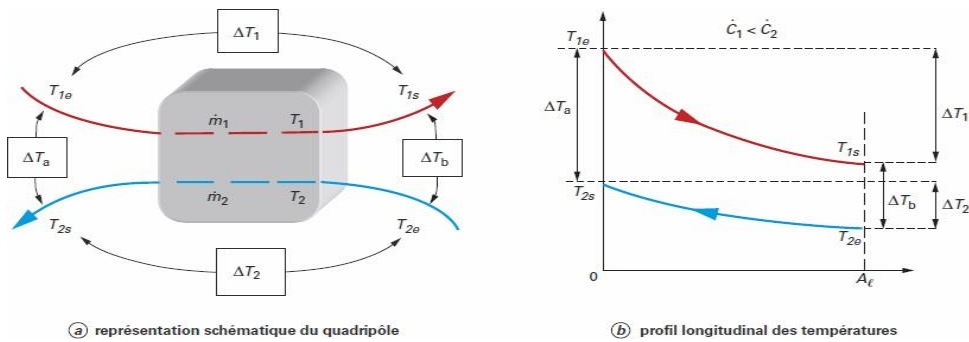


Figure II.4 Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{1e} - T_{2s}) - (T_{1s} - T_{2e})}{\ln\left(\frac{T_{1e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{2e}}\right)} \tag{43}$$

On peut encore l'écrire de façon succincte :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \tag{44}$$

Mais les définitions de ΔT_a et de ΔT_b sont différentes du cas co-courant :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2s} \text{ et } \Delta T_b = T_{1s} - T_{2e} \tag{45}$$

Pour regrouper les deux formules (co-courant et contre-courant) et en considérant les deux représentations schématiques de l'échangeur, on peut dire que ΔT_a et ΔT_b représentent les différences de température de chaque côté de l'échangeur.

II. 1.3.3 Cas d'autre configuration : courants croisés, configuration mixtes, etc... :

Pour les échangeurs à courants croisés ou autres la quantité ΔT_{LM} ne présente plus la différence de température logarithmique moyenne réelle. On introduit alors un facteur de correction F (inférieur à l'unité) fourni par des abaques :

$$\phi = K \cdot F \cdot A_L \cdot \Delta T_{LM} \quad (46)$$

ΔT_{LM} est obtenue à partir de l'analyse effectuée pour le cas contre-courant.

Ce facteur correctif dépend de la géométrie de l'échangeur mais aussi du profil de température. Celui-ci est représenté par deux facteurs généralement nommés R et P (dans la littérature anglo-saxonne), dont les définitions sont les suivantes : R correspond au rapport des débits de capacité calorifiques ($M \cdot C_p$) des deux fluides, il peut varier de 0 à $+\infty$.

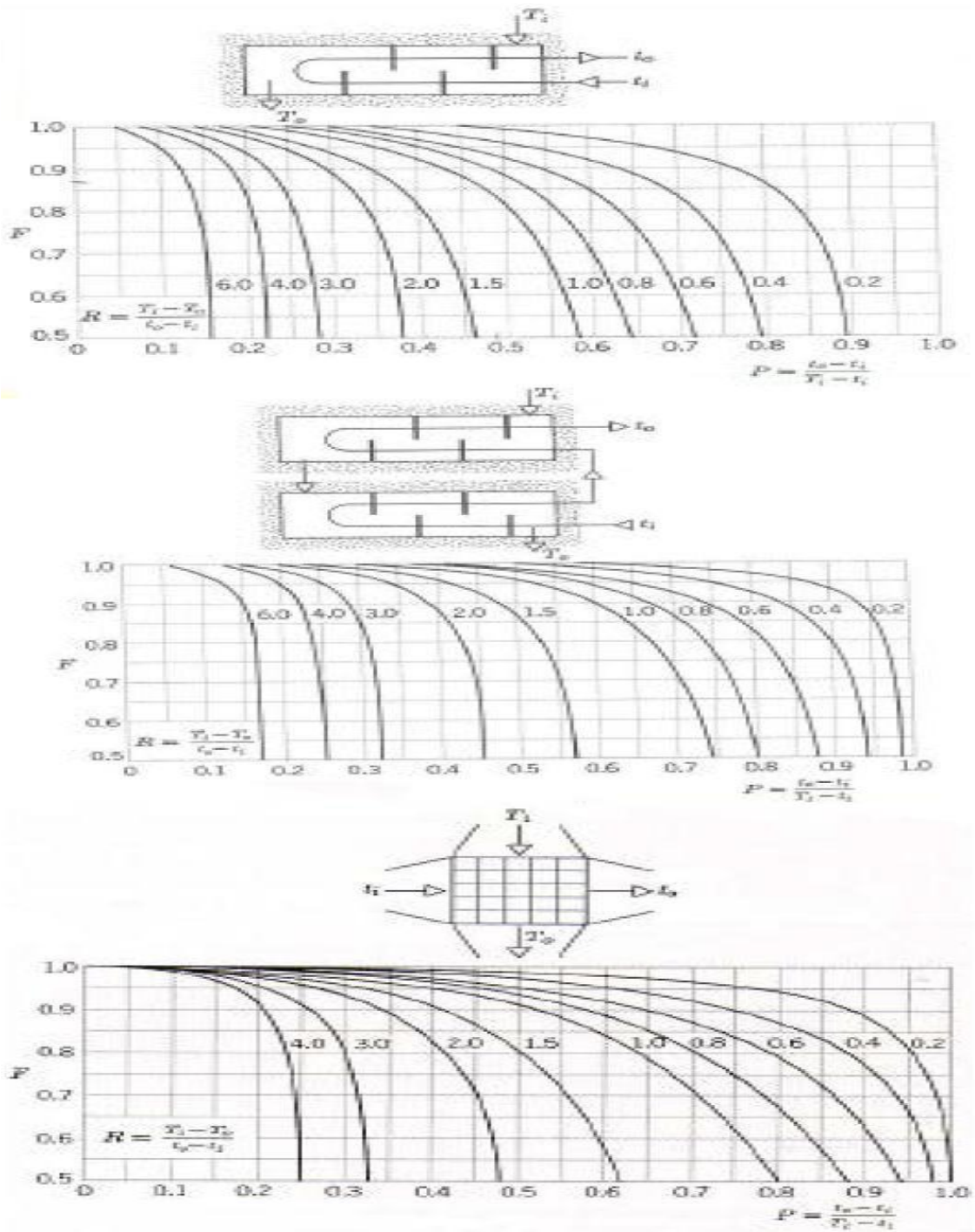


Figure II.5 Facteur correctif F pour quelques types d'échangeurs à courants croisés

P correspond au rendement de chauffage.

Si l'un des fluides sort de l'échangeur à la température d'entrée de l'autre fluide (échange maximum possible), $P=1$.

R et P sont calculés grâce au profil des températures de l'échangeur.

Dans la pratique, on recherchera des géométries telles que le facteur correctif soit supérieur à 0,8.

Paramètres R et P pour correction du ΔT :

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad (47)$$

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \quad (48)$$

Avec :

T_e, T_s : températures entrée/sortie coté calandre.

t_e, t_s : températures entrée/sortie coté tube.

II. 1.4 La méthode du NUT (Efficacité d'un échangeur) :

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

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

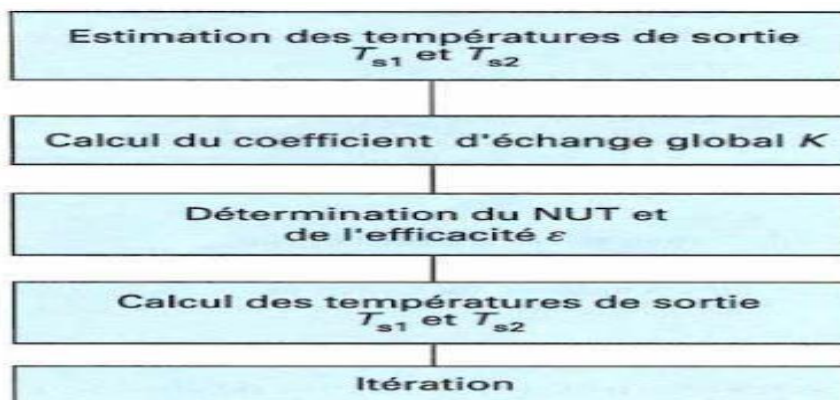


Figure II.6 Schéma de calcul (suivant NUT)

II. 1.4.1 L'efficacité d'un échangeur de chaleur :

Elle est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur (mêmes fluides, débits et températures d'entrée).

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{Max}} \quad (49)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (50)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fe} - T_{fs}) \quad (51)$$

$$\phi_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (52)$$

Donc, l'efficacité :

Pour un fluide chaud :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (53)$$

Pour un fluide froid :

$$\phi = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (54)$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à courant parallèle :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(NUT \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (55)$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à contre courants :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(NUT \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \exp\left(NUT \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1\right)\right)} \quad (56)$$

II. 1.4.2 NUT :

C'est un groupement à dimensionnelle, il est appelé nombre d'unité de transfert en abrégé NUT, il représente le pouvoir d'échange de l'appareil.

$$NUT = \frac{K.A_L}{C_{min}} \quad (57)$$

Des abaques fournissent l'efficacité à partir du NUT et du Rapport C_{min}/C_{max} ont été dressés pour la plus part de configurations courantes d'écoulements

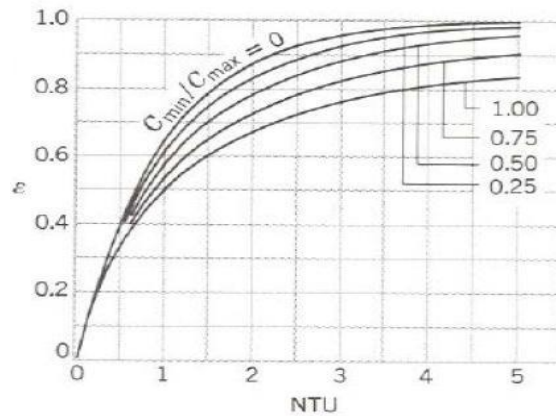


Figure II.7 Efficacité d'un échangeur à co-courant

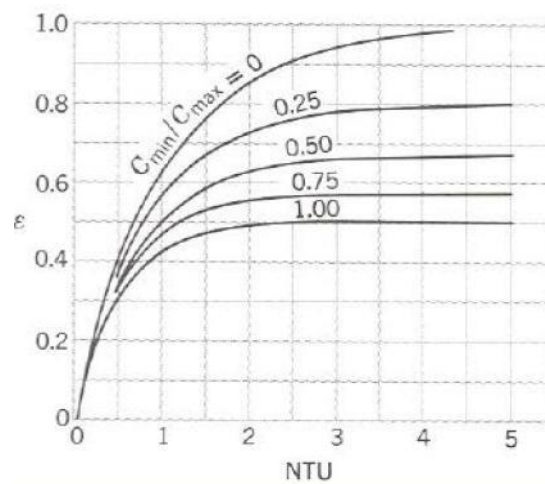


Figure II.8 Efficacité d'un échangeur à contre-courant

II.6 Conclusion :

L'échangeur devrait d'abord être défini et circonscrit. Cet appareillage relève du traitement classique où apparaissent les notions de ΔT_{LM} , de débit de capacité, de stationnarité, d'efficacité, de NUT, de coefficient d'échange global K.

L'exploitation du schéma ici développé s'adapte bien à tous les fluides monophasiques quel que soit la nature de ces fluides et de la paroi

CHAPITRE III

CALCULE ET DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR TUBE ET CALANDRE

Calcul et dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre

Résultats et discussion :

III.1 But du calcul :

Le but de ce calcul est de vérifier les performances d'un échangeur de tube et calandre, en calculant sa surface d'échange, ses pertes de charge ainsi que son efficacité avec la méthode de moyenne logarithmique de la différence de température entre deux fluides.

III.2 Données du problème :

III.2.1 Caractéristiques physiques des deux fluides :

Tableau III.1 Les caractéristiques retenues pour les fluides sont les suivantes :

Propriété	Fluide froid (Calandre)	Fluide Chaud (Tube)
Fluides	Gaz Sec	Gaz Butane
Te	$T_{fe} = -35$	$T_{ce} = 48,9$
Ts	$T_{fs} = 43,3$	$T_{cs} = -7$
Débit	$\dot{m}_f = 52,8$	$\dot{m}_c = 64$
Masse volumique	$\rho_f = 83,8$	$\rho_c = 130$
Chaleur spécifique	$C_{Pf} = 2821$	$C_{Pc} = 3260$
Conductivité thermique	$\lambda_f = 0,034$	$\lambda_c = 0,05$
Viscosité dynamique	$\mu_f = 1,23 \cdot 10^{-5}$	$\mu_c = 1,33 \cdot 10^{-5}$

III.2.2 Données Géométriques pour l'échangeur tube et calandre :

Tableau III.2 : caractéristique géométrique de l'échangeur

Calandre (Gaz sec)		Tube (Gaz Brut)	
Diamètre intérieur	$d_i = 1,040 \text{ m}$	Nombres de tubes	$N_t = 875 \text{ tubes}$
Espacement chicane	$B = 1,142 \text{ m}$	Conductivité thermique	$\lambda_p = 58,05 \text{ J/sm C}^\circ$
Nombres de passes	$N_c = 2$	Longueur des tubes	$L = 17,602 \text{ m}$

Resistances d'encrassement	$r_c=1,72.10^{-4} \text{ sm}^2\text{C}^\circ/\text{J}$	Pas triangle normal	$P=27,78 \cdot 10^{-3}$
		Diamètre intérieur des tubes	$D_i=18,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Epaisseur des chicanes	$e_c=16.10^{-3} \text{ m}$	Epaisseur des tubes	$e_t= 2,11 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
		Nombres de passes	$N_p=2$
Perte de charge admissible	$\Delta P_{adm}=1,5 \text{ Kg/cm}^2$	Résistances d'encrassement	$r_t=1,72 \cdot 10^{-4} \text{ s m}^2 \text{ C}^\circ/\text{J}$
		Pertes de charge admissible	$\Delta P_{adm}=1,65 \text{ Kg/cm}^2$

-On a 98 tubes bouchés

- U : coefficient d'échange global.
- A : surface d'échange.
- F : coefficient de convection.
- h_c : coefficient d'échange par convection coté tube.
- h_f :coefficient d'échange par convection coté calandre.
- r_i : résistance à l'encrassement coté calandre.
- r_t :résistance à l'encrassement coté tube.
- e : épaisseur du tube.
- λ_p : conductivité thermique du tube.

III.3.1 Méthode ΔT_{LM} :

Étant donné que l'on dispose des conditions d'entrée et de sortie de température ainsi que les débits de chacun des fluides en présence et leurs caractéristiques thermiques, la procédure de calcul se fait comme suit :

- Détermination de la puissance d'échange (Formule II.39).
- Détermination de la moyenne logarithmique de la différence de température à partir des conditions données en utilisant l'expression (Formule II.44).
- On déduit le coefficient d'échange de chaleur global en appliquant la formule (Formule II.46)

III.3.2 Utilisation de la formule empirique :

- Coefficient d'échange global :

Le transfert de chaleur s'effectue du fluide chaud vers le fluide froid à travers des tubes répartis à l'intérieur de l'échangeur(calandre), pour cela, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global.

- **Coefficient d'échange local :**

Les données exploitées pour le calcul théorique sont prises des fiches techniques du constructeur tel que : les débits d'entrées et de sorties de chaque fluide, leurs températures d'entrées et de sorties ainsi que leurs propriétés thermiques.

- **Méthode de calcul :**

- La section de passage (m²) : Les deux fluides traversent une surface perpendiculaire dans le sens de l'écoulement.

- Le diamètre hydraulique (m) : Il se calcule par la formule ($D_h=2.e$) (dimension caractéristique).

- Le débit massique d'un canal (Kg/h) : Vu que seuls les débits globaux sont mentionnés, le débit d'un canal est le rapport du débit total au nombre de canaux propres à chaque échangeur.

- La vitesse caractéristique (m/s) : La vitesse de l'écoulement à considérer est évidemment celle du fluide circulant à l'intérieur du canal, elle est donnée par le rapport du débit volumique (déduit du débit massique) à la section de passage.

- Les nombres adimensionnels : il s'agit des nombres de Reynolds, de Prandtl calculés par les formules (II.13), (II.14) et celui de Nusselt calculé par la formule (II.18).

-Pour un régime laminaire ($Re \leq 2300$) :

La corrélation de Sieder et Tate :

$$N_u = 1,86(R_e \cdot P_r)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{D}{x}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

-Pour le régime turbulent ($Re \geq 9800$) :

Corrélation de Colburn :

$$N_e = 0,023 \cdot (R_e)^{0,8} (P_r)^{\frac{1}{3}}$$

Coefficient de chaleur local : Que ce soit coté chaud ou coté froid, le coefficient de transfert thermique est calculé donnant le nombre de Nusselt en fonction de h.

On en déduit alors la valeur du coefficient de chaleur global en utilisant la formule :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + r_t + \frac{e}{\lambda_p} + r_c + \frac{1}{h_f}}$$

III.3.3 La surface d'échange :

La surface d'échange est déduite à partir de la formule $\Phi = H.A.DT_{LM}$ après avoir calculé la moyenne logarithmique de la différence de température ainsi que la puissance thermique d'échange.

III.3.4 L'efficacité Nu :

On prendra la puissance réelle échanger entre nos deux fluides Q (Gaz sec et Gaz brut) on la devisera sur la puissance maximal échanger Q_{max} afin de pouvoir trouver notre efficacité.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Avec :

- Q : Puissance réelle échangé entre les deux fluides

- Q_{max} : puissance maximal possible échangé

III.4 Résultats de calcul :

Equation fondamentale :

$$Q = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c_e} - T_{c_s}) = \dot{m}_p C_{p_f} (T_{f_s} - T_{f_e})$$

D'autre part :

$$Q = U A \Delta T_{LM} F$$

Avec :

U : coefficient d'échange global

A : surface d'échange

F : coefficient de convection

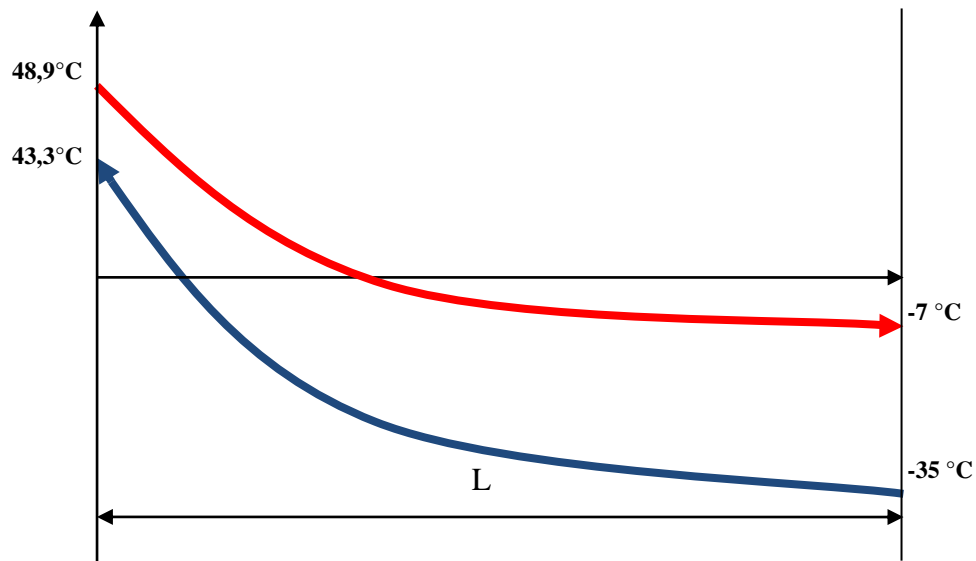
III.4.1 Calcul du ΔT_{LM} :

Figure III-1 : écoulement à contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)}$$

$$\Delta T_{min} = T_{ce} - T_{fs} = 5,6 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{max} = T_{cs} - T_{fe} = 28 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} = \frac{28 - 5,6}{\ln\left(\frac{28}{5,6}\right)} = 13,9179 \text{ °C}$$

III.4.2 Correction de ΔT_{LM} :

Nous possédons deux passe coté tube et coté calandre, alors on introduit le coefficient de correction F.

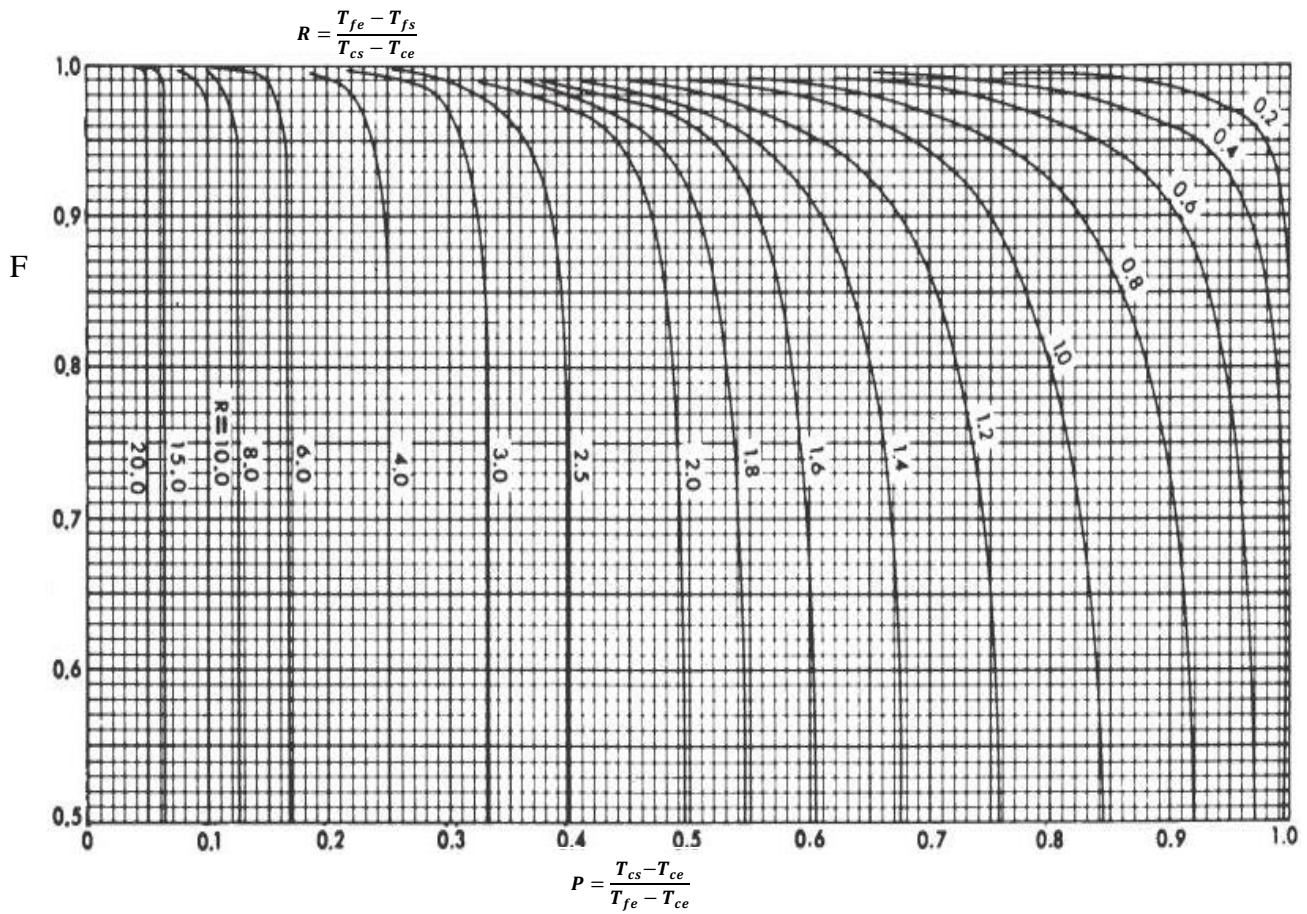


Figure III-2 : graphe de facteur de correction (2 passes coté calandre et 2 passes coté tube)

$$F=f(P ; R)$$

On obtient le coefficient de correction (F) a parti du graphe.

$$P = \frac{T_{cs}-T_{ce}}{T_{fe}-T_{ce}} = \frac{-7-48,9}{-35-48,9} = 0,6662 \quad ; \quad R = \frac{T_{fe}-T_{fs}}{T_{cs}-T_{ce}} = \frac{-35-43,3}{-7-48,9} = 1,4007$$

Pour R=1,4 et P= 0,66 on obtient du graphe F= 0,75

III.4.3 Calcule du coefficient d'échange global U :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + r_t + \frac{e}{\lambda_p} + r_c + \frac{1}{h_f}} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Avec :

h_c : Coefficient d'échange par convection coté tube.

h_f : Coefficient d'échange par convection coté calandre.

r_i : Résistance à l'encrassement coté calandre.

r_t : Résistance à l'encrassement coté tube.

e : épaisseur du tube.

λ_p : Conductivité thermique du tube.

III.4.4 Calcule des paramètres coté tube (fluide chaud) :

- **Calcule du coefficient h_c :**

$$h_c = \frac{Nu \lambda_c}{Di} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Avec :

$$\lambda_c = 0,05$$

$$Di = 18,1 \cdot 10^{-3}$$

Nu : dépend du régime d'écoulement

- **Calcule de la vitesse massique V_m :**

$$V_m = \frac{\dot{m}_c}{A_t N_t} \text{ (Wm}^2\text{K}^\circ)$$

- **Calcule de la section de passage ; A_t :**

$$A_t = \frac{\pi}{4} (Di)^2 = 2,5717 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_m = \frac{\dot{m}_c}{A_t N_t} = 284,4144 \text{ Wm}^2\text{K}^\circ$$

- **Calcul de la vitesse linéaire ; V_l :**

$$V_l = \frac{V_m}{\rho_c} = 2,1878 \text{ m/s}$$

- **Calcul du nombre de Reynolds ; Re :**

$$Re = \frac{D_i V_l \rho_c}{\mu_c} = 387059,6541$$

$387059,6541 \geq 9800$ Régime turbulent

Le régime s'avère turbulent donc $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}}$

- **Calcul du nombre de Prandtl, Pr :**

$$Pr = \frac{\mu_c c_p c}{\lambda_c} = 0,88485$$

- **Calcul du nombre de Nusselt, Nu :**

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} = 651,9886$$

Alors :

$$h_c = \frac{Nu \lambda_c}{D_i} = 1809,3607 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

III.4.5 Calcul des paramètres coté calandre :

- Calcul de h_f :

$$h_f = \frac{Nu\lambda_f}{D_c}$$

- Calcul de la vitesse massique V_m :

$$V_m = \frac{\dot{m}_f}{A_c N_c} = \frac{\dot{m}_f}{A_c \frac{d_i}{P}}$$

d_i : diamètre intérieur calandre $d_i=1,04\text{m}$

P : Pas triangulaire $P=27,78 \cdot 10^{-3}\text{m}$

- Calcul surface d'échange calandre ; A_c :

$$A_c = (P - De)(B - e_c) = 6,14796 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- Calcul de la vitesse moyenne V_{mf} :

$$V_{mf} = \frac{\dot{m}P}{A_c d_i} = 229,49 \text{ kg/s m}$$

- Calcul de la vitesse linéaire V_{lf} :

$$V_{lf} = \frac{V_{mf}}{\rho_f} = 2,7385 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds; Re :

$$Re = \frac{DiV_f\rho_f}{\mu_f} = 416433,6761$$

416433,6761 \geq 9800 Régime turbulent

Le régime s'avère turbulent donc $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}}$

- **Calcul du nombre de Prandtl ; Pr :**

$$Pr = \frac{\mu_f c_{p_f}}{\lambda_f} = 1,0205$$

- **Calcul du nombre de Nusselt ; Nu :**

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} = 724,9401$$

Alors :

$$h_f = \frac{Nu\lambda_f}{D_e} = 1104,302482 [\text{W/m}^2\text{K}]$$

- **Calcul du coefficient d'échange global U :**

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + r_t + \frac{e}{\lambda_p} + r_c + \frac{1}{h_f}} = \frac{1}{\frac{1}{1809,3607} + 1,72 \cdot 10^{-4} + \frac{2,11 \cdot 10^{-3}}{58,08} + 1,72 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1104,302482}} = 543,3130 [\text{W/m}^2\text{K}]$$

III.4.6 Le flux échangé Q :

$$Q = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$Q = 64 \times 3260 (48,9 - (-7)) = 1,1662976 \cdot 10^7 \text{ J/S}$$

On a: $Q = U A F \Delta T_{LM}$

Alors:

$$A = \frac{Q}{UF\Delta T_{LM}} = \frac{1166,2976 \cdot 10^4}{543,3130 \times 0,75 \times 13,9179} = 2056,4791 \text{ m}^2$$

- **Calcul de la surface d'échange disponible sur l'échangeur A :**

$$A' = N_t \times 2L_t \times D_t \times \pi = 875 \times (17,602 \times 2) \times 22,32 \times 10^{-3} \times 3,14 = 2158,857137 \text{ m}^2$$

La différence entre la surface d'échange calculer et la surface d'échange calculer est le résultat de :

- ▲ La surface des chicanes
- ▲ Les supports des tubes
- ▲ La surface des tirants

- Coté tube

- **Calcul des pertes de charge ΔP_t :**

$$\Delta P_t = \frac{f V_m^2 L}{D_i \rho_c}$$

Avec :

-L : est la distance parcourue par le fluide à l'intérieur d'un tube

-Vm : Vitesse massique en (Kg/s.m²)

-f : Coefficient de friction, sans dimension, fonction du nombre de Reynolds

La valeur du coefficient de friction f en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes.

Régime laminaire $Re < 2100$ $f = \frac{32}{Re}$

Régime turbulent $Re > 2100$

▲ Tube lisse d'échangeur $f = 0,0028 + 0,25 Re^{-0.32}$

▲ Tube rugueux IPS $f = 0,007 + 0,528 Re^{0.42}$

Le nombre de Reynolds coté tube est $Re = 387059,6541$ donc le régime est turbulent et l'état des tubes est lisse

$$f = 0,0028 + 0,25 \cdot 387059,6541^{-0,32} = 6,8724 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta P_t = \frac{f V_m^2 L}{D_i \rho_c} = \frac{6,8724 \cdot 10^{-3} (284,4144)^2 (17,602) \times 2}{18,1 \cdot 10^{-3} \times 130} = 8317,2867 \text{ Pa} = 0,008317 \text{ kg/cm}^2$$

- Coté calandre :

- **Calcul des pertes de charge ΔP_c :**

$$Re = 416433,6761$$

$$\Delta P_c = \frac{f V_{mf} (N_c + 1) di}{De \rho_f}$$

Avec :

- N_c : Nombre de chicane transversale

- di : Diamètre intérieur de la calandre

- De : Diamètre équivalent de la calandre

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

$$f = 0,007 + 0,528 \cdot 416433,6761^{-0,42} = 9,3036 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta P_c = \frac{f V_{mf} (N_c + 1) di}{De \rho_f} = \frac{9,30 \cdot 10^{-3} \times (229,49)^2 \times (28 + 1) \times 1,04}{22,32 \cdot 10^{-3} \times 83,8} = 7897,75412 Pa$$

$$\Delta P_c = 0,007897 \text{ kg/cm}^2$$

III.4.7 Calcule de l'efficacité de l'échangeur :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Avec :

-Q: Puissance réelle échangé entre les deux fluides

- Q_{max} : puissance maximal possible échangé

$$Q = \dot{m} \times c \times (t_1 - t_2) = 39,76 \times 2340,84 \times (288 - 163) = 11652701,76 \text{ J/s} - :$$

- Si on suppose que l'échangeur est parfait, c'est-à-dire sans pertes.
- Et en utilisant le fluide ayant la plus faible capacité thermique et subissant un changement de température égale à l'écart maximal existant dans l'échangeur.

Si :

$$\dot{m}_f \times Cp_f < \dot{M}_C \times Cp_c \Rightarrow Q_{max} = \dot{m}_f \times Cp_f (T_{ce} - t_{fe})$$

$$\dot{m}_f \times Cp_f > \dot{M}_C \times Cp_c \Rightarrow Q_{max} = \dot{M}_C \times Cp_c (T_{ce} - t_{fs})$$

On a :

$$\dot{m}_f \times Cp_f < \dot{M}_C \times Cp_c \Rightarrow Q_{max} = 52,8 \times 2821 < 64 \times 3260$$

Alors:

$$Q_{max} = 52,8 \times 2821 (48,9 - (-35)) = 1,2496804 \cdot 10^7 \text{ J/s}$$

$$Q = \dot{M}C_p(T_1 - T_2) = \dot{m}c_p(t_1 - t_2)$$

On aura :

$$\varepsilon = \frac{1,1662976 \cdot 10^7}{1,2496804 \cdot 10^7} = 0,9332$$

III.4.8 Détermination de l'efficacité avec des tubes bouchés :

Nous avons un bouchage de tube fuyards qui si ne dépasse pas les 15% on peut posséder a un bouchage.

Bien sûr avec moins du tubes la surface d'échange va diminuer ce qui fait qu'on doit refaire nos calcule vis-à-vis de notre efficacité.

Nous le nombre de tube bouché $n_{tb}=98$

Donc le pourcentage de tube bouché est de : 11,2%

La surface restante avec 11,2% de tubes en moins est :

$$A = (N_t - N_{tb}) \times 2L_t \times D_t \times 3,14$$

$$A = (875 - 98) \times 2(17,602) \times 22,32 \cdot 10^{-3} \times 3,14 = 1917,0651 \text{ m}^2$$

Alors notre efficacité avec 11,6% des tubes en moins :

$$\varepsilon' = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0,22}}{C} [\exp(-C NUT^{0,78}) - 1] \right\}$$

Avec :

$$NUT = \frac{U \times A_l}{C_{min}} = \frac{543,3130 \times 1917,0651}{52,8 \times 2821} = 6,9927$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{52,8 \times 2821}{64 \times 3260} = 0,7139$$

$$\varepsilon' = 1 - \exp \left\{ \frac{6,99^{0,22}}{0,71} [\exp(-0,71 \cdot 6,99^{0,78}) - 1] \right\} = 0,8744$$

On remarque que notre efficacité a diminuer de 5,89%

III.4.9 La quantité de chaleur échangée avec 11,2% en moins Q1 :

$$Q1 = U \cdot A1 \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$Q1 = 543,31 \cdot 1917,06 \cdot 0,75 \cdot 13,91 = 1,0866 \cdot 10^7 \text{ J/s}$$

Donc la perte de charge échangée est égale :

$$Q2 = Q - Q1$$

$$Q_2 = 1,1662 \cdot 10^7 - 1,0866 \cdot 10^7 = 0,0796 \cdot 10^7 \text{ J/s}$$

III.4.10 Détermination du débit de compensation :

On a :

$$Q_2 = \dot{m}_2 C_p (t_1 - t_2) \rightarrow \dot{m}_2 = \frac{Q_2}{C_p (t_2 - t_1)}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,0796 \cdot 10^7}{2821(43,3 - (-35))} = 3,6036 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_2 + \dot{m}$$

$$\dot{m}_c = 3,6 + 52,8 = 56,4 \text{ kg/s}$$

III.5 Tableaux des résultats :

Tableau III.3 : Résultats.

Echangeur tube et calandre	
Chicane (fluide froid)	Tube (fluide chaud)
$\Delta T_{LM}=13,9179 \text{ } ^\circ\text{C}$	
$h_f=1104,302482 \text{ J/s m}^2 \text{ c}^\circ$	$h_c=1809,3607 \text{ J/s m}^2 \text{ c}^\circ$
$A_c=6,14796 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	$A_t=2,5717 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
$V_{mf}=229,49 \text{ Kg/s m}^2$	$V_m=284,4144 \text{ Kg/s m}^2$
$V_{if}=2,7385 \text{ m/s}$	$V_i=2,1878 \text{ m/s}$
$Re=416422,6761$	$Re=387059,6541$
$Pr=1,0205$	$Pr=0,88486$
$Nu=724,9401$	$Nu=651,9886$
$Q=1,1662976 \cdot 10^7 \text{ J/S}$	
$\Delta P_c=7897,75412 \text{ Pa}=0,007897 \text{ Kg/cm}^2$	$\Delta P_t=8317,2867 \text{ Pa}=0,008317 \text{ Kg/cm}^2$
$\varepsilon=0,9332$	
$\varepsilon'=0,8744$	

III.6 Interprétation des résultats :

Ce qu'on remarque est que les pertes de charges que nous avons calculées sont nettement inférieures aux pertes de charge admissibles, ce qui confirme la véracité de l'efficacité qui est de 93,32%, l'échangeur est stable et peut fonctionner correctement, un taux considérable qui nous renseigne sur la haute performance de notre échangeur.

Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion général :

Le travail que nous avons effectué, dans le cadre de ce projet présente le dimensionnement d'un échangeur thermique à tubes et calandre, ces derniers sont encore parmi les plus utilisés dans les différents secteurs industriels, ils constituent une technologie ancienne qui même si elle se trouve de plus en plus concurrencée reste une technologie indispensable notamment pour des fluides à forte pression ou très visqueux.

La maintenance préventive est la solution la plus adéquate pour la préservation du bon état de marche et la longue durée de vie de l'échangeur, ainsi que la réduction des arrêts improductifs de l'appareil.

Dans ce sens le service maintenance se doit de respecter les préconisations du constructeur et appliquer les opérations édictées dans le manuel d'entretien.

Dans le but de contribuer à l'amélioration d'efficacité des échangeurs de chaleur, l'une des méthodes classiques utilisées le plus couramment est une injection d'inhibiteur pour combattre la corrosion et diminuer le risque de perforation des tubes.

Les calculs de vérification thermique nous ont permis d'évaluer la surface et le coefficient de transfert global d'échange thermique, ainsi que les pertes de charge. Les résultats obtenus sont positifs étant donné que la surface est très proche de la surface réelle de l'échangeur, et les pertes de charge sont inférieures aux pertes de charge admissibles données par le constructeur. Toutefois le bouchage des tubes fuyards donne lieu à une perte de flux échangé entre les deux fluides, mais celle-ci peut être compensée par l'augmentation de débit du fluide froid dont le calcul a donné une valeur de 3,60 kg/s.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1]: Zoé MINVIELLE , Nadia CANEY, Patrice CLÉMENT, Philippe BANDELIER , Philippe MARTY, Jean Antoine GRUSS, Claude ROUSSEL; Echangeur de chaleur , description ; référence internet :Be9516 ; page 2 ;2014.
- [2]: <https://www.factoryfuture.fr/fonctionnement-echangeur-tubulaire/>.
- [3]: <http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tu-bulaire/>
- [4]: <https://www.ets.ch/fr/index.php/produits/echangeurs-de-chaleur-a-ailettes>. [7]: Patrice CLÉMENT; Echangeur de chaleur, problème de fonctionnement; référence internet
- [5]: Sophie Mergui ;LICENCE DE MECANIQUE 2EME ANNEE ; TRANSFERTS THERMIQUES.pages 3,4,5,6,7.
- [6]:http://fuuu.be/polytech/MECAH300/TP/___MECAH300_Nombres_Adimensionnels.pdf
- [7]: André BONTEMPS, Jean-François FOURMIGUÉ ;Echangeurs de chaleur,dimensionnement thermique ;référence internet :BE9517, 2014 ;pages 4,5,6,7.
- [8]: Université M'sila ;Département de génie Mécanique ;option énergétique ; module calcul dimensionnement des échangeurs de chaleur 2016-2017 :Master2,page 7,8,9,10.
- [9]: Site WEB: <http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page=4552>.
- [10] « Initiation à la pratique des échangeurs de chaleur », centre technique des industries aéronautiques et thermiques –Villeurbanne : Cetiati, 1984.
- [11] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [12] MARIE-HELENE MATHONIERE, MARIE-DOMINIQUE HAGELSTEEN, avis n°99-A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999.
- [13] JEAN FRANCOIS SACADURA « Initiation aux transferts de chaleur », Lavoisier 1982.
- [14] FRANCK KREITH, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967.
- [15] R. VIDIL, les échangeurs à plaques et joints, « Description, éléments de dimensionnement » -paris : Lavoisier, février 1982.
- [16] SWEP International plate heat exchanger (PHE), 2003.
- [17] Document GEA ECOFLEX GmbH, “Brassed and Gasketed plate heat exchangers”, 2003.
- [18] Plate heat exchangers, manuel des échangeurs de chaleur, « document CEVITAL ».
- [19] JAQUE PADET, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs » -paris : Masson 1994.

- [20] D^r ALAIN BESSON, D^r WERNER BAUER, « les traitements thermiques » université de Lausanne, 2000/2001.
- [21] Collection Microsoft encarta 2003.
- [22] ANGLARET, KAZMIERCZAK, « Technologie génie chimique », 1997.
- [23] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL, « Dimensionnement thermique », technique de l'ingénieur [B 2 342].

Résumé

Résumé

Cette étude rentre dans le cadre du dimensionnement d'un échangeur tube et calandre. Elle est effectuée sur la base de données octroyée par notre encadreur pour adopter la fonctionnalité des échangeurs à grande échelle. A cet effet, nous avons recensé toutes les caractéristiques physiques, géométriques, dynamiques et thermiques, en vue d'une optimisation des échanges thermiques de façon théorique, analytique. Nous sommes tenus en cette occasion de recenser aussi les problèmes techniques éventuels de fonctionnalité de ces machines thermiques afin d'y proposer solutions appropriées.

Mots clés : échangeur tubulaire à contre-courant, efficacité énergétique, puissance.

Abstract

This study falls within the scope of increasing the energy efficiency of industrial thermal installations. It is carried out on the basis of experimental reality that we have confronted during our practical training period necessary to adopt the functionality of exchangers on a large scale. For this purpose, all the physical, geometrical, dynamic and thermal characteristics have been identified in order to optimize the thermal exchanges in a theoretical and analytical way. We are also obliged to take stock of the possible technical problems of functioning of these thermal machines in order to propose appropriate solutions.

Key words: Optimization, energy efficiency, partial dimensioning.