

et Populaire الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Djilali Bounaama Khemis Miliana
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Technologie



جامعة الجبالي بونعامه خميس مليانة
كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم التكنولوجيا

Adresse : Route Theniet El Had, Soufay 44225 Khemis Miliana, Algérie. Tel : (213) 27556844

Intitulé du polycopié :

Transfert thermique et échangeurs de chaleur

Destiné aux étudiants

Niveau : 1^{ère} année Master
Spécialité : Génie des Procédés de l'Environnement
Génie Pharmaceutique

Auteur

Dr. REZALA Houria

Experts du polycopié	Grade	Etablissement d'affiliation
Hassiba Mokaddem	MCA	Université des sciences et de la technologie Houari-Boumediene
Fizir Meriem	MCA	Université Djillali Bounaama de Khemis-Miliana

Date de validation du polycopié par l'instance scientifique habilité CSD et/ou CSF :

CSD

13/02/2024

CSF

15/02/2024

Année universitaire : 2023/2024



Avant-propos

Le transfert thermique, faisant partie des phénomènes de transfert, traite du transfert de l'énergie entre deux milieux. Ce phénomène est présent dans diverses applications industrielles dans le domaine du Génie des Procédés ainsi que dans d'autres branches. Son enseignement doit donc acquérir une importance et une attention soutenues surtout en domaine du Génie des Procédés.

Ce polycopié de transfert thermique et échangeurs de chaleur est destiné aux étudiants de 1^{ère} année master Génie des Procédés de l'Environnement et 1^{ère} année master Génie Pharmaceutique. Il est composé de sept chapitres. Le premier chapitre expose des rappels des lois de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement et formulation d'un problème de transfert de chaleur). Le deuxième chapitre relate la conduction thermique en présentant quelques définitions, la loi de Fourier et étude des modèles élémentaires (mur, cylindre sphère). Le troisième chapitre présente les différents types de la convection thermique, Expression du flux thermique et l'application de la loi de Newton. La détermination du coefficient thermique de convection et les principales corrélations en convection sont également présentées, principalement l'écoulement plan et l'écoulement tubulaire. Le quatrième chapitre concerne la description des appareils d'échange de chaleur sans changement de phase en décrivant les échangeurs à faisceau et calandre et les échangeurs de chaleur à plaques. Le cinquième chapitre décrit, en détails, le Calcul des échangeurs en étudiant le transfert de chaleur, les pertes de charge, méthodes de calcul d'un échangeur double-tube et d'un échangeur à faisceau et calandre. Par ailleurs, le sixième chapitre concerne les appareils d'échange de chaleur avec changement de phase en présentant une description des appareils, condensation d'une vapeur pure, condensation d'une vapeur complexe, rebouilleurs et évaporateurs. Enfin, un dernier chapitre (chapitre sept) concerne les tubes à ailettes en décrivant en détails les ailettes basses intégrales et les ailettes hautes intégrales.

Résumé

Un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique ou transfert par chaleur est un transit d'énergie thermique d'un système à un autre à cause d'une différence de température. Il est présent dans différentes applications industrielles dans le génie des procédés ainsi que dans d'autres branches.

Ce polycopié de transfert thermique et échangeurs de chaleur a pour objectif de compléter les connaissances des étudiants et de leur apprendre de nouvelles notions telles que le transfert thermique en régime transitoire, la conduction au travers des ailettes et en présence d'une source de chaleur ainsi que les échangeurs de chaleur, et les méthodes de calcul des équipements de transfert de chaleur. A travers cette discipline le lecteur pourra acquérir une culture générale dans ce domaine. Ce polycopié est rédigé sous forme de chapitres qui comportent principalement des rappels des lois de transfert de chaleur, conduction thermique, convection thermique, description des appareils d'échange de chaleur sans changement de phase, calcul des échangeurs, appareils d'échange de chaleur avec changement de phase et tubes à ailettes.

Introduction générale	01
Chapitre I. Rappels des lois de transfert de chaleur	
I.1. Définition	03
I.2. Conduction	03
I.3. Convection	04
I.4. Rayonnement	05
I.5. Formulation d'un problème de transfert de chaleur	07
I.5.1. Bilan d'énergie	07
I.5.2. Expression des flux d'énergie	07
I.5.2.1. Stockage d'énergie	07
I.5.2.2. Génération d'énergie	08
I.6. Domaines d'applications	08
I.6.1. Transports terrestres et aéronautiques	08
I.6.2. Industries électroniques	09
I.6.3. Chimie et agroalimentaire - maintien en température des réacteurs	09
I.6.4. Energie	09
Chapitre II. Conduction thermique	
II.1. Introduction	11
II.2. Définitions	11
II.3. Loi de Fourier	12
II.4. Etude des modèles élémentaires	14
II.4.1. Cas d'un mur	14
II.4.1.1. Cas d'un mur simple (monocouche)	14
II.4.1.2. Cas d'un mur composite (multicouche)	15
II.4.2. Cas d'un cylindre	16
II.4.2.1. Cas d'un cylindre simple (monocouche)	16
II.4.2.2. Cas d'un cylindre multicouche	17
II.4.3. Cas d'une sphère	19
II.4.3.1. Cas d'une sphère monocouche	19
II.4.3.2. Cas d'une sphère composite (multicouche)	20
II.5. Conclusion	21



Chapitre III. Convection thermique

III.1. Introduction	23
III.2. Types de convection	24
III.3. Expression du flux thermique (Analogie de Reynolds)	24
III.4. Application de la loi de Newton	26
III.4.1. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface plane	26
III.4.2. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface cylindrique	27
III.4.3. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface sphérique	28
III.5. Détermination du coefficient thermique de convection (h)	29
III.6. Principales corrélations en convection	31
III.6.1. Ecoulement plan (écoulement le long d'une plaque plane)	31
III.6.2. Ecoulement tubulaire	32
III.7. Domaines d'application	33
III.8. Conclusion	33

Chapitre IV. Description des appareils d'échange de chaleur sans changement de phase

IV.1. Introduction	35
IV.2. Généralités	36
IV.2.1. Définition d'un échangeur thermique	36
IV.2.2. Principe de fonctionnement	36
IV.2.3. Types classiques des échangeurs de chaleur	36
IV.2.4. Classification des échangeurs	36
IV.2.4.1. Classification selon leurs procédés de transfert thermique	36
IV.2.4.2. Classification selon la compacité de surface	37
IV.2.4.3. Classification selon la construction	37
IV.2.4.4. Classification selon la nature du matériau de la paroi d'échange	38
IV.2.4.5. Classification selon le nombre de fluide	38
IV.2.4.6. Classification selon la configuration des fluides	39
IV.2.4.7. Classification selon le sens de l'écoulement	39



IV.2.4.8. Classement fonctionnel	40
IV.2.4.10. Classification selon les types d'échange	41
IV.2.5. Critères de sélection d'un échangeur de chaleur	41
IV.2.6. Exigences de sélection d'un échangeur de chaleur	42
IV.3. Echangeurs à faisceau et calandre	42
IV.3.1. Calandre	43
IV.3.2. Faisceau et Assemblage faisceau-calendre	44
IV.3.2.1. Faisceau	44
IV.3.2.2. Assemblage faisceau-calendre	45
IV.4. Echangeurs de chaleurs à plaques	47
IV.4.1. Définition	47
IV.4.2. Principe de fonctionnement	47
IV.4.3. Types des échangeurs à plaque	47
IV.4.3.1. Echangeurs à plaques et joints	47
IV.4.3.2. Echangeurs à plaque soudées ou cassettes	48
IV.4.3.3. Echangeurs à plaques hélicoïdales	49
IV.4.3.4. Echangeurs à lamelles	50
IV.4.3.5. Echangeurs à circuits imprimés	51
IV.4.3.6. Echangeurs à serpentins à plaque externe	51
IV.5. Conclusion	52
Chapitre V. Calcul des Echangeurs	
V.1. Introduction	54
V.2. Généralités	55
V.2.1. Définition	55
V.2.2. Principe général de fonctionnement	55
V.2.3. Types d'échangeurs	55
V.2.4. Classification des échangeurs	56
V.3. Etude de transfert de chaleur	57
V.3.1. Equations fondamentales	57
V.3.2. Différence moyenne de température	58
V.3.3. Coefficient de transfert globale	61
V.4. Etude des pertes de charge	63



V.4.1. Perte de charge linéaire (à l'intérieur) de tube	63
V.4.2. Pertes de charge singulières (à extérieur) des tubes	67
V.5. Méthodes de calcul	67
V.5.1. Calcul d'un échangeur double tube	67
V.5.2. Calcul d'un échangeur à faisceau et calandre	69
V.6. Conclusion	70

Chapitre VI. Appareils d'échange de chaleur avec changement de phase

VI.1. Introduction	71
VI.2. Description des appareils	71
VI.2.1. Généralités	71
VI.2.2. Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur	72
VI.2.3. Classification des échangeurs de chaleur	72
IV.3. Condenseurs	73
VI.3.1. Condensation d'une vapeur pure	73
VI.3.2. Condensation d'une vapeur complexe	78
VI.4. Evaporateurs	80
VI.4.1. Evaporateurs tubulaires	80
VI.4.2. Evaporateurs à l'intérieur de tubes	81
VI.4.3. Evaporation à l'extérieur de tubes	81
VI.5. Rebouilleurs	82
IV.5.1. Rebouilleurs noyés à circulation forcée	82
IV.5.2. Rebouilleur à niveau à circulation naturelle	83
VI.6. Conclusion	84

Chapitre VII. Tubes à ailettes

VII.1. Introduction	86
VII.2. Ailettes basses intégrales	87
VII.2.1. Description	87



VII.2.1.1. Avantages	88
VII.2.1.2. Applications	88
VII.2.2. Efficacité	88
VII.2.3. Coefficient de transfert global des échangeurs	90
VII.2.4. Coefficient de film à la condensation sur des tubes à ailettes horizontaux	91
VII.3. Ailettes hautes intégrales	94
VII.3.1. Généralités	94
VII.3.2. Description	94
VII.3.3. Refroidissement à air	95
VII.3.3.1. Puissance de refroidissement	97
VII.3.3.2. Aspects environnementaux	97
VII.3.3.3. Applications	98
VII.4. Conclusion	98
Références bibliographiques	100



Liste des Figures

Figure I.1. Schéma du transfert de chaleur conductor	4
Figure I.2. Transfert thermique par convection entre la paroi chaude et le fluide froid	5
Figure I.3. Présentation sous forme de diagramme de classement du spectre des ondes électromagnétiques	6
Figure I.4. Combinaison entre les trois modes de transfert thermique	7
Figure III.1. Représentation de l'analogie de Reynolds dans le cas d'un écoulement turbulent dans un tube	24
Figure III.2. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface plane	26
Figure III.3. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface cylindrique	27
Figure III 4. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface sphérique	28
Figure IV.1. Classification des échangeurs de chaleur selon la compacité de surface	37
Figure IV.1. Classification selon la construction	38
Figure IV.2. Classification des échangeurs selon le nombre de fluide	39
Figure IV.3. Classification des échangeurs selon la configuration des fluides	39
Figure IV.5. Echangeur à tube à courant parallèle	40
Figure IV.6. Echangeur à tube à contre-courant.	40
Figure IV.7. Schéma d'un échangeur tube-calandre	43
Figure IV.8. Photo montrant une calandre	44
Figure IV.9. Exemple de disposition des tubes du faisceau	45
Figure IV.10. Echangeur à plaque tubulaire fixes	45
Figure IV.11. Echangeur à tête flottante	46
Figure IV.12. Echangeur à tubes en U	46
Figure IV.13. Echangeurs à plaques et joints	48
Figure IV.14. Echangeur à plaque soudée	49
Figure IV.15. Echangeur de chaleur à plaques hélicoïdales	50
Figure IV.16. Echangeur de chaleur à lamelle	50
Figure IV.17. Echangeur à circuits imprimé	51
Figure IV.18. Plaque à serpentin d'un échangeur à serpentin à plaque externe	52
Figure V.1. Schéma des flux élémentaires dans un échangeur tubulaire simple	58
Figure V.2. Evolution des températures dans un échangeur tubulaire à co-courant	60

Figure V.3. Profil de température à travers un élément de surface	61
Figure V.4. Chute de pression par l'effet du frottement	63
Figure V.5. Forces agissant sur un élément cylindrique	64
Figure V.6. Profil d'écoulement turbulent	66
Figure V.7. Diagramme de perte de charge de Nikurdse	66
Figure VI.1. Structure générale d'un échangeur de chaleur	72
Figure VI.2. Evolution des températures dans un condenseur	73
Figure VI.3. Condensation en gouttes	74
Figure VI.4. Condensation en film	75
Figure VI.5. Distribution des températures dans un condenseur à contre-courant	77
Figure VI.6. Evaporateurs à tubes verticaux	81
Figure VI.7. Evaporateur noyé	82
Figure VI.8. Evolution des températures dans un évaporateur noyé	82
Figure VI.9. Rebouilleur à Kettle	83
Figure VI.10. Rebouilleur thermosiphon horizontale	84
Figure VII.1. Schéma d'un échangeur tubulaire simple	90
Figure VII.2. Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)	96
Figure VII.3. Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé	96

Liste des Tableaux

Tableau. II. 1. Conductivité thermique de certains matériaux	13
Tableau III.1. Ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection	25
Tableau III.2. Valeurs du nombre de Prandtl pour différents fluides	29

Liste des abréviations

- Φ : Flux de chaleur transféré
 S : Aire de la section de passage du flux de chaleur
 X : Variable d'espace dans la direction du flux
 λ : Conductivité thermique du matériau
 T_p : Température de la paroi
 T_f : Température du fluide
 h : coefficient thermique de convection
 σ : constante de Stefan Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8}$
 T_s : Température de la surface
 T_∞ : Température du milieu environnant la surface
 E : Émissivité de la surface
 Φ_e : Flux de chaleur entrant
 Φ_g : Flux de chaleur généré
 Φ_s : Flux de chaleur sortant
 Φ_{st} : Flux de chaleur stocké
 m : Masse
 C_p : Chaleur spécifique
 T : Température
 t : Temps
 q : Densité volumique de l'énergie générée
 v : Volume
 ρ : masse volumique du fluide
 V : vitesse d'écoulement du fluide
 D : Dimension caractéristique
 μ : viscosité dynamique du fluide
 c_p : Chaleur massique du fluide
 D : Dimension caractéristique de la géométrie
 α_f : Diffusivité thermique du fluide.
 g : accélération de la pesanteur
 B : coefficient de dilatation thermique

Introduction générale

On appelle transferts de chaleur (transferts thermiques), les processus par lesquels de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes. La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Dans le cas où de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants, aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. La conduction thermique (ou diffusion thermique) est un mode de transfert thermique provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, ou entre deux milieux en contact, et se réalisant sans déplacement global de matière. La convection thermique désigne le transfert d'énergie thermique au sein d'un fluide en mouvement ou entre un fluide en mouvement et une paroi solide. Le rayonnement thermique est un rayonnement électromagnétique généré par l'agitation thermique de particules dans la matière quel que soit l'état de celle-ci : solide, liquide ou gaz.

Un échangeur de chaleur est un système qui serve à transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, rebouilleurs, ou des tours de refroidissement.

L'objectif de ce polycopié est de compléter les connaissances des étudiants et de leur apprendre de nouvelles notions telles que le transfert thermique en régime transitoire, la conduction au travers des ailettes et en présence d'une source de chaleur ainsi que les échangeurs de chaleur, et les méthodes de calcul des équipements de transfert de chaleur. A travers cette discipline le lecteur pourra acquérir une culture générale dans le domaine de transfert thermique et échangeurs de chaleur. Le premier chapitre est consacré aux rappels des lois de transfert de chaleur. Le deuxième chapitre concerne la conduction thermique en présentant la loi de Fourier et quelques définitions (température, énergie, flux de chaleur et densité de flux) et étude des modèles élémentaires (mur simple et composite, cylindre simple et composite, sphère simple et composite). Le troisième chapitre décrit les types et les principales corrélations en convection thermiques. Le quatrième chapitre relate les appareils d'échange de chaleur sans

changement de phase en décrivant les échangeurs à faisceau et calandre et les échangeurs de chaleur à plaques. Le cinquième chapitre expose le calcul des échangeurs, principalement le transfert de chaleur, les pertes de charge, méthodes de calcul d'un échangeur double-tube et d'un échangeur à faisceau et calandre. Par ailleurs, le sixième chapitre décrit, en détails, les appareils d'échange de chaleur avec changement de phase : description des appareils, condensation d'une vapeur pure, condensation d'une vapeur complexe, rebouilleurs et évaporateurs. Enfin, le septième chapitre concerne les tubes à ailettes. Il présente les ailettes basses intégrales et les ailettes hautes intégrales.

Ce polycopié de cours est structuré en sept chapitres :

Chapitre I. Rappels des lois de transfert de chaleur

Chapitre II. Conduction thermique

Chapitre III. Convection thermique

Chapitre IV. Description des appareils d'échange de chaleur sans changement de phase

Chapitre V. Calcul des échangeurs

Chapitre VI. Appareils d'échange de chaleur avec changement de phase

Chapitre VII. Tubes à ailettes

Chapitre I. Rappels des lois de transfert de chaleur

I.1. Définition

On appelle transferts de chaleur (transferts thermiques), les processus par lesquels de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes. La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Dans le cas où de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants, aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné.

I.2. Conduction

La conduction thermique résulte de « chocs » à l'échelle moléculaire et atomique. Elle va donc être liée à la structure et à l'organisation du matériau. Elle peut avoir lieu dans les solides et dans une moindre mesure dans les fluides, plus dans les liquides que dans les gaz. C'est un phénomène ; de transport de la chaleur ; très analogue à la conduction de l'électricité. Il s'agit d'un transfert d'énergie à petite échelle, dans un corps localement au repos. Nous parlons de conducteur et d'isolant de la chaleur. Elle est décrite par la loi de Fourier. Elle peut aussi être définie, par une simple explication, comme un phénomène par lequel l'énergie est transférée des zones à haute température vers des zones à basse température. Dans n'importe quel milieu, ce mode de transfert thermique tend à uniformiser la répartition d'énergie cinétique des particules constituantes dans la masse du corps. Des exemples typiques pour la conduction sont : le transfert de chaleur par des parois de bâtiments, des conduites qui transportent des différents agents chauds ou froids.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier (1822) : le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température (figure I.1).

$$\Phi = - \lambda S \frac{dT}{dX} \quad (I.1)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transféré (W)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m²)

X : Variable d'espace dans la direction du flux

λ : Conductivité thermique du matériau, elle caractérise la propension d'un matériau à conduire la chaleur, elle s'exprime en W/m K.

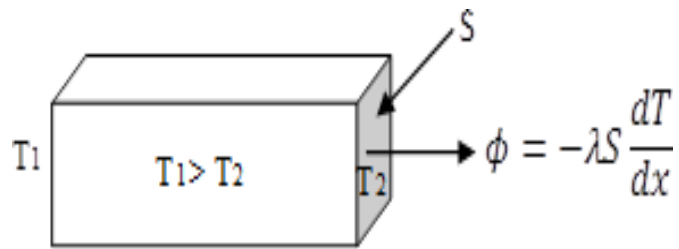


Figure I.1. Schéma du transfert de chaleur conductor.

I.3. Convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides liquides ou gaz en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide liquide ou gaz entre des zones ayant des températures différentes ; ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui change de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles. Ayant toujours lieu dans un milieu fluide, elle a comme caractéristique de base le fait que le transfert de chaleur est intimement lié par le mouvement de ce milieu (d'ailleurs son nom vient du verbe latin convierai qui signifie porté avec soi).

Il convient de distinguer la convection forcée (mouvement créé par une différence de pressions) dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieure (pompe, une soufflerie, ventilateur, etc.) de la convection naturelle (libre) dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple ; si le fluide est isotherme, il n'y a pas de mouvement). De façon macroscopique, elle est décrite par la loi de refroidissement de Newton (1701).

$$\Phi = h S (T_p - T_f) \quad (I.2)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transféré (W)

S : Surface traversée (m²)

T_p : Température de la paroi (K)

T_f : Température moyenne du fluide (K)

h : Coefficient moyen de transfert convectif (W/m^2K)

En considérant l'écoulement présenté dans (figure I.2), cette loi peut être expliquée comme suit : un fluide possédant une vitesse et une température T_f , passe sur la surface d'un milieu solide de forme arbitraire et de surface S . la surface du milieu est à une température T_p et les deux températures T_p et T_f sont différentes. Cette différence provoque le transfert de chaleur entre le solide et le fluide. Où les paramètres de cette expression représentent respectivement : Φ : le flux de chaleur échangé, exprimé en Watt (W) ; S : la surface d'échange thermique (m^2) ; T_p sa température, T_f celle du fluide exprimé en (K), et h : le coefficient d'échange convectif ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

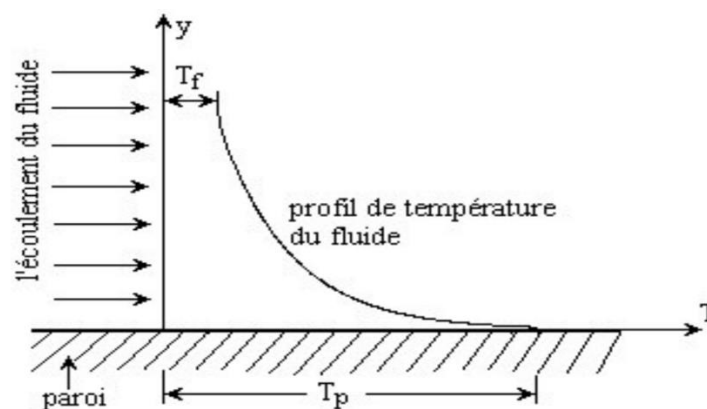


Figure I.2. Transfert thermique par convection entre la paroi chaude et le fluide froid.

Un des exemples les plus connus de la convection forcée est le sèche-cheveux dans lequel l'air ambiant est soufflé par un ventilateur au travers d'une résistance chauffante électrique. Exemple de convection naturelle : le chauffage d'une pièce par un radiateur correspond à une élévation d'air chaud le long des murs, l'air plus frais étant aspiré vers le radiateur. L'air chaud ayant tendance à s'élever et l'air frais à descendre, on doit installer les radiateurs près du sol et les appareils de climatisation près du plafond pour garantir une efficacité maximale du dispositif de chauffage.

I.4. Rayonnement

Tous les corps, quel que soit leur état, émettent et absorbent de la chaleur en permanence. L'absorption de chaleur par le milieu élève sa température et accroît son agitation moléculaire et donc l'émission de chaleur. Le transfert de chaleur par rayonnement suppose l'existence d'un émetteur de rayonnement, d'un espace dans lequel les rayonnements se propagent et d'un récepteur

sur ou dans le quelle rayonnement est transformé. Ce transfert dépend du niveau de température des corps présents. Tout milieu matériel ayant une température supérieure au zéro absolu (0 K ou - 273,15°C), émet un spectre d'ondes électromagnétiques. La figure I.3 présente les différents types d'onde électromagnétiques et leurs longueurs d'onde correspondants.

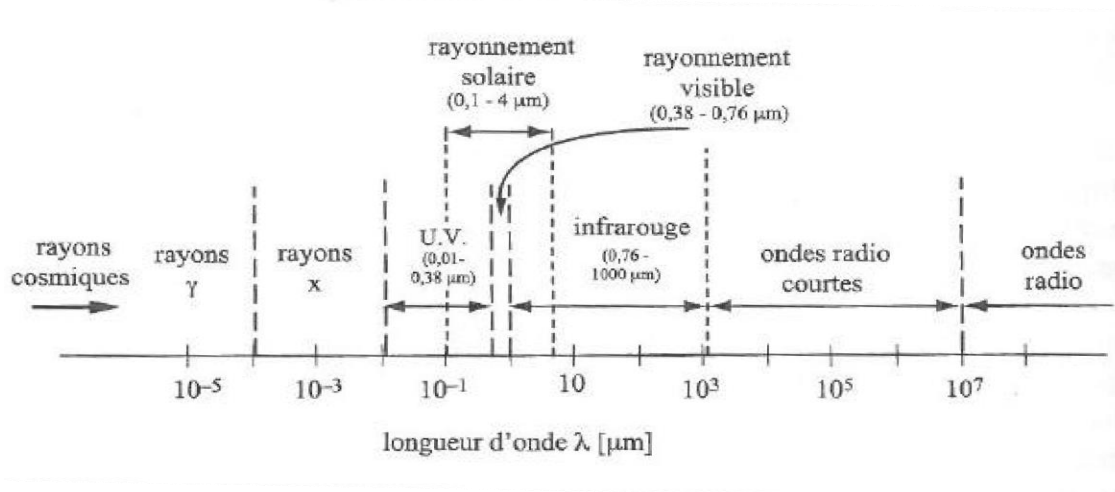


Figure I.3. Présentation sous forme de diagramme de classement du spectre des ondes électromagnétiques.

La lumière visible perçue par l'œil humain est située entre 0,38 et 0,76 μm, tandis que les infrarouges (IR) se situent entre 0,76 et 1000 μm. Les grandeurs radiatives dépendent d'un grand nombre de facteurs. Elles sont en particulier dépendantes de la nature du milieu matériel, de la longueur d'onde du rayon incident, et de la direction d'incidence.

Le flux de chaleur échangé entre la surface S et l'environnement est donné par loi de Stefan-Boltzmann.

$$\phi = \sigma \varepsilon S (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (\text{I. 3})$$

Avec :

ϕ : Flux de chaleur (W)

σ : constante de Stefan Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

S : Surface traversée (m^2)

T_s : Température de la surface (K)

T_∞ : Température du milieu environnant la surface (K)

E : Émissivité de la surface

La figure I.4 représente la combinaison entre les trois modes de transfert de chaleur.

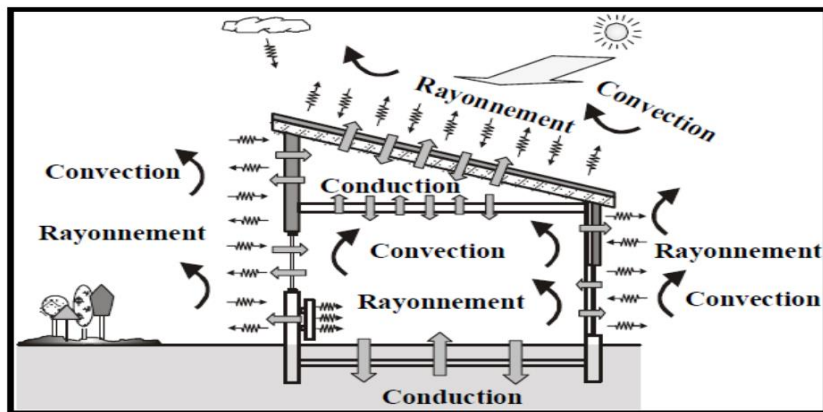


Figure I.4. Combinaison entre les trois modes de transfert thermique.

I.5. Formulation d'un problème de transfert de chaleur

I.5.1. Bilan d'énergie

Il faut tout d'abord définir un système (S) par ses limites dans l'espace et il faut ensuite établir l'inventaire des différents flux de chaleur qui influent sur l'état du système et qui peuvent être :
On applique alors le 1^{er} principe de la thermodynamique pour établir le bilan d'énergie du système(S) :

$$\phi_e + \phi_g = \phi_s + \phi_{st} \quad (I.4)$$

Avec :

ϕ_e : Flux de chaleur entrant

ϕ_g : Flux de chaleur généré

ϕ_s : Flux de chaleur sortant

ϕ_{st} : Flux de chaleur stocké

I.5.2. Expression des flux d'énergie

Il faut ensuite établir les expressions des différents flux d'énergie. En reportant ces expressions dans le bilan d'énergie, on obtient l'équation différentielle dont la résolution permet de connaître l'évolution de la température en chaque point du système.

I.5.2.1. Stockage d'énergie

Le stockage d'énergie dans un corps correspond à une augmentation de son énergie interne au

cours du temps d'où :

$$\phi_{st} = m C_p \frac{dT}{dt} \quad (I.5)$$

Avec :

ϕ_{st} : Flux de chaleur stockée (W)

m : Masse (kg)

C_p : Chaleur spécifique (J/kg °C)

T : Température (°C)

t : Temps (s).

I.5.2.2. Génération d'énergie

C'est l'énergie produite lorsqu'une forme d'énergie (chimique, électrique, nucléaire, etc.) est convertie en énergie thermique.

$$\phi_g = q v \quad (I.6)$$

Avec :

q : Densité volumique de l'énergie générée (w/m³)

v : Volume (m³).

I.6. Domaines d'applications

Citons quelques domaines :

I.6.1. Transports terrestres et aéronautiques

- ✓ **Véhicule thermique** : refroidissement des principaux organes du moteur, contrôle thermique de la catalyse (un pot catalytique n'est efficace qu'à partir de 350°C environ), refroidissement des freins, contrôle de température du carburant.
- ✓ **Freinage** : le problème consiste à s'assurer que les organes de freinage conservent des températures modérées, faute de quoi les surfaces frottantes perdraient leurs qualités, et les pièces magnétiques, dépassant le "point de Curie", perdraient leurs propriétés d'aimantation.
- ✓ **Véhicule électrique** : contrôle thermique du moteur, de l'électronique, de la batterie, intégration des boucles fluides (le chauffage de l'habitacle d'une voiture électrique pose un

problème particulier).

- ✓ **Thermique de l'habitacle automobile** : vitrages performants (limitant les surchauffes d'été), propriétés radiatives des revêtements de siège, climatisation et confort thermique.
- ✓ **Turbo – réacteur** : Les moteurs d'avion ont un rendement d'autant plus élevé que les gaz de combustion entrent chauds dans le corps de la turbine. On pourrait donc imaginer augmenter encore leur température. La limitation provient des contraintes acceptables par les matériaux constituant les aubages. Ceci impose un refroidissement local des aubages réalisé en soufflant un film d'air froid sur leur surface. Le collage de matériaux composites impose des vitesses de montée en température bien contrôlée.

I.6.2. Industries électroniques

La miniaturisation des composants se traduit par un accroissement de la densité de puissance dissipée dans les puces électroniques. Il faut donc reconsidérer les technologies de refroidissement à utiliser. Le recours à des matériaux et dispositifs propres à évacuer la chaleur (ailettes en particulier) génèrent d'autres problèmes thermiques : conduction thermique lors du brasage des composants sur les supports, la température ne devant pas dépasser 320°C.

I.6.3. Chimie et agroalimentaire - maintien en température des réacteurs

Réaction chimique : Si la réaction est endothermique (fours à chaux, fours à ciment), il faut fournir de la chaleur aux minerais entrant en réaction. Si N est le nombre de moles transformées par unité de temps, et L la chaleur molaire de réaction, le flux thermique minimal pour maintenir la température constante vaut $N.L$. Si la réaction est exothermique (synthèse de l'ammoniac) ou si la température doit être contrôlée (gazéification du charbon), il s'agit au contraire d'évacuer la chaleur produite, de telle sorte que la température ne s'élève pas à l'intérieur du réacteur.

I.6.4. Energie

Production d'énergie thermique (brûleurs, foyers, chaudières, etc.). La thermique influence non seulement le rendement de ces appareils mais aussi les émissions de polluants (exemple température de flamme et production de NOx). Dans une chaudière, on veut vaporiser un certain débit massique \dot{m} d'eau à une température donnée T . La puissance à fournir au liquide est par conséquent $F = \dot{m} L$. L désignant la chaleur latente (J/kg) de vaporisation à la température T .

La conception du générateur de vapeur consiste à produire le débit de vapeur imposé avec l'installation la plus économique possible, en prenant garde toutefois de limiter en tout point la température à un niveau admissible par le métal. La production décentralisée d'énergie électrique par des petites unités conduit à rechercher des échangeurs de chaleur compacts. D'autre part, le rendement des turbines à combustion s'améliorant en aspirant de l'air le plus froid possible, on a recours dans les pays chauds à des stockages de "froid". Les quelques exemples précédents illustrent que l'ingénieur doit concevoir des surfaces d'échange, arbitrer entre consommations d'énergie et coûts d'investissement, prendre en compte les contraintes thermiques, contrôler des températures et des puissances échangées.

Chapitre II. Conduction thermique

II.1. Introduction

Rappelons que la conduction nécessite un support matériel et que son origine est microscopique, liée aux atomes et aux molécules du milieu où se produit la conduction. La conduction peut être vue comme le transfert d'énergie de particules les plus énergétiques vers les particules les moins énergétiques, à cause des interactions prenant place entre elles. On sait que la température est une fonction croissante de l'agitation moléculaire dans un corps, qu'il soit solide, liquide ou gazeux. Considérons pour l'instant un corps solide au sein duquel la température varie. L'agitation moléculaire élevée de la zone chaude communiquera de l'énergie cinétique aux zones plus froides par un phénomène appelé conduction de la chaleur.

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

La conduction est le seul mécanisme intervenant dans le transfert de chaleur dans un solide homogène, opaque et compact. Dans ce travail, on s'intéresse au mode de transfert de chaleur qui est la conduction thermique.

II.2. Définitions

On donne quelques définitions :

✓ **Température T**

Elle se définit en chaque point d'un corps liquide, solide ou gazeux. C'est une fonction scalaire de l'espace et du temps lorsque le problème en dépend (problème in stationnaire). L'unité de température est le degré Kelvin (K) ou encore le degré Celsius (°C).

✓ **Energie E**

L'énergie correspond à un transfert ou échange par interaction d'un système avec son environnement. Ce système subit alors une transformation. On distingue habituellement deux

types d'énergie : le travail qui peut prendre diverses formes selon l'origine physique du transfert en jeu (électrique, magnétique, mécanique, etc.), et la chaleur.

✓ **Flux de chaleur Φ**

C'est la quantité de chaleur qui traverse une surface S par unité de temps. L'unité de flux de chaleur est le Watt (W).

$$\Phi = dQ/dt \quad (\text{II.1})$$

✓ **Densité de flux φ**

Elle représente la puissance qui traverse l'unité de surface. L'unité de flux de chaleur est le Watt par mètre au carré (W/m^2).

Pour une surface perpendiculaire au flux de chaleur :

$$\varphi = d\Phi/dS \quad (\text{II.2})$$

Si le flux est homogène en tout point de la surface alors :

$$\varphi = \Phi/S \quad (\text{II.3})$$

II.3. Loi de Fourier

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de mathématicien et physicien Français, Jean Baptiste Joseph Fourier en 1822 : En tout point d'un milieu isotrope, la densité de flux thermique instantané, est proportionnelle à la conductivité thermique du milieu et au gradient de température.

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

Avec :

Φ : Flux de chaleur transféré (W)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

X : Variable d'espace dans la direction du flux

λ : Coefficient de proportionnalité appelé conductivité thermique ou conductance spécifique. (W/m K).

Le signe (-) correspond à une convention qui impose une quantité de chaleur échangée positive ($dQ > 0$) dans le sens des températures décroissantes et des x croissants. Il est à noter que cette convention est en fait opposée à celle choisie généralement en thermodynamique classique où l'on impose toujours que toute énergie perdue par le système est comptée négativement.

✓ Conductivité thermique (λ)

Est le flux de chaleur qui traverse une surface unité pour un matériau soumis à un gradient de température égal à l'unité. Elle dépend de la nature physico-chimique du matériau, de la nature de la phase considérée (solide, liquide, gaz), de la température et de l'orientation dans les matériaux anisotrope.

La conductivité thermique dépend de la température lorsque l'on considère des plages étendues de température. Dans la suite de ce cours on considérera systématiquement la conductivité thermique comme un scalaire constant ce qui revient à se placer dans le cas de matériaux homogènes et isotropes. Cette simplification n'est cependant pas abusive car il est souvent difficile de procéder différemment et même dans le cas de matériaux typiquement inhomogènes (béton par exemple) on considère une conductivité moyenne appelée conductivité effective.

Le tableau ci-dessous donne les valeurs de la conductivité thermique de certains matériaux parmi les plus courants.

Tableau. II. 1. Conductivité thermique de certains matériaux

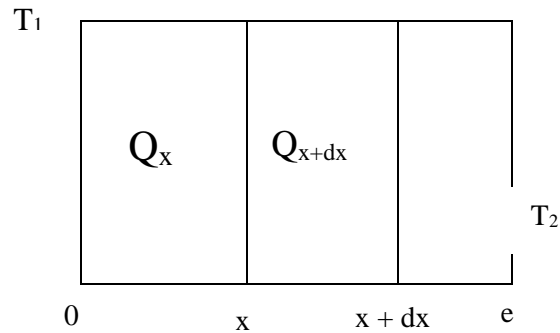
Matériau	λ (W/m °C)	Matériau	λ (W/m °C)
Argent	419	plâtre	0.48
Cuivre	386	Amiante	0.16
Aluminium	204	Bois (Feuillu résineux)	0.12 – 0.23
Acier Doux	45	Liège	0.044 – 0.049
Acier inox	15	Laine de roche	0.038 – 0.041
Glace	1.88	Polystyrène expansé	0.036 – 0.047
Béton	1.4	Laine de verre	0.035 – 0.051
Brique terre cuite	1.1	Polyuréthane (mousse)	0.03 – 0.045
Verre	1	Polystyrène extrudé	0.028
eau	0.6	Air	0.026

II.4. Etude des modèles élémentaires

II.4.1. Cas d'un mur

II.4.1.1. Cas d'un mur simple (monocouche)

La figure représente une coupe transversale d'un mur de surface S , d'épaisseur e et de conductivité thermique λ .



On note T_1 : température de la paroi à $x = 0$.

T_2 : température à $x = e$.

Considérons un système d'épaisseur dx . Si le transfert thermique est indirectionnel ou il n'y'a pas ni stockage, ni génération d'énergie.

Bilan d'énergie :

$$Q_{\text{entrant}} = Q_{\text{Sortant}} \Rightarrow Q_e = Q_s \Rightarrow Q_x = Q_{x+dx} = \text{constant}$$

On a la loi de Fourier : $Q = -\lambda \cdot S \cdot \frac{dT}{dx}$

$$\begin{aligned} Q \cdot dx &= -\lambda \cdot s \cdot dT \Rightarrow Q \cdot \int_0^e dx = -\lambda \cdot s \cdot \int_{T_1}^{T_2} dT \Rightarrow Q \cdot e = -\lambda \cdot s \cdot (T_2 - T_1) \\ &= \lambda \cdot s \cdot (T_1 - T_2) \end{aligned}$$

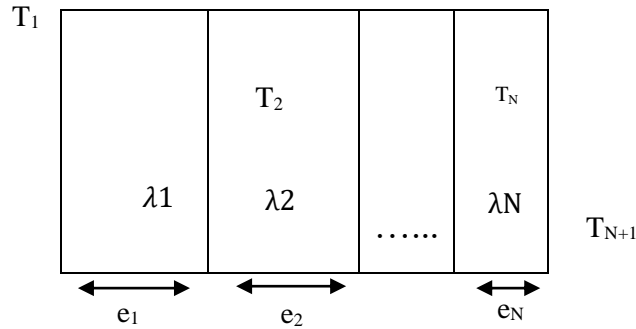
$$\Rightarrow Q = \frac{\lambda \cdot s \cdot (T_1 - T_2)}{e} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e}{\lambda \cdot s}} \quad \text{avec } \frac{e}{\lambda \cdot s} = R_{th} : \text{résistance thermique}$$

$$\text{Donc } Q = \frac{T_1 - T_2}{R_{th}}$$

Cette loi $R_{the} = \frac{e}{\lambda \cdot S}$ est analogue à la loi d'ohm en électricité qui définit l'intensité de courant comme le rapport de la différence de potentiel électrique sur la résistance électrique.

II.4.1.2. Cas d'un mur composite (multicouche)

➤ **Cas d'un composite en série**



Soit un mur composite de plusieurs couches d'épaisseur e_1, \dots, \dots, e_N de surface S , de conductivité thermique $\lambda_1, \dots, \dots, \lambda_N$

Avec : $T_1 > T_{N+1}$ (Transfert de chaleur de corps plus chaud au corps moins chaud)

La température à $x = 0$ est T_1 x : variation d'épaisseur

La température à $x = \sum ei = e_1 + \dots + e_N$ est T_{N+1}

$$Q = constant = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e_1}{\lambda_1 \cdot S}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{e_2}{\lambda_2 \cdot S}} = \dots = \frac{T_N - T_{N+1}}{\frac{e_N}{\lambda_N \cdot S}}$$

Donc : $T_1 - T_2 = \frac{Q \cdot e_1}{\lambda_1 \cdot S}$

$T_2 - T_3 = \frac{Q \cdot e_2}{\lambda_2 \cdot S}$

⋮

$T_N - T_{N+1} = \frac{Q \cdot e_N}{\lambda_N \cdot S}$

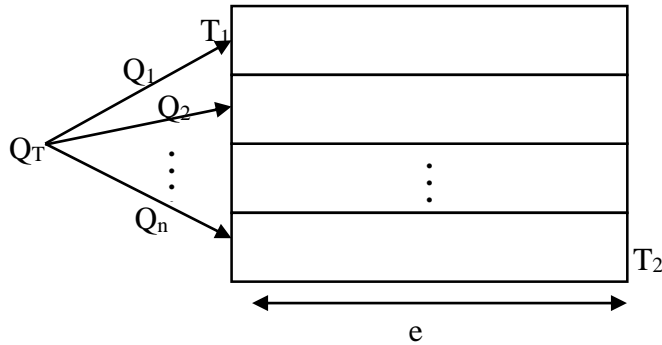
On fait la somme :

$$T_1 - T_{N+1} = Q \left[\frac{e_1}{\lambda_1 \cdot S} + \frac{e_2}{\lambda_2 \cdot S} + \dots + \frac{e_N}{\lambda_N \cdot S} \right]$$

$$Q = \frac{T_1 - T_{N+1}}{\frac{e_1}{\lambda_1 \cdot S} + \frac{e_2}{\lambda_2 \cdot S} + \dots + \frac{e_N}{\lambda_N \cdot S}} = \frac{T_1 - T_{N+1}}{R_{thg}}$$

Avec R_{thg} : résistance thermique globale

➤ Cas d'un mur en parallèle



$$Q_1 = \frac{T_1 - T_2}{R_1}, Q_2 = \frac{T_1 - T_2}{R_2}, \dots, Q_N = \frac{T_1 - T_2}{R_N}$$

$$Q_T = \sum Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_N = T_1 - T_2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_N} \right)$$

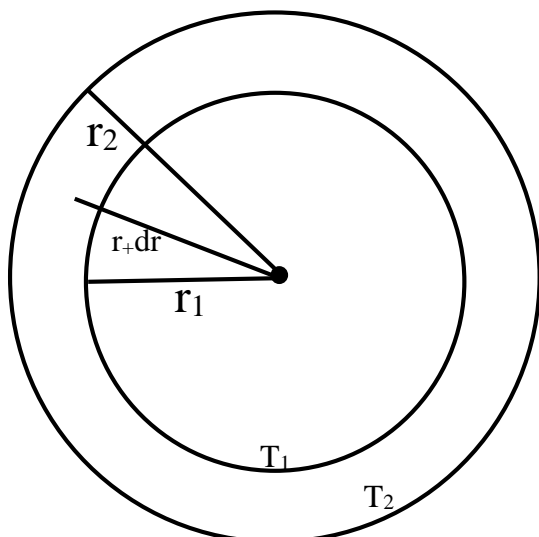
$$\frac{1}{R_{thg}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_N}$$

$$Q_T = \frac{T_1 - T_2}{R_{thg}}$$

II.4.2. Cas d'un cylindre

II.4.2.1. Cas d'un cylindre simple (monocouche)

La figure représente une coupe transversale d'un cylindre creux de conductivité thermique λ , de rayon interne r_1 et rayon externe r_2 . La température de face interne T_1 et la température de face externe T_2 .



On suppose que le gradient longitudinale de température est négligeable (ni stockage, ni génération)

Bilan thermique : $Q_r = Q_{r+dr} = \text{constant}$

$$Q = -\lambda S \frac{dT}{dr} \quad S_{\text{cylindre}} = 2\pi \cdot r \cdot l \quad \text{avec } l : \text{longueur du cylindre}$$

$$Q = -\lambda \cdot 2\pi \cdot l \cdot r \cdot \frac{dT}{dr} \Rightarrow Q \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \int_{T_1}^{T_2} dT$$

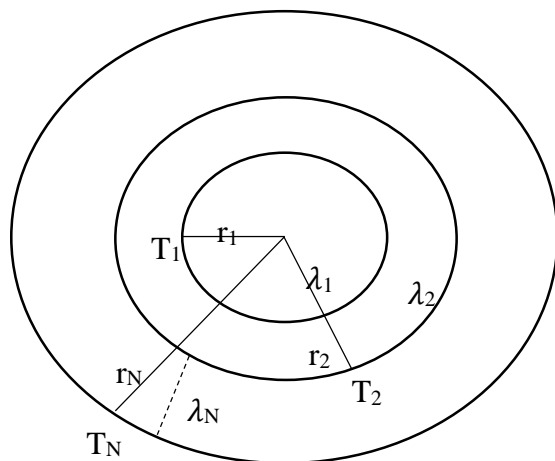
$$Q \ln \frac{r_2}{r_1} = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda (T_1 - T_2). \quad \text{Donc } Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{thg}}$$

$$R_{thg} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda}$$

II.4.2.2. Cas d'un cylindre multicouche

La figure représente une coupe transversale d'un cylindre multicouche creux.

La température de la face interne T_1 . La température de la face externe T_N . Chaque couche est caractérisée par une λ .



Bilan thermique :

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_1}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_2}} = \dots = \frac{T_{N-1} - T_N}{\frac{\ln \frac{r_N}{r_{N-1}}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_{N-1}}}$$

$$T_1 - T_2 = Q \cdot \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_1}$$

$$T_2 - T_3 = Q \cdot \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_2}$$

⋮

$$T_{N-1} - T_N = Q \cdot \frac{\ln \frac{r_N}{r_{N-1}}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_{N-1}}$$

On fait la somme :

$$T_1 - T_N = Q \cdot \left[\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_2} + \dots + \frac{\ln \frac{r_N}{r_{N-1}}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_{N-1}} \right]$$

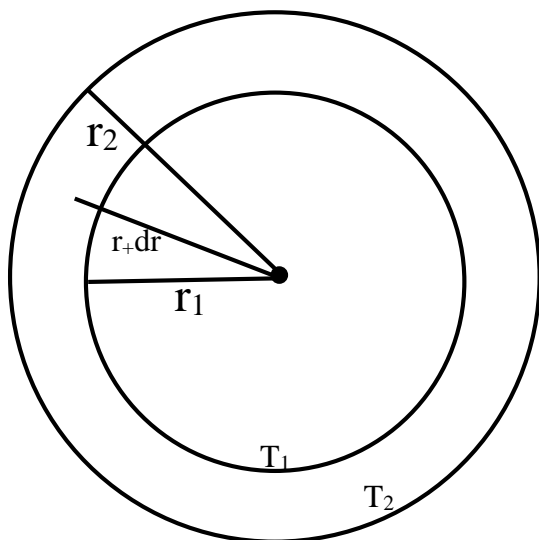
$$Q = \frac{T_1 - T_N}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_2} + \dots + \frac{\ln \frac{r_N}{r_{N-1}}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_{N-1}}} = \frac{T_1 - T_N}{R_{thg}}$$

$$R_{thg} = \text{résistance thermique globale} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_2} + \dots + \frac{\ln \frac{r_N}{r_{N-1}}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_{N-1}}$$

II.4.3. Cas d'une sphère

II.4.3.1. Cas d'une sphère monocouche

Soit une coupe transversale d'une sphère creuse de conductivité thermique λ . rayon interne r_1 et rayon externe r_2 . On suppose qu'il n'y'a pas ni stockage, ni génération.



Bilan thermique : $Q_r = Q_{r+dr} = Q_{constant}$

$$Q = -\lambda \cdot S \cdot \frac{dT}{dr} \quad \text{avec} \quad S = 4 \cdot \pi \cdot r^2$$

$$Q \cdot dr = -\lambda \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dT$$

$$Q \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^2} = -\lambda \cdot 4 \cdot \pi \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$Q \int_{r_1}^{r_2} \left(-\frac{1}{r} \right) = -4\pi\lambda (T_2 - T_1)$$

$$Q \left(-\frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_1} \right) = -4\pi\lambda (T_2 - T_1)$$

$$Q \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) = 4\pi\lambda (T_1 - T_2)$$

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)} = \frac{T_1 - T_2}{R_{thg}}, R_{thg} = \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)$$

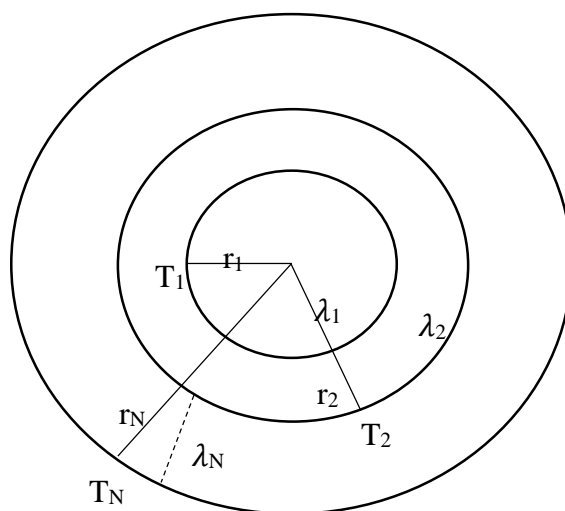
II.4.3.2. Cas d'une sphère composite (multicouche)

Supposant une sphère creuse multicouche de rayon interne r_1 et de rayon externe r_N .

T_1 : température interne.

T_N : température externe.

Conductivité thermique de λ_1 à λ_N



Bilan thermique (flux thermique) :

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{4\pi\lambda_1} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}$$

$$Q = \frac{T_2 - T_3}{\frac{1}{4\pi\lambda_2} \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3} \right)}$$

⋮

$$Q = \frac{T_{N-1} - T_N}{\frac{1}{4\pi\lambda_{N-1}} \left(\frac{1}{r_{N-1}} - \frac{1}{r_N} \right)}$$

Donc : $T_1 - T_2 = \frac{Q\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)}{4\pi\lambda_1}$

$$T_2 - T_3 = \frac{Q\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}\right)}{4\pi\lambda_2}$$

⋮

$$T_{N-1} - T_N = \frac{Q\left(\frac{1}{r_{N-1}} - \frac{1}{r_N}\right)}{4\pi\lambda_{N-1}}$$

On fait la somme :

$$T_1 - T_N = Q \left[\frac{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}{4\pi\lambda_1} + \frac{\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}}{4\pi\lambda_2} + \dots + \frac{\frac{1}{r_{N-1}} - \frac{1}{r_N}}{4\pi\lambda_{N-1}} \right]$$

$$Q = \frac{T_1 - T_N}{\frac{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}{4\pi\lambda_1} + \frac{\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}}{4\pi\lambda_2} + \dots + \frac{\frac{1}{r_{N-1}} - \frac{1}{r_N}}{4\pi\lambda_{N-1}}}$$

$$Q = \frac{T_1 - T_N}{R_{thg}}$$

II.5. Conclusion

La conduction thermique (ou diffusion thermique) est un mode de transfert thermique provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, ou entre deux milieux en contact, et se réalisant sans déplacement global de matière.

La conduction thermique est un transfert thermique spontané d'une région de température élevée vers une région de température plus basse, et est décrite par la loi dite de Fourier établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822.

La conduction est l'un des modes les plus importants de transfert de chaleur, importance établie

par la place que ce mode occupe dans les problèmes les plus pratiques d'ingénierie énergétique. Transferts d'énergie par conduction examine de manière détaillée la conduction de la chaleur ; il met en évidence les équations qui régissent ce phénomène, puis les applique à une série de situations pratiques.

Chapitre III. Convection thermique

III.1. Introduction

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

L'équilibre thermique qui se réalise entre deux corps de températures différentes est dû à un échange de chaleur entre ces deux corps. Le sens commun permet de constater que la température finale dépend non seulement des températures initiales mais aussi de la masse des deux corps en contact ainsi que de leur nature.

Les transferts thermiques font partie des sciences de base, peu de domaines industriels où la thermique ne joue un rôle petit ou grand. Le chercheur, au minimum, doit donc en connaître les principes fondamentaux, être capable d'évaluer leur importance dans un problème particulier et dégager les ordres de grandeur par une modélisation simple.

Le transfert de chaleur est généralement régi par trois modes : La conduction, la convection et le rayonnement. Les transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse sont dits transferts de chaleur par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides dans lesquels il est généralement prépondérant.

La convection est un mode de transfert de chaleur où celle-ci est advectée (transportée, conduite) par au moins un fluide. Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue : la convection libre ou naturelle, La convection forcée. L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

La convection c'est un transfert qui résulte d'un mouvement d'ensemble du matériau le supportant. La convection a donc lieu dans les fluides (gaz ou liquides). Elle est souvent

caractéristique de l'échange à la frontière entre un solide et un fluide et est donc très liée à l'écoulement fluide mais aussi aux géométries d'échange et aux états de surface si un solide intervient. Il convient de distinguer la convection forcée dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieur (pompe, ventilateur, etc.) de la convection naturelle dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple).

III.2. Types de convection

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

- ✓ **Convection libre ou naturelle (Convection libre) :** le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures).

- ✓ **Convection forcée :** le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de Température.

III.3. Expression du flux thermique (Analogie de Reynolds)

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduit à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude schématisée sur la figure III.1. Cette similitude sera démontrée plus loin dans le cas d'un écoulement sur une plaque plane chauffée.

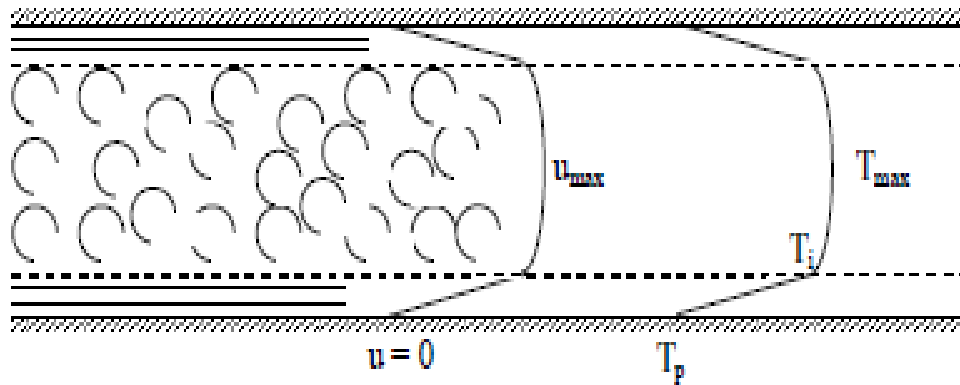


Figure III.1. Représentation de l'analogie de Reynolds dans le cas d'un écoulement turbulent dans un tube.

Quelques soit le type de convection (libre ou forcée) et quelques soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur Φ est donné par la relation dite loi de Newton:

$$\Phi = h \cdot S \cdot (T_p - T_f) \quad (\text{III.1})$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transféré (W)

S : Surface traversée (m^2)

T_p : Température de la paroi (K)

T_f : Température moyenne du fluide (K)

h : Coefficient moyen de transfert convectif (W/m^2K)

Remarque : La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

Le tableau III.1 donne l'ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection pour différentes configurations.

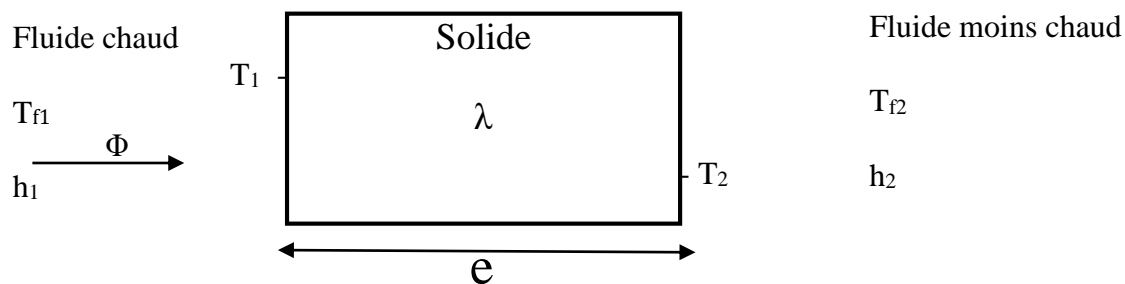
Tableau III.1. Ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection.

Configuration	h (W/m ² °C)
Convection naturelle	
Dans un gaz	2 – 10
Dans un liquide	100 - 1000
Convection forcée	
Avec un gaz	10 – 200
Avec un liquide	100 - 5000
Ebullition de l'eau	
Dans un récipient	2500 – 35000
En écoulement dans un tube	5000 - 100000
Condensation de l'eau sous 1 atm	
Sur une surface verticale	1000 – 11000
A l'extérieur de tubes horizontaux	10000 - 25000

III.4. Application de la loi de Newton

III.4.1. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface plane.

Le transfert de chaleur d'un fluide à un autre fluide au travers d'une paroi solide est le phénomène le plus fréquemment rencontré dans l'industrie. La transmission de chaleur se fait à la fois par la convection à l'intérieur des fluides et par conduction au travers de la paroi solide séparant les deux fluides.

**Figure III.2.** Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface plane.

Φ : constant, $T_{f1} > T_1 > T_2 > T_{f2}$

$$\Phi = h_1 \cdot S \cdot (T_{f1} - T_1) \quad \text{Convection (1)}$$

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e}{\lambda \cdot S}} \quad \text{Conduction (2)}$$

$$\Phi = h_2 \cdot S \cdot (T_2 - T_{f2}) \quad \text{Convection (3)}$$

$$(1) \Leftrightarrow (T_{f1} - T_1) = \frac{\Phi}{h_1 \cdot S}$$

$$(2) \Leftrightarrow (T_1 - T_2) = \Phi \cdot \frac{e}{\lambda \cdot S}$$

$$(3) \Leftrightarrow (T_2 - T_{f2}) = \frac{\Phi}{h_2 \cdot S}$$

On fait la somme des températures

$$T_{f1} - T_{f2} = \Phi \left[\frac{1}{h_1 \cdot S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{1}{h_2 \cdot S} \right] \Rightarrow \Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 \cdot S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{1}{h_2 \cdot S}} \Rightarrow \Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{thg}} \quad \text{(III.2)}$$

III.4.2. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface cylindrique

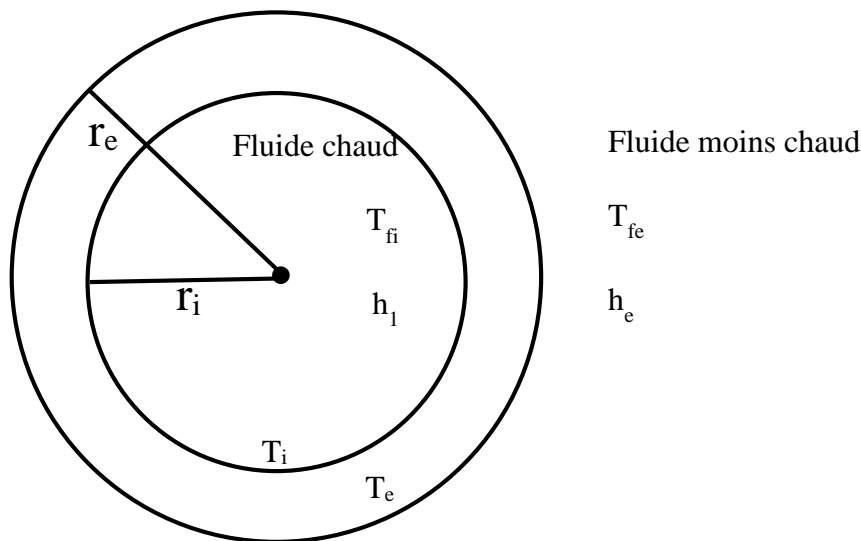


Figure III.3. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface cylindrique.

$\Phi = \text{Constant}$, i : intérieur, e : extérieur

$$T_{fi} > T_i > T_e > T_{fe}$$

$$\Phi = h_i \cdot S_i \cdot (T_{fi} - T_i) \quad \text{Convection (1)}$$

$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi\lambda}} \quad \text{Conduction (2)}$$

$$\Phi = h_e \cdot S_e \cdot (T_e - T_{fe}) \quad \text{Convection (3)}$$

$$(1) \Leftrightarrow (T_{fi} - T_i) = \frac{\Phi}{h_i S_i} = \frac{\Phi}{h_i \cdot 2\pi r_i \cdot l} \quad \text{avec } S_i = 2\pi r_i \cdot l$$

$$(2) \Leftrightarrow T_i - T_e = \Phi \cdot \left[\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda} \right]$$

$$(3) \Leftrightarrow T_e - T_{fe} = \frac{\Phi}{h_e \cdot S_e} = \frac{\Phi}{h_e \cdot 2\pi r_e \cdot l} \quad \text{avec } S_e = 2\pi r_e \cdot l$$

On fait la somme des températures

$$T_{fi} - T_{fe} = \Phi \left[\frac{1}{h_i \cdot 2\pi r_i \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 2\pi r_e \cdot l} \right], \text{ donc :}$$

$$\Phi = \frac{T_{fi} - T_{fe}}{\frac{1}{h_i \cdot 2\pi r_i \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 2\pi r_e \cdot l}} \quad (\text{III.3})$$

III.4.3. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface sphérique

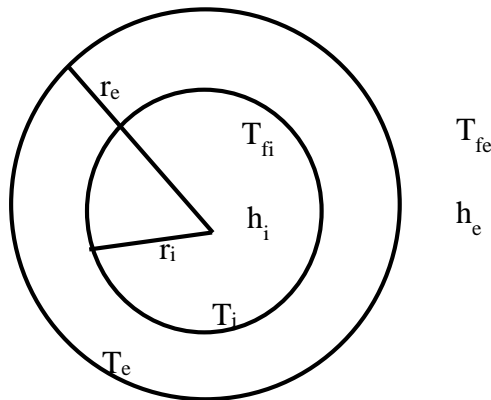


Figure III.4. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface sphérique.

$$T_{fi} > T_i > T_e > T_{fe}$$

$$\Phi = \text{constant}$$

$$\Phi = h_i \cdot S_i \cdot (T_{fi} - T_i) = h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2 \cdot (T_{fi} - T_i) \quad \text{Convection (1)}$$

$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}} \cdot \frac{1}{4\pi \lambda} \quad \text{Conduction (2)}$$

$$\Phi = h_e \cdot S_e \cdot (T_e - T_{fe}) = h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2 \cdot (T_e - T_{fe}) \quad \text{Convection (3)}$$

$$(1) \Leftrightarrow T_{fi} - T_i = \frac{\Phi}{h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2}$$

$$(2) \Leftrightarrow T_i - T_e = \Phi \cdot \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi\lambda}$$

$$(3) \Leftrightarrow T_e - T_{fe} = \frac{\Phi}{h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2}$$

On fait la somme des températures

$$T_{fi} - T_{fe} = \Phi \left[\frac{1}{h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2} + \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi\lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2} \right], \text{ donc :}$$

$$\Phi = \frac{T_{fi} - T_{fe}}{\frac{1}{h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2} + \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi\lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2}} \quad (\text{III.4})$$

III.5. Détermination du coefficient thermique de convection (h)

Le problème de la convection est en fait de déterminer ce coefficient en fonction des conditions d'écoulement du fluide, des caractéristiques géométriques des parois et des changements d'état du fluide, ce qui implique la résolution des équations différentielles qui sont généralement difficile à résoudre théoriquement, ce qui conduit à la nécessité de définir des corrélations en utilisant des paramètres adimensionnelles (nombres sans dimensions).

- ✓ Nombre de Reynolds, compare les forces d'inertie et les forces visqueuses

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (\text{III.5})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho : \text{masse volumique du fluide (kg/m}^3\text{)} \\ V : \text{vitesse d'écoulement du fluide (m/s)} \\ D : \text{Dimension caractéristique (m)} \\ \mu : \text{viscosité dynamique du fluide (pa. S : poiseuille)} \end{array} \right.$$

- ✓ Nombre de Prandtl, compare la diffusion de masse devant la diffusion thermique

$$Pr_r = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{III.6})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu : \text{viscosité dynamique du fluide (Kg/m. s)} \\ c_p : \text{Chaleur massique du fluide (J/kg. }^\circ\text{C)} \\ \lambda : \text{Conductivité thermique du fluide (W/m. }^\circ\text{C)} \end{array} \right.$$

Le nombre de Prandtl est une propriété physique du fluide. Le tableau III.2 donne quelques ordres de grandeur du nombre de Prandtl pour divers fluides. Pour les liquides, le nombre de Prandtl varie beaucoup avec la température.

Tableau III.2. Valeurs du nombre de Prandtl pour différents fluides

Fluide	Métaux liquides	Air	Eau	Huiles
Prandtl	10^{-2}	0.7	7	10^2

Les métaux liquides utilisés dans les centrales nucléaires ont une diffusivité thermique très élevée et en conséquence un nombre de Prandtl très faible. Les huiles au contraire ont une viscosité dynamique forte et un nombre de Prandtl élevé. Ces deux fluides ainsi que l'eau s'éloignent des conditions d'analogie. D'autre part, il faut être rigoureux dans la construction des équations modèles correspondant aux deux cas extrêmes en particulier pour le terme de dissipation visqueuse qui peut ne plus être négligeable. Le nombre de Prandtl de la majorité des gaz est voisin de un.

- ✓ Nombre de Nusselt, compare le transfert par convection devant le transfert par conduction dans le fluide. Il est proportionnel au coefficient d'échange et il est d'autant plus élevé que le transfert par convection est important.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (\text{III.7})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} h : \text{coefficient thermique de convection (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \\ D : \text{Dimension caractéristique (m)} \\ \lambda : \text{Conductivité thermique du fluide (W/m. }^\circ\text{C)} \end{array} \right.$$

- ✓ Nombre de Pecket, compare le transfert par diffusion et par convection dans le fluide

$$P_e = R_e \cdot P_r = \frac{u \cdot L}{\alpha_f} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

- μ : viscosité dynamique du fluide (Kg/m. s)
- L : Distance (m)
- α_f : Diffusivité thermique du fluide.

- ✓ Nombre de Grashof compare les forces visqueuses devant les forces de gravité. Il caractérise les mouvements occasionnés dans le fluide par les gradients thermiques. Ce nombre joue en conséquence un rôle comparable à celui tenu par le nombre de Reynolds en convection forcée.

$$G_r = \rho^2 \cdot g \cdot B (T_p - T_f) \frac{D^3}{\mu^2} \quad (\text{III.9})$$

Avec :

- ρ : masse volumique du fluide
- g : accélération de la pesanteur (9,81 m/s²)
- B : coefficient de dilatation thermique
- T_p : Température de la paroi
- T_f : Température de fluide
- D : Dimension caractéristique de la géométrie.
- μ : viscosité dynamique

Dans les corrélations expérimentales pour la convection naturelle, nous allons souvent rencontrer le produit des nombres de Grashof et de Prandtl. Ce produit est appelé le nombre de Rayleigh :

$$R_a = G_r \cdot P_r \quad (\text{III.10})$$

Méthode pratique de calcul de h

Avant de procéder au calcul de h il faut bien savoir :

- ✓ Si le fluide est liquide ou gaz
- ✓ L'intervalle de température du fluide
- ✓ S'il s'agit d'une convection naturelle ou forcée

- ✓ Si le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent (Calculer Re et le comparer à Re_c : si $Re < Re_c$ le régime est dit laminaire et si $Re > Re_c$ le régime est dit turbulent)
- ✓ Si le fluide est en contact avec une surface plane, circule entre deux surfaces planes ou circule dans un tube, etc.
- ✓ Utiliser l'une des formules empiriques données ci-dessous pour déterminer h

III.6. Principales corrélations en convection

Les principales formules utilisées pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur en convection sont résumés comme suit :

III.6.1. Écoulement plan (écoulement le long d'une plaque plane)

A. Convection forcée

- ✓ Régime laminaire : $Re < 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,628 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{III.11})$$

- ✓ Régime turbulent : $Re > 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,035 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{III.12})$$

B. Convection naturelle

- ✓ $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$

$$Nu = 0,59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (\text{III.13})$$

- ✓ $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{13}$

$$Nu = 0,021 \cdot (Gr \cdot Pr)^{2/5} \quad (\text{III.14})$$

III.6.2. Écoulement tubulaire

A. Convection forcée

Généralement le régime est turbulent : $6 \cdot 10^3 < Re < 10^7$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \quad (\text{III.15})$$

$n = 0.4$ en cas de chauffage ($T_{\text{fluide}} < T_{\text{paroi}}$) et $n = 0.3$ en cas de refroidissement ($T_{\text{fluide}} > T_{\text{paroi}}$)

B. Convection naturelle**B.1. Cylindres verticaux**✓ Pour $10^4 < G_r \cdot P_r < 10^9$

$$N_u = 0,59 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/4} \quad (\text{III.16})$$

✓ Pour $10^9 < G_r \cdot P_r < 10^{13}$

$$N_u = 0,021 \cdot (G_r \cdot P_r)^{2/5} \quad (\text{III.17})$$

B.2. Cylindres horizontaux✓ Pour $10^{-10} < G_r \cdot P_r < 10^{-2}$

$$N_u = 0,675 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0,058} \quad (\text{III.18})$$

✓ Pour $10^{-2} < G_r \cdot P_r < 10^2$

$$N_u = 1,02 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0,148} \quad (\text{III.19})$$

✓ Pour $10^2 < G_r \cdot P_r < 10^4$

$$N_u = 0,85 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0,188} \quad (\text{III.20})$$

✓ Pour $10^4 < G_r \cdot P_r < 10^7$

$$N_u = 0,48 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/4} \quad (\text{III.21})$$

✓ Pour $10^7 < G_r \cdot P_r < 10^{12}$

$$N_u = 0,125 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/3} \quad (\text{III.22})$$

III.7. Domaines d'application

Les domaines d'applications des transferts de chaleur par convection sont variés et à différentes échelles spatiales. Aux grandes échelles, par exemple, on peut citer la prédiction météorologique, le climat et la circulation océanique. A plus petites échelles cela concerne de nombreuses applications industrielles comme le refroidissement dans les centrales nucléaires, des aubages de turbine ou des micro-processeurs, le dimensionnement des échangeurs de chaleur, le dégivrage des entrées d'air de réacteur. Des applications domestiques comme le

confort thermique, les déperditions d'un double vitrage, le conditionnement d'air ou le tirage d'une cheminée sont aussi concernées.

III.8. Conclusion

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et de mouvement du fluide (liquide ou gaz). Le transport de chaleur par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacent. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules et transférer une partie de leur énergie.

On distingue deux types de convection : convection forcée due à l'action d'une pompe, ventilateur, etc. et convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles même provoquées par des différences de température.

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi. Elle est décrite par la loi de Newton. La méthode utilisant l'analyse dimensionnelle est la méthode la plus facile dans sa mise en œuvre pour déterminer l'expression du coefficient de convection. Cette analyse dimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimension très utiles dans phénomènes convectifs. Ces nombres sont en particulier le nombre de Reynolds, nombre de Prandtl, nombre de Nusselt et nombre de Grashof.

Chapitre IV. Description des appareils d'échange de chaleur sans changement de phase

IV.1. Introduction

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

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

Les échangeurs de chaleur sont généralement employés dans une variété de procédés d'usine pour transférer l'énergie d'un fluide à un autre sans mélanger les deux substances. Ils exécutent, ainsi, une double fonction, celle de réchauffer un fluide froid au moyen d'un fluide chaud qu'ils refroidissent en même temps.

Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible.

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants : transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion et encrassement. Dans ce travail, on a abordé un bref aperçu sur les échangeurs de chaleur, en commençant avec une définition, puis une description le principe de fonction des échangeurs de chaleur double tube, à faisceau et calandre et enfin à plaque.

IV.2. Généralités

IV.2.1. Définition d'un échangeur thermique

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à assurer un transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Cet appareil réchauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre souvent sans changement de phase. De l'un et l'autre. Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre : deux liquides, deux gaz, ou un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

IV.2.2. Principe de fonctionnement

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.

IV.2.3. Types classiques des échangeurs de chaleur

Pour résoudre des problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont les échangeurs à plaques et les échangeurs tubulaires.

IV.2.4. Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de différentes façons selon leurs classifications.

IV.2.4.1. Classification selon leurs procédés de transfert thermique

Les échangeurs de chaleur sont classés en deux types :

A. Echangeurs de chaleur à contact indirect

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les flux des fluides restent séparés et la chaleur est transférée de manière continue à travers une paroi de séparation imperméable ou à l'intérieur et à l'extérieur d'une paroi de manière transitoire. Idéalement, il n'y a pas de contact direct entre les fluides en interaction thermique.

B. Echangeurs de chaleur à contact direct

Dans ce type, la chaleur passe continuellement du fluide chaud au fluide froid à travers une paroi de séparation. Bien qu'un flux simultané de deux (ou plus) fluides soit nécessaire dans

l'échangeur, il n'y a pas de mélange direct des deux (ou plus) fluides parce que chaque fluide s'écoule dans des passages de fluide séparés. En général, il n'y a pas de pièces mobiles dans la plupart de ces échangeurs de chaleur. Ce type d'échangeur est désigné comme un échangeur de chaleur récupérateur ou simplement comme un récupérateur. (Certains exemples d'échangeurs de chaleur à transfert direct sont des échangeurs tubulaires, à plaques et à surface étendue).

IV.2.4.2. Classification selon la compacité de surface

Le rapport du transfert de chaleur, surface d'un côté de l'échangeur de chaleur au volume peut être utilisé comme une mesure de la compacité des échangeurs de chaleur. On peut classer les échangeurs de chaleur aux échangeurs compacts et non compacts (figure VI.1).

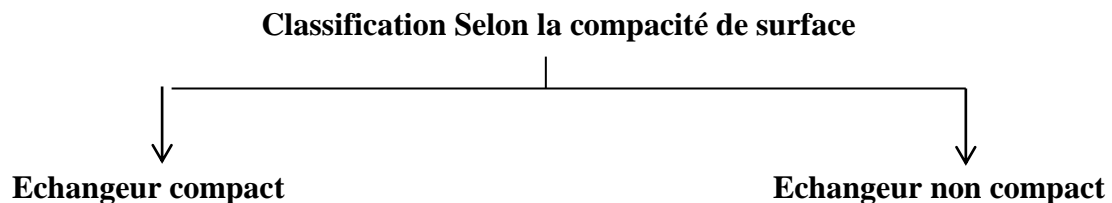


Figure IV.1. Classification des échangeurs de chaleur selon la compacité de surface.

IV.2.4.3. Classification selon la construction

Les échangeurs de chaleur peuvent également être classés en fonction de leurs caractéristiques de construction. Par exemple, il y a des échangeurs tubulaires, à plaques, à surface étendue et à régénération (figure IV.2).

Un facteur de performance important pour tous les échangeurs de chaleur est la quantité de surface de transfert de chaleur au volume de l'échangeur de chaleur. C'est ce qu'on appelle son facteur de compacité et est mesuré en mètres carrés par mètre cube.

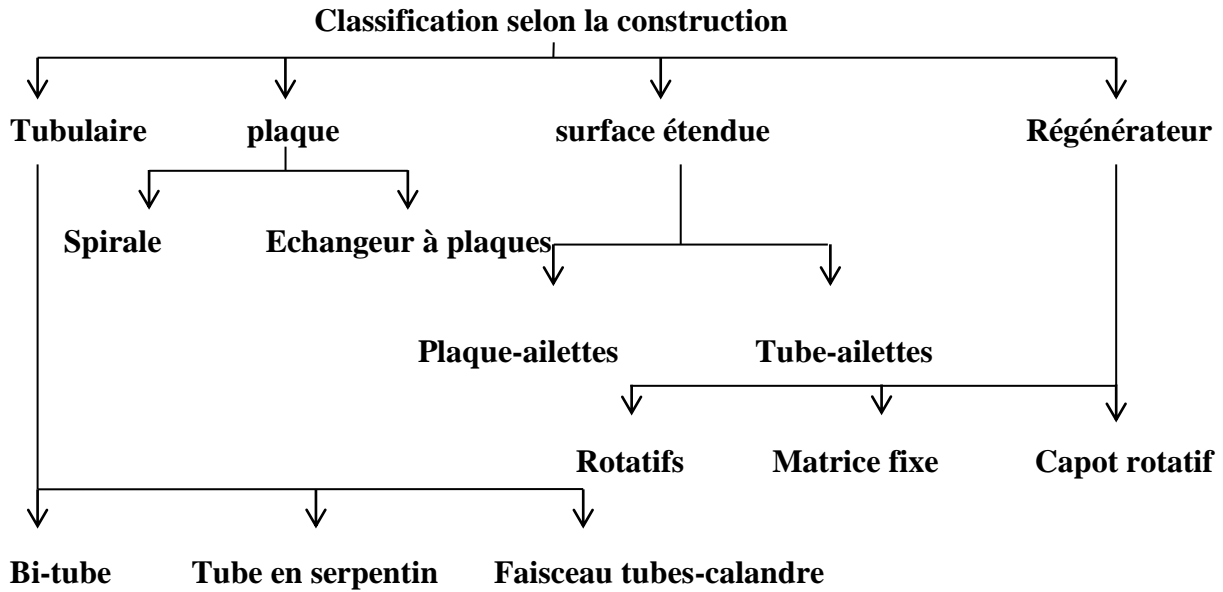


Figure IV.1. Classification selon la construction.

IV.2.4.4. Classification selon 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.

IV.2.4.5. Classification selon le nombre de fluide

La plupart des procédés de chauffage, refroidissement, récupération de chaleur, et le rejet de chaleur impliquent le transfert de chaleur entre deux fluides. Par conséquent, les échangeurs de chaleur à deux fluides sont les plus courants. Les échangeurs de chaleur à fluide sont largement utilisés en cryogénie et dans certains procédés chimiques (par exemple systèmes de séparation de l'air, unité de séparation hélium-air, purification et liquéfaction de l'hydrogène, synthèse de l'ammoniac). Dans certaines applications de procédés chimiques, on a utilisé jusqu'à 12 flux de fluides à l'expiration. La théorie de la conception de trois- et multi fluide échangeurs de chaleur est algébriquement très complexes (figure IV.3).

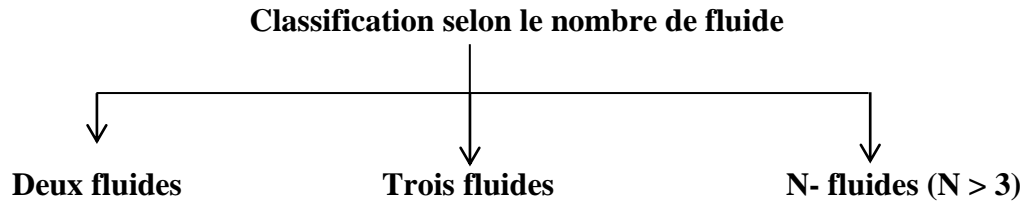


Figure IV.2. Classification des échangeurs selon le nombre de fluide.

IV.2.4.6. Classification selon la configuration des fluides

La distinction est faite ici entre les échangeurs à simple passage, où l'un des fluides circule une seule fois dans la structure de l'échangeur, et les échangeurs à passages multiples, où les fluides sont amenés à circuler plusieurs fois dans la structure, éventuellement dans des sens différents. Le courant peut être séparé, pour échanger par exemple avec deux milieux à des températures distinctes, ou bien divisé dans plusieurs canaux pour augmenter la surface d'échange (figure IV.4)

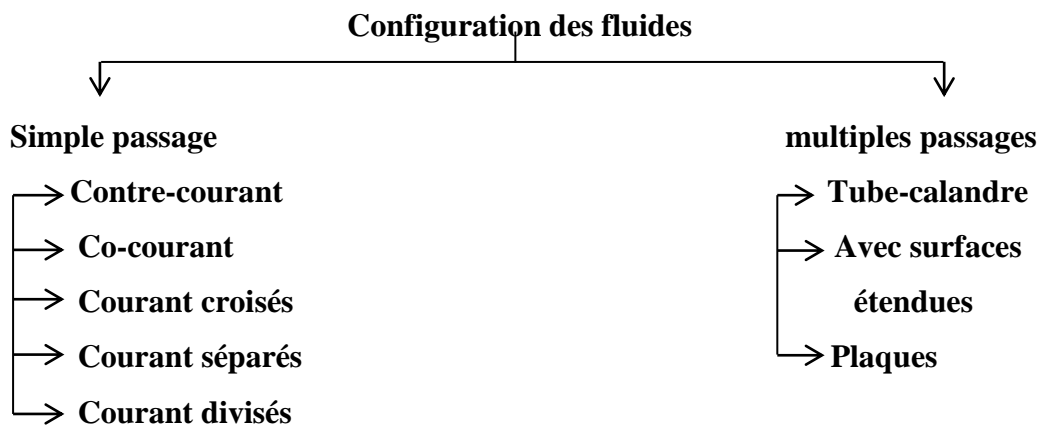


Figure IV.3. Classification des échangeurs selon la configuration des fluides.

IV.2.4.7. Classification selon le sens de l'écoulement

On peut classer les échangeurs thermiques selon le sens de l'écoulement des fluides. On distingue alors les échangeurs :

- ✓ **A courants parallèles** : les deux fluides circulent parallèlement et vont dans le même sens (Figure IV.5).

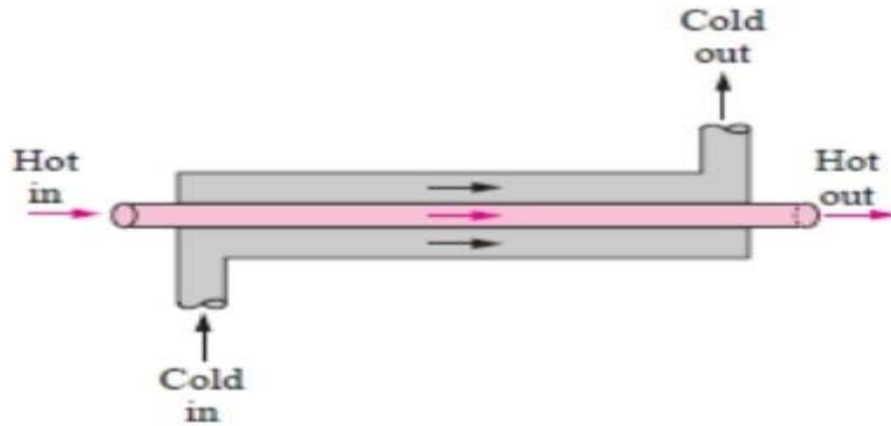


Figure IV.5. Echangeur à tube à courant parallèle.

- ✓ **A contre-courants** : les deux fluides circulent parallèlement mais vont dans le sens opposé (figure IV.6).

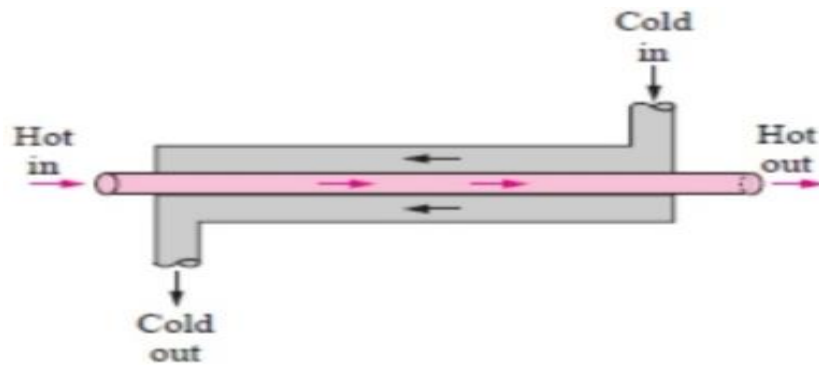


Figure IV.6. Echangeur à tube à contre-courant.

- ✓ **A courants croisés** : les deux fluides circulent perpendiculairement.
- ✓ **A tête d'épingle** : un des fluides fait demi-tour dans un conduit plus large tandis que le deuxième le traverse. On peut considérer que cela correspond à un courant parallèle sur une moitié de la distance de l'échangeur et sur l'autre moitié à un contre-courant.
- ✓ **A contact direct ou à mélange** : les deux fluides sont mis en contact.

IV.2.4.8. 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 a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

IV.2.4.9. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

IV.2.4.10. Classification selon les types d'échange

A. Echangeur sans changement de phase

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

B. Echangeur avec changement de phase

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

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

IV.2.5. Critères de sélection d'un échangeur de chaleur

Les critères de sélection sont nombreux, mais les critères principaux sont la nature du fluide à traiter, les pressions et les températures de fonctionnement, et les coûts. Les fluides impliqués dans le transfert de chaleur peut être caractérisé par la température, la pression, la phase, les propriétés physiques, la toxicité, corrosivité, et tendance à l'encrassement. Les conditions de fonctionnement des échangeurs de chaleur varient dans une fourchette très large, et un large éventail d'exigences est imposée pour leur modèle et performance.

Tous ces éléments doivent être considérés lors de l'évaluation du type de l'échangeur à utiliser. Lors de la sélection d'un échangeur de chaleur pour une tâche donnée, les points suivants doivent être considérés :

- ✓ Matériaux de construction
- ✓ Pression et température de fonctionnement,
- ✓ Débits
- ✓ Type d'écoulement
- ✓ Performance paramètres : efficacité thermiques et perte de charge
- ✓ Risque d'encrassement
- ✓ Types et phases de fluides
- ✓ Possibilités d'entretien, d'inspection, de nettoyage, extension et de réparation
- ✓ Cout global
- ✓ Techniques de fabrication
- ✓ Applications destinées.

IV.2.6. Exigences de sélection d'un échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur doivent remplir les conditions suivantes :

- ✓ Grande efficacité thermique
- ✓ Perte de charge aussi faible que possible
- ✓ Fiabilité et espérance de vie
- ✓ Produit de haute qualité et un fonctionnement sûr
- ✓ Compatibilité des matériaux avec les fluides de fonctionnement
- ✓ Format pratique, facile pour l'installation, l'utilisation fiable
- ✓ Facilité d'entretien et de réparation
- ✓ Léger mais robuste dans la construction pour résister aux pressions opérationnelles
- ✓ Simplicité de fabrication
- ✓ Faible coût

IV.3. Echangeurs à faisceau et calandre

L'échangeur de chaleur à faisceau et calandre (figure IV.7), faisant partie des échangeurs tubulaires, est probablement le type d'échangeur le plus commun trouvé dans l'industrie. Il est largement répandu dans l'industrie pétrolière puisqu'il peut être construit avec de très grandes surfaces dans un volume relativement petit. Il peut être conçu à partir d'alliages d'acier et

avec des diamètres et longueurs très variables. Il est destiné au chauffage et à la condensation de tous les types de fluides.

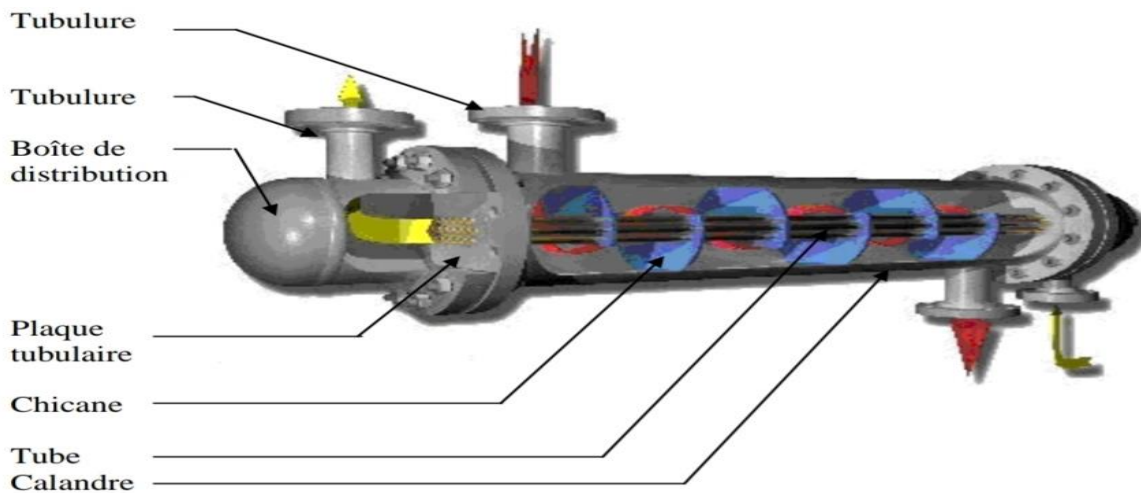


Figure IV.7. Schéma d'un échangeur tube-calandre.

Ce type d'appareil est constitué d'un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide en plusieurs passes à l'intérieur du faisceau. Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. Les principaux éléments de cette catégorie d'échangeur sont décrits ci-dessous :

IV.3.1. Calandre

La calandre est un cylindre sans soudure ou une plaque d'acier roulée et soudée, ayant des brides de boulonnage à chaque extrémité (figure IV.8). Ces brides porteront le couvercle et la boîte de distribution, ainsi que les plaques tubulaires dans le but de maintenir le faisceau de tubes et éviter sa vibration. Les plaques tubulaires peuvent être fixes ou à tête flottante. Le fluide côté calandre traverse celle-ci dans un mouvement d'onde grâce à la présence des chicanes qui sont en forme de segment avec une coupure de 25 % de l'espace libre, placées alternativement le long de la calandre. Ces chicanes aident à créer la turbulence requise pour l'amélioration du transfert thermique en augmentant la vitesse d'écoulement à l'intérieur de la calandre. D'autre part, elles diminuent les vibrations et minimisent les zones mortes. En

générale et dans le but d'augmenter la transmission de chaleur, plusieurs calandres peuvent être placées en série ou en parallèle selon les besoins.



Figure IV.8. Photo montrant une calandre.

IV.3.2. Faisceau et Assemblage faisceau-calendrier

IV.3.2.1. Faisceau

Les faisceaux de tubes sont, en général, hydrostatiquement testés. Les tubes peuvent être soit des tubes en U, soit des tubes droits (figure IV.9).

Les tubes sont fixés à chacune de leur extrémité dans deux plaques tubulaires. La perforation des trous dans ces plaques est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré ou carré renversé, soit au pas triangulaire ou triangulaire renversé, comme il est montré sur la Figure 5. Le pas triangulaire permet de placer 10 % de tubes en plus que le pas carré, mais rend leur nettoyage mécanique extérieur impossible. Il provoque, en outre, une perte de charge côté calandre plus élevée que le pas carré. Pour cela, le pas carré est plus répandu dans l'industrie pétrolière.

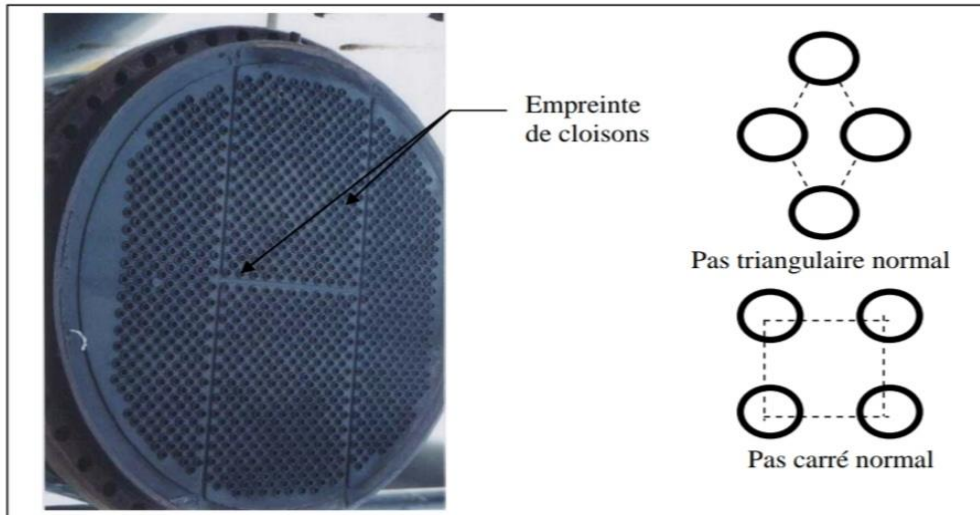


Figure IV.9. Exemple de disposition des tubes du faisceau.

IV.3.2.2. Assemblage faisceau-calandre

On distingue trois classes d'appareils :

A. Echangeurs à plaque tubulaire fixes

Celles-ci peuvent être directement soudées sur la calandre. De construction peu onéreuse, ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe, mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. En outre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique. Leur emploi en raffinerie reste donc très limité (figure IV.10).

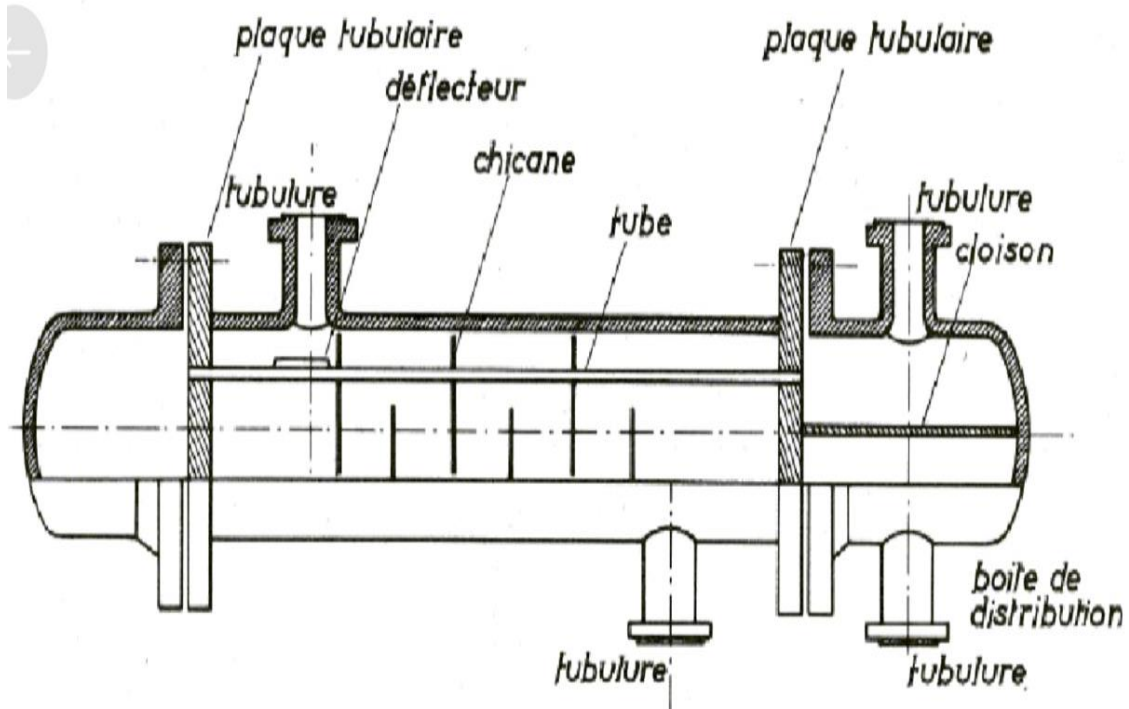


Figure IV.10. Echangeur à plaque tubulaire fixes.

B. Echangeurs à tête flottante

Une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils, permettant l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en raffinerie (figure IV.11).

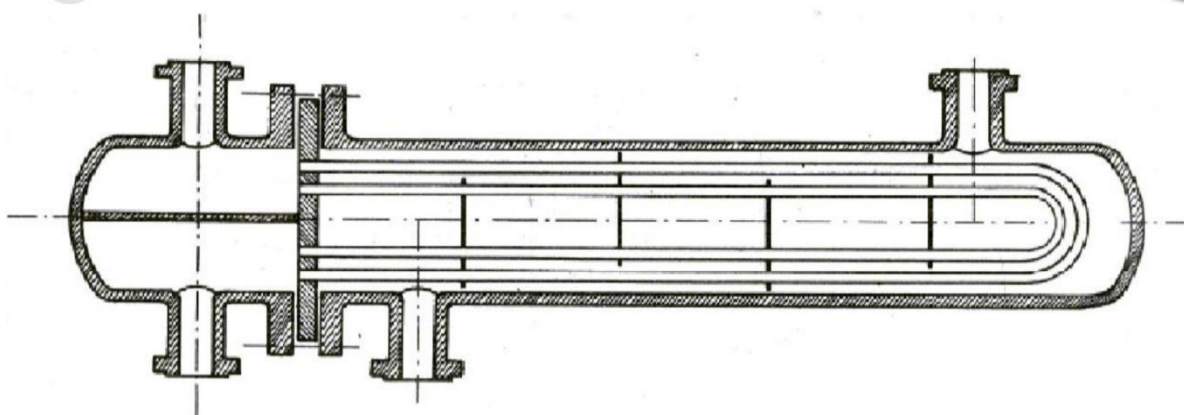


Figure IV.11. Echangeur à tête flottante.

C. Echangeurs à tubes en U

L'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs (figure IV.12).

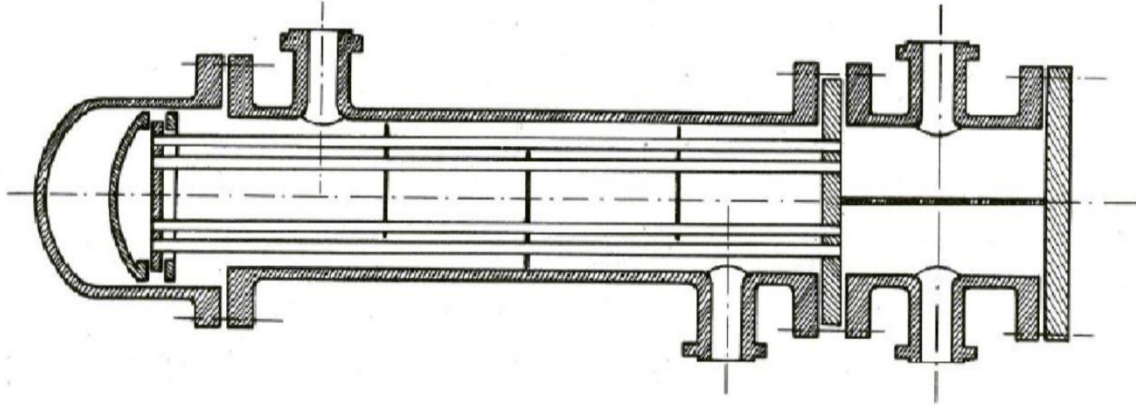


Figure IV.12. Echangeur à tubes en U.

IV.4. Echangeurs de chaleurs à plaques

IV.4.1. Définition

L'échangeur à plaques est un appareil qui permet un transfert de chaleur entre deux liquides ayant des températures différentes et ce, sans contact direct entre les liquides. Ce sont des plaques d'acier inoxydable qui assurent le passage de la chaleur d'un liquide à l'autre.

Les échangeurs à plaques sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti. Chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les deux fluides (produits et fluide caloporteur) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, augmenter ainsi le coefficient de convection. Les plaques sont équipées de joints permettant d'éviter tout mélange des fluides.

IV.4.2. Principe de fonctionnement

L'échangeur de chaleur à plaques comprend des plaques profilées et empilées présentant des orifices de passage et formant un paquet de fentes d'écoulement. Les canaux (créés par l'empilement des plaques) sont parcourus, à raison d'un sur deux, par les deux fluides

participant à l'échange de chaleur. Les canaux sont formés entre les plaques et les passages de coins sont disposés de façon que les deux milieux circulent par des canaux alternatifs. La chaleur est transférée à travers la plaque entre les canaux et le flux à contre-courant est créé pour assurer une plus grande efficacité. L'ondulation des plaques fournit le passage entre elles, supportent chaque plaque contre adjacente, et augmente la turbulence, donnant lieu à un transfert de chaleur plus efficace.

IV.4.3. Types des échangeurs à plaque

Les principaux types de ces échangeurs sont désignés comme échangeurs à plaques et joints, à plaques soudées, à plaques hélicoïdales, à lamelles, à circuits imprimés et à serpentins à plaque externe.

IV.4.3.1. Echangeurs à plaques et joints

Ils sont constitués d'un grand nombre de plaques de métal minces, particulièrement conçues pour transférer la chaleur d'un liquide à un autre. Ces plaques de métal minces sont séparées et étanchées par un jeu des joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques. Le paquet de plaques est installé dans un encadrement, qui fournit les raccords pour les liquides et la compression appropriée des plaques et qui se fait au moyen d'un jeu de tirants (figure IV.13).

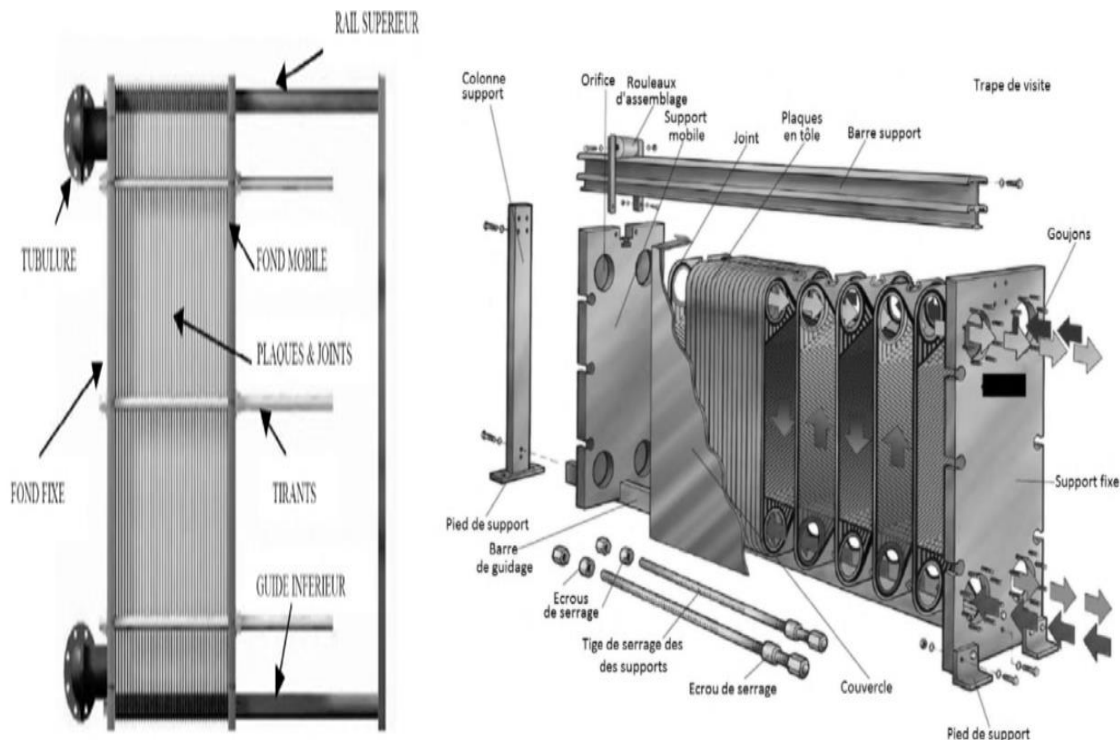


Figure IV.13. Echangeurs à plaques et joints.

L'assemblage des blocs de l'appareil permet d'obtenir le compromis recherché entre un bon coefficient de transfert et une perte de charge admissible. Les plaques ont des formes variées et dépendent du constructeur de l'appareil, ces formes sont gravées en relief (3D, sous forme d'ailettes) : elles ont pour rôle d'assurer la distribution du liquide et d'augmenter la turbulence ainsi que la surface d'échange (par conséquent, augmenter le coefficient d'échange).

Les principales limitations des échangeurs à plaques sont liées aux :

- ✓ Limitations de pression,
- ✓ Limitations de températures à cause des joints

IV.4.3.2. Echangeurs à plaque soudés ou cassettes

Contrairement aux échangeurs à plaques et joints, ces appareils ne possèdent ni bâti ni tirant les plaques étant assemblées entre elles par des brasures en inox. Les fluides circulent à contre-courant et le transfert thermique se fait par conduction au travers des plaques. Généralement, toute la matière de l'échange de chaleur, ce qui en fait une technologie très compacte et très simple à installer. Ces échangeurs sont utilisés lorsqu'un haut coefficient d'échange est recherché en priorité (fluides propres, ne provoquant pas de problèmes d'encrassements). Exemples : eau déminéralisée, ammoniac, industrie pharmaceutique et chimique fine (ou une grande résistance à la corrosion est demandée), industrie alimentaire (figure IV.14).



Figure IV.14. Echangeur à plaque soudée.

IV.4.3.3. Echangeurs à plaques hélicoïdales

Un échangeur de chaleur à plaques hélicoïdales consiste à deux feuilles de métal relativement longues reliées par des tiges métalliques pour garder un espacement qui sont roulées autour d'un mandrin pour former une paire de canaux hélicoïdaux pour deux fluides. La figure IV.15 en montre un exemple. Un embout est ajouté aux extrémités afin de garder les fluides dans leurs canaux respectifs. Ces embouts peuvent être soudés ou fixés avec des vis en ayant un joint étanche entre les plaques hélicoïdales et chaque embout afin de garder l'échangeur de chaleur étanche. Les principaux métaux utilisés pour les plaques sont l'acier inoxydable, le titane et des alliages à haute densité de nickel. Les fluides peuvent circuler de trois manières différentes dans l'échangeur : à contre-courant en spirale, un fluide en spirale et l'autre transversalement, un fluide en spirale et l'autre en une combinaison de spirale et transversale.

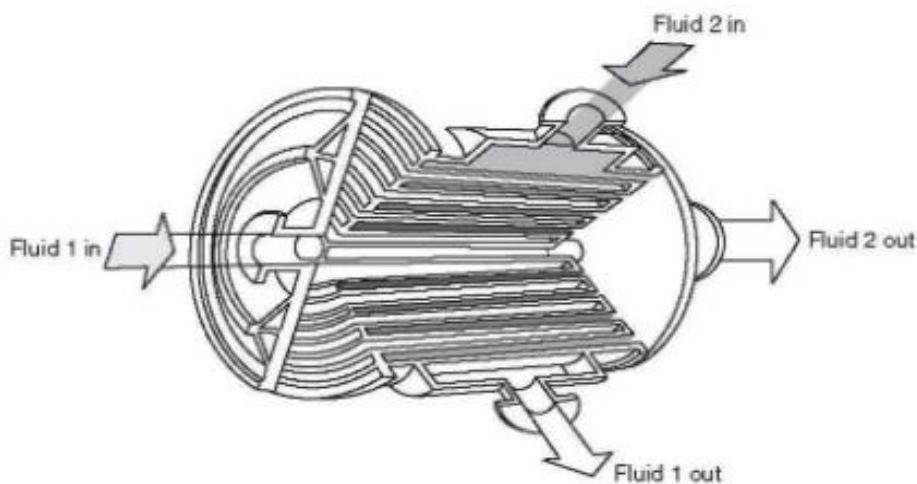


Figure 15. Echangeur de chaleur à plaques hélicoïdales.

IV.4.3.4. Echangeurs à lamelles

Les échangeurs de chaleur à lamelles consistent en une enveloppe extérieure tubulaire dans laquelle un grand nombre d'éléments, appelés lamelles, sont introduits. Ces lamelles sont généralement des tubes aplatis selon différents ratios. La figure IV.16 montre un exemple de ce type d'échangeur et de lamelles. L'ouverture des lamelles va de 3 à 10 mm et l'épaisseur de 1,5 à 2 mm. Les lamelles sont insérées dans le tube et refermées avec un joint d'étanchéité pour prévenir les fuites. L'écoulement est généralement à contre-courant afin d'augmenter le transfert thermique entre les deux fluides. Cet échangeur de chaleur est utilisé dans les procédés chimiques l'industrie des pâtes et papiers et pour toutes autres applications pouvant utiliser un échangeur à tubes et calandres.

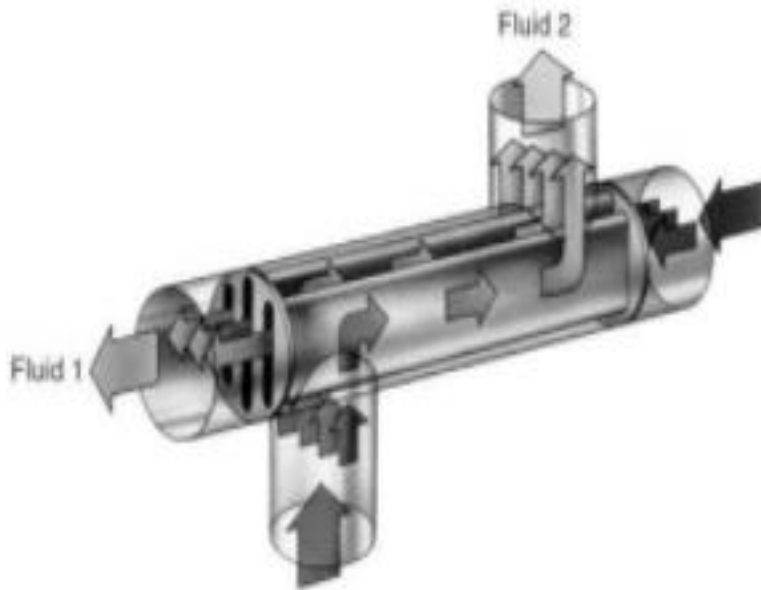


Figure IV.16. Echangeur de chaleur à lamelle.

IV.4.3.5. Echangeurs à circuits imprimés

Les échangeurs à circuits imprimés n'ont qu'une seule surface d'échange de chaleur comme les échangeurs à plaques, la figure IV.17 montre un exemple. De petits canaux sont fabriqués dans une plaque avec la même technique que dans la fabrication de circuits imprimés. Les différentes plaques ainsi formées sont soudées les unes aux autres pour former un échangeur de chaleur. La profondeur des canaux va de 0,1 à 2 mm. Il est possible d'atteindre une haute densité de surface de contact, 650 à $1300\text{m}^2/\text{m}^3$, pour des pressions de 50 à 100 MPa et des températures de 150 à 800 °C. De nombreux matériaux sont utilisés dans leur fabrication, notamment l'acier inoxydable, le titane, le cuivre, le nickel et ses alliages. Ils sont couramment utilisés dans des plateformes pétrolières en haute mer comme refroidisseur de compresseur, récupérateur de chaleur d'eaux usées, dans des procédés cryogéniques et encore plus. Avec la petite dimension des canaux, la perte de charge peut être importante pour des applications à basse et moyenne pression. Cependant, ils ont les avantages d'avoir une résistance à la pression élevée, une bonne flexibilité dans le design et une excellente efficacité.

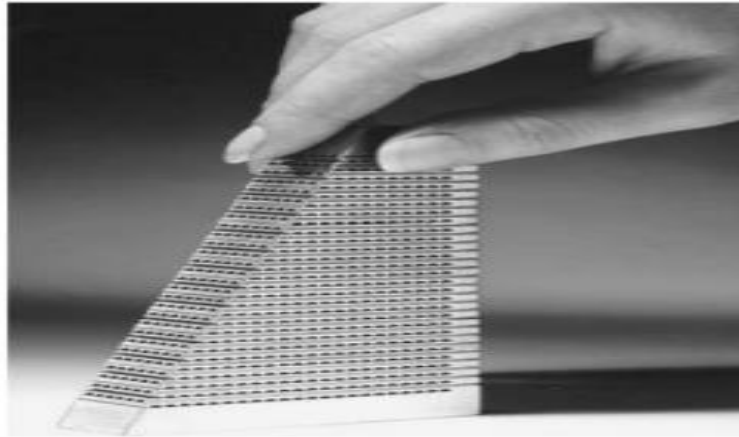


Figure IV.17. Echangeur à circuits imprimés

IV.4.3.6. Echangeurs à serpentín à plaque externe

L'élément principal est nommé un serpentín à plaque externe et est illustré à la figure IV.18. Ces échangeurs de chaleurs sont faciles à fabriquer et peu dispendieux. Leur géométrie permet de les introduire dans la plupart des systèmes, d'une conduite à une large cuve en passant par un milieu ambiant selon que l'on désire réchauffer ou refroidir le fluide caloporteur. Les matériaux les plus courants dans la fabrication des échangeurs de chaleur à serpentín à plaque externe sont l'acier carbone, l'acier inoxydable, le titane, le nickel et ses alliages. La pression d'opération maximale varie de 1,2 à 1,8 MPa selon le matériau de fabrication et la géométrie.



Figure 2. Plaque à serpentín d'un échangeur à serpentín à plaque externe.

IV.5. Conclusion

A travers cette recherche, on a précisé la généralité de ce que nous avons appelé un échangeur de chaleur et nous avons restreint ce domaine à l'ensemble des échangeurs de chaleur sans changement de phase.

Les notions d'échangeur de chaleur est un dispositif permettant un transfert d'énergie thermique entre au moins deux corps (solides, liquides ou gaz). La plupart du temps, il s'agit de fluides. Ces fluides peuvent être en contact indirect ou direct, c'est-à-dire séparés ou non par une paroi généralement métallique, et qu'il existe une multitude de types d'échangeurs, possédant des géométries, des configurations et même des modes de fonctionnement qui peuvent être très différents.

Ainsi le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés thermo-physiques de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet d'améliorer le rendement thermique de cet appareil.

En effet, on ajoute les différents types d'échangeurs de chaleur sans changement de phase double tube, à faisceaux calandre, à plaques, et assemblage faisceau-calandre et la différence entre eux et que l'échangeur faisceau-calandre montre que, ce dernier rencontre des problèmes qui se manifestent par la présence des résistances supplémentaires ainsi une augmentation des pertes de charges. Ce changement se traduit par l'incapacité d'assurer l'échange thermique d'où la nécessité d'augmenter sa surface d'échange. dans le but d'amélioration des performances d'échangeurs de chaleur vise les mécanismes d'intensification des transferts convectifs comme le prouve le nombre croissant d'études menées sur l'effet d'insertion des éléments dans un espace tubulaire qui serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions d'appareils thermiques ou pour optimiser les indices économiques d'exploitation des réseaux de transfert de chaleur.

Chapitre V. Calcul des Echangeurs

V.1. Introduction

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. Il est indispensable dans de nombreuses applications courantes, chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, en génie des procédés, pour le stockage d'énergie ou la production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir d'énergie thermique.

On a préféré ce thème parce que les échangeurs sont utilisés dans une large variété d'applications, ceux-ci incluent la production d'énergie ; les industries alimentaires ; les industries de procédés chimiques ; dans le domaine d'électronique; technologie environnementale; rétablissement de chaleur résiduelle; industrie; et climatisation, réfrigération ; et applications de l'espace.

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. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Le but principal du calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les coûts d'investissement.

Au cours de cet exposé, on abordera d'abord un bref aperçu sur les échangeurs, en commençant avec une étude de transfert de chaleur , ensuite avoir une idée sur les études de la perte de charge , d'autre part on a créé une méthode de calcul d'un échangeur double tube et à faisceau et calandre, puis après évoquer une considération générales sur le calcul d'un appareil à faisceau et calandre et programmation du calcul, et on termine avec une conclusion.

V.2. Généralités

V.2.1. Définition

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

V.2.2. Principe général de fonctionnement

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection.

V.2.3. Types d'échangeurs

Il existe différents types d'échangeurs, notamment à double tube, calandre et tube, à ailettes/ventilateur, à plaques, à bloc de carbone, à serpentins et à enveloppe. Ce titre est principalement de nature générale, ne considérant que les échangeurs à calandre et à tubes, à plaques et châssis, à spirale et à refroidissement par air (ailettes/ventilateur) dans les moindres détails. Les vendeurs d'équipements sont cependant susceptibles d'être utiles en offrant des conseils sur la disposition d'autres types d'échangeurs de chaleur.

Bien que la sélection du type d'échangeur de chaleur ne soit pas un problème pour les concepteurs d'implantation, ils doivent comprendre que le type de service d'échange de chaleur dicte dans une certaine mesure le type d'échangeur sélectionné par l'ingénieur de procédé, ainsi qu'affecte indirectement l'implantation.

Des exemples de différentes fonctions d'échange de chaleur sont :

- ✓ Échange de chaleur sensible entre deux flux de processus ;
- ✓ Refroidissement à l'air ou à l'eau -Froid avec réfrigérant ;
- ✓ Chauffage à la vapeur, à l'eau chaude ou à d'autres fluides thermiques ;
- ✓ Condensation utilisant de l'eau froide ou un flux de processus ;
- ✓ Vaporisation avec de la vapeur ou un flux de processus chaud ;
- ✓ Génération de vapeur à partir d'un processus chaud ou d'un flux de déchets.

Les échangeurs tubulaires à calandre et tubes fixes sont généralement utilisés lorsque les différences de température entre le fluide côté calandre et côté tube sont faibles, en fonction des matériaux de l'enveloppe et du tube. Un joint de dilatation dans la calandre étend la portée, mais en cas d'écart de température important, des échangeurs à tête flottante ou de type « U » sont utilisés.

V.2.4. Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants :

- ✓ **Classification selon leurs procédés de transfert thermique selon leurs procédés de transfert** : les échangeurs de chaleur sont classés en deux types : à contact direct et à contact indirect.
- ✓ **Classification selon la compacité de surface** : Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux catégories : échangeurs compacts et non-compacts.
- ✓ **Classification suivant la construction échangeurs de chaleur tubulaires** : coaxial, multitubulaire, tube et calandre, double tubes coaxiaux et calandre échangeurs de chaleur à plaques-étanches, bobine de tôle en spirale, lamelles, etc.
- ✓ **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange** : les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium, etc. et les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, etc.
- ✓ **Classement fonctionnel** : Le passage des fluides dans l'échangeur peut se faire avec ou sans changement de phase. Suivant le cas, on dit qu'on a un écoulement monophasique ou diphasique. Les cas sont : les deux fluides ont un écoulement monophasique, un seul fluide a 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).

V.3. Etude de transfert de chaleur

V.3.1. Equations fondamentales

L'équilibre thermique qui se réalise entre deux corps de températures différentes est dû à un échange de chaleur entre ces deux corps. Le sens commun permet de constater que la température finale dépend non seulement des températures initiales mais aussi de la masse des deux corps en contact ainsi que de leur nature.

Ainsi, de façon plus générale, on exprimera la quantité de chaleur Q absorbée ou cédée par un corps de masse m dont la température évolue de T_{ini} (température initiale) à T_{fin} (température finale) par :

$$\varphi = m C (T_{fin} - T_{ini}) \quad (V.1)$$

La chaleur spécifique C , caractérise la nature du corps. C'est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse. La chaleur spécifique s'exprime donc en ($J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$). Le produit $m \cdot C$ est la capacité calorifique et s'exprime en ($J \text{ K}^{-1}$).

La différence de température entre un courant chaud et un courant froid dans un échangeur de chaleur est :

$$\Delta T_m = T_{fin} - T_{ins} \quad (V.2)$$

L'énergie totale échangée entre les deux courants est déterminée par l'équation suivante :

$$Q = UA \Delta T_m \quad (V.3)$$

Q représente la quantité de chaleur transférée par unité de temps. Il est à noter que la méthode utilisée pour obtenir la valeur de la constante UA de chaque échangeur de chaleur ne repose pas sur la connaissance de la géométrie de l'échangeur de chaleur, réduisant considérablement la complexité de la modélisation des échangeurs de chaleur.

V.3.2. Différence moyenne de température

✓ Fonctionnement à co-courant

Il faut d'abord établir la relation liant le flux de chaleur transmis dans l'échangeur au coefficient global de transfert h et à la surface extérieure S_2 d'échange. Cette relation est fondamentale car elle permet de dimensionner un échangeur, c'est à dire de calculer la surface d'échange nécessaire pour transférer un flux imposé.

Pour cela, on effectue un bilan thermique de la partie d'échangeur comprise entre les distances x et $x + dx$ de l'entrée de l'échangeur :

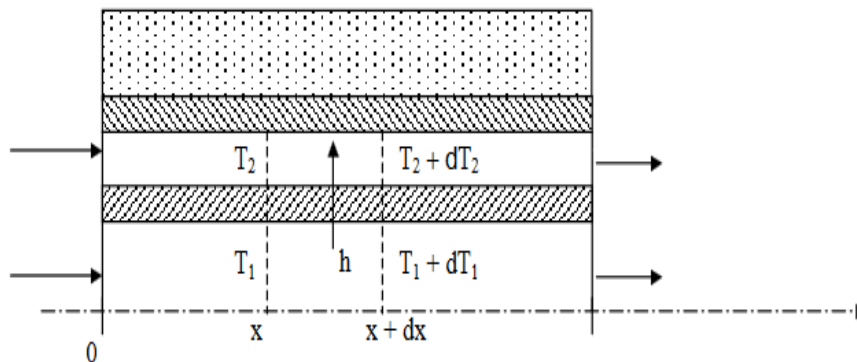


Figure V.1. Schéma des flux élémentaires dans un échangeur tubulaire simple

Le bilan thermique consiste à écrire que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage entre les plans d'abscisse x et $x + dx$ est passé intégralement à travers la paroi de séparation des deux fluides soit :

$$-q_{c1} dT_1 = h dS_2 (T_1 - T_2) \quad (\text{V.4})$$

L'équation du bilan thermique s'écrit :

$$\frac{dT_1}{T_1 - T_2} = -\frac{h dS_2}{q_{c1}} \quad (\text{V.5})$$

T_2 dépend de T_1 donc avant d'intégrer, il faut établir la relation liant ces deux grandeurs. Pour cela, on effectue le bilan thermique de l'échangeur entre l'entrée de l'échangeur et l'abscisse x en écrivant que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud a été intégralement récupéré par le fluide froid soit :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_2) = q_{c2}(T_2 - T_{2e}) \quad (\text{V.6})$$

D'où

$$T_2 = T_{2e} + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}(T_{1e} - T_1) \quad (\text{V.7})$$

Nous pouvons alors écrire en intégrant sur la surface totale d'échange S_2 :

$$-\int_0^{S_2} \frac{dS_2}{q_{c1}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{T_1 - \frac{q_{c1}(T_{1e}-T_1) - T_{2e}}{q_{c2}}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right)} \quad (V.8)$$

D'où :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right]_{T_{1e}}^{T_{1s}} \quad (V.9)$$

Soit :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \left\{ \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_{1s} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right] - \underbrace{\ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_{1e} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right]}_{T_{1e} - T_{2e}} \right\} \quad (V.10)$$

L'écriture du bilan thermique global entre l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$\varphi = q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e}) \quad (V.11)$$

Permet d'écriture :

$$\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e} = \frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1s} + T_{2s} \quad (V.12)$$

En reportant dans l'équation intégrée, il vient :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left(\frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1e} - T_{2e}} \right) \quad (V.13)$$

On peut également exprimer $\frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}}$ en fonction des températures des fluides :

$$\frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} = \frac{1}{1 + \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{1s}}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s} + T_{1s} - T_{2e}} \quad (V.14)$$

D'où la relation :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s} + T_{2s} - T_{2e}} \ln \left(\frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1e} - T_{2e}} \right) \quad (V.15)$$

$T_{1e} - T_{2e}$ qui représente l'écart de température entre le fluide chaud et le fluide froid à l'entrée de l'échangeur peut être noté $\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e}$, on écrira de même à la sortie de l'échangeur $\Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}$.

L'expression précédente peut alors se mettre sous la forme :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = hS_2 \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (V.16)$$

Le premier membre de cette équation représente le flux de chaleur total φ transféré dans l'échangeur. Le rapport : $\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e})}$ est la moyenne logarithmique (MLDT) de l'écart ΔT entre l'entrée et la sortie de l'échangeur

Le flux de chaleur échangé se met donc finalement sous la forme :

$$\varphi = h S_2 \Delta T_m \tag{V.17}$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} \\ \Delta T_s = T_{1s} - T_{2s} \\ \Delta T_e = T_{1e} - T_{2e} \end{array} \right. \tag{V.18}$$

La distribution des températures des fluides le long de l'échangeur présente l'allure suivante :

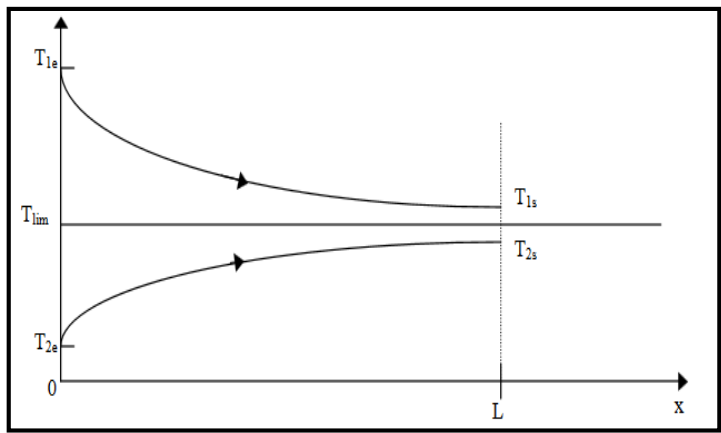


Figure V.2. Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à Co-courant

✓ **Fonctionnement à contre-courant**

On montre que la relation (V.18) s'applique aussi bien à un échange à contre-courant qu'à un échange à Co-courant, mais les expressions de ΔT_s et de ΔT_e ne sont pas identiques dans les deux cas :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_s = T_{1s} - T_{2e} \\ \Delta T_e = T_{1e} - T_{2s} \end{array} \right.$$

V.3.3. Coefficient de transfert globale

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, U constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique. Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur. Il est défini par la relation suivante :

$$d\Phi = U(T_c - T_f)dA \tag{V.19}$$

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes :

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

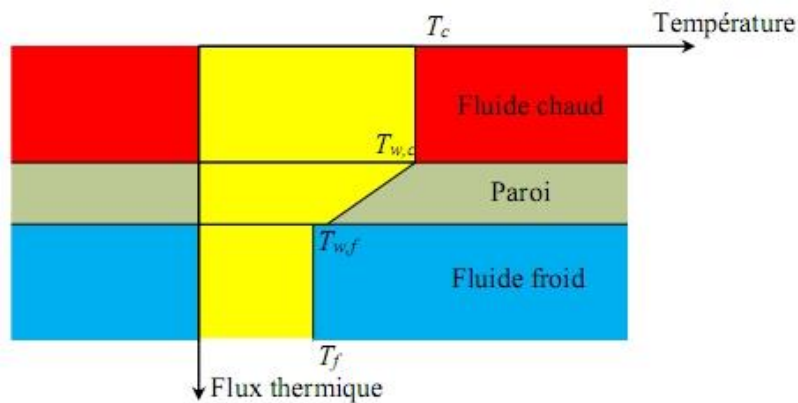


Figure V.3. Profil de température à travers un élément de surface

La résistance thermique convective du fluide chaud est : $1/h_cA$ (h_c est le coefficient de convection du fluide chaud)

La résistance thermique convective du fluide froid est : $1/h_fA$ (h_f est le coefficient de convection du fluide froid)

La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ est : $e/\lambda A$

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_cA} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_fA}} \tag{V.20}$$

Ainsi on a :

$$\Phi = UA (T_c - T_f) \implies U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_fA}} \tag{V.21}$$

Pour se rapprocher plus aux phénomènes dans un échangeur réel, on prendra compte de :

- ✓ Dans la relation (V.21), la surface d'échange A côté chaud et côté froid est supposé la même. Mais dans la pratique, l'étendue de la surface d'échange n'est pas toujours la même, au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange A_c et A_f , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera U_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera U_f .
- ✓ De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_c et R_f s'opposant à l'échange.

Donc, la performance de l'échangeur sera déduite par le calcul d'un des coefficients d'échange global suivants :

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_c + \frac{e}{\lambda} \frac{A_c}{A_m} + (R_f + \frac{1}{h_f}) \frac{A_c}{A_f}} \quad (\text{V.22})$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_f + \frac{e}{\lambda} \frac{A_f}{A_m} + (R_c + \frac{1}{h_c}) \frac{A_f}{A_c}} \quad (\text{V.23})$$

A_f : l'aire de la surface d'échange côté froid, (m^2)

A_c : l'aire de la surface d'échange côté chaud, (m^2)

A_m : l'aire de la surface d'échange moyenne, (m^2)

R_c et R_f sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en ($m^2.C$)/W.

U_c et U_f s'expriment en W/($m^2.°C$).

U est défini en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides et il peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{h_f A_f} + \frac{R_f}{A_f} + R_{\text{paroi}} + \frac{R_c}{A_c} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (\text{V.24.a})$$

En outre, nous savons que des ailerons (ailettes) sont souvent ajoutés à l'un des surfaces exposées ou aux deux fluides, la superficie augmente et la résistance globale au transfert thermique se réduit.

En conséquence, avec l'inclusion de l'effet d'ailettes (surface prolongée), le coefficient global de transfert thermique est modifié comme suit :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_f} + \frac{R_f}{(\eta_0 A)_f} + R_{\text{paroi}} + \frac{R_c}{(\eta_0 A)_c} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} \quad (\text{V.24.b})$$

La quantité η_0 dans l'équation (V.24.b) est l'efficacité globale de la surface ailette. Le taux de transfert thermique pour la surface chaude ou froide est :

$$\Phi = \eta_0 h_a (T_b - T_\infty) \quad (\text{V.25})$$

Où T_b est la température de la surface de base, A est la superficie de la surface totale.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_\xi) \quad (\text{V.26})$$

Avec : A_f est la surface ailletée totale, η_ξ est l'efficacité de la surface d'une ailette.

V.4. Etude des pertes de charge

V.4.1. Perte de charge linéaire (à l'intérieur) de tube

Soit une conduite cylindrique horizontale de diamètre invariable d , dans laquelle s'écoule un fluide à une vitesse U . Supposons que l'on dispose sur cette conduite en deux endroits éloignés d'une longueur L , deux tubes manométriques permettant de mesurer la pression statique.

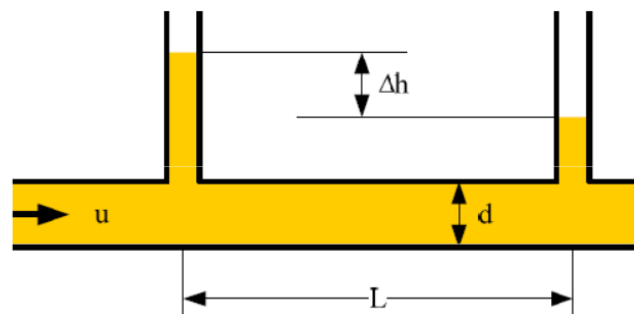


Figure V.4. Chute de pression par l'effet du frottement.

On constate que la hauteur du fluide est plus grande dans le tube amont que dans le tube aval. La différence des deux niveaux donne la hauteur de fluide correspondant à la perte de charge

Δh . Les pertes de charge linéaires sont proportionnelles à la longueur L de la conduite(m), inversement proportionnelles à son diamètre d (m), proportionnelle au carré de la vitesse débitante V du fluide (m/s). Elle est calculée par la formule de Darcy – Weisbach :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{V.27})$$

Détermination de la valeur λ

✓ Perte de charge en écoulement laminaire

Soit une conduite circulaire, dans laquelle l'écoulement est laminaire. Considérant une particule de fluide cylindrique de rayon r et de longueur L . Les forces agissant sur cette particule sont : les forces de pression et les forces de frottement.

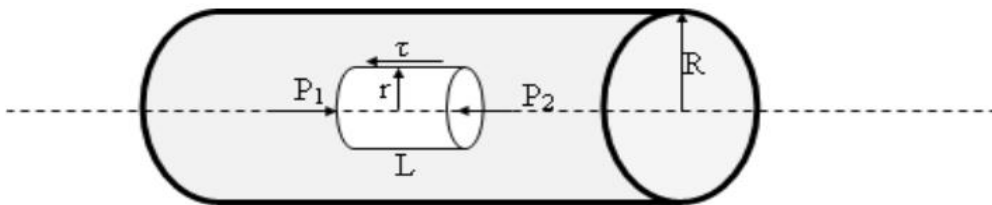


Figure V.5. Forces agissant sur un élément cylindrique

Le régime étant permanent, on peut écrire :

$$\sum \vec{F} = 0 \quad \Rightarrow \quad (p_1 - p_2) \pi r^2 = \tau (2\pi r L) \quad \Rightarrow \quad \tau = \frac{(p_1 - p_2)r}{2L} \quad (\text{V.28})$$

Où τ est le contrainte de cisaillement exprimé par :

$$\tau = -\mu \frac{dV}{dr} \quad (\text{V.29})$$

En combinant ces deux équations et solutionnant pour dV on obtient :

$$dV = -\frac{(p_1 - p_2)}{2\mu L} r dr = -\frac{\Delta P}{2\mu L} r dr \quad (\text{V.30})$$

On intègre cette équation de $r = 0$ à r et déterminer la constante d'intégration en utilisant la condition de $u = 0$ pour $r = R$ (sur la paroi), on obtient le profil de vitesse :

$$V(r) = \frac{\Delta p}{4\mu L} (R^2 - r^2) \quad (\text{V.31})$$

Pour $r = 0$, $u = u_{\max}$; ainsi, on peut obtenir le profil de vitesse sans dimension comme :

$$\frac{v}{v_{max}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad (\text{V.32})$$

La vitesse moyenne et le débit sont obtenus en l'intégrant de $r = 0$ à $r = R$:

$$Q = \frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{\Delta p}{L}\right) \text{ et } V = \frac{Q}{S} = \frac{R^2}{8\mu} \left(\frac{\Delta p}{L}\right) \quad (\text{V.33})$$

D'après l'équation du débit, on tire ΔP :

$$\Delta P = \frac{8\pi L}{\pi R^4} Q = \frac{8\mu L}{R^2} V \quad (\text{V.34})$$

Mais la perte de charge sur L (m) est :

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (\text{V.35})$$

Alors :

$$\Delta H = \frac{8\mu L}{\rho g R^2} V = \frac{32\mu L}{\rho g D^2} V \quad (\text{V.36})$$

On peut écrire cette équation sous la forme de l'équation de Darcy :

$$\Delta H = \frac{64\mu}{\rho D V} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \frac{64}{Re} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{V.37})$$

λ étant le coefficient de la perte de charge :

$$\text{Pour } Re < 2200 : \quad \lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{V.38})$$

✓ Perte de charge en écoulement turbulent

Lorsqu'un écoulement en conduite est turbulent ($Re > 2200$), le profil de vitesse n'est plus parabolique comme c'est le cas en régime laminaire. Il s'uniformise sur un large domaine autour de l'axe et présente en conséquence une brusque variation au voisinage des parois (figure V.6). Les pertes de charge régulières sont donc essentiellement dues aux frottements visqueux entre les particules fluides situées près des parois de la conduite. Il en résulte que les propriétés de la paroi jouent un rôle important et que notamment sa rugosité devient un paramètre non négligeable.

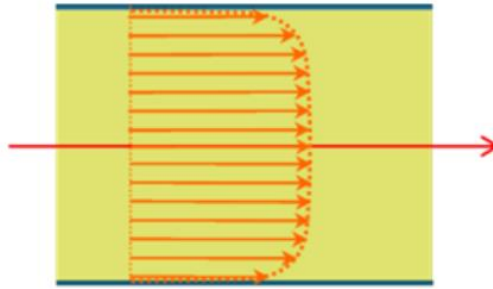


Figure V.6. Profil d'écoulement turbulent

Nikuradse (1931-1933) a effectué toute une série de mesures des pertes de charge dans des conduites dont la paroi intérieure était enduite d'une couche régulière de grains de sable. Il a observé qu'à partir d'une certaine valeur du nombre de Reynolds, le coefficient λ restait constant quel que soit Re , sa valeur ne dépend que la rugosité relative de la canalisation (domaine horizontal). Ses résultats sont résumés par la courbe suivante.

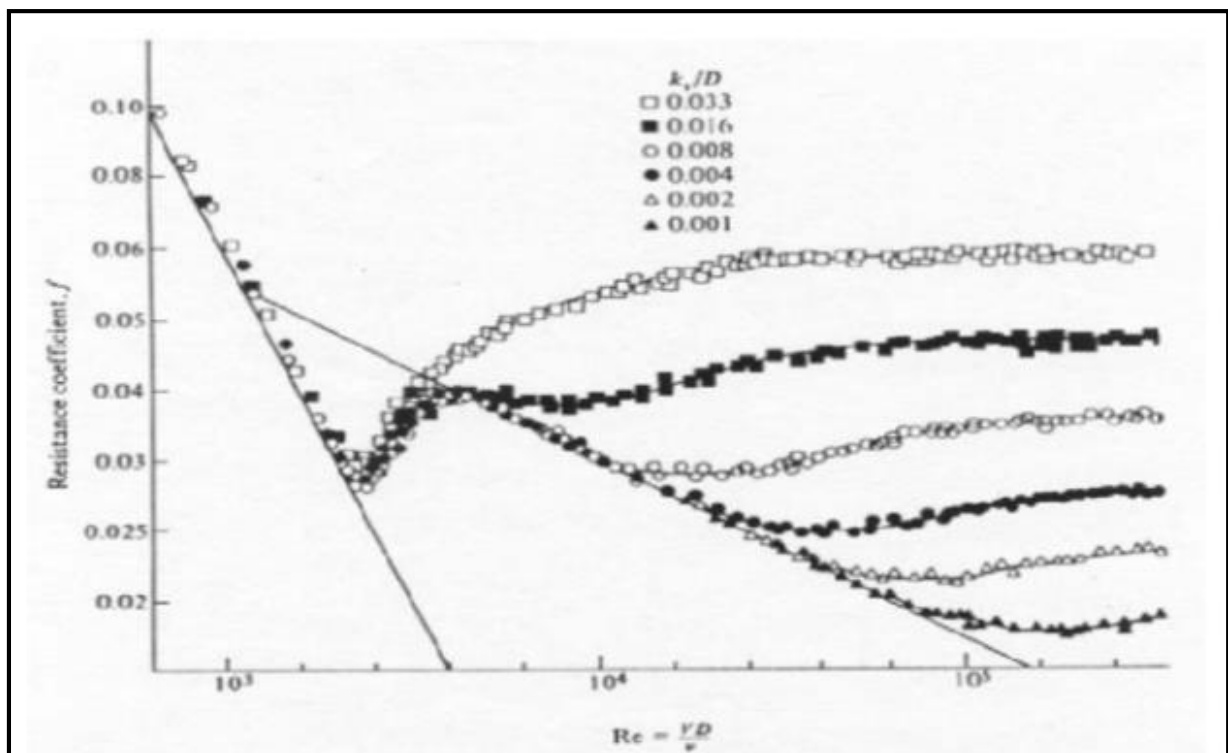


Figure V.7. Diagramme de perte de charge de Nikurdse.

On peut déviser cette courbe en quatre domaines en fonction du nombre de Reynolds :

$$2200 < Re < 10^5$$

Le coefficient de perte de charge est donné par la relation de Blasius :

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (V.39)$$

Formule dans laquelle la rugosité n'intervient pas, on parle d'écoulement turbulent lisse.

Re > 10⁵ jusqu'à l'horizontale

Le coefficient de perte de charge est donné par l'équation de Von Karman :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (V.40)$$

V.4.2. Pertes de charge singulières (à extérieur) des tubes

Chaque fois que le régime d'un fluide se trouve perturbé brusquement, c'est à dire que la vitesse varie rapidement en direction ou en grandeur, les tourbillons produits donnent lieu à un frottement supplémentaire qui s'ajoute aux frottements dus à la viscosité et aux parois du tube. Ces perturbations engendrent des pertes de charge appelée perte de charge singulière. Les principales pertes de charge singulières se produisent à l'entrée de la conduite, dans les rétrécissements ou élargissements de section, dans les coudes et les branchements, ainsi que dans les organes divers disposés sur la tuyauterie (vannes, filtres, clapets, etc). On a l'habitude d'exprimer ces pertes de charge par la formule suivante :

$$\Delta H_s = K \frac{V^2}{2g} \quad (V.41)$$

Où K est en fonction des caractéristiques géométriques et du nombre de Reynolds.

V.5. Méthodes de calcul

V.5.1. Calcul d'un échangeur double tube

La longueur des tubes à installer dans le cas d'un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre est calculée pour les mêmes données de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre ci-dessus :

Dans ce cas, on pose concentriquement dans chaque tube de diamètres intérieur/extérieur un tube de diamètres intérieur/extérieur (d_2/d_1) inférieur que le premier tube.

Les débits de fluide 1 circulant côté calandre et à l'intérieur des tubes intérieurs de diamètres intérieur/extérieur (d_2/d_1) sont égaux à la moitié du débit total de fluide 1 refroidi dans l'échangeur de chaleur à tubes et calandre ci-dessus.

Fluide 2 de refroidissement passe à contre-courant dans les passages annulaires formés par l'enveloppe de diamètres (D_2/D_1) et les tubes intérieurs.

$$V_3 = \frac{m_3}{\rho_1 N_{tp} S_{p3}} \quad (\text{V.42})$$

S_{p3} : section de passage intérieure des tubes intérieurs $m_3 = m_1$: débit de dodécane circulant à l'intérieur des tubes intérieurs.

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl donne :

$$Re_3 = \frac{\rho_1 v_3 d_2}{\mu_1} \quad (\text{V.43})$$

Et

$$Pr_3 = Pr_1$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_3 = 0.023 Re_3^{0.8} Pr_3^{1/3} \quad (\text{V.44})$$

Le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_3 = \frac{\lambda_1 Nu_3}{d_2} \quad (\text{V.45})$$

Le coefficient d'échange de chaleur h_2 de l'eau dans les passages annulaires est :

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 N_{tp} S_{p2}} \quad (\text{V.46})$$

La section de passage S_{p2} est déterminée par :

$$Re_2 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_1^2) \quad (\text{V.47})$$

Le calcul du nombre de Reynolds et du diamètre hydraulique donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 d_h}{\mu_2} \quad (\text{V.48})$$

Et

$$d_h = D_2 - d_1$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_2 = 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{1/3} \quad (\text{V.49})$$

Le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{d_k} \quad (\text{V.50})$$

V.5.2. Calcul d'un échangeur à faisceau et calandre

Du côté de la calandre, la vitesse du fluide 1 est :

$$\gamma_1 = \frac{m_1}{\rho_1 N_{td} S_{p1}} = \frac{m_1 p}{\rho_1 D_c S_{p1}} \quad (\text{V.51})$$

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Nusselt donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_1 \gamma_1 D_1}{\mu_1} \quad (\text{V.52})$$

$$Nu_1 = 0.36 Re_1^{0.55} Pr_1^{1/3} \quad (\text{V.53})$$

Le coefficient d'échange de chaleur côté calandre est :

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{D_1} \quad (\text{V.54})$$

En tenant compte de la résistance conductive de la paroi, le coefficient d'échange de chaleur global $K_{1,2}$ (fluide 1 côté calandre et fluide 2 de refroidissement) et le coefficient d'échange de chaleur global $K_{2,3}$ (fluide 2 de refroidissement et fluide 1 côté tubes intérieurs) sont calculés respectivement par :

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_1} + \frac{D_2}{2\lambda_p} \ln \frac{D_1 + \frac{1}{h_2}}{D_2}} \quad (\text{V.55})$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 h_2} + \frac{d_2}{2\lambda_p} \ln \frac{d_1 + \frac{1}{h_3}}{d_2}} \quad (\text{V.56})$$

Dans ce cas le flux de chaleur est :

$$\phi = (K_{1,2} S_{1,2} F + K_{2,3} S_{2,3}) \Delta T_{ML} \quad (\text{V.57})$$

Avec

$$S_{1,2} = N_t \pi D_2 L$$

$$S_{2,3} = N_t \pi d_2 L$$

D'où la longueur des doubles tubes concentriques dans la calandre est :

$$L = \frac{\phi}{\pi N_t ((K_{1,2} D_2 F + K_{2,3} d_2) \Delta T_{ML})} \quad (\text{V.58})$$

V.6. Conclusion

La conception des échangeurs impose en général des compromis pour répondre au mieux à toutes ces contraintes et il convient de toujours terminer la démarche de conception par un calcul de validation. Donc à travers de cette étude bibliographique consacrée aux échangeurs de chaleurs, on a pu consacrer que : Il existe de nombreuses formes d'échangeurs répondant à des besoins particuliers tels que les échangeurs à tubes et les échangeurs à calandre. Le but de cette étude c'est de faire bilan mécanique sur les échangeurs.

Une présentation détaillée a été réalisé sur les échangeurs de chaleur en particulier l'échangeur à faisceau et calandre et à double tube. Pour ce type d'échangeur, nous avons fait une étude comparative entre deux types d'écoulement (co-courant et contre-courant) à l'aide de différentes méthodes de calcul (ΔTML), et aussi un dimensionnement mécanique de l'échangeur avec les caractéristiques du fluide. Alors Les performances au niveau de ces appareils dépendant essentiellement des paramètres géométriques (l'épaisseur, la longueur et la largeur, la forme, l'orientation, l'arrangement et la disposition) par apport de l'écoulement du fluide et des paramètres thermo-physiques du fluide en plus le régime d'écoulement.

Les échangeurs de chaleur sont extrémés répondus dans l'industrie car le transfert d'énergie thermique est au coeur de nombreux processus. Les échangeurs tubulaire à calandre nous a permis de réduisant la consommation d'énergie et une bonne efficacité et capacité thermique ce qui un avantage pour l'économie de l'environnement, mais les échangeurs de chaleurs à double tube jouent un rôle important lorsque la prévention du mélange des fluides est primordiale en cas de fuite .Ils sont largement utilisés, c'est la technologie à privilégier.

Enfin, beaucoup techniques actives sont encore en stade de l'étude sur les échangeurs de chaleurs mais laissent présager de nombreuses possibilités pour des applications très ciblées.

Chapitre VI

Appareils d'échange de chaleur avec changement de phase

VI.1. Introduction

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération du milieu intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange de chaleur d'un milieu à un autre est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, avec ou sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateur, rebouilleurs, ou tous les systèmes de refroidissement. Dans tous les cas on rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

Lorsque le but recherché est l'extraction de la chaleur à un corps, ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle de l'ambiance, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de produire du froid, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de machine frigorifique. L'effet utile est la chaleur extraite (ou le froid produit) à la source froide. Si, au contraire le but recherché est la production de chaleur pour chauffer un milieu ou le maintenir à une température suffisamment haute à partir de chaleur gratuite récupérée à une température plus basse, le système en question est dénommé habituellement pompe à chaleur.

VI.2. Description des appareils

VI.2.1. Généralités

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour le transfert d'énergie (sous forme thermique) entre deux fluides ou plus, à des températures différentes. Les deux fluides sont, généralement, séparés par une paroi solide à travers de laquelle les échanges thermiques se font par conduction. Le transfert de chaleur fluide-paroi se fait par convection. Les

échangeurs de chaleur constituent des appareils importants dans les applications industrielles tel que : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, refroidissement des stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération, etc.

La figure VI.1 représente la structure générale d'un échangeur de chaleur.

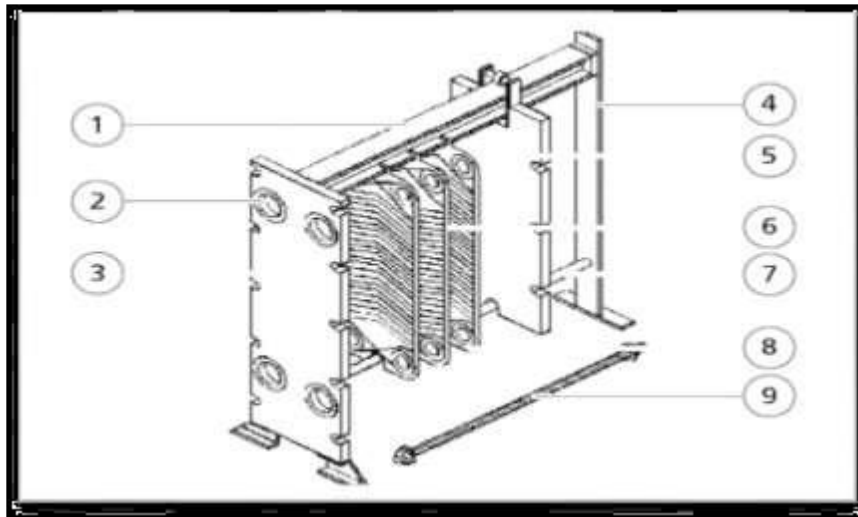


Figure VI.1. Structure générale d'un échangeur de chaleur

Avec : 1. poutre de support, 2. connexions, 3. plaque fixe, 4. colonne de support, 5. plaque mobile, 6. plaque d'échangeur, 7. barre de guidage inférieure, 8. joints, 9. tirant.

VI.2.2. Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont fabriqués en utilisant de nombreuses matières. Le choix des matériaux pour les différentes pièces de l'échangeur, dépend surtout des conditions de service (température, pression, degré de corrosive du milieu). La température de service des échangeurs de chaleur se trouve couramment dans les limites d'utilisation des aciers au carbone (de -30 à 475°C). Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans les échangeurs où transitent des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petits diamètres) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs.

VI.2.3. Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleurs peuvent être classés selon plusieurs critères :

- ✓ Processus de transfert : contact direct ou contact indirect.
- ✓ Géométrie de construction : tubes, plaques et surfaces à ailettes.
- ✓ Mécanismes de transfert de chaleur : une ou deux phases.
- ✓ Types d'écoulement : courants parallèles, contre-courant ou écoulements croisés.

IV.3. Condenseurs

Dans un condenseur, la phase liquide du fluide frigorigène apparaît dès que la température de la surface de refroidissement devient inférieure à la température de saturation du fluide frigorigène sous la pression de condensation.

La figure VI.2 représente l'évolution des températures dans un condenseur

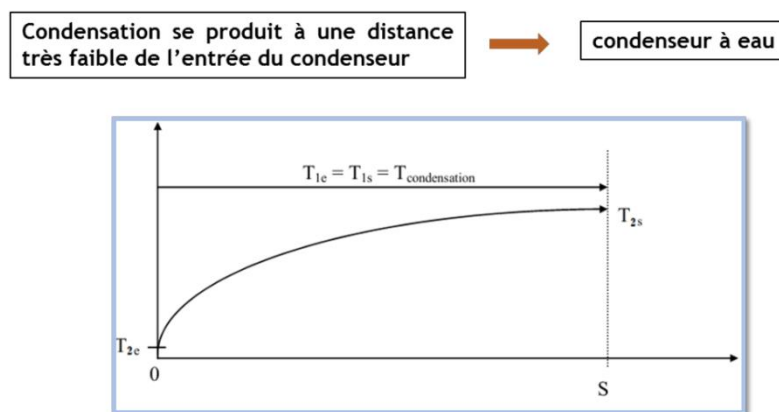


Figure VI.2. Evolution des températures dans un condenseur

✓ Condenseurs tubulaires

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. On distingue deux types de condenseurs les condenseurs à fluides séparés et les condenseurs à contact direct.

VI.3.1. Condensation d'une vapeur pure

Le changement de phase de l'état vapeur à l'état liquide est désigné par condensation. Ce phénomène est souvent rencontré dans les processus industriels et joue un rôle important, dans les installations motrices à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur.

Dans les condenseurs industriels la vapeur à condenser est séparée du fluide froid par une surface intermédiaire. Lorsqu'une vapeur se trouve en contact avec une surface dont la température est inférieure à la température de saturation de la vapeur, il y a un changement de phase vapeur-liquide donnant naissance à un transfert de chaleur important. Or, la condensation de la vapeur sur une paroi refroidie donne naissance à deux types de phénomènes qui se caractérisent par l'aspect visuel du condensât formé.

Dans le premier cas les gouttelettes liquides se forment sur la surface et on parle de «**Condensation en gouttes**»

Dans le second cas le condensât recouvre la surface sous la forme d'un film continu et on parle de «**Condensation en film**»

✓ **Condensation en gouttes**

Lorsqu'une surface de condensation est contaminée par une substance qui empêche le condensât de mouiller la surface, la vapeur se condense en gouttes plutôt qu'un film continu.

Ceci est connu sous le nom de condensation en gouttes. Dans ces conditions une grande partie de la surface n'est pas recouverte par un film isolant, et les coefficients d'échange de chaleur sont quatre à huit fois plus élevés que pour la condensation en film. Jusqu'à présent ce genre de condensation n'a été obtenu d'une façon sûre que pour la vapeur d'eau, la condensation en gouttes ne se présente que dans des conditions très précises qui en pratique ne peuvent être toujours maintenues. La condensation en gouttes de la vapeur d'eau peut, toutefois, être utilisée dans des travaux expérimentaux lorsqu'on désire amener la résistance thermique, sur un côté d'une surface, à une valeur négligeable.

La condensation en gouttes peut être schématisée dans la figure VI.3

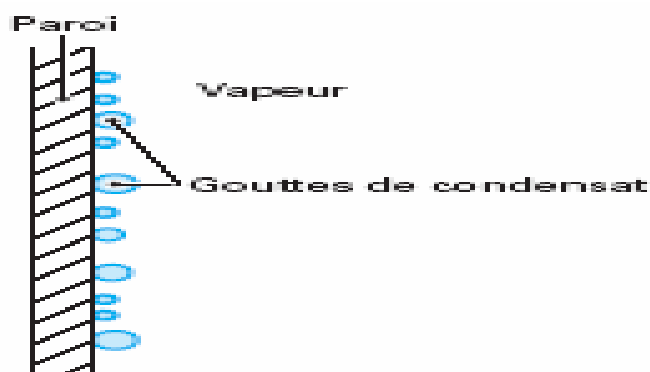


Figure VI.3. Condensation en gouttes

✓ Condensation en film

Lors de la condensation, sur une paroi, un film liquide se forme sur la surface refroidie. L'épaisseur du film liquide résulte de l'interaction entre l'écoulement du liquide et celui de la vapeur, en fonction de la géométrie de la surface solide. Dans la pratique industrielle, les surfaces d'échanges utilisées sont souvent très complexes et ne se prêtent pas facilement à l'analyse théorique du phénomène de la condensation. Les phénomènes tels que les vagues sur la surface de film de condensat ou l'arrachement des gouttelettes et l'inondation compliquent davantage l'analyse.

La condensation en film peut être schématisée dans la figure VI.4

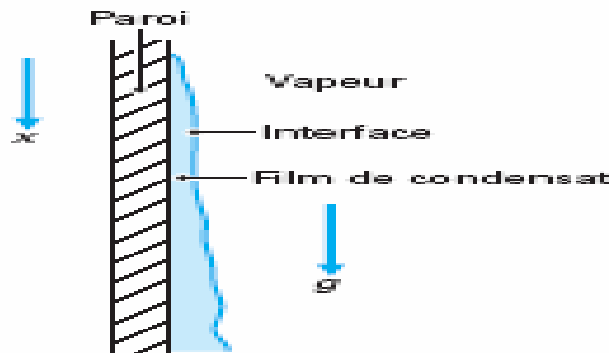


Figure VI.4. Condensation en film

A. Condensation à l'extérieur des tubes

✓ Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal

Ce sont des échangeurs de tubes et calandre avec une faible perte de pression du côté de la vapeur. La condensation s'effectue côté calandre. L'écartement des chicanes peut être resserré entre l'entrée de la vapeur et la sortie du condensat, pour maintenir une vitesse de circulation correcte. Le faisceau est protégé à l'entrée de la vapeur par une plaque évitant l'érosion et la mise en vibration des tubes. Il faut s'assurer que la section de passage autour de la plaque soit au moins égale à celle de la tuyauterie, afin de minimiser la perte de pression. On trouve souvent une diminution du nombre de tubes : dans la partie haute du faisceau pour diminuer la perte de pression ou dans la partie basse pour faciliter l'écoulement du condensat. Il est nécessaire de ménager dans la partie supérieure de la calandre un évent pour l'extraction des incondensables.

✓ Condensation à l'extérieur d'un tube vertical

Ces condenseurs sont souvent appelés condenseurs à film tombant. Les coefficients d'échanges sont bons, car le film de condensate peut être de faible épaisseur. Il est important

d'assurer une bonne distribution de l'eau à l'intérieur de tous les tubes, par un réservoir collectif ou une alimentation individuelle des tubes. Il faut également prévoir une purge de la calandre et un trop-plein au réservoir des tubes.

B. Méthodes de calculs (méthode DMTL)

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un condenseur suivant son utilisation, la puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'appareil peut dépendre d'autres paramètres tels que (la surface d'échange, la température de la paroi a ne pas dépasser, l'encombrement, les matériaux utilisés, etc.). Pour le calcul d'un condenseur on a des méthodes analytiques et des méthodes numériques :

- ✓ Les méthodes numériques : Elles 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, telles que la méthode des volumes finis.
- ✓ Les méthodes analytiques globales : telles que la méthode de l'écart moyen logarithmique *DTML* ou la méthode de l'efficacité *NUT*, elles présentent du fait de leurs hypothèses certaines limitations :
 1. Elles supposent un coefficient d'échange constant le long du condenseur pour permettre une intégration analytique des équations.
 2. Elles n'offrent pas la possibilité de dégrader l'influence de paramètres géométrique, car les corrélations sont obtenues à partir des résultats globaux sur des appareils standards.
 3. Elles nécessitent une bonne connaissance pratique de ces échangeurs dès que l'on s'éloigne des dimensions standards.

DMLT est la Différence Moyenne Logarithmique de Température. Cette méthode permet de déterminer la surface d'échange (S), connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.

Considérons un condenseur à un seul passage à contre-courant, ou circulent deux fluides, l'un chaud (vapeur se condense) et l'autre froid voir la (figure VI.5) pour le calcul en admet que :

- ✓ Le régime est stationnaire.
- ✓ Le coefficient d'échange thermique global est constant.
- ✓ Les chaleurs massiques des fluides restent constantes.
- ✓ Le condenseur est considéré adiabatique.

On pose :

- ✓ T_{ec} : Température d'entrée du fluide chaud ($^{\circ}C$)

- ✓ T_{sc} : Température de sortie du fluide chaud ($^{\circ}\text{C}$)
- ✓ t_{ef} : température d'entrée du fluide froid ($^{\circ}\text{C}$)
- ✓ t_{sf} : température de sortie du fluide froid ($^{\circ}\text{C}$)
- ✓ L'extrémité chaude : $DT_c = T_c - t_{sf}$ ($^{\circ}\text{C}$)
- ✓ L'extrémité froide : $DT_f = T_c - t_{ef}$ ($^{\circ}\text{C}$)

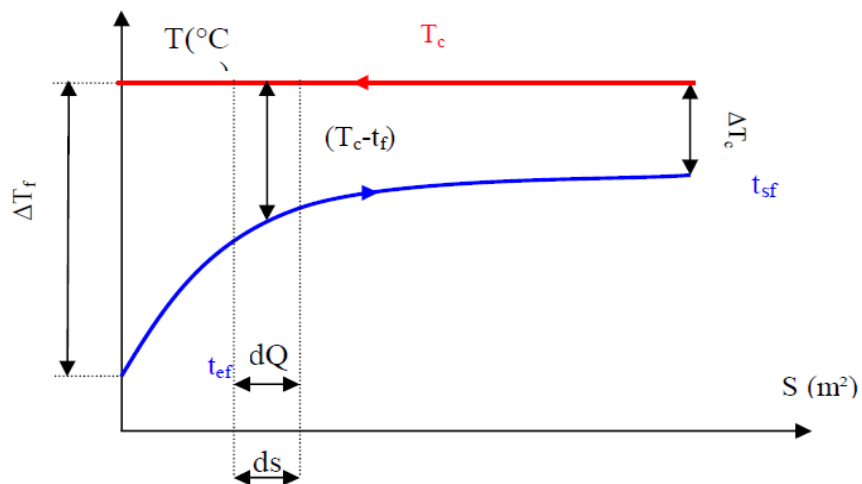


Figure VI.5. Distribution des températures dans un condenseur à contre-courant.

C. Désurchauffeur

Est permis d'ajuster la température fin de sortie de vapeur surchauffée avec une injection d'eau entre les deux surchauffeurs. Ou Au lieu d'une injection d'eau, le réglage de température de surchauffe peut se faire par un serpentin situé entre les deux surchauffeurs et placé dans le ballon inférieur :

C.1. Condensat

Le condensat est constitué d'un mélange d'hydrocarbures paraffinés, de l'iso pentane jusqu'au dodécane et plus généralement extrait des gisements de gaz à condensat, il est sous forme liquide dans les conditions normales de pression et température.. On distingue habituellement le condensat léger (C5 à C10 environ) et le condensat lourd (C10 à C15 environ).

C.2. Liquide de refroidissement

C'est le flux moteur du système, il définit, par ses caractéristiques, la puissance des condenseurs. Les paramètres les plus pertinents sont les paramètres d'entrée c'est-à-dire la température et le débit :

- ✓ La température du liquide de refroidissement à l'entrée des condenseurs est un facteur influent. Nous ne pouvons pas la contrôler, car les condenseurs sont connectés directement au réseau commun d'eau. De ce fait, cette température ne sera pas prise en compte. Par ailleurs, le plan doit être exécuté sur une durée assez courte pour limiter autant que possible les variations de cette température en fonction des conditions atmosphériques.
- ✓ Le débit du liquide de refroidissement est également un facteur influent. Il est limité par le débit du réseau qui est de 40 litres par minute. Nous avons défini un domaine expérimental allant de 24 à 38 litres par minute. La borne inférieure de ce domaine de variation a été définie pour un écoulement minimum dans les tubes des condenseurs et la borne supérieure est un peu plus faible que le débit maxi (40 l/min) pour prévenir une diminution éventuelle du débit du réseau.

C.3. Liquide de refroidissement des condenseurs

Ce flux circule à l'intérieur des tubes des condenseurs. Sa température doit être inférieure à la température de saturation pour rendre possible la condensation de la vapeur d'eau sur la surface extérieure des tubes. De plus, son débit doit être assez élevé pour d'une part, raccourcir son temps de séjour dans le condenseur afin limiter l'augmentation de sa température, et, d'autre part, créer un écoulement turbulent dans les tubes favorisant un meilleur échange de chaleur. C'est alors la capacité des condenseurs à transformer en condensats le volume de vapeur généré dans la chambre de séparation qui constitue l'élément moteur du système. En effet, tous les paramètres des flux de vapeur et de liquide dans tout le système sont couplés, après un régime transitoire pour compenser la masse thermique du système, se suit un régime permanent dans lequel l'ensemble de ces paramètres atteint un palier d'équilibre. Cet équilibre est la conséquence d'une autorégulation du système en fonction principalement de la puissance des condenseurs.

VI.3.2. Condensation d'une vapeur complexe

A. Coefficient de transfert propre U_p

Pour un élément de tube de longueur dl , le flux de chaleur correspondant s'écoulera en rencontrant cinq résistances :

- ✓ $R_0 = \frac{1}{h_0}$: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube ;
- ✓ R_{so} : résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube ;

- ✓ R_i : résistance due à la paroi métallique du tube (cette résistance peut être négligée dans les calculs) ;
- ✓ R_{si} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube ;
- ✓ $R_i = \frac{1}{hc}$: résistance dans le fluide à l'intérieur du tube ;

On convient de choisir, en référence, la surface extérieure du tube, ce qui amène à corriger les résistances intérieures on les multipliant par le rapport $(\frac{d_{ext}}{d_{int}})$ des diamètres extérieurs et intérieurs du tube. Ces résistances corrigées s'écrivent :

$$R_{sio} = R_{si} \quad (VI.1)$$

La résistance globale au transfert égale à la somme des quatre résistances. Prendra la forme :

$$R_s = \frac{1}{h_0} + R_{so} + R_{sio} + \frac{1}{h_{i0}} = \frac{1}{U_s} \quad (VI.2)$$

U_s est le coefficient de transfert sale relatif à l'élément du tube dl .

Lorsque cette élément est neuf, les résistances R_{so} et R_{sio} sont nulles et on définit alors un coefficient de transfert propre U_p , tel que :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_{i0}} = \frac{h_{i0} + h_0}{h_0 h_{i0}} \quad (VI.3)$$

La détermination des coefficients de transfert locaux U_p et U_s nécessite l'estimation des coefficients de film h_0 et h_{i0}

Calcul du coefficient de transfert propre U_p

✓ Faisceau

Section par passe :

$$a_t = \frac{Nt \pi d^2}{4} \quad (VI.4)$$

$$\text{Vitesse massique} \quad Gt = \frac{m \cdot c}{a_t} \quad (VI.5)$$

Les caractéristiques du fluide à la température calorique T_c : C_p, ρ, λ , et μ

Nombre de Reynolds :

$$Re_t = \frac{d_{int} Gt}{\mu} \quad (VI.6)$$

Coefficient du film interne :

$$\frac{h_i}{\phi t} = j_h \frac{\lambda}{d_{int}} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \quad (VI.7)$$

$$\frac{h_{i0}}{\phi t} = \left(\frac{h_i}{\phi t} \right) \left(\frac{d_{int}}{d_{ext}} \right) \quad (VI.8)$$

$$\text{En régime laminaire} \quad j_h = 1.86 \left(Re \frac{d_{int}}{L} \right)^{1/3} \quad (VI.9)$$

$$\text{En régime turbulent} \quad j_h = 0.027 (\text{Re})^{0.8} \quad (\text{VI.10})$$

✓ Calandre

Section par calandre :

$$a_{ct} = \frac{Dc}{p} (p - d_{\text{ext}}) B \quad (\text{VI.11})$$

Vitesse massique :

$$G_{CT} = \frac{m \cdot f}{a_{ct}} \quad (\text{VI.12})$$

Diamètre équivalent

$$\text{Pour le pas carré} \quad D_e = \frac{4p^2}{\pi d_{\text{ext}}} - d_{\text{ext}} \quad (\text{VI.13})$$

$$\text{Pour le pas triangulaire} \quad D_e = \frac{3.464p^2}{\pi d_{\text{ext}}} \quad (\text{VI.14})$$

Les caractéristiques du fluide à t_c : $C'_p, \rho', \lambda', \eta, \mu'$

$$\text{Nombre de Reynolds} \quad \text{Re}_{ct} = \frac{De G_{ct}}{\mu'} \quad (\text{VI.15})$$

$$\text{Coefficient du film externe} \quad \frac{h_0}{\phi_c} = j_h \frac{\lambda'}{De} \left(\frac{C'_p \mu'}{\lambda'} \right)^{1/3} \quad (\text{VI.16})$$

Détermination de la température du tube

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_0}{\phi_c}}{\frac{h_0}{\phi_c} + \frac{h_{i0}}{\phi_t}} (T_c - t_c) \quad (\text{VI.17})$$

$$\text{Détermination de } \phi_t \text{ à } t_t \quad \phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu'_t} \right)^{0.14} \quad (\text{VI.18})$$

B. Perte de charge dans la calandre (Méthode de Kern)

Cette perte de charge est calculée par la formule suivante :

$$\Delta P_C = \frac{n_c \cdot f_c \cdot G_{ct}^2 \cdot (N_c + 1) D_c}{1.271 \times 10^{15} d \cdot De \cdot \phi_c} \quad (\text{VI.19})$$

VI.4. Evaporateurs

VI.4.1. Evaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être un phase-liquid qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi. Il existe deux types d'évaporateurs.

✓ Ceux où l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes

- ✓ Ceux où elle se produit à l'extérieur des tubes

VI.4.2. Evaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue deux types d'évaporateurs à l'intérieur de tubes :

- ✓ **Évaporations à tubes verticaux** : Utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

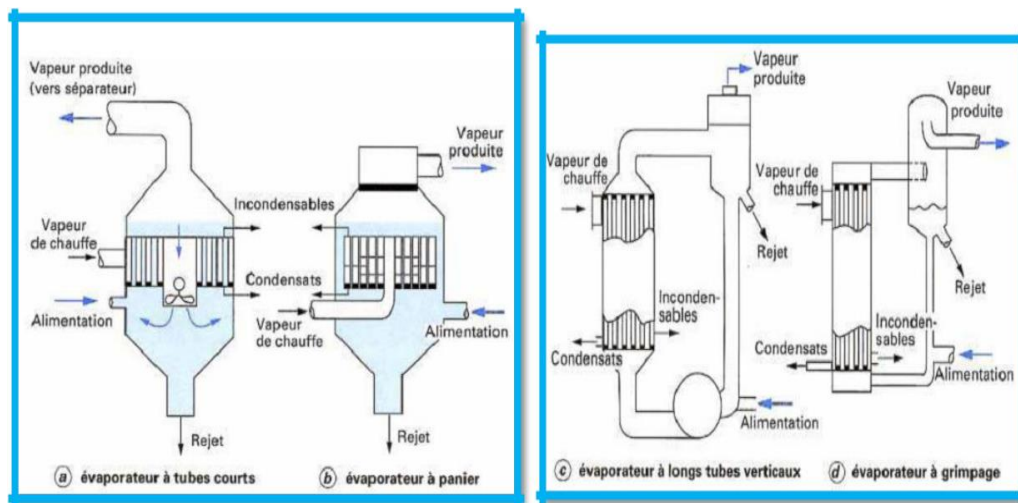


Figure VI.6. Evaporateurs à tubes verticaux

- ✓ **Évaporateurs à tubes horizontaux**

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes. On distingue trois types : évaporateurs multipasses à tubes et calandre, évaporateurs monopasses à tubes et calandre et évaporateurs coaxiaux.

VI.4.3. Evaporation à l'extérieur de tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types:

- ✓ **Evaporateurs noyés (ou submergés)**

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'extérieur des tubes complètement « noyés » dans la phase liquide. Si la perte de charge due à la circulation du fluide frigorigène

est négligeable, la température de ce fluide est constante tout au long de l'évaporateur et égale à la température d'évaporation.

Les figures VI.7 et VI.8 montrent l'évaporateur noyé et l'évolution des températures dans un évaporateur noyé

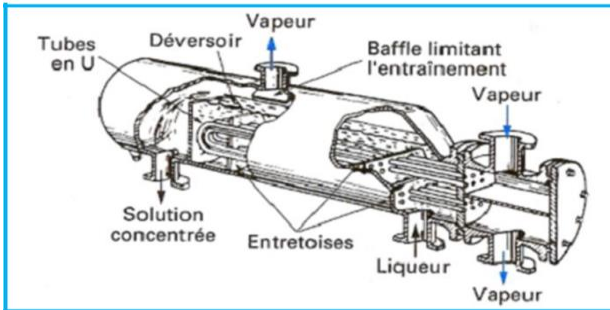


Figure VI.7. Evaporateur noyé

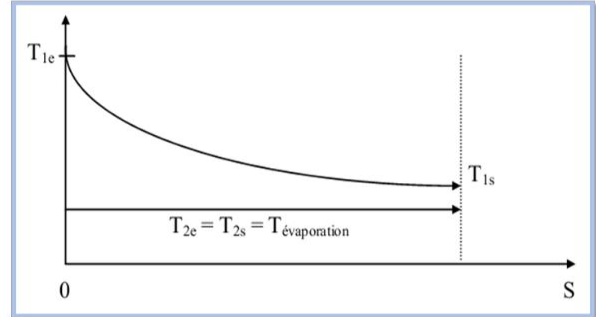


Figure VI.8. Evolution des températures dans un évaporateur noyé

VI.5. Rebouilleurs

Les rebouilleurs sont des appareils tubulaires dont le but est d'effectuer une vaporisation partielle des fonds de colonne de distillation afin d'engendrer la phase vapeur qui assurera le fractionnement dans la section d'épuisement. Ces appareils sont construits selon le même principe que les échangeurs à faisceaux et calandre, mais avec des variantes imposées par le système de séparation liquide-vapeur adopté.

IV.5.1. Rebouilleur noyé à circulation forcée

Le rebouilleur est alimenté par le liquide accumulé dans le fond de tour (colonne) et recirculé plusieurs fois dans l'appareil avec une pompe. Dans la deuxième diapositive on peut régler facilement le taux de vaporisation on joue sur le débit de la pompe, pour cette raison le deuxième dispositif est meilleur que le premier. Afin d'obtenir des pertes de charge très faible en circulation naturelle, on supprime les chicane et il est d'usage de respecter certaines proportions entre le diamètre de la calandre D_c et la longueur des tubes l

✓ Rebouillage d'un mélange dans la calandre

Le rebouilleur d'une colonne de stabilisation d'essence est l'exemple parfait de ce cas de vaporisation. Le liquide rentre dans l'appareil à sa température de bulle et il en sort à une température d'autant plus élevée que la fraction revaporisée est importante. Si le fluide

chauffant est de la vapeur, on prendra comme différence moyenne de température la (DTLM). Sinon on calculera le- t_m pondéré en décomposant en tranches élémentaires.

IV.5.2. Rebouilleur à niveau à circulation naturelle

On a :

A. Rebouilleur à Kettle

C'est un rebouilleur idéal puisqu'il permet de réaliser jusqu'à 80% de vaporisation sur le résidu de fond de colonne, sans nécessiter un taux de recirculation important du liquide, comme c'est le cas pour les thermosiphons. En plus de sa fonction de vaporisation l'appareil assure la séparation des deux phases. Il est conçu avec un déversoir dont la hauteur correspond au diamètre du faisceau afin que celui-ci soit constamment submergé. La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau afin de ménager au-dessus du niveau liquide une zone désengagement de la vapeur et éviter les entraînements de liquide. Le faisceau est construit d'une manière classique avec deux plaques tubulaires lorsque le fluide chauffant est un produit pétrolière ; si l'en utilise la vapeur d'eau on fait souvent l'économie de la plaque tubulaire mobile, en employant des tubes en U. Dans ces appareils, la circulation est le plus souvent naturelle. Ces rebouilleurs sont appelés « KettleReboiler » qui se représente dans la figure VI.9.

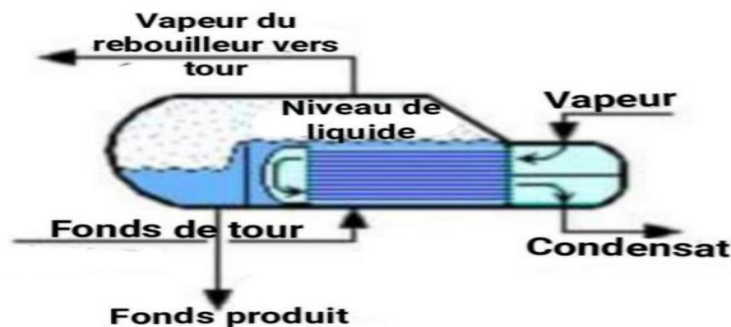


Figure VI.9. Rebouilleur à Kettle

B. Rebouilleur thermosiphon horizontale

On considère le rebouilleur de type thermosiphon émergé horizontalement qui assure le chauffage des produits de fond de la colonne de distillation en présence de la vapeur d'eau à basse pression (BP). La chaleur derebouillage est fournie par la vapeur BP qui se condense dans le rebouilleur. Le débit de condensat de la vapeur est réglé en fonction du taux de

rebouillage désiré. Le schéma (figure 10) représente un rebouilleur de type thermosiphon horizontal qui ressemble à un échangeur type faisceaux-calendres tubulaire

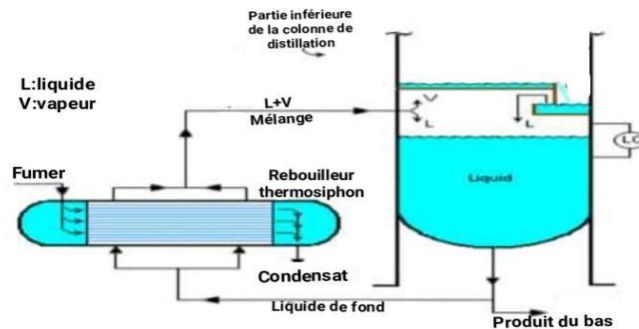


Figure VI.10. Rebouilleur thermosiphon horizontale

C. Rebouilleur thermosiphon vertical

Les rebouilleurs à thermosiphon verticaux sont fréquemment utilisés pour générer de la vapeur à la base des colonnes de distillation. Les méthodes de conception actuelles mettent l'accent sur le côté processus (ébullition). Le chauffage de la chaudière verticale est découplé du système. De plus, la plupart des recherches universitaires ont envisagé un agencement d'écoulement à tube unique avec un chauffage électrique contrôlé et uniforme.

VI.6. Conclusion

Ce travail a été consacré à l'étude théorique des appareils d'échange de chaleur avec changement de phase, comme on a dit déjà que le transfert de chaleur s'appuie sur des éléments qui assurent cet échange soit en gardant les mêmes phases ou avec un changement de phase.

L'étude a commencé par des généralités qui définissent ce qu'est un échangeur de chaleur, sa structure et ses composants. Afin de décrire ces appareils on a regroupés les types en trois qui sont les condenseurs, les évaporateurs et finalement les rebouilleurs, il faut pas nier qu'ils ont des types ramifiés c'est-à-dire dans chaque type on trouve de deux jusqu'au quatre types donc pour cela on a schématisés nos informations dont on a obtenu dans les références mentionnés ci-dessous, cette variation due à plusieurs facteurs tel que le processus de transfert, les phases dont on va établir l'échange et d'autres qu'on a déjà cités.

En effet, pour des changeurs très performants, avec des pertes de charge négligeables, il est préférable d'utiliser des fluides de densité faible et de capacité calorifique important,

D'autre part, pour les échangeurs à fonctionnement réchauffeur, les équations qu'on a obtenus nous ont permis de confirmer que plus la vitesse du fluide froid est faible, plus le réchauffeur est performant, surtout en mode contre-courant, qui est le mode optimal dans ce cas. L'échangeur de chaleur contre-courant est plus rentable que celui à co-courant.

Chapitre VII. Tubes à ailettes

VII.1. Introduction

L'objectif des études sur les échangeurs de chaleur est généralement de réduire la taille du volume occupé par l'échangeur ou/et d'améliorer la performance thermique. Pour cela, il est nécessaire de trouver la configuration optimale qui nous donne le transfert de chaleur maximal. Pour améliorer les échangeurs de chaleur, les chercheurs et les constructeurs ont fait plusieurs études sur leurs performances thermiques et dynamiques. Dans leurs études, ils ont souvent recherché les configurations optimales en modifiant les géométries de ces appareils.

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs thermiques qui permettent et facilitent le transfert de chaleur généralement entre deux fluides ou plus. L'objectif principal des échangeurs est de transmettre la chaleur d'une source chaude vers une autre froide. La taille et la fonctionnalité des échangeurs de chaleur varient en fonction de l'application et du lieu d'utilisation.

L'intérêt considérable de fabriquer des échangeurs de plus en plus compacts a conduit à rechercher des techniques d'intensification des échanges de chaleur entre une source chaude et une source froide et à réaliser des programmes et des logiciels de simulation. Parmi les techniques d'intensification effectivement utilisées, l'utilisation des ailettes permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite, ainsi que la surface d'échange de chaleur. Les tubes à ailettes sont utilisés uniquement dans le cas où un côté du tube (côté ailettes) présente un faible coefficient d'échange de chaleur.

Le type d'échangeur de chaleur à tube à ailettes est préférable dans l'industrie, parce qu'il est facile à construire. Dans la littérature on peut trouver beaucoup d'études concernant la géométrie des ailettes et les tubes et leur optimisation. Une analyse des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes a été réalisée. L'objectif de cette étude était de comprendre l'effet de la mauvaise distribution du débit d'air sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur. Les résultats indiquent que la non-uniformité de l'écoulement de l'air a une grande influence sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur. Cette influence est due à la non-uniformité qui peut intensifier la convection thermique de la paroi longitudinale et à la mauvaise distribution de la température intérieure. Les auteurs ont découvert que l'amélioration ou la détérioration du facteur de Colubrin pouvait atteindre 50% par rapport à celles qui sont obtenues par un échangeur de chaleur avec un profil de vitesse de l'air d'entrée uniforme.

Le type d'ailette dans les échangeurs de chaleur affecte beaucoup plus le transfert de chaleur que les tubes. En général, la plupart des études se concentrent sur le profil des ailettes plutôt que sur la géométrie du tube. Dans la pratique on peut trouver plusieurs formes d'ailette tel que les ailettes segmentées, les ailettes annulaires hyperboliques, les ailettes poreuses, les ailettes en plaque inclinées, les ailettes excentriques, les ailettes annulaires à courbe, les ailettes annulaires à pas, les ailettes en forme de barres, les ailettes rectangulaires, etc. Pour les ailettes planes on trouve les ailettes planes simples, les ailettes planes ondulées, les ailettes planes avec des générateurs de turbulent, les ailettes planes poreuses, etc.

VII.2. Ailettes basses intégrales

VII.2.1. Description

Le tube à ailettes basses intégrales permet d'améliorer les propriétés thermiques d'un échangeur de chaleur sans qu'il soit nécessaire de changer la dimension de la coque, L'arrangement d'écoulement ou le repositionnement de la tuyauterie.

La formation « d'ailettes basses », obtenues par extrusion du matériau du tube de base, augmente la surface externe du tube. Elles sont déroulées à partir de la paroi des tubes et sont donc intégrées au tube. Lorsque les ailettes sont formées à partir du tube de base en déroulant le matériau de sa paroi, l'épaisseur de paroi sous la section à ailettes est réduite par rapport à l'épaisseur de paroi aux extrémités lisses. Elles sont un type de tubes extrudés constitués de petites ailettes basses.

Le tube à ailettes basses est très similaire aux types extrudés « à ailettes hautes », mais ces tubes ont le même diamètre que le tube de base. Les tubes à ailettes basses peuvent être utilisés dans les déflecteurs et plaques tubulaires standard. Le principal avantage du tube à ailettes basses est l'amélioration de la surface et un meilleur transfert de chaleur par rapport aux tubes lisses.

Au cours du processus de fabrication, le matériau des ailettes est étroitement enroulé autour de l'extérieur du tube afin de sécuriser le contact métal sur métal de la base de l'ailette avec le tube. Le tube intégral à ailettes basses présente l'avantage de pouvoir améliorer les performances thermiques d'un échangeur thermique sans qu'il soit nécessaire de modifier la taille de la coque, la configuration du flux ou le repositionnement de la tuyauterie. La surface externe du tube est

augmentée par la formation de « petites ailettes » par extrusion directe à partir du matériau du tube de base.

VII.2.1.1. Avantages

Les ailettes basses intégrales fournissent 2,5 à 3 fois la surface externe du tube nu. Cela procure de nombreux avantages pour l'équipement de transfert de chaleur

- ✓ Coût en capital réduit pour le nouvel équipement : une efficacité accrue de l'échange de chaleur signifie qu'il faut moins de tubes Fine-Fin pour effectuer le même transfert de chaleur qu'un tube nu.
- ✓ Réduction des coûts de mise à niveau pour l'équipement existant : les ailettes basses peuvent augmenter les performances d'un échangeur de chaleur existant sans la tâche difficile et coûteuse de construire de nouvelles coques, têtes, buses, tuyauteries et fondations.
- ✓ Espace, poids et économies structurelles : la réduction de l'espace et du poids de la parcelle peut s'avérer extrêmement utile pour la production en mer ou les colonnes de distillation haute altitude. Cette technologie transforme les grands échangeurs tubulaires en échangeurs de chaleur compacts.
- ✓ Plus de matériaux et d'alliages à sélectionner : les tubes à ailettes basses est disponible dans une gamme plus large d'alliages que les tubes traditionnels qui se limitent aux métaux tendres. Cela ouvre un nouveau monde d'opportunités pour des tubes améliorés dans un service corrosif.
- ✓ Réduction du coût de maintenance et du cycle de vie : une sélection appropriée des matériaux peut éliminer les temps d'arrêt et les coûts de maintenance coûteux. Exemple : les raffineries côtières utilisant des systèmes de refroidissement à eau de mer à passage unique peuvent tirer avantage de la substitution des tubes en cuivre-nickel conventionnels par des tubes à ailettes basses en titane.

VII.2.1.2. Applications

Les ailettes basses intégrales sont utilisées au cas où :

- Le transfert de chaleur côté coquille est déterminant.
- Des matériaux de construction coûteux sont nécessaires.
- Déclenchement d'un échangeur existant.
- Mise à niveau ou mise à niveau avec un nouveau matériau de tube.
- Satisfaire à une exigence d'espace ou de poids stricte.

VII.2.2. Efficacité

Elle définit les performances d'une ailette en comparant le flux dissipé à celui qui serait dissipé dans une ailette de mêmes dimensions mais dont la température serait uniforme et égale à celle de la base (conductivité thermique $\lambda \rightarrow \infty$, pas de résistance thermique de conduction donc pas de chute de température dans l'ailette). Le flux échangé par cette ailette idéale serait.

$$Q_{\max} = h p_e L (T_0 - T_\infty)$$

Avec :

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection.

T_0 : Température à l'instant 0.

Pour une ailette circulaire de rayon de base r_0 et de rayon externe r_e :

$$Q_{\max} = 2 \pi h (r_e^2 - r_0^2)(T_0 - T_\infty)$$

L'efficacité de l'ailette η s'écrit donc :

$$\eta = \frac{Q_p}{Q_{\max}}$$

Où Q_i est le flux de chaleur extrait par l'ailette.

Nous en déduisons les relations suivantes :

✓ **Ailette rectangulaire longue ($L \rightarrow \infty$)**

$$\eta = \frac{1}{\omega L}$$

Avec :

$$\omega = \sqrt{\frac{h p_e}{\lambda S}}$$

S : Surface d'échange.

λ : Conductivité thermique.

✓ **Ailette rectangulaire isolée à l'extrémité**

$$\eta = \frac{\tanh(\omega L)}{\omega L}$$

✓ **Ailette rectangulaire avec transfert de chaleur à l'extrémité**

$$\eta = \frac{\tanh(\omega L) + \left(\frac{h}{\omega\lambda}\right)}{\omega L + \left(\frac{h}{\omega\lambda}\right) \tanh(\omega L)}$$

✓ **Ailette circulaire de section rectangulaire**

$$Q_p = \sqrt{\frac{2e}{hr_0 r_0}} \frac{1}{\left(\frac{re^2}{r_0^2}\right) - 1} \frac{K_1(\omega r_0)I_1(\omega re) - I_1(\omega r_0)K_1(\omega re)}{I_1(\omega re)K_0(\omega r_0) + I_0(\omega r_0)K_1(\omega re)}$$

Avec :

I : Intensité énergétique.

K : Conductance globale d'un échangeur.

VII.2.3. Coefficient de transfert global des échangeurs

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide Chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides.

La figure ci-dessous représente d'un échangeur tubulaire simple.

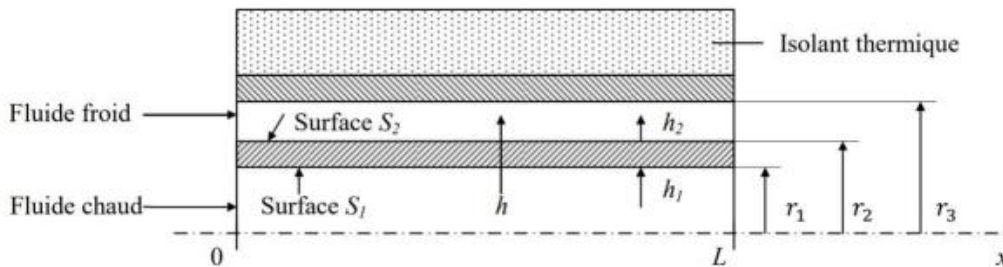


Figure VII.1. Schéma d'un échangeur tubulaire simple

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur.

Le fluide chaud 1 entre dans l'échangeur à la température T_{1e} et en sort à T_{1s} , le fluide froid 2 entre à T_{2e} et sort à T_{2s}

$$Q = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2s} - T_{2e})$$

Où :

\dot{m}_i : Débit massique du fluide i (kg/ s).

c_{pi} : Chaleur spécifique de fluide i (J/K kg).

Les produits $q_{c1} = \dot{m}_1 c_{p1}$ et $q_{c2} = \dot{m}_2 c_{p2}$ sont appelés les débits calorifiques des deux fluides (W/K)

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

$$Q = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e})$$

Par ailleurs, le flux de chaleur Q transmis d'un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d'un tube cylindrique s'écrit :

$$Q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi L h_1 r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda L} + \frac{1}{2\pi L h_2 r_2}}$$

Avec :

λ : Conductivité thermique.

r_1 : Rayon intérieur de tube.

r_2 : Rayon extérieur de tube.

Le coefficient global de transfert h d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$h = \left(\frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_2} + R_{en} \right)^{-1}$$

R_{en} est une résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion, etc.).

VII.2.4. Coefficient de film à la condensation sur des tubes à ailettes horizontaux

Les condenseurs horizontaux à coque équipés de tubes radiaux à ailettes basses sont couramment utilisés pour condenser les réfrigérants et autres fluides organiques. La tension superficielle de ces condensats est généralement inférieure à 35 dynes/cm. Avec des fluides ayant une tension superficielle élevée, le condensat peut combler l'espace entre les ailettes, ce qui entraîne un mauvais drainage du condensat et des coefficients de transfert de chaleur inférieurs à ceux des tubes ordinaires. Par conséquent, l'espacement des ailettes est une considération importante pour ces

condensats Beatty et Katz ont étudié la condensation du propane, du n-butane, du n-pentane, du dioxyde de soufre, du chlorure de méthyle et du fréon-22 sur des tubes à ailettes horizontaux simples, et ont développé une corrélation de Nusela modifiée qui s'adapte aux données expérimentales à $\pm 10\%$ près. La corrélation est basée sur un diamètre équivalent qui permet de représenter le transfert de chaleur des ailettes et de la surface primaire par un seul coefficient moyen de transfert de chaleur. La corrélation peut être énoncée comme suit :

$$h = 0.689 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda}{\mu_L \Delta T_f D_e} \right]^{1/4}$$

Avec :

λ : Chaleur latente de la vaporisation.

μ_L : Viscosité du liquide.

μ_V : Viscosité de la vapeur.

ρ_L : Densité du liquide.

ρ_V : Densité de la vapeur.

k_L : Conductivité thermique du liquide.

g : Accélération gravitationnelle.

Ici ΔT_f est la différence de température à travers le film de condensat et le diamètre Équivalent, D_e est défini par l'équation suivante :

$$D_e^{-0.25} = \frac{1.30 \eta_f A_{fins} E^{-0.25} + A_{prime} D_r^{-0.25}}{\eta_w A_{Tot}}$$

Avec :

η_f : Efficacité des ailettes.

η_w : Efficacité pondérée de la surface à ailettes.

A_{fins} : Surface de toutes les ailettes.

A_{prime} : Surface primaire.

A_{tot} : $A_{fins} + A_{prime}$

D_r : Diamètres du tube radulaire.

E : $\pi (r_2^2 - r_1^2) / 2r_2$

r_2 : Rayon de l'ailette.

$r_1 = D_r/2$: Rayon du tube.

Le taux de transfert de chaleur à travers le film de condensat est donné par :

$$q = W\lambda = hn_t\eta_w A_{tot}\Delta T_f$$

L'arrangement de cette équation donne :

$$\lambda/\Delta T_f = hn_t\eta_w A_{tot}/W = h\eta_w A_{tot}/(\Gamma L)$$

Avec :

nt : Nombre de tubes

L : Longueur du tube

W : Taux de condensation

Ici, $\Gamma = W/ntL$ est la charge de condensat par tube.

En substituant ce résultat dans l'équation précédente, on obtient :

$$h = 0.689 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \eta_w (A_{Tot}/L)}{\mu_L D_e \Gamma} \right]^{1/4} h^{1/4}$$

En résolvant pour h , on obtient :

$$h = 0.609 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \eta_w (A_{Tot}/L)}{\mu_L D_e \Gamma} \right]^{1/3}$$

Cette équation est valable pour une seule rangée de tubes. Pour un faisceau de tubes Horizontales, Γ est remplacé par la charge effective, $\Gamma^* = W / \ln n_t^{2/3}$

Les coefficients de condensation des tubes à ailettes ont tendance à être sensiblement plus élevés que ceux des tubes lisses, à condition qu'il y ait une bonne évacuation décondensât de la surface à ailettes. Cependant, la corrélation Beatty-Katz ne tient pas compte de l'effet de la tension superficielle sur le drainage du condensat. Par conséquent, elle peut surestimer le coefficient de transfert de chaleur pour de très petits espacements entre les ailettes si la tension de surface du condensat est relativement élevée. Les corrélations qui incluent les effets de la tension de surface sont discutées par Kraus et al, qui présentent également une méthode d'estimation de l'espace minimal des ailettes compatible avec un bon drainage pour un condensat donné.

VII.3. Ailettes hautes intégrales

VII.3.1. Généralités

Les tubes à ailettes sont généralement utilisés dans la production ou le retubage des échangeurs de chaleur refroidis par air. La pièce doit ce nom à sa conception. Airco-Fin est votre fournisseur de confiance en tubes à ailettes, avec de nombreuses années d'expérience dans sa production. De nombreuses parties de l'industrie font confiance aux tubes à ailettes de haute qualité que nous pouvons fournir. Nous produisons des tubes à ailettes à partir d'une bande d'aluminium enroulée autour d'un tube métallique. Ce tube, servant de base à un tube à ailettes, peut être réalisé en tout métal parfaitement conforme à l'application à laquelle il est destiné. Nous sommes heureux de vous en dire plus sur l'application et la production de nos tubes à ailettes.

Il existe plusieurs types de tubes à ailettes hautes, notamment :

- ✓ Ailettes intégrales.
- ✓ Bimétallique.
- ✓ Ailette enroulée sous tension.
- ✓ Ailette encastrée.
- ✓ Ailette brasée.

Gamme de produits de tubes à ailettes en aluminium extrudé "tubes à ailettes intégrales".

- ✓ Tubes intégrés à ailettes basses.
- ✓ Tubes à ailettes intégrales moyennes hautes.
- ✓ Tubes en U à ailettes basses.
- ✓ Tubes à ailettes basses avec nervure interne.
- ✓ Bobines de tubes à ailettes basses.
- ✓ Tubes à ailettes hautes.
- ✓ Tubes ondulés.
- ✓ Tubes à ailettes hautes.

VII.3.2. Description

Les tubes à ailettes en aluminium extrudé, communément appelé « à ailettes intégrales », sont formés à partir d'un tube d'aluminium à paroi épaisse dans lequel peut être inséré un tube lisse de matériau différent. Lors du passage dans la machine qui forme les ailettes, l'aluminium est étiré à froid, ce qui lui confère des propriétés mécaniques exceptionnelles (grande rigidité, résistance à la corrosion accrue, etc.). Les fortes pressions exercées sur le tube d'aluminium lors du procédé de fabrication permettent d'assurer un contact parfait entre le tube intérieur et le tube d'aluminium. Par ailleurs, le tube intérieur est complètement recouvert d'aluminium, aucune

corrosion ne peut se loger entre le tube et l'ailette. C'est d'ailleurs cette particularité qui confère au tube à ailettes intégrales sa supériorité à garder un échange fiable et durable par rapport aux autres technologies d'ailettes.

A. Spécifications des tubes bimétalliques à haute ailette

Tube de base : Diamètre :	De Ø 8 mm à Ø 50.8 mm De Ø 3/10 pouce à Ø 2 pouce
Matériau :	Différents types
Ailettes : Hauteur des ailettes :	De 9,55 mm à 15,88 mm De 3/8 pouce à 5/8 pouce
Nombre d'ailettes :	De 197 par mètre à 472 par mètre De 5 par pouce à 12 par pouce
Matériau :	Aluminium et cuivre (limité)

Les tubes à ailettes monométalliques n'ont pas de tube de revêtement avec les Ailettes solidaires du tube, Les ailettes sont produites intégralement par un processus de Laminage de fils 'Température 310°C (590°F)'.

B. Spécifications des tubes monométalliques à haute ailette

Tube de base : Diamètre :	De Ø 10 mm à Ø 38,1 mm De Ø 4/10 pouce à Ø 1,5 pouce
Matériau :	Aluminium, cuivre, laiton
Ailettes : Hauteur des ailettes :	Jusqu'à 9,5 mm Jusqu'à 3/8 pouce
Nombre d'ailettes :	De 197 par mètre à 433 par mètre De 5 par pouce à 11 par pouce

VII.3.3. Refroidissement à air

Dans le cas où les composants sont faiblement contraints thermiquement, la solution la plus utilisée Aujourd'hui est le dissipateur à air. Dans ce cas, l'échange thermique entre le dissipateur et le milieu Ambiant est à la fois convectif et radiatif. Il peut être utilisé avec un ventilateur (convection forcée) Ou sans (convection naturelle) Dans ce dernier cas, le mouvement est dû à une simple différence de température au sein d'un milieu. Dans le cas de la convection naturelle et

pour l'ordre de grandeur des températures qui nous intéressent, le coefficient d'échange équivalent ne dépasse pas $15 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Afin d'avoir un ordre d'idée de l'efficacité de ce type d'échange thermique, nous donnerons l'exemple d'une dissipation de 1 W sur une surface de 100 cm^2 . (Ordre de grandeur de la surface d'un petit module de puissance). Dans ce cas, l'échauffement est d'au moins 66°C ($\Delta T = \Phi/HS$).

La nécessaire augmentation de la puissance dissipée passe donc par l'augmentation de la surface d'échange entre le dispositif et le milieu ambiant. La solution la plus rencontrée est le radiateur à ailettes sur la Figure (a) mais il existe d'autres types de dissipateurs à air comme les 'nids d'abeille' sur la Figure (b) avec un coefficient d'échange équivalent proche de $300 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$ ce qui correspond à une réduction d'un rapport 20 de l'élévation de la température.



(a) radiateur à ailettes



(b) nids d'abeilles

Figure VII.2. Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)

Pour la convection forcée avec des ventilateurs et en utilisant des gros dissipateurs à ailettes sur la Figure, ce coefficient d'échange équivalent peut augmenter jusqu'à $2000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ selon la société Avide spécialisée dans le refroidissement des composants électroniques.



Figure VII.3. Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé

Les principaux avantages de cette technique de refroidissement sont le coût et la facilité de mise en œuvre. C'est donc la solution qui sera privilégiée dans la plupart des cas. Nous pouvons ajouter que ce type de refroidisseur peut être utilisé sans problème dans des applications hautes température, ses performances augmentant même avec la température. Néanmoins, il dispose de deux défauts importants. Le premier est la limitation en termes de densité de flux de chaleur dissipée par les composants qui reste inférieure à $100 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

. Le deuxième est qu'il n'est pas possible d'utiliser cette solution dans les cas où le système électronique est confiné (circulation d'air difficile ou impossible). Afin d'offrir une réponse à ces deux limites, nous allons voir dans la partie suivante qu'il est possible d'associer un caloduc au dissipateur.

VII.3.3.1. Puissance de refroidissement

Dans la pratique, le refroidissement par air est souvent utilisé pour refroidir les fluides de Procédé ayant une température élevée ($> 80^\circ\text{C}$) jusqu'à un niveau auquel le refroidissement par Eau sera plus approprié. L'intensité de l'échange de chaleur est liée à la différence de température entre l'air de refroidissement et le fluide de procédé. La température maximale de Conception de l'air de refroidissement ne devrait, en pratique, être dépassée que quelques heures Par an. La température de conception dépend de la température de bulbe sec, et les conditions Climatiques sont très importantes.

Étant donné que la capacité thermique de l'air est faible ($1,0 \text{ kJ/kg K}$) et que le coefficient de Conduction et de convection est faible, il faut une plus grande quantité d'air et une surface D'échange thermique plus importante qu'avec le refroidissement par eau. C'est la raison pour Laquelle des ailettes sont souvent placées à la surface du tube pour augmenter la surface effective d'échange de chaleur. Sur la base de considérations économiques, une approche minimale de 10 à 15°C est utilisée dans la conception des refroidisseurs par air. Cela entraîne généralement des températures finales plus élevées (minimum $40\text{-}45^\circ\text{C}$), même si dans des zones où les Températures de l'air ambiant sont plus élevées. Pour les configurations indirectes, l'approche ($13\text{-}20^\circ\text{C}$) et les températures finales réalisables ($50\text{-}60^\circ\text{C}$) augmenteront en conséquence.

VII.3.3.2. Aspects environnementaux

Les principaux aspects environnementaux sont le bruit et l'utilisation d'énergie pour le fonctionnement des ventilateurs. Il n'y a pas de consommation d'eau, sauf si elle est utilisée Comme

fluide de refroidissement secondaire dans une conception indirecte. Toutefois, le système étant fermé, cette eau nécessite peu ou pas de maintenance. Le nettoyage de l'extérieur Des tubes (à ailettes) est nécessaire et parfois des problèmes peuvent se poser du fait de l'accumulation de débris atmosphériques et de petits insectes.

VII.3.3.3. Applications

Les échangeurs de chaleur par air sec sont utilisés dans de nombreuses industries de petite et de grande taille. Ils servent à refroidir les produits dans l'industrie chimique et pétrochimique, pour la condensation à vide dans les centrales électriques et pour le refroidissement des gaz d'échappement. Pour une même puissance, le refroidissement par air sec requiert une plus grande surface que le système de refroidissement par voie humide, et les systèmes par voie sèche sont généralement considérés comme étant plus onéreux. Dans les sites de production électrique, le refroidissement par air sec est toutefois utilisé dans des situations spécifiques où la production d'électricité est prévue sur des emplacements où les approvisionnements en eau sont insuffisants pour le refroidissement par voie h.

VII.4. Conclusion

Suivant ce présent travail, on conclut :

- ✓ Les ailettes jouent un rôle rentable dans le domaine des échangeurs de chaleur.
- ✓ L'efficacité des ailettes triangulaires est la meilleure parmi les autres ailettes.
- ✓ Les paramètres géométriques et thermo physiques influent sur l'efficacité des ailettes, en effet, on a vu par les résultats des courbes :
- ✓ Les valeurs élevées de la conductivité thermique et de l'épaisseur améliorent l'efficacité des ailettes.
- ✓ La diminution des coefficients d'échanges de chaleur par convection et la longueur d'ailettes améliorent l'efficacité des ailettes.
- ✓ Pour que la dissipation de flux de chaleur soit optimum, on a A_m, op (volume par unité de largeur) est inversement proportionnelle à la conductivité k , ce que nous donne une liberté de remplacer la matière des ailettes pour réaliser un gain sur le poids.
- ✓ Les ailettes en cascade nous permettent de les utiliser dans des cas spécifiques.
- ✓ Le logiciel " MAPLE " résout l'équation de la chaleur et donne la solution analytique de la distribution de température et l'efficacité des différentes ailettes avec une Grandes précision.
- ✓ Grandes précisions.

- ✓ En fin, il est important pour les études prochaines de développer des recherches autour les ailettes, surtout dans les cas multidimensionnels instationnaires et aussi en proposant d'autres formes géométriques.

Références bibliographiques

- [1] A. M. Bianchi, Y. Fautrelle, J. Etay, Transferts thermiques, Presses polytechniques et universitaires romandes, Première édition, Lausanne, Suisse, 2004.
- [2] L. Bordja, Cours : Transfert Thermique, Polycopié de Cours, Université Larbi Ben M'hidi, Oum El Bouaghi, Algérie, 2013/2014.
- [3] S. Tabet, Étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée, Thèse de doctorat, Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed, Algérie, 2017.
- [4] T. Ouksel, Transfert thermique, Polycopié destiné aux étudiants de 3^{ème} année Licence Énergétique, Université Larbi Ben M'hidi, Oum El Bouaghi, Algérie, 2016/2017.
- [5] H. Gidik, Réalisation d'un fluxmètre thermique à gradient tangentiel de température à paroi auxiliaire textile intégrant des fils thermoélectriques : application à la mesure des transferts thermiques et hydriques, Thèse de doctorat, École doctorale sciences pour l'ingénieur, Lille, France, 2015.
- [6] A. Agha Hamza, Cours : Initiation aux transferts thermiques, Polycopié destiné aux étudiants de 3^{ème} Licence Énergétique et Construction Mécanique, Université Abderrahmane Mira, Bejaia, Algérie, 2018/2019.
- [7] Yves Jannot, Transferts thermiques/ Cours et 55 exercices corrigés, Destinés aux étudiants de 2^{ème} cycle et des écoles d'ingénieurs et ingénieurs praticiens, Ecole des Mines Nancy, France, 2012.
- [8] J.L. Battaglia, A. Kusiak, J.R. Puiggali, Introduction aux transferts thermiques : Cours et exercices corrigés, Dunod, Paris, France, 2010
- [9] J. Huetz, J.P. Petit, Notions de transfert thermique par convection, Edition Masson, paris, France, 2013.
- [10] A. Giovannini, B. Bédard, Transfert de chaleur, Cépaduès éditions, France, 2012.
- [11] M. Bordjane, Modes de transfert thermique : cours et exercices corrigés, polycopié destiné aux étudiants de Licence LMD (Énergétique et Construction Mécanique), Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, Algérie, 2017.
- [12] A. Bontemp, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier et R. Vidil, Echangeurs de chaleur - Description des échangeurs, Technique de l'ingénieur, Article du référence B2341 V1, 1995.
- [13] B. Zohuri, Compact Heat Exchangers : Selection, Application, Design and Evaluation, Springer international publishing, Switzerland, 2017.

- [14] J. S. Savard, H. Ibrahim, A. Ilinca, Etude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air comprimé (JEDSAC), Rapport interne, Université du Québec à Rimouski, Canada, 2008.
- [15] M. Legay, Intensification des processus de transfert de chaleur par ultrasons, vers un nouveau type d'échangeur de chaleur : l'échangeur vibrant, Thèse de doctorat, Université de Grenoble, France, 2012.
- [16] K. Baadache, Etude des performances des échangeurs de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre, Thèse de doctorat, université de Batna, Algérie, 2015.
- [17] R. K. Shah, D. P. Skulié, Fundamentals of heatexchanger design, Edition Wiley, Canada, 2003.
- [18] S. Delrot, Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno, Thèse de doctorat, Université de valenciennes et du Hainaut-Cambresis, France, 2012.
- [19] N. Labsi, Etude de l'Encrassement des Echangeurs de Chaleur du Circuit Préchauffé de la Raffinerie d'Alger, Thèse de magister, université Houari Boumedienne (USTHB), Alger, Algérie, 2003.
- [20] P. Wuithier, Le Raffinage et génie chimique, Edition Techip, 2^{ème} édition, Paris, France. 1972.
- [21] M. Bennajah, N. Chaouni, Echangeurs de chaleur : Technologie, calcul et design, Edition Technip, Paris, France, 2014.
- [22] Kh., Baadache, Etude des performances des échangeurs de chaleur à double tubes concentriques et calandre, Thèse de doctorat, Département de mécanique, Faculté de Technologie, Université de Batna, Algérie, 2015.
- [23] S. Moran, In Process Plant Layout, Second Edition, Oxford-Angleterre, 2017.
- [24] J. Sghaier., Les échangeurs thermiques, Polycopié destiné aux étudiants de 2^{ème} année Génie Energétique, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Tunisie, 2017/2018.
- [25] M. Lie, B. Habib, W. Yu, D. I. Wilson, B. young, Validating control of extreme disturbance of an organic Rankine cycle using VMGsim, Computer Aided Chemical Engineering, 44 (2018) 745-750.
- [26] Yves Jannot., Transferts thermiques, Polycopié destiné aux étudiants de 2^{ème} année, Ecole des Mines Nancy, France, 2009.
- [27] F. Mebarek., Echangeurs de chaleur, Editions El-Djazair, Algérie, 2014.
- [28] Ch. Bentalha, Med. Habi., Mécanique des fluides cours et exercices corrigées, Polycopié

Département d'Hydraulique, Faculté de Technologie, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen, Algérie, 2018.

[29] M. Belhamiani, Cours d'Echangeurs de chaleur, Polycopié destiné aux 3^{ème} année Licence Energétique, Université Belhadj Bouchaib, Ain temouchent, Algérie, 2016/2017

[30] K. Sadouki, Cours de Rebouilleurs, polycopié destiné aux étudiants de 2^{ème} année Licence Energétique Université Mouhamed Boudiaf, M'Sila, Algérie, 2019.

[31] Yve Jannot, Les échangeurs de chaleur, Polycopié destinée aux étudiants de 2^{ème}année, ecole de Mince de Nancy, France, 2016.

[32] FP Incropera, DP Dewitt, TL Bergman, AS Lavine, Fundamentals of heat and mass transfer, Hoboken, NJ: John Wiley, 1985.

[33] JF. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Lavoisier Technique et Documentation, 1993