

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention d'un diplôme « MASTER »

Option : Installations Energétiques et Turbomachines

Thème

Conception et dimensionnement d'un radiateur automobile

Présenté par :

Mr. BEHLOUL Ilyes

Encadré par :

Dr. SALHI Merouane

Dr. ROUDANE Mohamed

PROMOTION 2018

Dédicaces

Je dédier ce travail :

À Mes Très Chers Parents

À ma grand-mère prolonge ALLAH dans sa vie

À ma chère femme

À toute ma famille.

À Tous mes amis d'étude.

*Je n'oublie pas tous les amis de résidence l'université, en particulier les
amis de Masdjid Al-Furqan et de Masdjid Al-Quds*

Mr. Ibyes

REMERCIEMENTS

*Avant tout je remercie mon ALLAH le tout puissant qui
nous éclaire le bon Chemin.*

*A monsieur D. SALHI et D. ROUDANE mes promoteurs, à ses remarques
successives ont permis d'améliorer les différentes versions de ce travail.*

*A tous mes enseignants tout au long de mes études, j'exprime mes sincères
remerciements pour leurs conseils et leurs encouragements.*

*Salutations de cœur à tous les travailleurs et employés de l'Université Saad
Dahlab, en particulier les travailleurs et les employés de la Faculté de mécanique*

A la fin mes remerciements :

A tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



RESUME

Le but de ce travail est la conception et dimensionnement d'un radiateur automobile a partir d'un radiateur origine, par la détermination les paramètres de conception d'un radiateur plus petit capable de dissiper la même quantité de chaleur que l'assemblage d'origine. La conception basé sur l'augmentation de surface de contact (ailettes) : Pour prouver cette hypothèse, nous avons effectué des tests sur notre radiateur actuel, qui mesure (0.6*0.43*0.025)m, pour déterminer les performances de transfert de chaleur dans des conditions de fonctionnement typiques. Nous avons trouvé que notre ensemble de radiateur actuel était capable de dissiper la chaleur à un flux de 70777 W.

Ensuite, en utilisant le ϵ -Ntu (efficacité-Ntu), nous avons calculé les performances de transfert de chaleur de notre nouveau radiateur, qui a une longueur de radiateur de 30% inférieure à la longueur de la conception actuelle (0.45* 0.43*0.025)m. Comme prévu, les performances de transfert de chaleur ont diminuées. Cependant, en augmentant la surface métal-air de 392 ailettes par rangée à un nombre bien déterminé, nous avons augmenté les performances de transfert thermique de notre conception proposée au même niveau que la conception actuelle dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Mots clés : Radiateurs, Conception, Méthode ϵ -Ntu, Echangeur avec deux fluides non brasés, Flux de chaleur, ailettes, Coefficient de transfert thermique global, débit calorifique, nombre de Nusselt, Coefficient de transfert thermique par convection.

ABSTRACT

The purpose of this work is the design and dimensioning of an automotive radiator from an original radiator, by determining the design parameters of a smaller radiator capable of dissipating the same heat quantity as the assembly of origin. The design based on the increase of contact surface (fins). To prove this hypothesis, we carried out tests on our current radiator, which measures (0.6 * 0.43 * 0.025)m, to determine the heat transfer performance in typical operating conditions. We found that our current radiator assembly was able to dissipate a heat flux of 70777 W.

Then, using the ϵ -Ntu (efficiency-Ntu), we calculated the heat transfer performance of our new radiator, which has a radiator length of 30% less than the length of the current design (0.45 * 0.43 * 0.025)m. As expected, the heat transfer performance decreased. However, by increasing the metal-air surface area from 392 fins per row to a fixed number, we have

increased the thermal transfer performance of our proposed design to the same level as the current design under the same operating conditions.

Key words: Radiators, Design, ϵ -Ntu method, Exchanger with two unmixed fluids, Heat flux, fins, Global heat transfer coefficient, heat capacity rate, Nusselt number, Convective heat transfer coefficient.

ملخص

الغرض من هذا العمل هو تصميم وأبعاد مبرد السيارات من المبرد الأصلي، من خلال تحديد معايير تصميم مبرد أصغر قادر على تبديد نفس كمية الحرارة التي يتم تجميعها من المبرد الأصلي. التصميم قائم على زيادة سطح التلامس (الزعانف)، لإثبات هذه الفرضية، أجرينا اختبارات على المبرد الحالي، الذي أبعاده هي (0.6 * 0.43 * 0.025)م، لتحديد أداء نقل الحرارة في ظروف التشغيل النموذجية. وجدنا أن المبرد الحالي لدينا قادر على تبديد الحرارة بتدفق W.70777

بعد ذلك، باستخدام طريقة الكفاءة قمنا بحساب أداء نقل الحرارة لمبردنا الجديد، الذي له طول أقل من المبرد بنسبة 30٪ من طول التصميم الحالي (0.45 * 0.43 * 0.025) م. كما هو متوقع، انخفض أداء نقل الحرارة. ومع ذلك، من خلال زيادة مساحة سطح الهواء المعدني من 392 زعنفة لكل صف إلى رقم ثابت، قمنا بزيادة أداء النقل الحراري لتصميمنا المقترح إلى نفس مستوى التصميم الحالي تحت نفس ظروف التشغيل.

الكلمات المفتاحية:مبرد، تصميم، طريقة الكفاءة، مبادل مع سوائل غير مختلطة، تدفق حراري، زعانف، معامل نقل حرارة كلي، تدفق حراري، رقم نسلت، معامل نقل حرارة بالنقل.

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS

Figure (I.1) :	Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.....	6
Figure (I.2) :	Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courants.....	6
Figure (I.3) :	Exemples d'échangeurs à courants croisés.....	7
Figure (I.4) :	Schéma d'un échangeur 1-2.....	8
Figure (I.5) :	Schéma d'un échangeur 2-4.....	8
Figure (I.6) :	Échangeur monotube en serpentin.....	9
Figure (I.7) :	Échangeur coaxial.....	9
Figure (I.8) :	Échangeur à tube séparé.....	10
Figure (I.9) :	Échangeur à tubes rapprochés.....	10
Figure (I.10):	Échangeur à tube ailette.....	11
Figure (I.11):	différents types d'ailettes.....	12
Figure (I.12):	Échangeur à tête flottante.....	13
Figure (I.13):	Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	13
Figure (I.14):	Échangeur à tube en U.....	14
Figure (I.15):	Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	14
Figure (I.16):	Échangeur à plaque et joint.....	15
Figure (I.17):	Échangeur platulaire et schéma canaux.....	16
Figure (I.18):	Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.....	16
Figure (I.19):	Échangeur Packinox.....	17
Figure (I.20):	Échangeur lamellaire.....	17
Figure (I.21):	Échangeur à spirale.....	18
Figure (I.22):	Échangeur brasé.....	18
Figure (I.23):	Évaporateur à tubes courts et à panier.....	19
Figure (I.24):	Évaporateur à longs tubes verticaux.....	20
Figure (I.25):	Évaporateur à tube tombant.....	20
Figure (I.26):	Évaporateur noyés et arrosés.....	21
Figure (I.27):	Condensation extérieure aux tubes.....	21
Figure (I.28):	Condensation intérieure aux tubes.....	22
Figure (I.29):	Echangeur sale et propre.....	24
Figure (I.30):	Etapas d'un mécanisme d'encrassement.....	26
Figure (I.31):	Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.....	30

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

Figure (II.1):	les trois modes de transfert de chaleur.....	32
Figure (II.2):	Transfert de chaleur à travers un mur simple.....	32
Figure (II.3):	Transfert de chaleur par conduction dans un mur multicouche.....	33
Figure (II.4):	Le schéma électrique d'une résistance thermique.....	33
Figure (II.5):	longueur d'ondes électromagnétiques.....	34
Figure(II.6):	L'énergie thermique du soleil.....	34
Figure (II.7):	les trois modèles de rayonnement par un solide.....	35
Figure (II.8):	Transfert thermique par convection d'une plaque plane.....	35
Figure (II.9):	Convection naturelle d'une plaque chaude.....	36
Figure (II.10):	Convection forcée d'une plaque chaude.....	36
Figure (II.11):	Représentation l'écoulement d'un Régime laminaire.....	37
Figure (II.12):	Représentation l'écoulement d'un Régime turbulent.....	37
Figure (II.13):	Représentation graphique de coefficient moyen de transfert thermique pour a plaque plane avec écoulement laminaire et turbulent.....	41
Figure (II.14):	Convection sur une plaque verticale.....	42
Figure (II.15):	Convection sur une plaque horizontale.....	43
Figure (II.16):	Convection sur une plaque horizontale avec un flux ascendant.....	43
Figure (II.17):	deux fluides ayant même m et Cp.....	46
Figure (II.18):	Condensation	46
Figure (II.19):	Vaporisation.....	46
Figure (II.20):	Démonstration pour deux fluides co-courants.....	47
Figure (II.21):	Echangeurs co-courants.....	48
Figure (II.22):	Echangeurs contre courants.....	48

CHAPITRE III : LE MODELE MATHEMATIUE DE LA CONCEPTION

Figure(III.1):	Composants d'un système de refroidissement automobile.....	53
Figure(III.2):	version réduite en CAO de l'ensemble de radiateur	54
Figure(III.3):	Performance de transfert de chaleur par rapport au débit de liquide de refroidissement à différentes vitesses de flux d'air.....	55
Figure(III.4):	vue agrandie des tubes.....	59
Figure(III.5):	vue agrandie des ailettes.....	59
Figure(III.6):	Efficacité d'un échangeur avec deux fluides noms brasés.....	63

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

Figure(IV.1) :	Interface du code de calcul numérique par Fortran.....	67
Figure(IV.2) :	Effet de la longueur sur les performances d'un radiateur.....	70

Figure(IV.3) :	Effet de nombre des ailettes par rangé sur les performances d'un radiateur	70
Figure(IV.4) :	correction de nombre des ailettes par rangé correspond le flux de chaleurassocie.....	71
Figure(IV.5) :	comparaison entre trois radiateurs d'une longueur différente.....	72
Figure(IV.6) :	Exportation des dimensions du radiateur en SolidWorks (CAO).....	73

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE II :	LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS	
Tableau(II.1):	le coefficient de chaleur par convection naturelle pour une plaque plane.....	44
Tableau(II.2):	abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur.....	49
Tableau(II.3):	efficacité η -NTU.....	51
CHAPITREIII :	LE MODELE MATHEMATIUE DE LA CONCEPTION	
Tableau(III.1) :	Dimensions du modèle de radiateur d'origine.....	55
Tableau(III.2) :	Conditions de fonctionnement du radiateur.....	56
Tableau(III.3) :	Dimensions du modèle de radiateur proposées.....	57
Tableau(III.4) :	Les propriétés des fluides de refroidissement.....	57
Tableau(III.5) :	Les propriétés de l'air.....	58
CHAPITRE IV :	RESULTATS ET COMMENTAIRES	
Tableau (IV.1):	Les surfaces des ailettes et des tubes	68
Tableau (IV.2):	Les paramètres du fluide dans les tubes.....	68
Tableau (IV.3)	Les paramètres d'air entres les ailettes.....	68
Tableau (IV.4)	Les paramètres calorifiques.....	69
Tableau (IV.5)	Les résultats de la conception.....	69
Tableau (IV.6)	comparaison entre le nombre des ailettes par ranger.....	69

Sommaire :

DEDICACE

REMERCIEMENTS

RESUME

NOMENCLATUR

LISTE DES FIGURE

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.....1

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.1 Introduction.....3

I.2 Définition.....3

I.3 Les différentes fonctions de l'échangeur de chaleur.....4

 I.3.1 Réfrigération.....4

 I.3.2 Réchauffage4

I.3.3 Condensation.....4

I.3.4 Vaporisation4

 I.4 Principe de fonctionnement4

I.4.1 Types de contact4

 I.4.1.1 Échangeurs à contact direct.....4

 I.4.1.2 Échangeurs à contact indirect.....5

I.5 Disposition des écoulements.....5

I.5.1 Modes d'écoulement des deux fluides.....	5
a) Ecoulement co-courants (Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens).....	5
b) Ecoulement contre courants (Ecoulement des fluides parallèles mais de sens contraires).....	6
c) Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage.....	7
d) Echangeur 1-2.....	8
e) Echangeur 2-4.....	8
I.6 Type des échangeurs de chaleur.....	9
I.6.1 Les échangeurs tubulaires.....	9
I.6.1.1 Échangeur monotube.....	9
I.6.1.2 Échangeur coaxial.....	9
I.6.2 Échangeur multitubulaire.....	10
I.6.2.1 Échangeur à tubes séparés.....	10
I.6.2.2 Échangeur à tubes rapprochés.....	10
I.6.2.3 Échangeur à tubes ailettes.....	10
I.6.3 Echangeur à tube et calandre.....	12
I.6.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante.....	12
I.6.3.2 Echangeur à plaques tubulaires fixes.....	13
I.6.3.3 Echangeur à tubes en U.....	13
I.6.4 Echangeur à plaque.....	14
I.6.4.1 Échangeurs à surface primaire.....	14
I.6.4.2 Échangeurs à plaques et joints.....	15
I.6.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées.....	15
I.6.4.3.1 Échangeur platulaire.....	15
I.6.4.3.2 Échangeur Compabloc.....	16

I.6.4.3.3 ÉchangeurPackinox.....	17
I.6.4.4 Échangeurlamellaire.....	17
I.6.4.5 Échangeur à spirale.....	18
I.6.4.6 Échangeurbrasé.....	18
I.6.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	19
I.6.5.1 Évaporateurstubulaires.....	19
I.6.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur detubes.....	19
a) Évaporations à tubes verticaux.....	19
b) Évaporateurs à tubes horizontaux.....	20
I.6.5.1.2 Évaporation à l'extérieur detubes.....	21
I.6.5.2 Condenseurstubulaires.....	21
I.7 Classification des échangeurs.....	22
I.7.1 Classement technologique.....	22
I.7.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	23
I.7.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	23
I.7.4 Classement fonctionnel.....	23
I.7.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'écha.....	23
I.8 Phénomène d'encrassement.....	24
I.8.1 Aspects économiques et environnemental de l'encrassement.....	25
I.8.2 Apparition et développement de l'encrassement.....	25
I.8.3 Les différents types d'encrassement.....	26
I.8.3.1 Corrosion.....	27
I.8.3.2 L'encrassement biologique.....	27
I.8.3.3 L'encrassement par réaction chimique.....	27
I.8.3.4 L'entartrage.....	28
I.8.3.5 L'encrassement particulaire.....	28
I.8.3.6 Encrassement par solidification.....	28
I.8.4 Facteurs principaux affectant l'encrassement.....	29
I.8.4.1 Vitesse d'écoulement.....	29
I.8.4.2 Température.....	29

I.8.4.3 Nature de surface et de matériaux de fabrication.....	29
I.8.4.4 Nature de la charge.....	29
I.8.4.5 Présence de l’oxygène et du soufre.....	29
I.8.5 Mécanismes de l’encrassement.....	30
I.8.5.1 Initialisation.....	30
I.8.5.2 Transfert des particules à la paroi.....	30
I.8.5.3 Adhésion des particules.....	30
I.8.5.4 Réentraînement des particules déposées.....	30
I.8.5.5 Vieillessement du dépôt.....	31
I.8.6 Effet de l’encrassement.....	31

CHAPITRE II LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.1 Introduction.....	32
II.2 Transfert de chaleur par conduction.....	32
II.3 Transfert de chaleur par rayonnement.....	34
II.3.1 Réception du rayonnement par un solide.....	35
II.3.2 Cas d’une surface S1 convexe complètement entourée par une surface S2.....	35
II.3.3 Cas particulier où la surface S1 est petite devant la surface S2.....	35
II.4 Transfert de chaleur par convection.....	35
II.4.1 Définitions.....	35
a) La convection libre ou naturelle.....	36
b) La convection forcée.....	36
c) Régime d’écoulement.....	37
II.4.2 Expression du flux de chaleur.....	38
II.4.2.1 Calcul du flux de chaleur en convection forcée.....	38
a) Le nombre de Nusselt.....	38
b) Nombre de Reynolds.....	38
c) Le nombre de Prandtl.....	39
II.4.2.2 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle.....	39
a) Le nombre de Grashof.....	39

b) Le nombre de Rayleigh.....	40
II.4.3 Le coefficient de convection.....	40
II.4.3.1 Calcul le nombre de Nusselt en convection forcée.....	40
a) Flux externe.....	40
II.4.3.2 Calcul le nombre de Nusselt en convection naturelle.....	42
a) Pour une plaque verticale.....	42
b) Pour une plaque horisontale.....	43
II.5 Application sur les échangeurs.....	44
II.5.1 Le coefficient du transfert thermique U	44
II.5.2 Effet de l'encrassement : fouling.....	45
II.5.3 Application des échangeurs de chaleur	45
a) Réfrigération et réchauffage.....	46
b) Condensation et vaporisation.....	46
II.5.4 méthode ΔT_{LMTD}	47
II.5.5 Méthode ϵ -NTU (Efficacité –NTU).....	50

CHAPITRE III : LE MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

III .1 Introduction.....	52
III.2 Description du problème.....	53
III.3 Dimensions du radiateur d'origine et proposées.....	54
III.3.1 Dimensions du modèle de radiateur d'origine.....	54
III.3.2 Dimensions du modèle de radiateur proposé.....	56
III.4 Les propriétés des fluides de refroidissement et de l'air.....	57
III.5 Performance de transfert de chaleur de l'ensemble de radiateur proposé.....	58

III.5.1 Détermination de UA_{New}	59
III.5.2 Détermination de $A_{C_{New}}$ et $A_{A_{New}}$	59
III.5.3 Détermination de $h_{C_{New}}$	60
III.5.4 Détermination de nfh_A	61
III.5.5 Détermination de $nfh_{A_{actuel}}$	62
III.5.6 Détermination de \dot{Q}_{New}	64
III.6 Ajustement de la performance de transfert de chaleur de la conception.....	65
de radiateur proposée	65
III.6.1 Effets de la longueur du radiateur sur la performance du transfert.....	65
de chaleur.....	65
III.6.2 Effets de la surface de contact sur la performance de transfert.....	66
de chaleur.....	66
 CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES	
IV.1 Introduction.....	67
IV.2 Description du programme.....	67
IV.3 Dimensions du nouvel radiateur.....	68
IV.4 Effet de la longueur sur les performances d'un radiateur.....	69
IV.5 Effet de nombre des ailettes par rangé sur les performances d'un radiateur.....	70
IV.6 correction de nombre des ailettes par rangé correspond le flux de chaleur associe.....	71
IV.7 comparaison entre trois radiateurs d'une longueur différente.....	71
IV.8 Exportation des dimensions du radiateur en SolidWorks (CAO)	72

NOEMENCLATURE

T _f : Température de fluide froid	[K]
T _c : Température de fluide chaud	[K]
Q _c : débit de fluide chaud	[kg.s ⁻¹]
Q _f : débit de fluide froid	[kg. s ⁻¹]
H : Hauteur	[m]
A : surface	[m ²]
D _H : Diamètre hydraulique	[m]
h : Coefficient d'échange par convection	[Wm ⁻² k ⁻¹]
t : Temps	[s]
k : Conductivité thermique	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
F : Facteur de correction	-
g : Constante gravitationnelle	[m/s ²]
Gr : Le nombre de Grashof	-
Nu : Le nombre de Nusselt	-
N _f : Le nombre des ailettes	[m]
Pr : Le nombre de Prandtl	-
R : La résistance thermique	[k/W]
R _a : Le nombre de Rayleigh	-
R _{total} : La résistance thermique totale	[k/w]
T _∞ : Température du fluide loin de la surface du solide	[k]
V : Volume	[m ³]
V : vitesse	[m/s]

ΔT : La différence de la température entre deux endroits	[k]
α : La diffusivité thermique	[m^2/s]
β : Coefficient de dilatation thermique	[1/k].
ρ : La masse volumique	[Kg/ m^3].
C_p : La chaleur spécifique	[J/kg K].
ν : La viscosité Cinématique	[m^2/s]
ρ : La densité	[kg/ m^3]
ϵ : Efficacité de l'échangeur de chaleur	-
\dot{m} : débit massique de fluide	[kg/h]
\dot{C} : Débits calorifique	[W /K]

Les indices

Conv : convection

Cond : conduction

e : entrer

s : sortir

moy : moyenne

c : chaud

f : froid

new : Nouveau

c : fluid

A : air

Cur : actuelles

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE :

L'échangeur de chaleur est un élément thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La 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.

Dans une automobile, le carburant et l'air produisent de l'énergie dans le moteur par combustion. Seule une partie de la puissance totale générée alimente effectivement l'automobile - le reste est gaspillé sous forme d'échappement et de chaleur. Si cet excès de chaleur n'est pas éliminé, la température du moteur devient trop élevée, entraînant une surchauffe et une dégradation de la viscosité de l'huile de graissage, un affaiblissement du métal surchauffé et des contraintes entre les pièces.

Nous utilisons donc le système de refroidissement pour éliminer cette chaleur excessive. Nous avons donc essayé de minimiser ce dernier pour qu'il semble plus approprié. Il existe plusieurs approches différentes pour optimiser la performance de transfert de chaleur d'une conception de radiateur plus petite. Celles-ci comprennent:

- 1) modification de la conception des ailettes
- 2) augmentation de la profondeur du cœur
- 3) modification du type de tubes
- 4) modification de l'écoulement
- 5) modification du matériau
- 6) augmentation de la surface de contact, Cette dernière méthode a été choisie pour notre conception proposée.

INTRODUCTION GENERALE

L'objectif de ce travail consiste à détermination les paramètres de conception d'un ensemble de radiateurs plus petit capable de dissiper la même quantité de chaleur que l'assemblage d'origine.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres, en commence par une introduction. Le premier chapitre est consacré les généralités sur les l'échangeur de chaleur et leurs types. Le deuxième basé sur les notions de base en transfert de chaleur. Le troisième chapitre concerne le modèle mathématique de la conception. Et le quatrième chapitre, on procède à la présentation des divers résultats obtenus par un programme de calcul élaboré en exploitant les différentes équations présentées dans les chapitres précédents et de les comparer avec les résultats obtenus par le radiateur de référence. Nous terminons notre travail avec une conclusion générale et des recommandations.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.1 Introduction :

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés. [17]

I.2 Définition :

On désigne sous terme échangeur de chaleur tout appareil permettant exclusivement le transfert de chaleur d'un fluide à un autre travers d'une paroi.

Un échangeur a pour fonction de permettre un transfert d'énergie thermique d'un fluide à un autre fluide sans que ces deux fluides se mélangent, cette définition est très générale, elle recouvre en fait des utilisations très différentes.

Les applications des échangeurs de chaleur sont très nombreuses, qu'il s'agit de réchauffer ou refroidir de l'eau, de l'huile, du pétrole ou tout autre liquide ou gaz.

Dans le domaine du raffinage les échangeurs de chaleurs serrent à :

- Chauffer une charge d'une unité de distillation atmosphérique.
- Refroidir des produits finis avant le stockage.
- Refroidir ou chauffer les effluents intermédiaires.
- Atteindre une température de réaction.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.3 Les différentes fonctions de l'échangeur de chaleur :

Les procédés des industries pétrolières, pétrochimiques ou chimiques demandent souvent que les fluides soit réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phase. [11]

Les différentes fonctions suivantes sont responsables de ce changement :

I 3.1 Réfrigération:

Ils refroidissent un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire qui peut être un fluide de procédé ou de l'eau associé au fonctionnement de compresseur pour la réfrigération des gaz comprimés.

I 3.2 Réchauffage:

Leur rôle est de chauffer un fluide de procédé par de la vapeur d'eau ou un autre fluide chaud. Ces termes sont surtout employés dans le cas du réchauffage d'un produit stocké pour en assurer son pompage.

I 3.3 Condensation:

Les condenseurs assurent la condensation totale ou partielle de vapeur par circulation d'eau ou de fluide de procédé suffisamment froid, les aérocondenseurs assurent simultanément la condensation de vapeur et le refroidissement des condensats, le plus souvent par circulation d'eau.

I 3.4 Vaporisation:

Les évaporateurs assurent la vaporisation totale ou partielle d'un liquide du procédé, l'apport de chaleur étant assuré par de la vapeur d'eau ou un fluide chaud.

I.4 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 (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs).

I.4.1 Types de contact:

I 4.1.1 Échangeurs à contact direct :

Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Exemples :

- les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- les dés réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).

I 4.1.2 Échangeurs à contact indirect :

En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

Les processus de transfert présentent une réciprocity: convection (1) conduction (paroi), convection (2). le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides. [6]

I.5 Disposition des écoulements [14]

I.5.1 Modes d'écoulement des deux fluides

On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents :

a) Ecoulement co-courants (Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens)

Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure (II.1) donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple, la longueur de l'échangeur a été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie, **1** désignant le fluide chaud et **2** le fluide froid.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

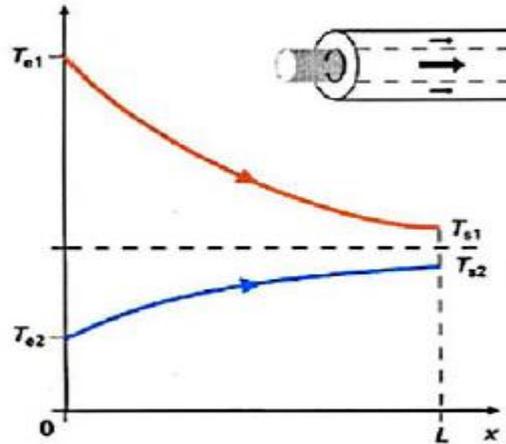


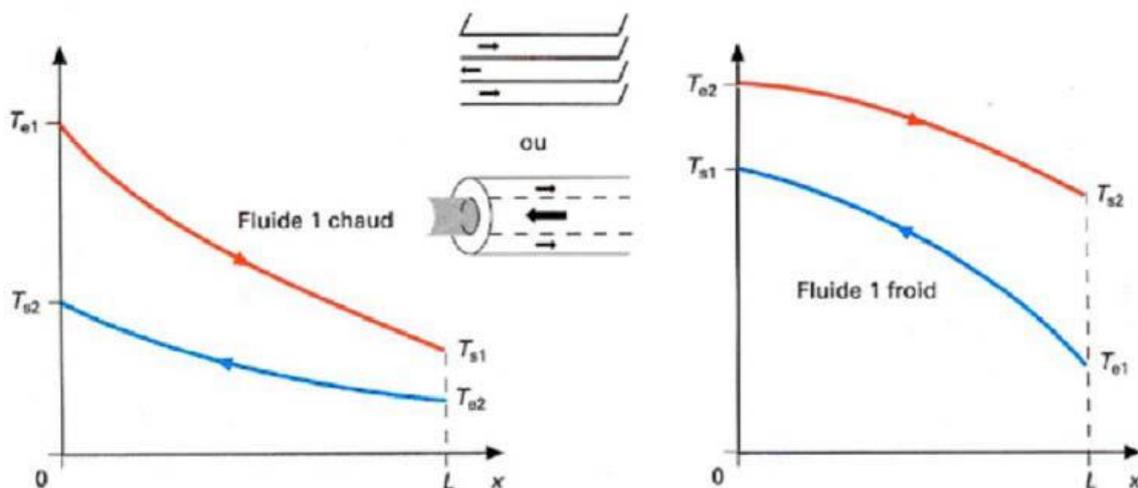
Figure (I.1) : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.

[14]

b) Ecoulement contre courants (Ecoulement des fluides parallèles mais de sens contraires)

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

L'avantage de l'échangeur à contre courant sur l'échangeur à co-courant est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.



Figure(I.2) : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courants. [14]

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

c) Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure (I.3)), le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés est donnée par la figure (I.3)

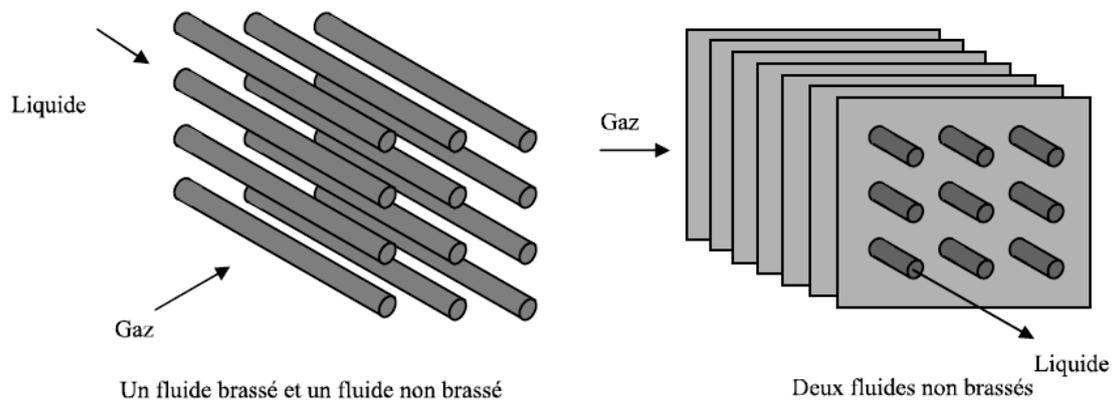


Figure (I.3) : Exemples d'échangeurs à courants croisés.

Les trois écoulements décrits, sont rarement utilisés dans toute leur simplicité.

En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires.

Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

- ◆ Les tubes qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- ◆ Les plaques, planes ou corrigées, choisies pour un fluide qui impose la même géométrie pour l'autre.

Souvent, le choix des combinaisons entre différents types d'échangeurs dans les installations industrielles résulte de contingences technologiques et économiques. [10]

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

d) Echangeur 1-2

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple : le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage tandis que le fluide circulant dans le tube effectue 2 (ou 2n) passages :

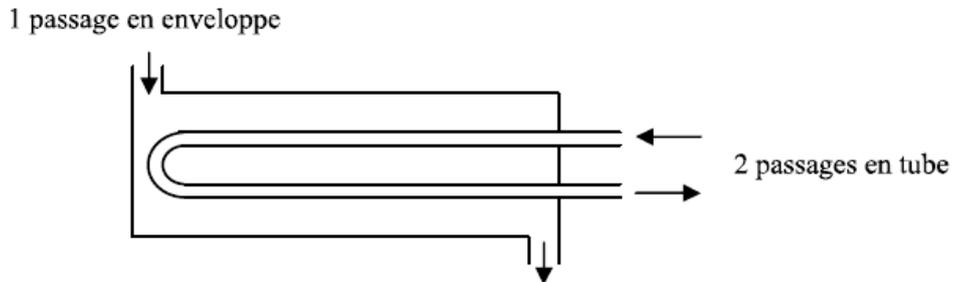


Figure (I.4) : Schéma d'un échangeur 1-2

Une passe en tube s'effectue à co-courant avec l'écoulement en calandre tandis que l'autre s'effectue à contre-courant. L'écoulement co-courant est moins efficace que l'écoulement à contre-courant, l'échangeur 1-2 a donc une efficacité comprise entre celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant et celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.

e) Echangeur 2-4

Lorsque l'échangeur 1-2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à 0,75, on cherche à se rapprocher davantage de l'échangeur à contre-courant en effectuant 2 (ou plus) passages en calandre. L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en enveloppe effectue 2 passages. Le fluide dans le tube effectue 4 (ou 4n) passages.

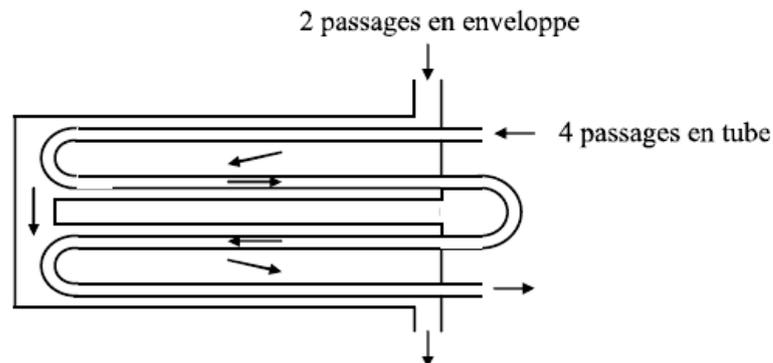


Figure (I.5): Schéma d'un échangeur 2-4

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.6 Type des échangeurs de chaleur [21]

I.6.1 Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

I.6.1.1 Échangeur monotube

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

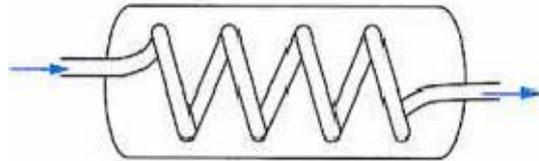


Figure (I.6) : Échangeur monotube en serpentín.

I.6.1.2 Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au-dessous.

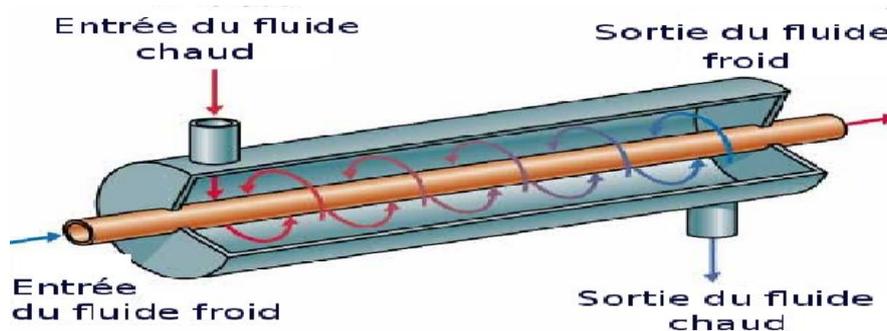


Figure (I.7): Échangeur coaxial

I.6.2 Échangeur multitubulaire [24]

Existant sous quatre formes :

I.6.2.1 Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

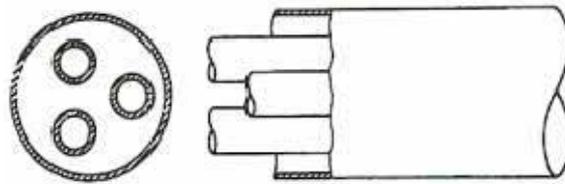


Figure (I.8) : Échangeur à tube séparé.

I.6.2.2 Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

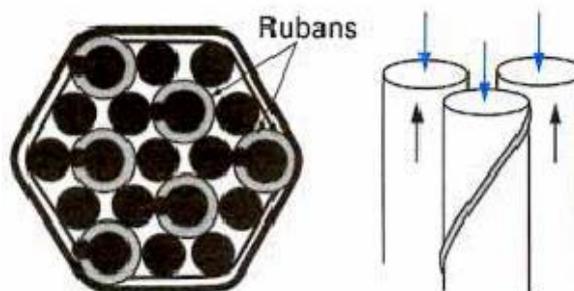


Figure (I.9): Échangeur à tubes rapprochés.

I.6.2.3 Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

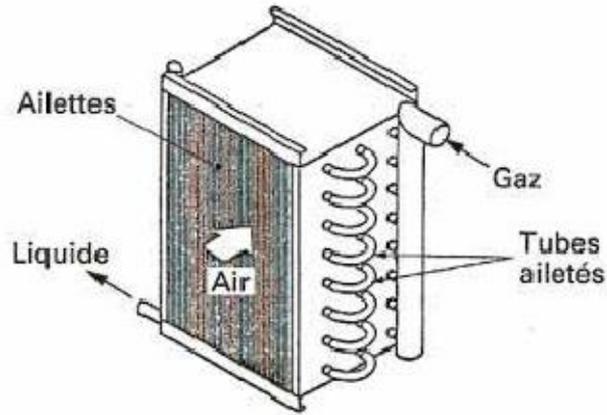
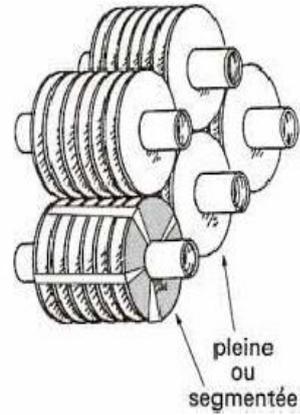
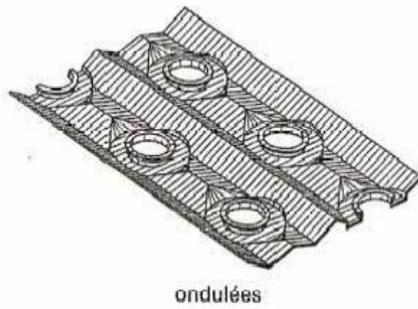
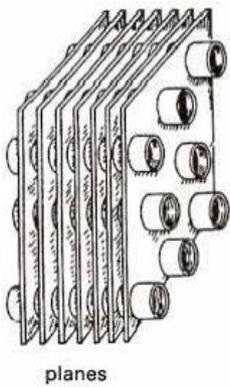


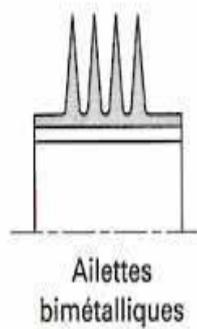
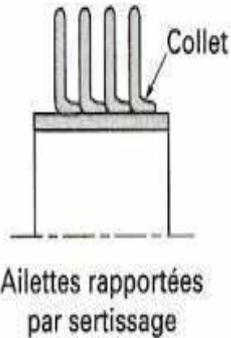
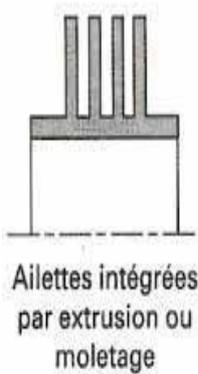
Figure (I.10) : Échangeur à tube ailette.

- Ailettes transversales :



Ailettes continue.

Ailettes indépendant.

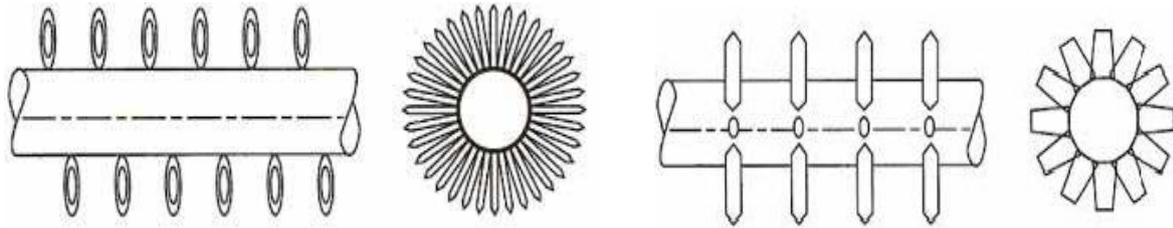


Ailettes annulaire.



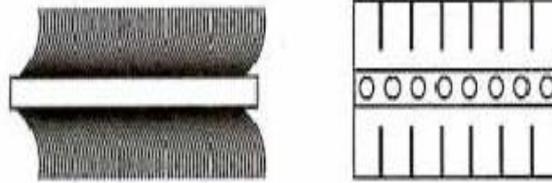
Ailettes spirale.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR



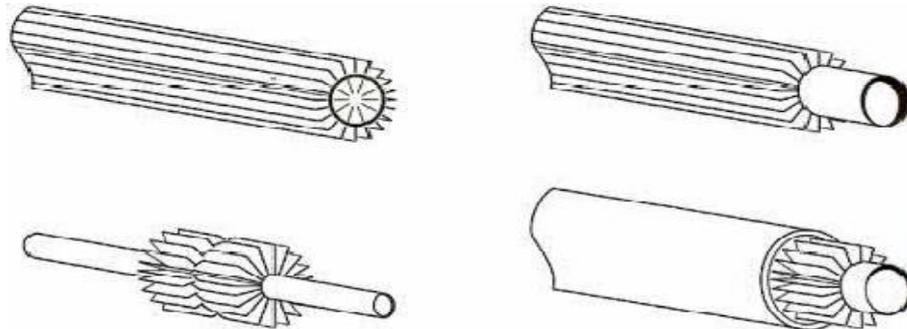
Ailettes à fils préformés.

Ailettes poinçonnées.



Ailettes en brosse.

- Ailettes longitudinales :



Type d'ailettes longitudinal.

Figure (I.11): différents types d'ailettes.

I.6.3 Echangeur à tube et calandre [1]

I.6.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

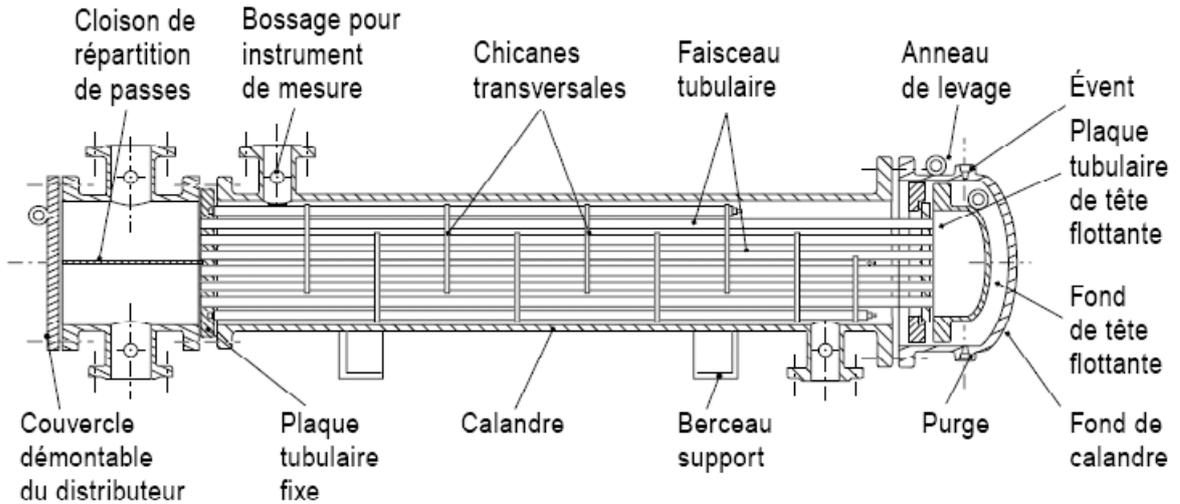


Figure (I.12): Échangeur à tête flottante.

I.6.3.2 Echangeur à plaques tubulaires fixes

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

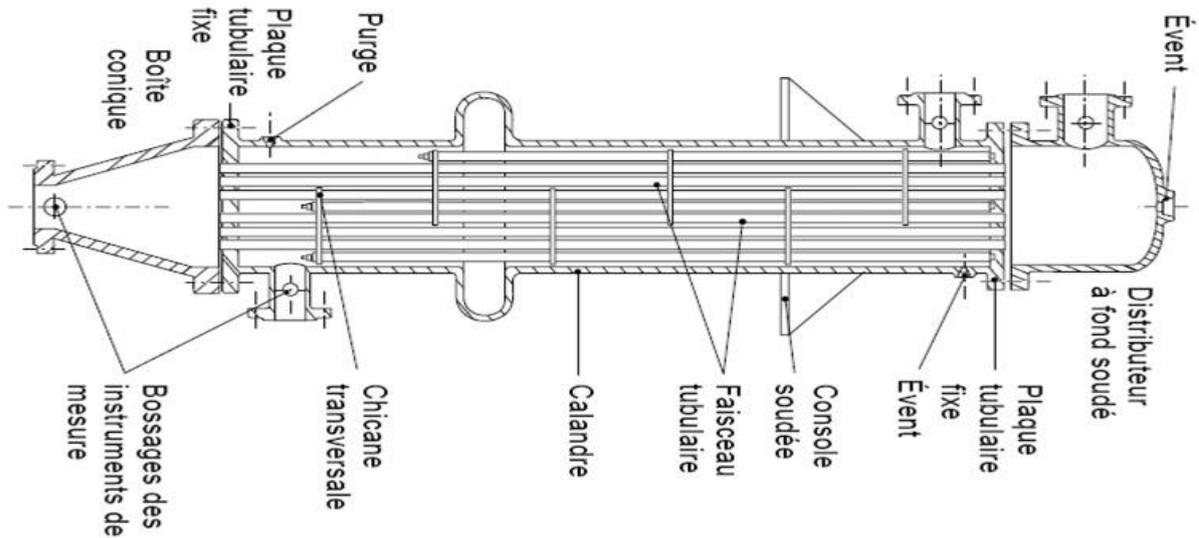


Figure (I.13) Échangeur à plaque tubulaire fixe.

I.6.3.3 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

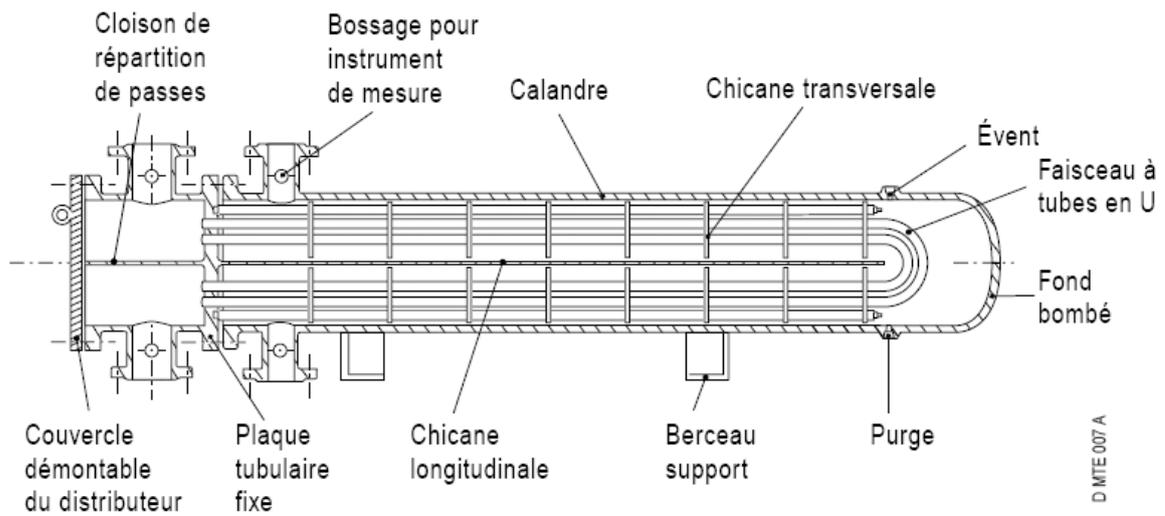


Figure (I.14): Échangeur à tube en U.

I.6.4 Echangeur à plaque

I.6.4.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

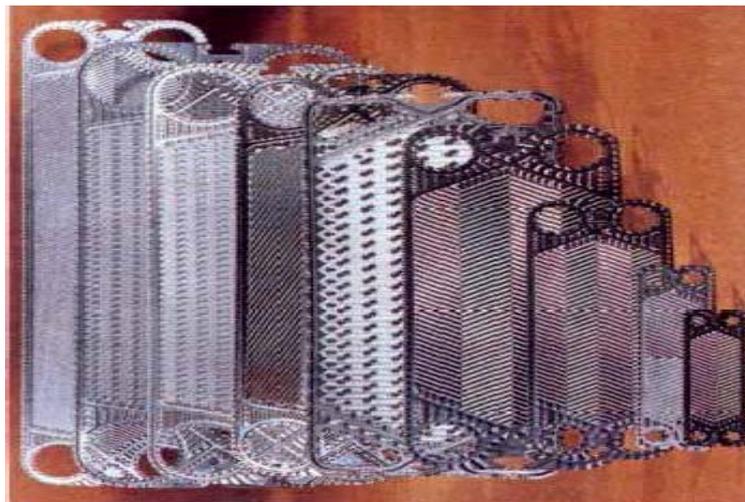


Figure (I.15): Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.6.4.2 Échangeurs à plaques et joints

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

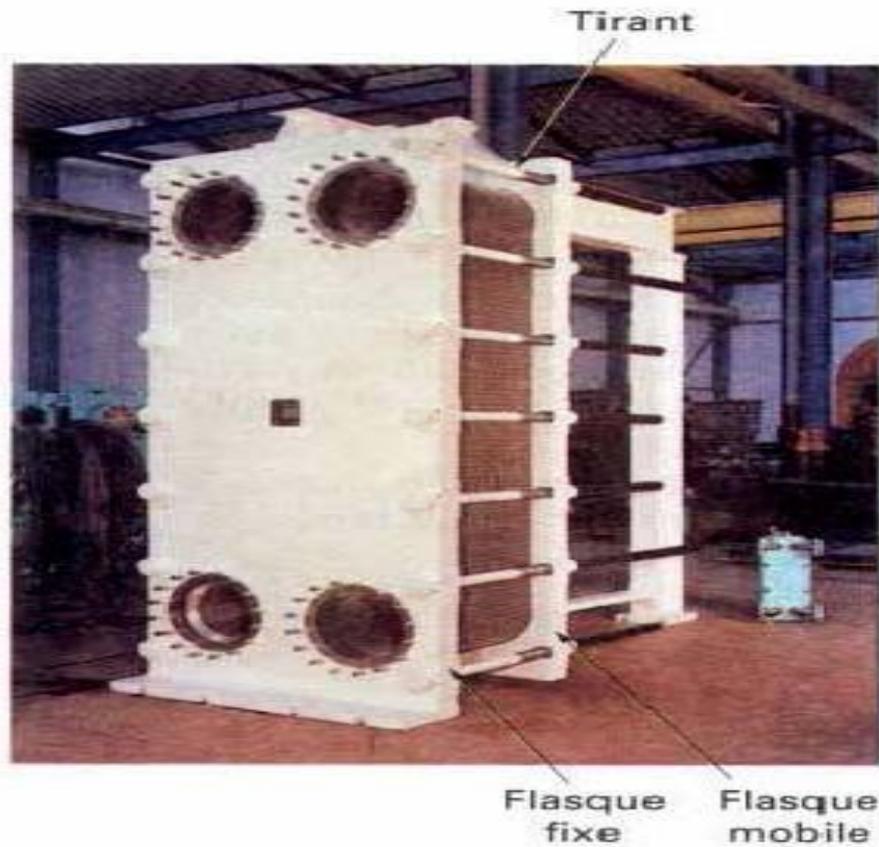


Figure (I.16): Échangeur à plaque et joint.

I.6.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leurs différents types :[5]

I.6.4.3.1 Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de tabulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés.

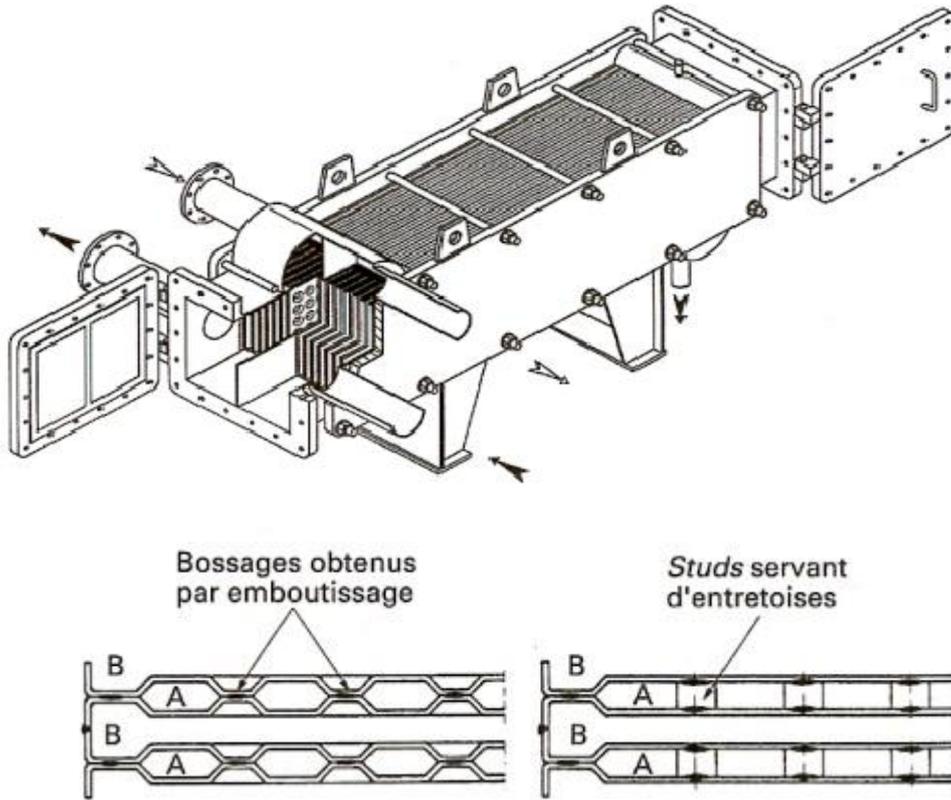


Figure (I.17): Échangeur platulaire et schéma canaux.

I.6.4.3.2 Échangeur Compabloc

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

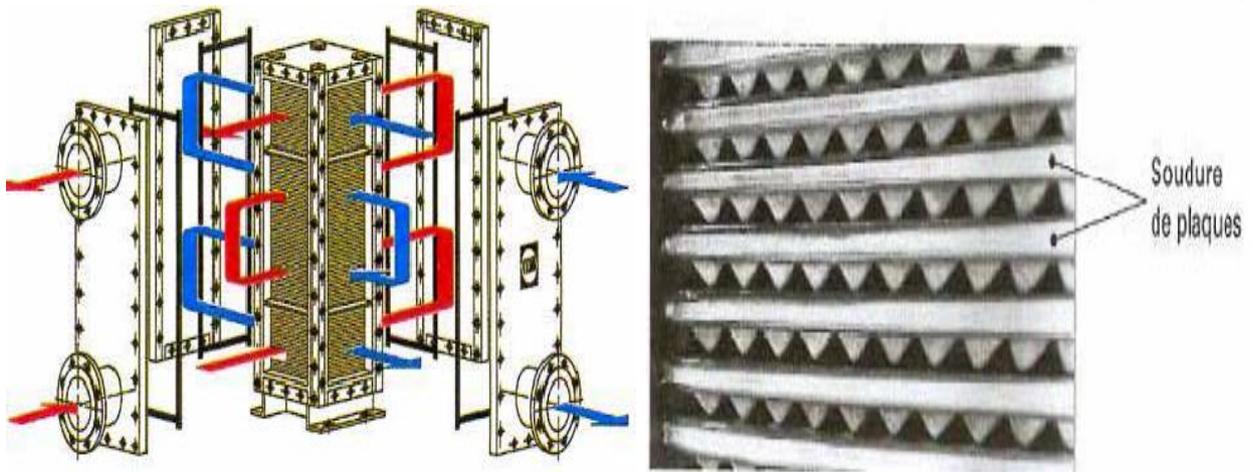


Figure (I 18): Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.6.4.3.3 Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600°C et des pressions de 50 bar.

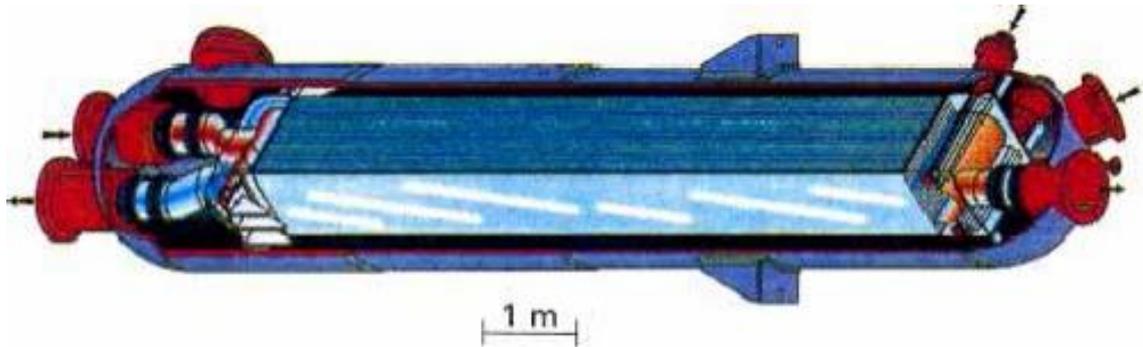


Figure (I.19): Échangeur Packinox.

I.6.4.4 Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

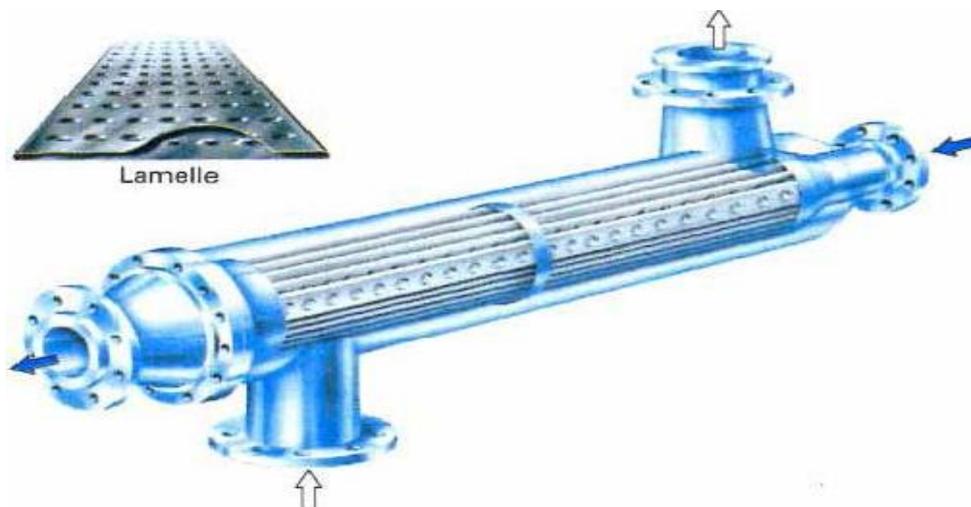


Figure (I.20): Échangeur lamellaire.

I.6.4.5 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C. La figure suivante représente l'échangeur à spirale.

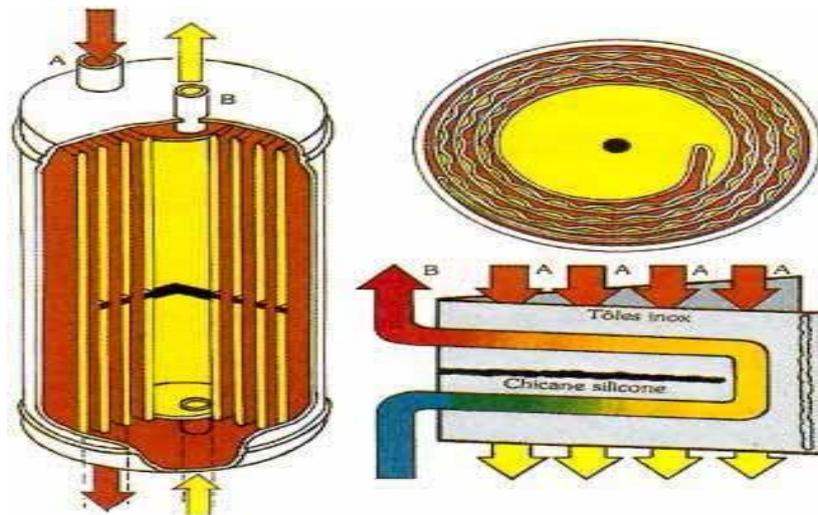
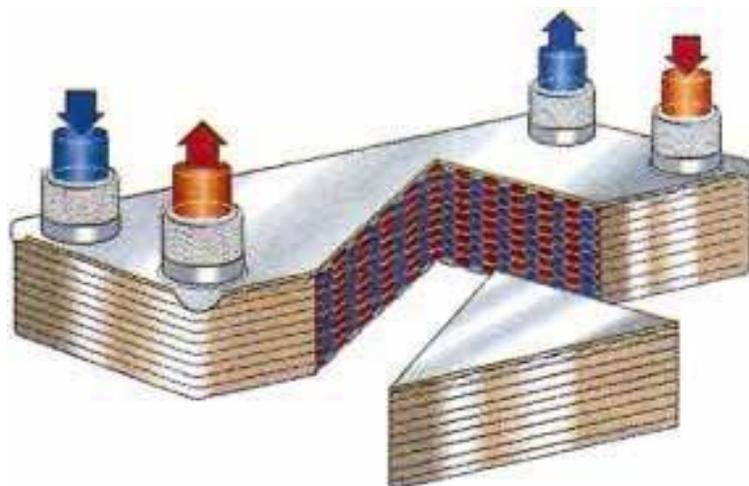


Figure (I.21): Échangeur à spirale.

I.6.4.6 Échangeur brasé

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



CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

Figure (I.22): Échangeur brasé.

I.6.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des *évaporateurs* si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des *condenseurs* si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

I.6.5.1 Évaporateurs tubulaires

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

Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

I.6.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont 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.

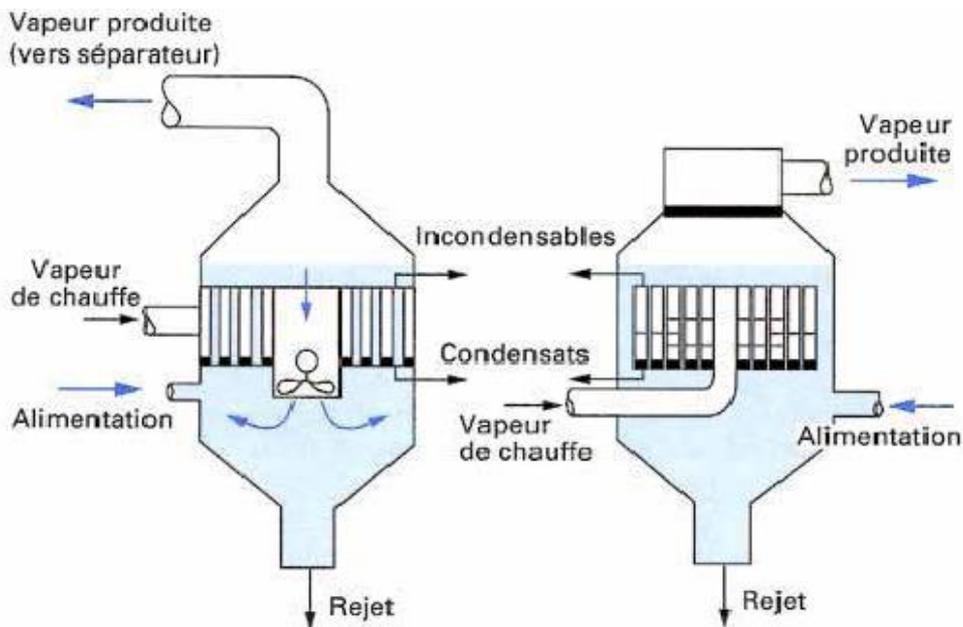


Figure (I.23): Évaporateur à tubes courts et à panier.

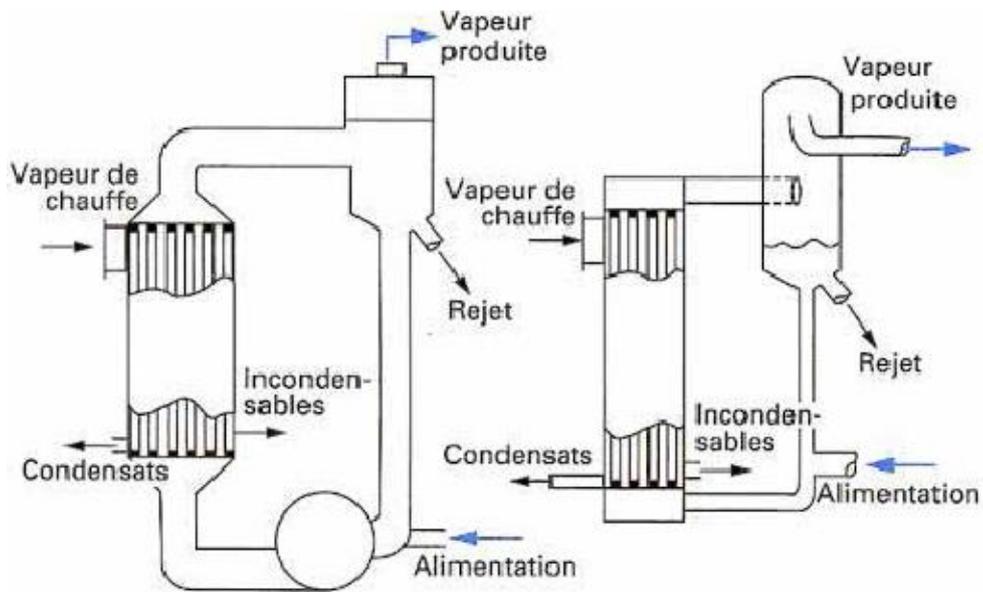


Figure (I.24): Évaporateur à longs tubes verticaux.

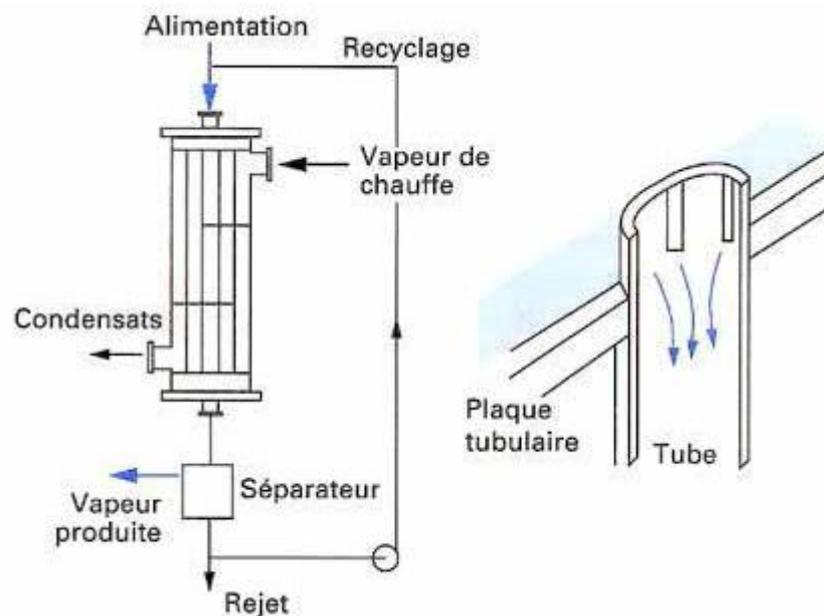


Figure (I.25): Évaporateur à tube tombant.

b) 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.

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.6.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés).

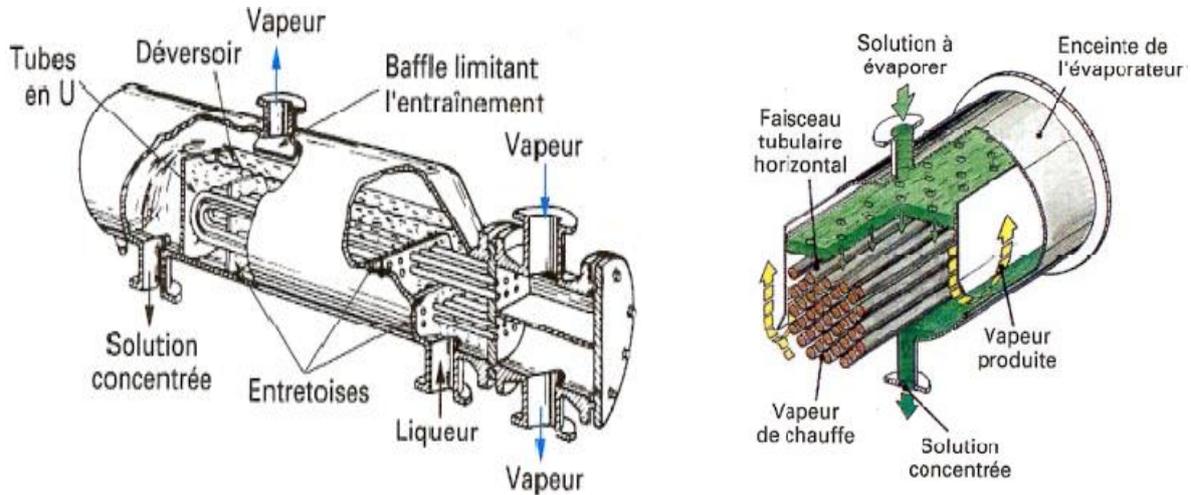


Figure (I.26): Évaporateur noyés et arrosés.

I.6.5.2 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.

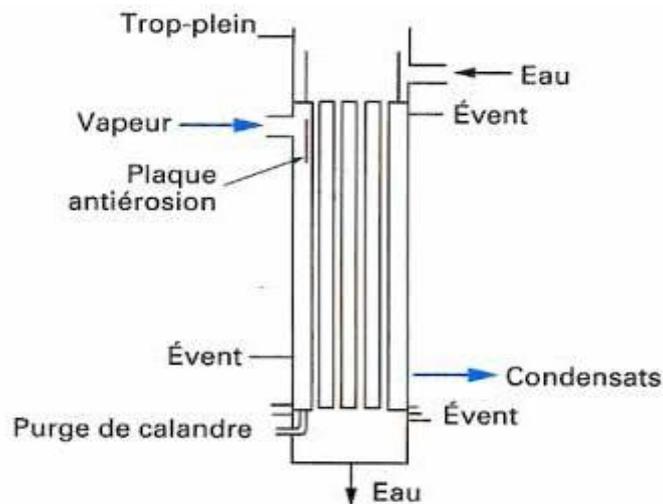


Figure (I.27): Condensation extérieure aux tubes.

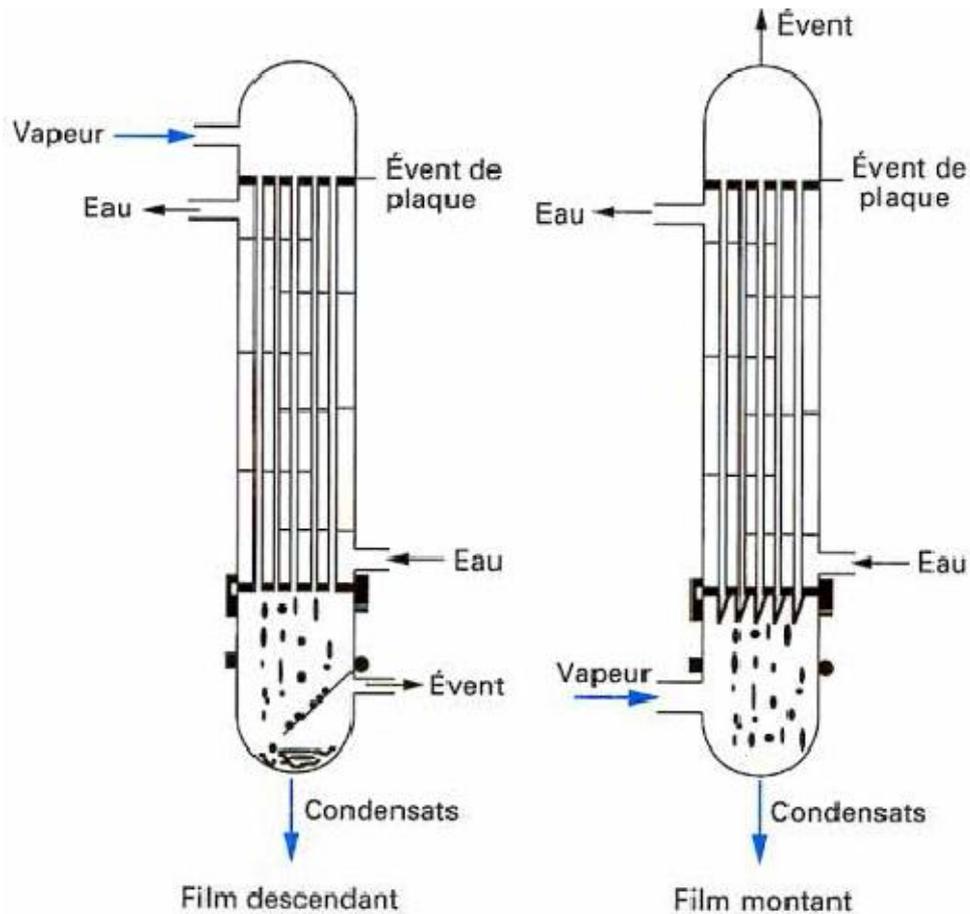


Figure (I.28): Condensation intérieure aux tubes.

I.7 Classification des échangeurs [12]

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

On cite les plus importants :

I.7.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.7.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

I.7.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- ✓ transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- ✓ transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

I.7.4 Classement fonctionnel

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

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- ✓ les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

I.7.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

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

I.8 Phénomène d'encrassement

L'encrassement qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances non désirées sur une interface, affecte un grand nombre d'opérations industrielles (Figure (I.29)).

Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique.

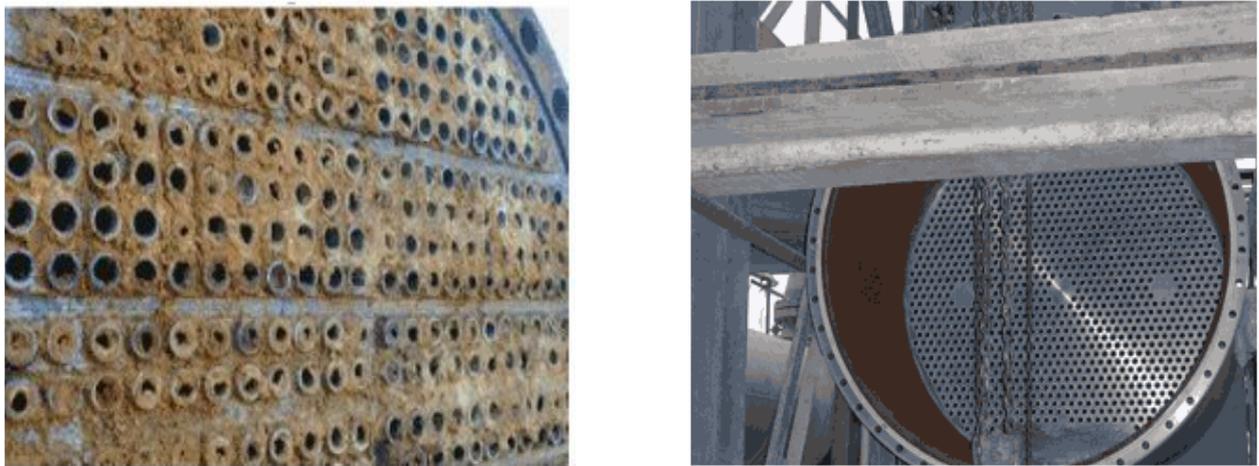


Figure (I.29) : Echangeur sale et propre

Il est très important de considérer ce phénomène d'encrassement pour être en mesure de choisir un échangeur thermique qui ait les dimensions appropriées, car l'encrassement peut réduire considérablement la capacité de transmission de chaleur et d'augmenter la chute de pression. Un nettoyage et un entretien périodiques sont requis. Comme l'encrassement et les difficultés de maintenance augmentent avec le temps, les nettoyages doivent être fréquents.

Il est souvent important de prévoir certains types de cloisons qui filtrent les impuretés de fluides caloporteurs avant son admission dans l'échangeur afin de réduire les risques d'encrassement.

Il a été démontré au cours des longues années passées dans la recherche de moyens de lutte contre l'encrassement, que ce dernier était lié aux conditions opératoires, aux propriétés physico-chimiques des fluides mis en jeu, à la géométrie du système ainsi qu'à la nature des surfaces. La connaissance de l'origine du phénomène est un facteur déterminant pour répondre aux variations de ces paramètres. [17]

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.8.1 Aspects économiques et environnemental de l'encrassement :

Des efforts considérables sont fournis pour analyser le phénomène d'encrassement. Durant le fonctionnement, l'échangeur de chaleur devient encrassé avec l'accumulation des dépôts d'une ou plusieurs espèces sur les surfaces de transfert de l'échangeur. En conséquence, la résistance thermique augmente, ceci fait baisser les performances de l'échangeur.

La couche d'encrassement bloque le passage du fluide et augmente la surface rugueuse, est ainsi réduit le taux de transfert de chaleur. L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique par un fluide donné, dépend du type de transfert de chaleur (ébullition, condensation), le type de fluide (liquide, gaz) ou la nature de la surface et le type du matériau utilisé.

Les inconvénients économiques de l'encrassement sont attribués à :

- De grosses pertes d'énergie provoquées par l'inefficacité thermique.
- Le coût élevé de maintenance pendant la période de nettoyage des échangeurs.
- De grosses pertes de production durant la période d'arrêt pour le nettoyage.

Les dépenses relatives à toutes les causes d'encrassement, se traduisent par :

- Une surdimensionnement des appareils, en bureau d'études.
- Une dépense d'énergie supplémentaire.
- Le remplacement du matériel corrodé.
- Des couts d'arrêt d'installation (nettoyage, démontage). [4]

I.8.2 Apparition et développement de l'encrassement :

La formation des dépôts se fait en trois étapes :

- Le transport diffusif du matériau et de ses précurseurs à travers la couche limite en proche paroi.
- L'adhérence et l'arrachement du matériau à la surface (propre ou encrassée).
- Le transport convectif de celui-ci loin de la surface.

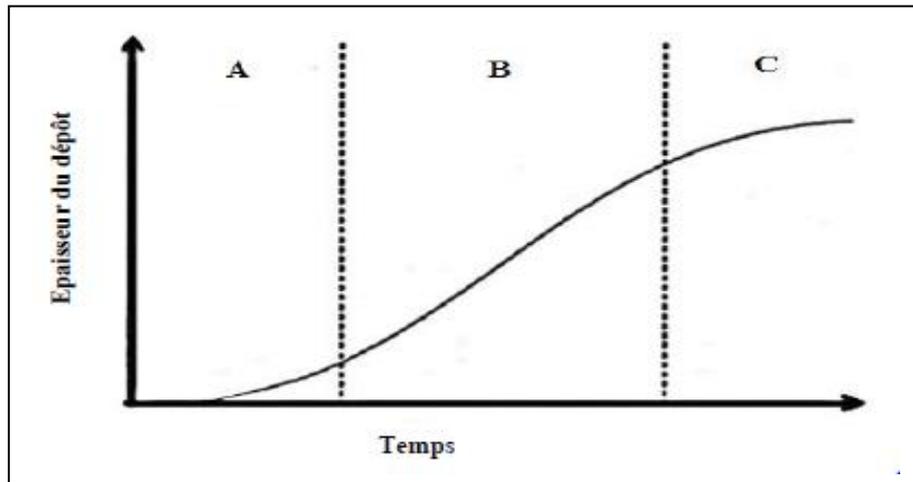


Figure (I.30): Etapes d'un mécanisme d'encrassement. [20]

De manière idéalisée, la Figure (I.30) permet de visualiser ces trois étapes majeures d'un mécanisme d'encrassement.

La première partie (A) correspond à la phase d'initiation. Cette période dépend largement du type de dépôt et varie de quelques minutes à quelques semaines, par exemple dans les systèmes de climatisation. La deuxième partie (B) correspond à l'accroissement de ce dépôt résultant d'une compétition entre le mécanisme de dépôt et l'arrachement. Le taux d'encrassement diminue graduellement tandis que l'arrachement augmente, pour finalement aboutir à un équilibre en (C) et une hauteur d'encrassement constante.

I.8.3 Les différents types d'encrassement:

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt « régime d'écoulement », selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique

Il existe cinq grands types d'encrassement différents :

- Encrassement par corrosion.
- Encrassement biologique.
- Encrassement par réaction chimique.
- Encrassement par précipitation (entartrage).
- Encrassement particulaire.
- Encrassement par solidification.

Quel que soit le phénomène d'encrassement considéré, il est plus ou moins critique selon la

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

nature des fluides employés et/ou la conception des échangeurs.

Dans les situations réelles d'encrassement, il est bien évident que ces différents mécanismes interagissent ou se superposent de manière plus ou moins complexe.

I 8.3.1 Corrosion:

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits qui se forment et s'accumulent sur la surface créent l'encrassement.

Il existe différents types de corrosion :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps ;
- La corrosion par piqûres où l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces.
- La corrosion fissurante à l'échelle microscopique intergranulaire ou transgranulaire.
- La corrosion sélective où seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective.

I 8.3.2 L'encrassement biologique:

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange, il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- Les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif de type hydrocarbures.
- Les algues dont le développement est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse.
- Les champignons dont le développement est dû aux changements des conditions ambiantes telles que l'humidité, la température ou le pH. [3]

I 8.3.3 L'encrassement par réaction chimique :

L'encrassement par réaction chimique est dû à la présence d'une réaction chimique au voisinage d'une surface d'échange.

Les produits solides ainsi formés s'y déposent. Il s'agit le plus souvent d'une réaction de polymérisation qui implique la formation d'un dépôt de haut poids moléculaire.

Les vitesses de telles réactions chimiques dépendent fortement de la température, de la

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

pression, de la concentration et de la présence d'éléments catalyseurs. Toutefois, la vitesse globale du mécanisme de dépôt dépend aussi de la dynamique des phénomènes de surface et de transfert. Il est rencontré dans les industries alimentaires, nucléaire et dans les procédés de raffinage du pétrole. [24]

I 8.3.4 L'entartrage

L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques.

Il est produit principalement par la dissipation des sels inorganiques dans le processus d'écoulement présente une super saturation durant réchauffement ou le refroidissement Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies:

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

Ce type d'encrassement est conditionné par une grande vitesse de déposition et un excès de concentration par rapport à la limite de solubilité.

I.8.3.5 L'encrassement particulaire

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

- L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion ;
- L'eau des tours de refroidissement ;

Les écoulements gazeux chargés de particules tels les résidus solides de combustion, ou les poussières résultant de l'incinération de déchets ménagers.

I.8.3.6 Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques).

Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

(formation du givre).

I.8.4 Facteur principaux affectant l'encrassement :

L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique, pour un fluide donné, dépend des paramètres suivants :

I.8.4.1 Vitesse d'écoulement :

Une vitesse d'écoulement élevé du fluide minimise tous les types d'encrassement. Cependant une grande vitesse d'écoulement requiert une puissance de pompage énorme et peut contribuer à l'érosion du métal.

I.8.4.2 Température:

La température fluide-métal est un paramètre important. Dans le cas de produits polymérisables contenant des chaînes insaturées (**oléines**), une surchauffe peut provoquer une réticulation des gommés présentes. Ce phénomène s'intensifie en présence d'un catalyseur qui va favoriser beaucoup plus que les réactions de polymérisation. Il n'est alors, plus possible de dissoudre les gommés par auto nettoyage.

Le phénomène de réticulation des gommés se rencontre généralement dans les bouilleurs. La vitesse d'une réaction chimique est aussi fonction de vitesse de la température.[2]

I.8.4.3 Nature de surface et de matériaux de fabrication :

La rugosité de la paroi du tube et le taille des cavités sur la paroi contribuent à l'initiation de l'encrassement. Un bon choix des matériaux de construction évitera l'encrassement par corrosion.

I.8.4.4 Nature de la charge:

Une charge plus ou moins lourde et contenant des éléments chimiques polymérisables peut conduire à un encrassement par polymérisation. Industriellement, la teneur en oléfine dans les essences est limitée de **1 à 2%** afin de remédier aux problèmes de bouchage des équipements.

I.8.4.5 Présence de l'oxygène et du soufre:

Selon les études réalisées sur la polymérisation du styrène sur les jets fuels, la formation du dépôt par réaction chimique est favorisée par la présence de l'oxygène et du soufre dans la

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

charge d'alimentation.

I.8.5 Mécanismes de l'encrassement

Cinq phases ont été identifiées dans l'apparition et le développement de l'encrassement : (Figure (I.31)).

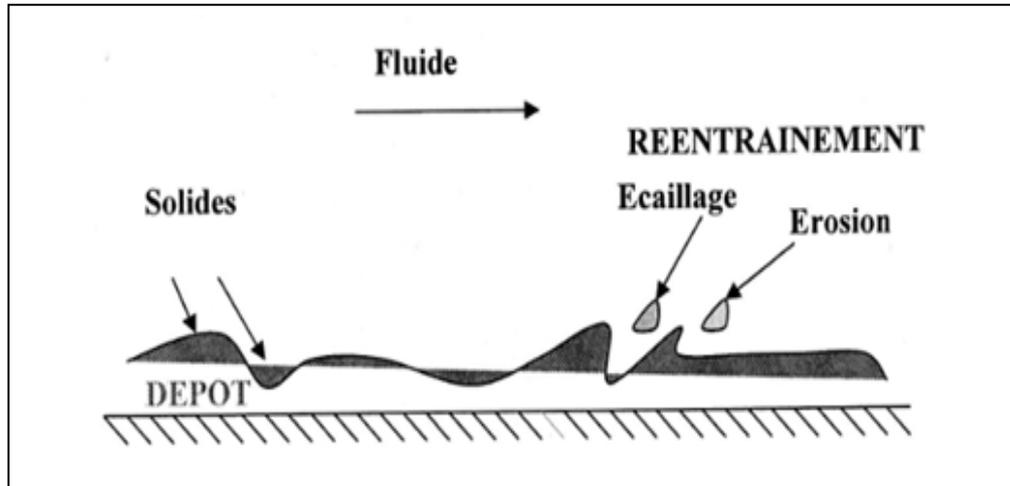


Figure (I.31): Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.[20]

I.8.5.1 Initialisation

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

I.8.5.2 Transfert des particules à la paroi

Les particules sont transportées jusqu'au voisinage de la paroi grâce aux forces extérieures (thermiques, électriques, ... etc.).

I.8.5.3 Adhésion des particules

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

I.8.5.4 Réentraînement des particules déposées

Il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

d'adhésion d'une particule, le réentraînement se produit par érosion. Lorsqu'il concerne un agglomérat de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.

I.8.5 Vieillessement du dépôt

Le vieillissement du dépôt caractérisé par un changement de texture et une usure dudit dépôt. Une fois le dépôt est posé sur la surface, le vieillissement commence.

Les propriétés mécaniques de ce dépôt seront modifiées durant cette phase, à cause du changement de cristal ou de la structure chimique, par exemple, l'empoisonnement lent du micro-organisme causé par la corrosion à la surface affaiblira et appauvrira la couche du bio-encrassement.

La réaction chimique attire la surface du dépôt pour modifier la composition chimique du dépôt, et de cette façon changer les propriétés mécaniques.

I.8.6 Effet de l'encrassement

L'encrassement des échangeurs thermiques induit un certain nombre d'effets indésirables ayant un coût économique ou environnemental non négligeable, ainsi :

- L'encrassement diminuant le coefficient de transfert thermique, le coût pour obtenir un coefficient de transfert thermique voulu augmente.
- L'encrassement peut provoquer un écart de température supérieur à la normale et ainsi augmenter les consommations énergétiques. Ceci peut aussi engendrer des pannes des équipements (surchauffe des compresseurs).
- Les coûts d'entretien sont plus élevés afin de supprimer les dépôts d'encrassement avec des produits chimiques et des dispositifs antisalissure ou mécanique ou encore le remplacement des équipements corrodés.
- Les coûts de consommation d'eau, d'électricité et de carburant augmentent pour compenser les effets de l'encrassement.
- Des pertes de production liées aux arrêts d'exploitation planifiés ou non, causés par l'encrassement entraînent une augmentation des coûts d'exploitation.

L'encrassement apporte aussi un risque environnemental. En effet, dans la référence il est montré que, lorsqu'il y a de l'encrassement, pour compenser la perte d'efficacité des échangeurs, la production est activée entraînant ainsi une augmentation de l'émission de dioxyde de carbone. [23]

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

CHAPITRE II

LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.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. [26]

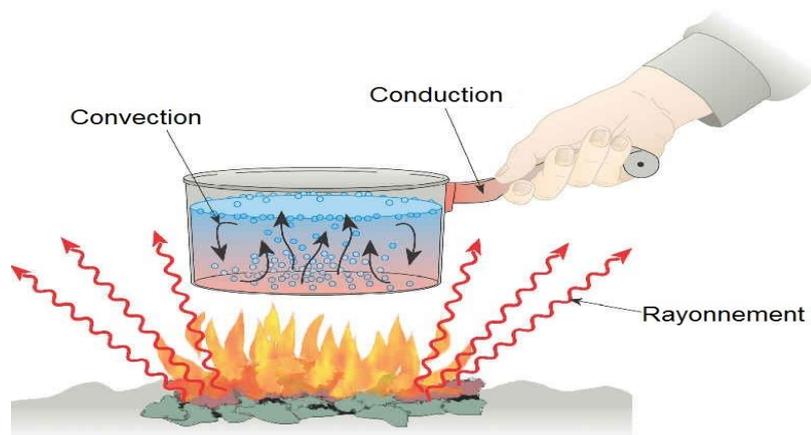


Figure (II.1) : les trois modes de transfert de chaleur

II.2 Transfert de chaleur par conduction:

La conduction est le mécanisme de transfert de chaleur dans lequel l'énergie thermique est transférée d'un point à un autre par l'interaction entre les atomes ou les molécules de la matière. La conduction se produit dans les solides, les liquides et les gaz (figure (II.17)).

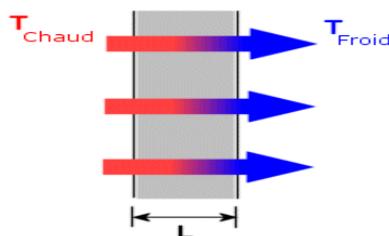


Figure (II.2) : Transfert de chaleur à travers un mur simple.

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où le ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale S :

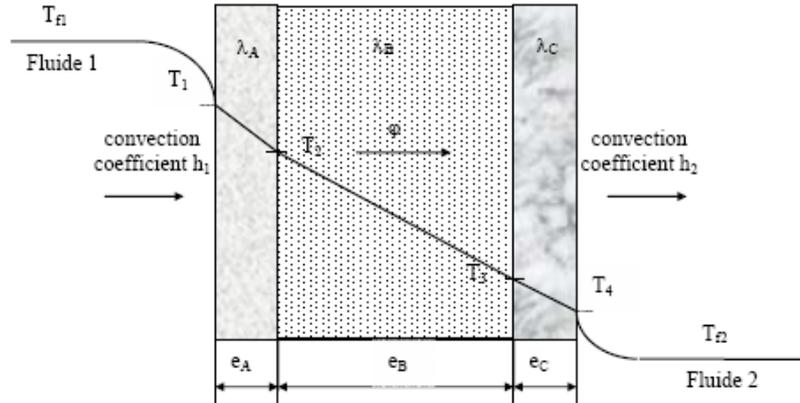


Figure (II.3): Transfert de chaleur par conduction dans un mur multicouche.

En régime permanent, le flux de chaleur se conserve lors de traversée du mur et s'écrit :

$$\varphi = h_1 S (T_{f1} - T_1) = \frac{k_A S (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{k (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{\lambda k_C S (T_3 - T_4)}{e_C} = h_2 S (T_4 - T_{f2}) \quad (II.1)$$

D'où

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{k_A S} + \frac{e_B}{k_B S} + \frac{e_C}{k_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (II.2)$$

Nous avons considéré que les contacts entre les couches de différentes natures étaient parfaits et qu'il n'existait pas de discontinuité de température aux interfaces. En réalité, compte-tenu de la rugosité des surfaces, une micro-couche d'air existe entre les creux des surfaces en regard et crée une résistance thermique R (l'air est un isolant) appelée résistance thermique de contact. La formule précédente s'écrit alors :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + R_{AB} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + R_{BC} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (II.3)$$

Le schéma électrique équivalent est le suivant :

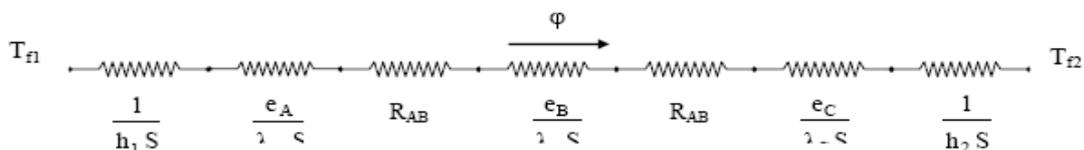


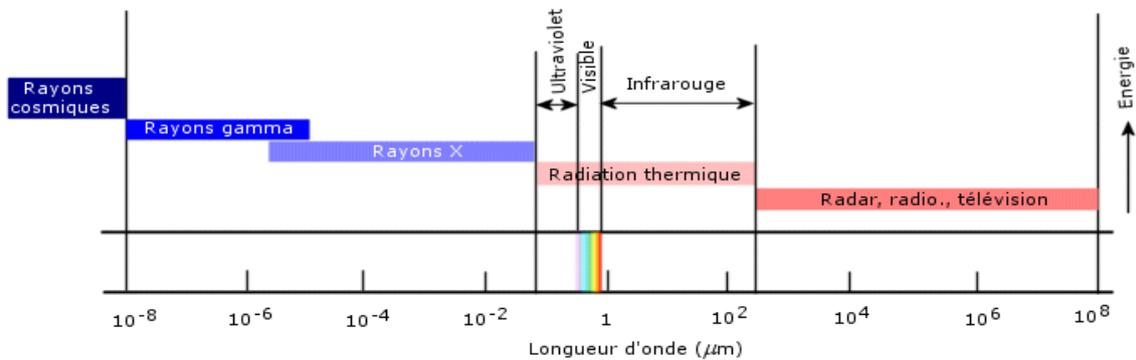
Figure (II.4): Le schéma électrique d'une résistance thermique.

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

- Une résistance thermique ne peut être définie qu'entre deux surfaces isothermes
- Cette résistance thermique de contact est négligée si le mur comporte une paroi isolante ou si les parois sont jointes par soudure. [26]

II.3 Transfert de chaleur par rayonnement :

La radiation thermique est l'émission d'énergie thermique par un corps, sous forme d'ondes électromagnétiques, du fait de sa température. Tout corps dont la température est supérieure au zéro absolu émet de l'énergie thermique. Les ondes électromagnétiques voyageant dans le vide, aucun milieu n'est nécessaire au transfert par radiation. La figure suivante indique la plage, en longueur d'onde, de la radiation thermique comparée aux radiations émises par d'autres moyens (rayons X, rayons δ , rayons cosmiques, etc) (figure II.21).



Figure(II.5) : longueur d'ondes électromagnétiques

L'énergie thermique du soleil atteint la Terre par radiation. Les ondes électromagnétiques voyageant à la vitesse de la lumière, la radiation est le mécanisme d'échange de chaleur le plus rapide (figure II.22). [25]

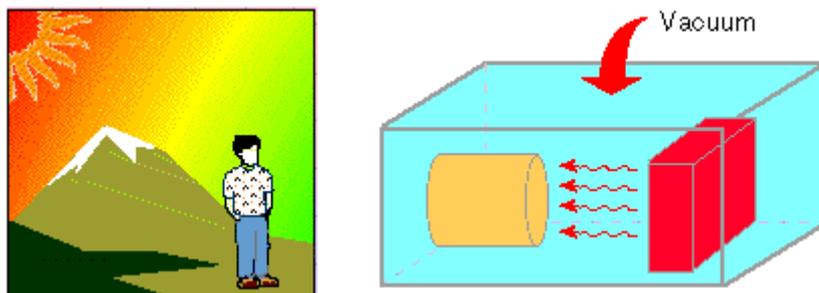


Figure (II.6) : L'énergie thermique du soleil

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.3.1 Réception du rayonnement par un solide :

Quand un rayon incident d'énergie φ_λ frappe un corps à la température T , une partie $\varphi_\lambda \rho_{\lambda T}$ de l'énergie incidente est réfléchi par la surface S , une autre partie $\varphi_\lambda \alpha_{\lambda T}$ est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste $\varphi_\lambda \tau_{\lambda T}$ est transmis et continue son chemin :

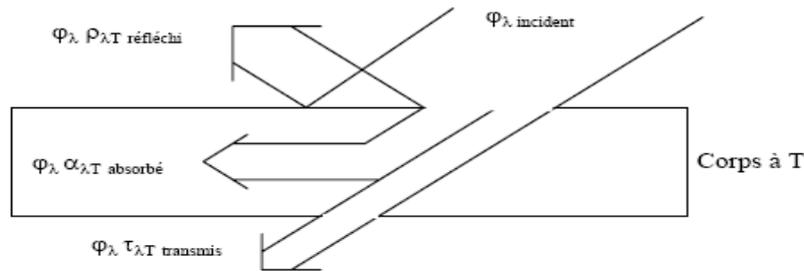


Figure (II.7): les trois modèles de rayonnement par un solide.

II.4 Transfert thermique par convection:

II.4.1 Définitions :

La convection est un phénomène d'échange de chaleur dans lequel la chaleur est transférée d'une surface solide vers un fluide (ou un gaz) en mouvement. La convection se compose de deux éléments :

- Transfert d'énergie causé par un mouvement moléculaire aléatoire (diffusion).
- Transfert d'énergie par un mouvement volumique ou macroscopique du fluide (advection).

Le coefficient de transfert thermique par convection (h) dépend du mouvement du fluide, de la géométrie et des propriétés thermodynamiques et physiques (figure II.18). [28]

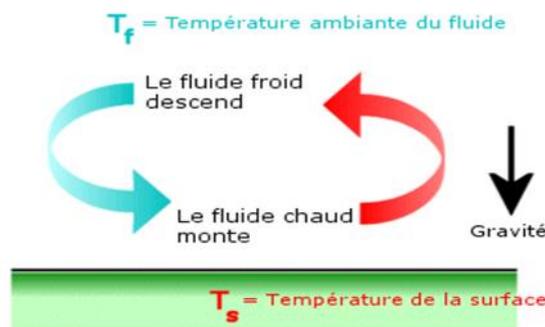


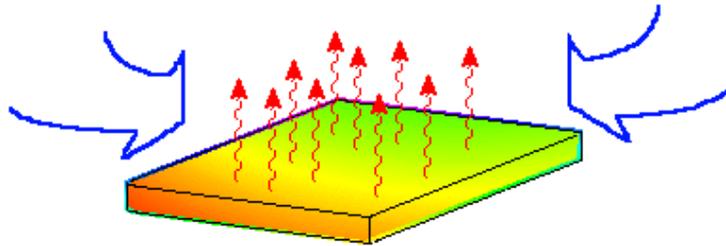
Figure (II.8) : transfert thermique par convection d'une plaque plane.

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

En principe, il existe deux modes de transfert thermique par convection :

a) **La convection libre ou naturelle :**

Le mouvement du fluide le long de la surface solide est dû aux poussées induites par les changements dans la densité du fluide résultant de la différence de température entre le solide et le fluide. Lorsqu'une plaque chaude est immergée dans un fluide froid, les particules de fluide en contact avec la plaque se réchauffent et leur densité diminue, ce qui provoque leur mouvement vers le haut (figure II.19).



Figure(II.9) : convection naturelle d'une plaque chaude

b) **La convection forcée :**

Un moyen extérieur, comme un ventilateur ou une pompe, est employé pour accélérer le mouvement du fluide au niveau de la surface du solide. Le mouvement rapide des particules du fluide sur la face du solide permet d'atteindre une valeur maximum du gradient de température, ce qui augmente le taux d'échange thermique. Dans la figure suivante, l'air est forcé au-dessus d'une plaque chaude (figure II.20). [29]

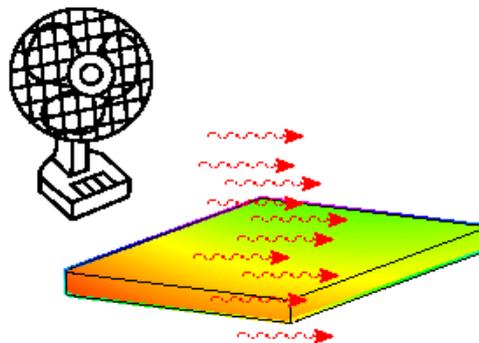


Figure (II.10) : convection forcée d'une plaque chaude

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

c) Régime d'écoulement :

Compte-tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite : [8]

➤ Régime laminaire :

L'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes. Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :

- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
- Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.



Figure (II.11):représentation l'écoulement d'un Régime laminaire.

➤ Régime turbulent :

L'écoulement n'est pas unidirectionnel : L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.

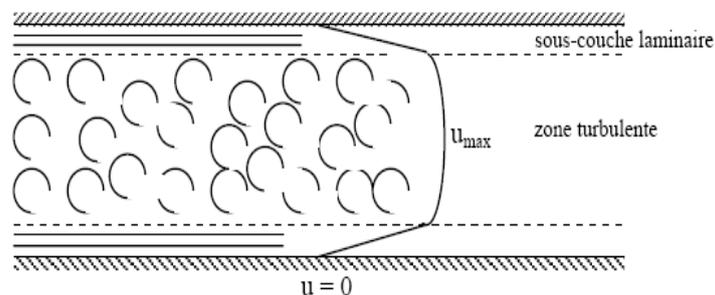


Figure (II.12):représentation l'écoulement d'un Régime turbulent.

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.4.2 Expression du flux de chaleur :

Quel que soit le type de convection (libre ou forcée) et quel que soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur ϕ est donné par la relation dite loi de NEWTON :

$$\phi = hA\Delta T \quad (\text{II.4})$$

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur consiste à déterminer h qui dépend d'un nombre important de paramètres : caractéristiques du fluide, de l'écoulement, de la température, de la forme de la surface d'échange,... [26]

II.4.2.1 Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels : [26]

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Définis par :

A. Le nombre de Nusselt : [21]

$$Nu = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h.A.\Delta T}{k.A.\frac{\Delta T}{L}} \quad (\text{II.5})$$

$$Nu = \frac{h.L}{k} \quad (\text{II.6})$$

B. Nombre de Reynolds : [27]

$$Re_L = \frac{u.L}{\nu} = \frac{u.L.\rho}{\mu} \quad (\text{II.7})$$

Diamètre hydraulique :

Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système à utiliser dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qui est donné par :

$$D_h = \frac{4.A}{P} \quad (\text{II.8})$$

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

Pour les écoulements externes, la dimension caractéristique est la longueur du système dans la direction de l'écoulement.

C. Le nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est défini comme

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.9})$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (\text{II.10})$$

II.4.2.2 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle :

Dans le cas d'un transfert de chaleur par convection naturelle le long d'une plaque plane, le coefficient de convection dépend des caractéristiques du fluide : λ , ρ , μ , C_p , β , g , de la paroi caractérisée par la longueur L , et de l'écart de température ΔT aux bornes du film ce que l'on peut traduire par une relation du type :

$$\phi = f(k, \rho, \mu, c_p, \beta, g, L, \Delta T)$$

Dans le système M, L, T, θ, Q , cette relation entre 8 grandeurs se réduit à une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Définis par :

A. Le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{II.11})$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot D^3 \cdot \Delta T}{\mu^2} \quad (\text{II.12})$$

Le nombre de Grashof joue un rôle identique à **Re** en convection forcée.

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

- $\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \implies$ convection forcée.

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

- $\frac{Gr}{Re^2} \gg 1 \implies$ convection naturelle.
- $\frac{Gr}{Re^2} \approx 1 \implies$ convection mixte.

B. Le nombre de Rayleigh :

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

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (\text{II.13})$$

II.4.3 Le coefficient de convection :

Le coefficient de convection est déterminé si le flux de chaleur et le profil de température (T_∞ et T_p) sont connus :

$$\phi = hS(T_p - T_\infty) \quad (\text{II.14})$$

En général, il est déterminé par un coefficient d'échange adimensionnel appelé le nombre de Nusselt (Nu) [22]

$$h = \frac{kNu}{D} \quad (\text{II.15})$$

II.4.3.1 Calcul le nombre de Nusselt en convection forcée : [29]

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}L}{k} = C Ra_L^n \quad (\text{II.16})$$

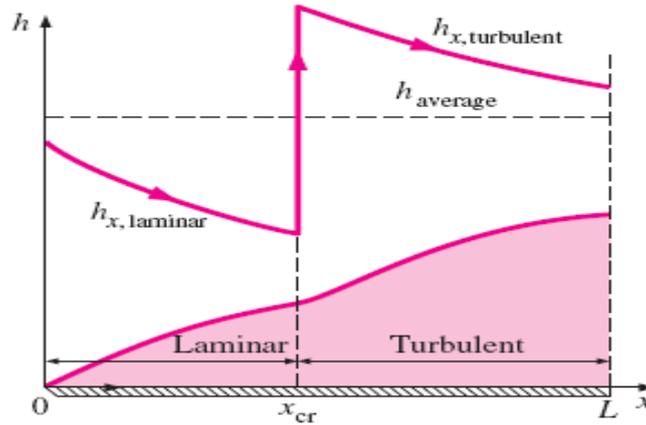
A. Flux externe :

Rec=5.10⁵

$$Re_L = \frac{u.L}{\nu} = \frac{u.L.\rho}{\mu} \quad (\text{II.17})$$

➤ Le nombre moyen de Nusselt :

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS



Figure(II.13) : Représentation graphique de coefficient moyen de transfert thermique pour a plaque plane avec écoulement laminaire et turbulent.

- Ecoulement laminaire :

$$\overline{Nu}_L = 0.664Re_x^{1/2}pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 50 \quad \text{(II.18)}$$

- Ecoulement turbulent :

$$Nu_L = 0.037Re_L^{4/5}Pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \quad \text{(II.19)}$$

$$5.10^5 \leq Re \leq 10^7$$

- Coefficient de frottement d'une plaque plane en régime laminaire:

$$C_f = \frac{1.328}{Re_L^{1/2}} \quad Re_L < 5.10^5 \quad \text{(II.20)}$$

- Coefficient de frottement d'une plaque plane en régime turbulent:

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} \quad 5.10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \quad \text{(II.21)}$$

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.4.3.2 Calcul le nombre de Nusselt en convection naturelle : [6]

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (\text{II.22})$$

A. Pour une plaque verticale :

$$Ra_{x,c} \approx 10^9$$

Le nombre de Rayleigh :

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (\text{II.23})$$

Le nombre de Nusselt :

➤ Cas generale :

$$Nu = a(Gr \cdot Pr)^n = a \cdot Ra^n \quad (\text{II.24})$$



Figure (II.14): convection sur une plaque verticale.

➤ Ecoulement laminaire :

$$Nu = 0.68 + \frac{(0.670Ra^{1/4})}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (\text{II.25})$$

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

➤ Ecoulement turbulent :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{si : } Ra_L \leq 10^{13} \quad (\text{II.26})$$

B. Pour une plaque horizontale :

a) Pour un flux descendant :



Figure (II.15): convection sur une plaque horizontale.

$$\overline{Nu}_L = 0.27Ra_L^{1/4} \quad \text{si : } 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (\text{II.27})$$

b) Pour un flux ascendant :

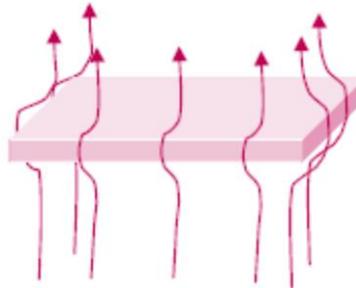
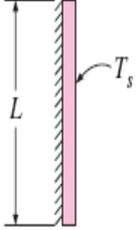
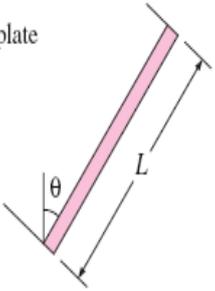
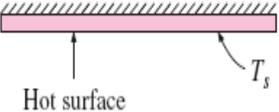


Figure (II.16): convection sur une plaque horizontale avec un flux ascendant.

$$Nu_L = 0.54Ra_L^{1/4} \quad \text{si : } 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad (\text{II.28})$$

$$Nu_L = 0.15Ra_L^{1/3} \quad \text{si : } 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \quad (\text{II.29})$$

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

Geometry	Characteristic length L_c	Range of Ra	Nu
Vertical plate 	L	10^4-10^9 10^9-10^{13} Entire range	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (complex but more accurate)
Inclined plate 	L		Use vertical plate equations for the upper surface of a cold plate and the lower surface of a hot plate Replace g by $g \cos\theta$ for $Ra < 10^9$
Horizontal plate (Surface area A and perimeter p) (a) Upper surface of a hot plate (or lower surface of a cold plate)  (b) Lower surface of a hot plate (or upper surface of a cold plate) 	A_s/p	10^4-10^7 10^7-10^{11} 10^5-10^{11}	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ $Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$

Tableau(II.1): le coefficient de chaleur par convection naturelle pour une plaque plane. [6]

II.5 Application sur les échangeurs :

II.5.1 Le coefficient du transfert thermique U :

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (II.30)$$

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

Loi de fourier :

$$Q = \Delta T / R \quad (\text{II.31})$$

✓ **Calculer la résistance pour convection**

$$\text{Fluides : } R = 1/hA \quad (\text{convection}) \quad (\text{II.32})$$

✓ **Calculer la résistance pour conduction**

$$\text{Paroi : } R = \text{Ln}\left(\frac{D_e/D_i}{2\pi l k}\right) \quad (\text{conduction}) \quad (\text{II.33})$$

La somme de la résistance thermique

$$R_{\text{totale}} = \sum R_i = 1/h_i A_i + \text{Ln}\left(\frac{D_e/D_i}{2\pi l k}\right) + 1/h_e A_e \quad (\text{II.34})$$

Pour une paroi mince $\rightarrow R_{\text{paroi}} = 0$

Équation de la résistance thermique

$$R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (\text{II.35})$$

II.5.1.2 Effet de l'encrassement : fouling

Accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances solides sur la paroi.

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{fe}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{II.36})$$

R_f : facteur d'encrassement [$m^2 \cdot c^0 / W$]

II.5.3 Application sur les échangeurs de chaleur

A partir des bilans énergétiques de deux fluides, on trouve :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (\text{II.37})$$

On pose :

$$\dot{m}_c C_{p_c} = C_c \text{ et } \dot{m}_f C_{p_f} = C_f \quad (\text{II.38})$$

Sachant que C_c ET C_f représentent les débits calorifiques [Wk^{-1}]

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

Les cas de fonctionnement d'un échangeur :

a- Réfrigération et réchauffage

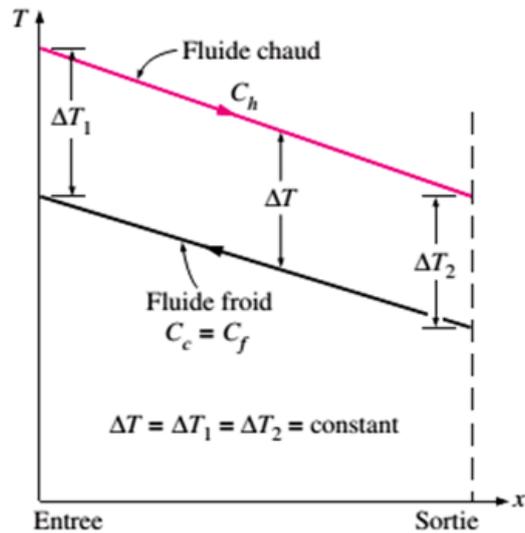
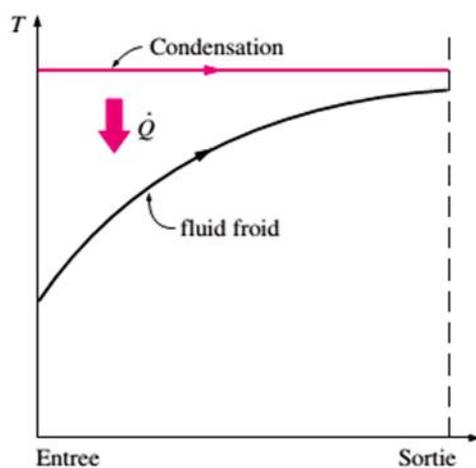


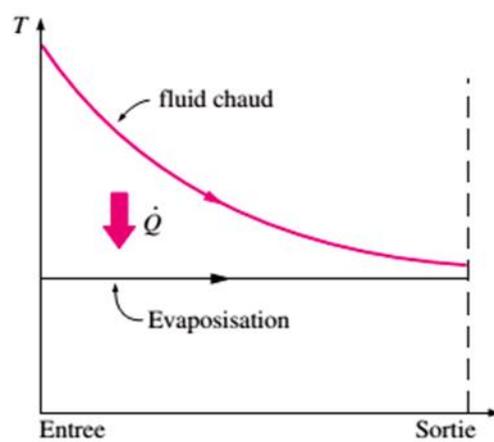
Figure (II.17) : deux fluides ayant même m et C_p

b- Condensation et vaporisation



(a) Condensation ($C_f \rightarrow \infty$)

Figure (II.18) : Condensation



(b) Evaporation ($C_f \rightarrow \infty$)

Figure(II.19) : vaporisation

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.5.4 Méthode DTLMTD :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{II.39})$$

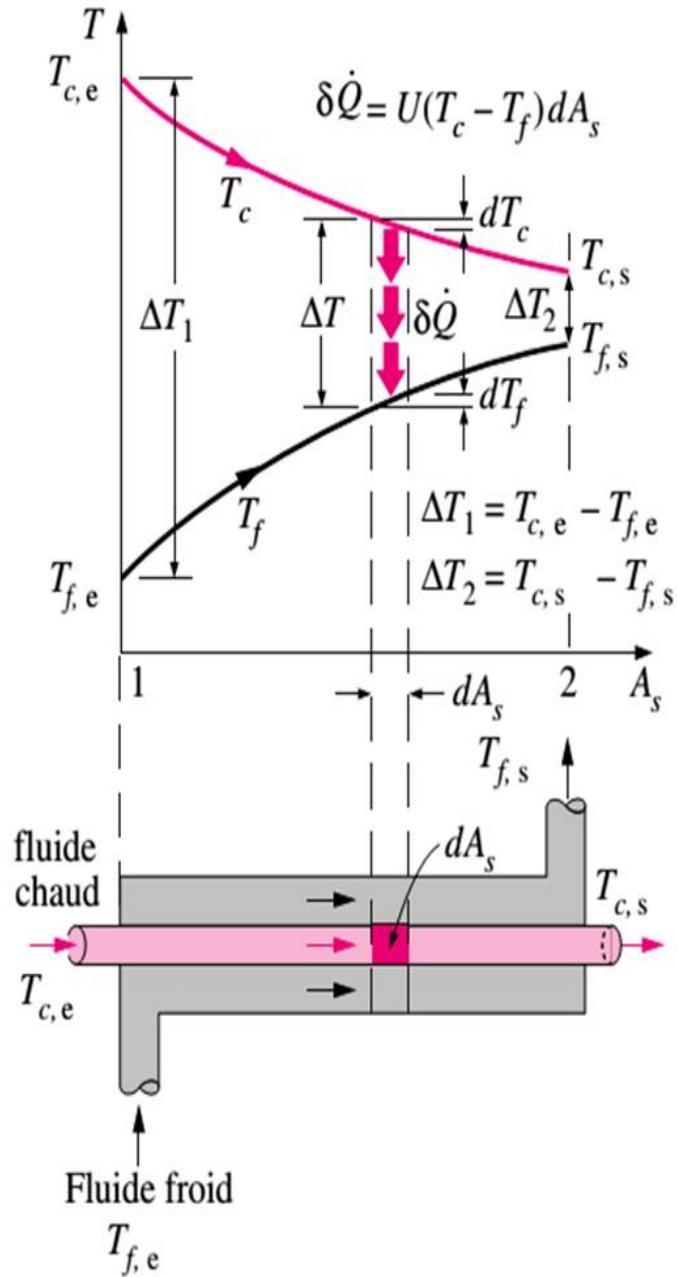
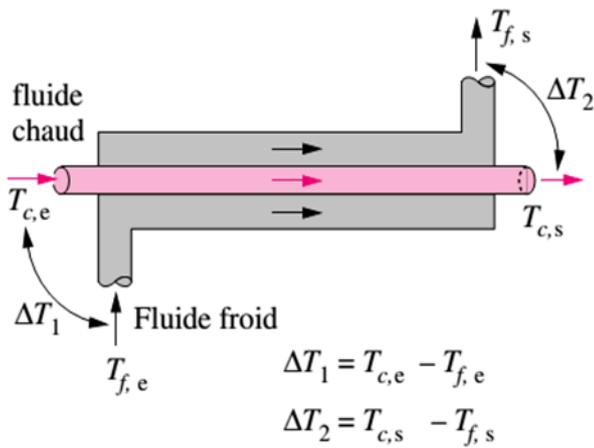
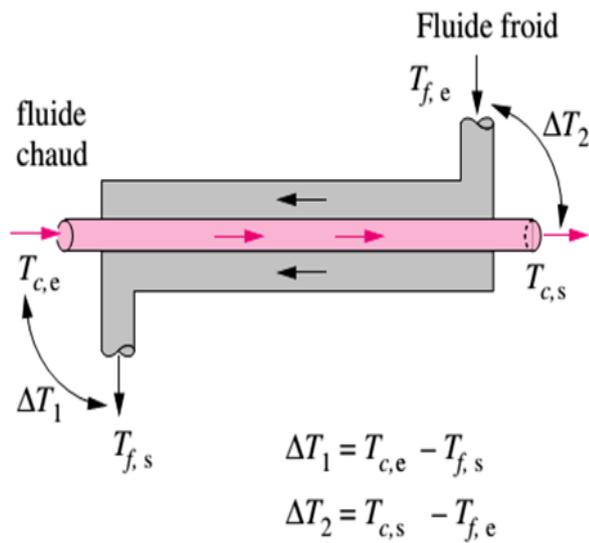


Figure (II.20) : Démonstration pour deux fluides co-courants

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS



Figure(II.21) : Echangeurs co-courants



Figure(II.22) : Echangeurs contre courants

ΔT_{LMTD} valable pour écoulements parallèle et contre courants

ΔT_{LMTD} contre > ΔT_{LMTD} parallèle

Écoulement des fluides croisés :

Pour appliquer les méthodes sur les autres échangeurs, on a besoin d'ajouter un facteur de correction.

$$\dot{Q} = U A_p F \Delta T_{LMTD} \tag{II.40}$$

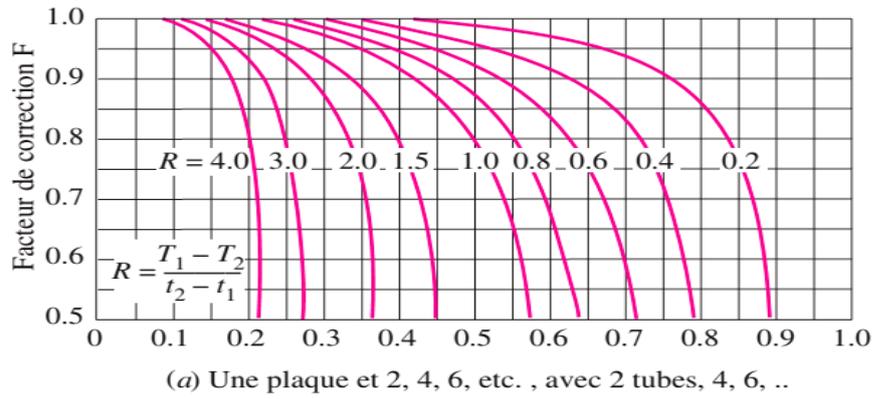
$F=1$ (parallèle et contre)

$0 < f < 1$ avec : $0 \leq p \leq 1$ et $0 \leq R \leq \infty$

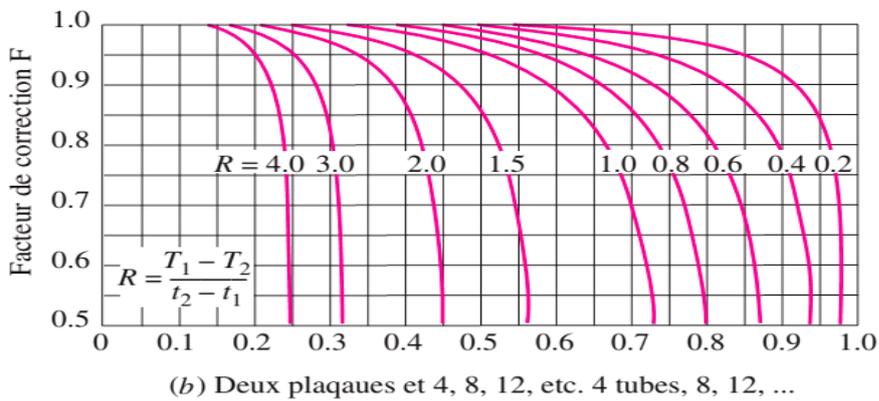
Le facteur de correction F déterminé graphiquement en utilisant les deux coefficients suivants :

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} ; R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} \tag{II.41}$$

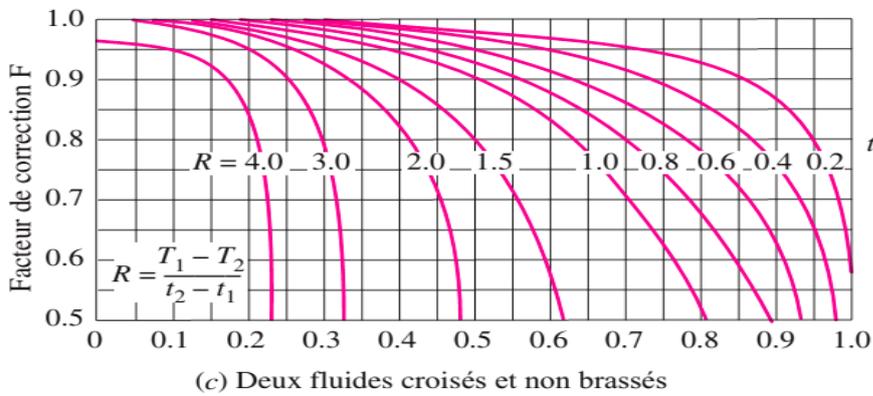
CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS



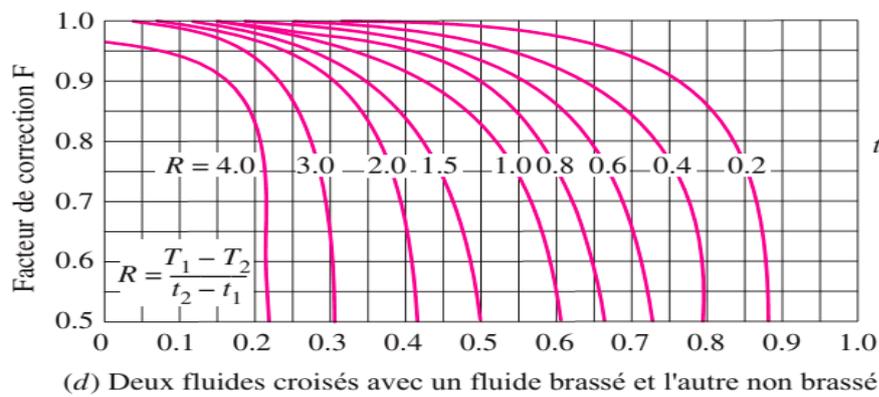
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Tableau (II.2) : abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur. [18]

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

II.5.5 Méthode ε -NTU Efficacité –NTU :

L'efficacité est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{flux de chaleur actuel}}{\text{flux de chaleur maximal possible}} \quad (\text{II.42})$$

Le flux de chaleur déterminé à partir des bilans énergétiques:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C p_c (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C p_f (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (\text{II.43})$$

✓ **La variation de température maximale**

$$\Delta T_{\max} = (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{II.44})$$

✓ **Le rapport de capacités calorifiques**

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{II.45})$$

✓ **Flux chaleur maximal possible**

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = (\dot{m} C p)_{\min} (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{II.46})$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} \quad (\text{II.47})$$

✓ **Nombre d'unités transferts**

$$NTU = \frac{UA_p}{C_{\min}} \quad (\text{II.48})$$

CHAPITRE II : LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR ET SES APPLICATIONS

A ce moment, on peut facilement déterminer l'efficacité à partir les corrélations suivantes selon le cas étudiés.

Echangeurs	Efficacité ε	NTU
Co-courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contre-courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$
1Plaques et 2, 4, 6, 8 tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$
2 fluides croises et non brasses	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1]\right\}$	
2 fluides croises, 1 brasse C_{max} mixed, C_{min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c}\right]$
2 fluides croises, 1 brasse C_{min} mixed, C_{max} unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)]\right\}$	$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
C=0(Con- Evap)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Tableau(II.3) : efficacité ε -NTU. [16]

CHAPITRE III

LE MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

III .1 Introduction

Le but de ce chapitre est la détermination des paramètres de conception d'un ensemble de radiateurs plus petit capable de dissiper la même quantité de chaleur que l'assemblage d'origine.

Dans une automobile, le carburant et l'air produisent de l'énergie dans le moteur par combustion. Seule une partie de la puissance totale générée alimente effectivement l'automobile - le reste est gaspillé sous forme d'échappement et de chaleur. Si cet excès de chaleur n'est pas éliminé, la température du moteur devient trop élevée, entraînant une surchauffe et une dégradation de la viscosité de l'huile de graissage, un affaiblissement du métal surchauffé et des contraintes entre les pièces.

Un système de refroidissement est utilisé pour éliminer cet excès de chaleur. La plupart des systèmes de refroidissement automobiles comprennent les composants suivants: radiateur, pompe à eau, ventilateur de refroidissement électrique, bouchon de pression du radiateur et thermostat. Parmi ces composants, le radiateur est la partie la plus importante du système car il transfère la chaleur.

Lorsque le liquide de refroidissement traverse le bloc-cylindres du moteur, il accumule de la chaleur. Une fois que la température du liquide de refroidissement dépasse une certaine valeur seuil, le thermostat du véhicule déclenche une vanne qui force le liquide de refroidissement à traverser le radiateur. Lorsque le liquide de refroidissement circule dans les tubes du radiateur, la chaleur est transférée par les ailettes et les parois des tubes à l'air par conduction et convection.

Nous pensons que nous pouvons réduire considérablement la taille des radiateurs automobiles tout en maintenant les performances actuelles de transfert de chaleur attendues. En outre, cela peut être fait sans modification significative de la structure de radiateur interne existante. Il existe plusieurs approches différentes pour optimiser la performance de transfert de chaleur d'une conception de radiateur plus petite. Celles-ci comprennent:

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

- 1) modification de la conception des ailettes
- 2) augmentation de la profondeur du cœur
- 3) modification du type de tubes
- 4) modification de l'écoulement
- 5) modification du matériau
- 6) augmentation de la surface de contact, Cette dernière méthode a été choisie pour notre conception proposée.

III.2 Description du problème

D'après les lois de la thermodynamique, nous savons que le transfert de chaleur augmente à mesure que nous augmentons la surface de l'assemblage du radiateur. Cela dit, la demande de moteurs plus puissants dans des espaces de hottes plus petits a créé un problème de taux de dissipation de chaleur insuffisant dans les radiateurs automobiles. En conséquence, de nombreux radiateurs doivent être repensés pour être plus compacts tout en conservant des capacités de refroidissement suffisantes.

Cette application propose un nouveau design pour un ensemble de radiateur plus petit. Le nouveau design est capable de dissiper la même chaleur que l'original, compte tenu d'un ensemble de conditions de fonctionnement.

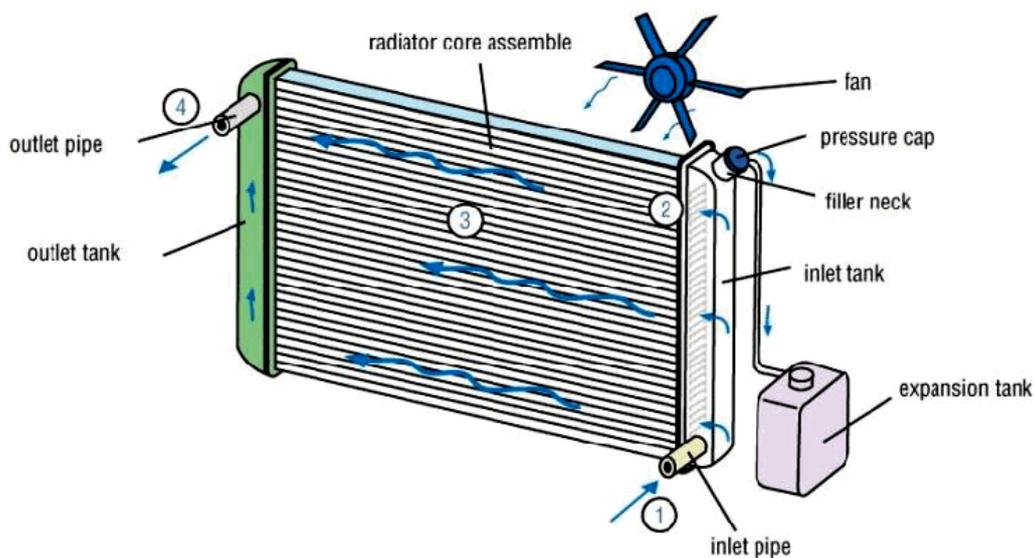


Figure (III.1): Composants d'un système de refroidissement automobile

III.3 Dimensions du radiateur d'origine et proposées

Les dimensions de notre design de radiateur d'origine peuvent être extraites de la fiche technique. Le dessin est une version réduite de l'ensemble de radiateur complet qui mesure (0.6 x 0.43 x 0.025) m. Aux fins de notre analyse, les dimensions du radiateur obtenues sont réelles.

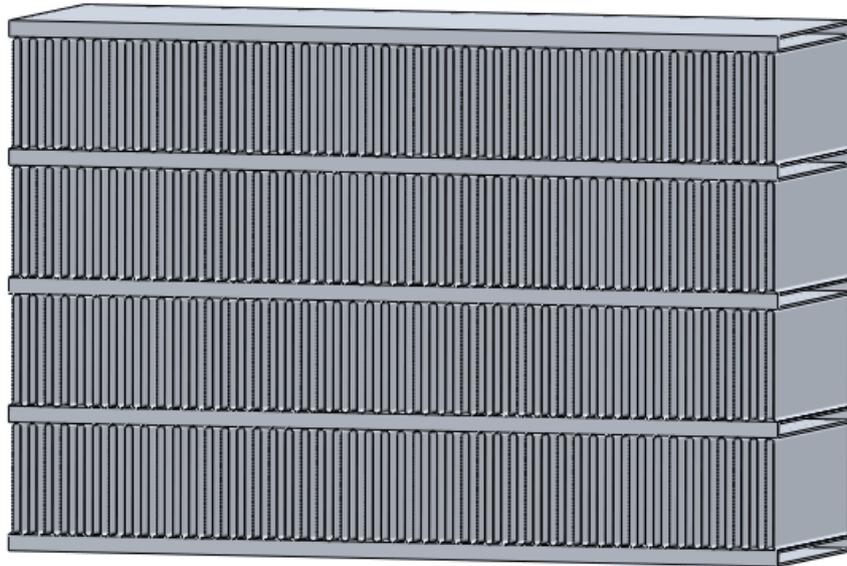


Figure (III.2) : version réduite en CAO de l'ensemble de radiateur

III.3.1 Dimensions du modèle de radiateur d'origine

Dimensions actuelles du radiateur	
Longueur de radiateur rL_{Cur}	0.609600 m
Largeur du radiateur rW_{Cur}	0.431771 m
Hauteur du radiateur rH_{Cur}	0.0246063 m
Largeur du tube tW_{Cur}	0.0246063 m

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

Hauteur du tube tH_{Cur}	0.00156261 m
Largeur d'ailette fW_{Cur}	0.0246063 m
Hauteur d'ailette fH_{Cur}	0.0118813 m
Épaisseur d'ailette fT_{Cur}	0.00002540 m
Distance entre les ailettes fD_{Cur}	0.00158750 m
Nombre de tubes $N tube_{Cur}$	33

Tableau(III.1) : Dimensions du modèle de radiateur d'origine

Le test de cette conception de radiateur par le concepteur dans différentes conditions de débit de liquide de refroidissement et de débit d'air a permis d'obtenir le graphique suivant des performances de transfert de chaleur par rapport au débit de liquide de refroidissement à différentes vitesses de l'écoulement d'air.

Une performance de transfert de chaleur a 70730 W été obtenue en utilisant un débit volumique de liquide de refroidissement, un débit volumique d'air et une vitesse d'air de **0.0018927 m³/s, 1.10860 m³/s et 4.4704 m/s** respectivement.

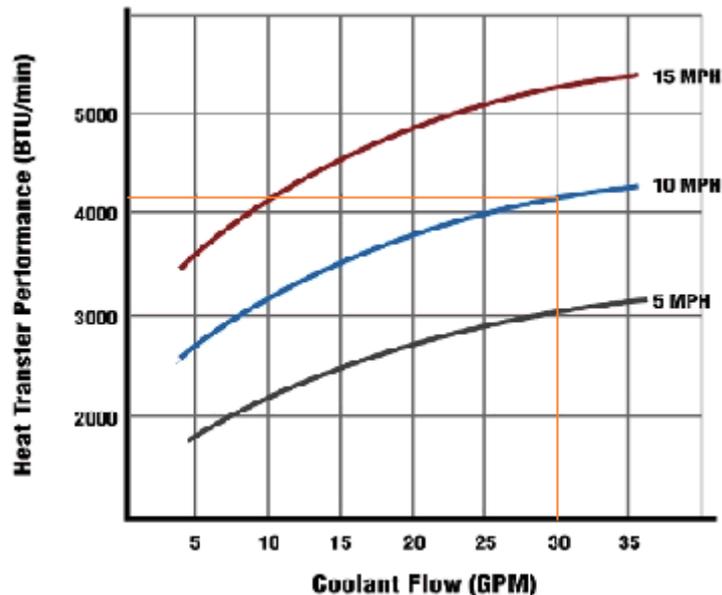


Figure (III 3): Performance de transfert de chaleur par rapport au débit de liquide de refroidissement à différentes vitesses de flux d'air.

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

Ces résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous

Conditions de fonctionnement du radiateur	
Débit volumétrique du liquide de refroidissement νf_C	0.0018927 m ³ /s
Débit volumétrique d'air νf_A	1.10860 m ³ /s
Vitesse de l'air ν_A	4.4704 m/s
Performance de transfert de chaleur Q_{Cur}	70729.3 W

Tableau(III.2) : Conditions de fonctionnement du radiateur

III.3.2. Dimensions du modèle de radiateur proposées

Notre conception proposée a une longueur de radiateur 30% plus petite que celle du modèle original. Les dimensions du cœur du radiateur (longueur du radiateur, largeur du radiateur et hauteur du radiateur) peuvent être adaptées à toutes les dimensions.

Le tableau ci-dessous résume les dimensions du radiateur pour notre conception proposée.

Dimensions actuelles du radiateur	
Longueur de radiateur rL_{New}	0.457200 m
Largeur du radiateur rW_{New}	0.431771 m
Hauteur du radiateur rH_{New}	0.0246063 m
Largeur du tube tW_{New}	0.0246063 m
Hauteur du tube tH_{New}	0.00156261 m
Largeur d'ailette fW_{New}	0.0246063 m
Hauteur d'ailette fH_{New}	0.0118813 m

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

Épaisseur d'ailette fT_{New}	0.00002540 m
Distance entre les ailettes fD_{New}	0.00158750 m
Nombre de tubes $N tube_{New}$	33

Tableau(III.3) : Dimensions du modèle de radiateur proposées

III.4 Les propriétés des fluides de refroidissement et de l'air

Les propriétés thermiques pour le liquide de refroidissement et l'air figurent dans les deux tableaux suivants.

Propriétés du liquide de refroidissement: 50-50 Glycol-Eau	
Conductivité thermique k_C	0.415098 W/m.K
Chaleur spécifique C_C	3681.92 J /Kg.K
Masse volumique ρ_C	1015.57 Kg/m ³
Viscosité dynamique μ_C	0.000744082 pa.s
Température du liquide de refroidissement T_C	394.261 K

Tableau(III.4) : Les propriétés des fluides de refroidissement

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

Propriétés de l'air	
Conductivité thermique k_A	0.0266355 W/m.K
Chaleur spécifique C_A	1004.16 J /Kg.K
Masse volumique ρ_A	1.13731 Kg/m ³
Viscosité dynamique μ_A	0.00001912 pa.s
Température d'air T_A	338.706 K

Tableau(III.5) : Les propriétés de l'air

III.5 Performance de transfert de chaleur de l'ensemble de radiateur proposé

Nous nous attendons à ce que la performance de transfert de chaleur de notre ensemble de radiateur proposé soit inférieure à celle du modèle original, car nous réduisons le rapport entre la surface et le liquide de refroidissement. La question à laquelle nous répondons dans cette section est "Quelle est la performance du transfert thermique?" Si les performances de transfert de chaleur ne sont que légèrement plus faibles, nous pouvons adopter d'autres approches pour augmenter les performances, par exemple, augmenter le nombre d'ailettes par rangée, changer le matériau des ailettes ou modifier la disposition des écoulements.

La méthode ϵ -Ntu (efficacité-Ntu) est utilisée pour prédire la performance de transfert de chaleur de notre nouveau système.

Les équations les plus courantes qui sont généralement utilisées dans la conception des échanges thermiques sont énumérées ci-dessous.

Nous devons d'abord calculer le coefficient thermique global présent dans le système UA_{New} du petit radiateur avant de pouvoir déterminer sa performance de transfert de chaleur Q_{New} .

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

III.5.1 Détermination de UA_{New}

L'équation universelle de transfert de chaleur est définie comme suit :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_C A_C} + \frac{1}{nfh_A A_A} \quad (\text{III.1})$$

Les prochaines étapes nous mèneront à travers le processus de résolution des valeurs inconnues de surfaces A_C , A_A et les coefficients de convection h_C et nfh_A

III.5.2 Détermination de $A_{C_{New}}$ et $A_{A_{New}}$

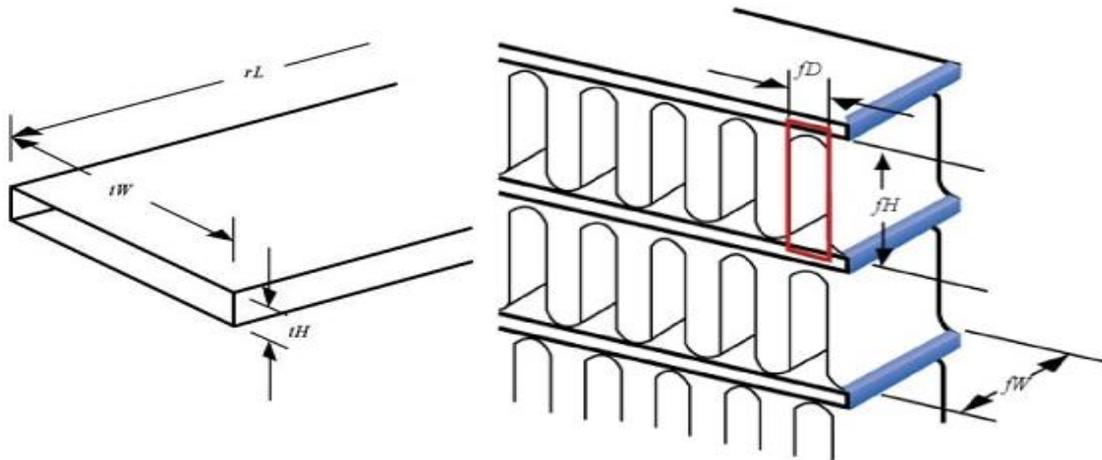


Figure (III 4) : vue agrandie des tubes. **Figure (III 5):** vue agrandie des ailettes.

$$A_{C_{New}} = \text{Nombre de tubes} \times \left(\begin{array}{l} 2 \times (\text{Hauteur du tube} \times \text{Longueur de radiateur}) + \\ 2 \times (\text{Largeur du tube} \times \text{Longueur de radiateur}) \end{array} \right) \quad (\text{III.2})$$

$$A_{A_{New}} = \text{Nombre total de passages d'air} \times \left(\begin{array}{l} 2 \times (\text{Distance entre les ailettes} \times \text{Hauteur d'ailette}) + \\ 2 \times (\text{Hauteur d'ailette} \times \text{Largeur d'ailette}) \end{array} \right) \quad (\text{III.3})$$

$$\text{Nombre total de passages d'air} = (\text{Nombre de tubes} - 1) \times \left(\frac{\text{Longueur de radiateur}}{\text{Distance entre les ailettes}} \right) \quad (\text{III.4})$$

$$\text{Surface totale} = A_{C_{New}} + A_{A_{New}} \quad (\text{III.5})$$

III.5.3 Détermination de $h_{C\ New}$

La valeur de h_C dépend des propriétés physiques et thermiques du fluide, de la vitesse du fluide et de la géométrie du fluide.

Le nombre de Reynolds définie ci-dessous peut être utilisé pour déterminer les caractéristiques d'écoulement du liquide de refroidissement lorsqu'il traverse les tubes.

$$Re_C = \frac{\rho v D_H}{\mu} \quad \text{(III.6)}$$

Le diamètre hydraulique est donné par :

$$D_{H_c} = \frac{4 A_{\min}}{Wp} \quad \text{(III.7)}$$

Avec :

$$A_{\min_c} = (tW_{New} \times tH_{New}) \quad \text{(III.8)}$$

$$Wp_C = 2 \times (tW_{New} + tH_{New}) \quad \text{(III.9)}$$

La vitesse du liquide de refroidissement à mesure qu'il traverse les tubes est donnée par :

$$V_C = \frac{\dot{V}_C}{n\ tube_{New} \times A_{\min}} \quad \text{(III.10)}$$

Pour les fluides qui sont dans un écoulement turbulent (c'est-à dire le nombre de Reynolds $Re > 2800$), nous pouvons utiliser l'équation de Dittus Boelter pour relier le nombre de Reynolds avec le nombre de Nusselt. Le nombre de Nusselt dépend des conditions d'écoulement du fluide et peut généralement être corrélé avec le nombre de Reynolds. Résoudre le nombre de Nusselt N nous permettra de déterminer la valeur de h_C .

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

$$Nu_c = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \quad (III.11)$$

$$Pr_c = \frac{Cp \times \mu}{k} \quad (III.12)$$

$$Nu_c = \frac{h_c \times D_H}{k} \quad (III.13)$$

III.5.4 Détermination de nh_A

Nous résolvons de la même manière que $h_{C_{New}}$ pour $h_{A_{New}}$ (en déterminant le nombre de Reynolds pour l'air)

$$A_{\min_A} = (fH_{New} \times fD_{New}) \quad (III.14)$$

$$Wp_A = 2 \times (fD_{New} + fH_{New}) \quad (III.15)$$

$$D_{H_A} = \frac{4 A_{\min_A}}{Wp_A} \quad (III.16)$$

$$Re_A = \frac{\rho_A v_A D_{H_A}}{\mu_A} \quad (III.17)$$

Le nombre de Reynolds pour l'air indique que le flux d'air est laminaire ($Re < 2800$ LaminarFlow). Par conséquent, nous ne pouvons pas utiliser l'équation de Dittus Boelter pour associer le nombre de Reynolds au nombre de Nusselt et déterminer ainsi la valeur pour $h_{A_{New}}$. Une autre approche pour déterminer la valeur de $h_{A_{New}}$ est de résoudre la valeur de depuis la valeur de $h_{A_{New}} = h_{A_{actuel}}$. Dans la section suivante, nous montrons comment la valeur de $h_{A_{actuel}}$ est calculée en obtenant d'abord le coefficient de transfert de chaleur pour le radiateur d'origine UA_{actuel} .

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

III.5.5 Détermination de $nfh_{A \text{ actuel}}$

L'équation, qui relie le nombre d'unités transférées NTU au transfert de chaleur universel, servira à déterminer le coefficient de transfert de chaleur universel UA_{actuel} du modèle actuel.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{III.18})$$

C_{\min} est obtenu en comparant les débits calorifiques de deux fluides, du liquide de refroidissement et de l'air.

Sachant que :

$$C_c = \dot{m}_c \times Cp_c \quad (\text{III.19})$$

$$C_A = \dot{m}_A \times Cp_A \quad (\text{III.20})$$

Les débits massiques pour le liquide de refroidissement et l'air sont les suivants:

$$\dot{m}_c = \dot{V}_c \times \rho_c \quad (\text{III.21})$$

$$\dot{m}_A = \dot{V}_A \times \rho_A \quad (\text{III.22})$$

Pour déterminer les valeurs de C_{\min} et C_{\max} , on suit l'algorithme suivant :

Si ($C_C > C_A$) alors:

$$\begin{aligned} C_{\min} &= C_A \\ C_{\max} &= C_C \end{aligned}$$

Sinon

$$\begin{aligned} C_{\min} &= C_C \\ C_{\max} &= C_A \end{aligned}$$

Fsi

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

Le rapport des débits calorifiques C est donné par :

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{(III.23)}$$

Ensuite, nous devons calculer le nombre d'unités NTU de transfert de l'ensemble de radiateur d'origine. Pour ce faire nous pourrions ΔT_{\max} , L'efficacité ε et du flux de chaleur \dot{Q}_{actuel} .

$$\Delta T_{\max} = (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad \text{(III.24)}$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} \quad \text{(III.25)}$$

L'efficacité d'un échangeur de deux fluides non brassés est donnée par :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{c} [1 - \exp(-c \times NTU)]\right) \quad \text{(III.26)}$$

Ou bien, on peut déterminer facilement la valeur de l'efficacité à partir du graphe suivant :

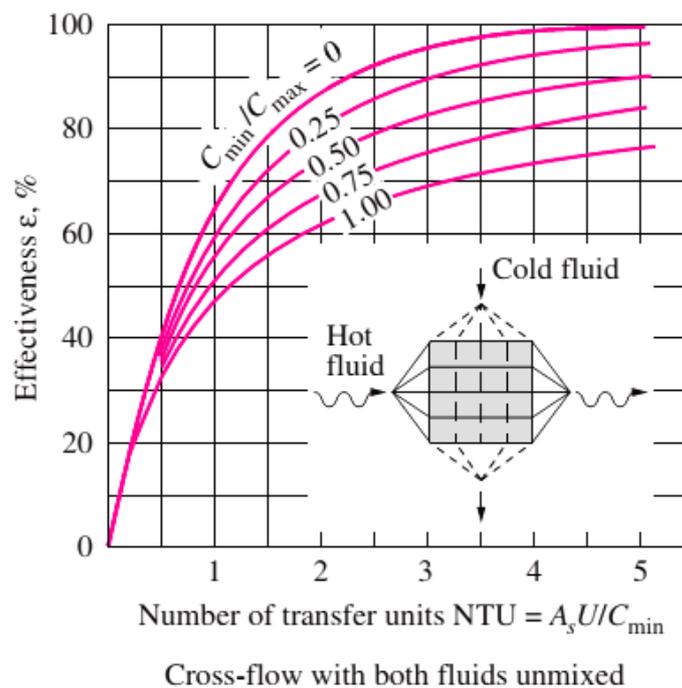


Figure (III 6): Efficacité d'un échangeur avec deux fluides non brassés

En utilisant l'équation (III.26), la valeur de NTU_{actuel} est donnée comme suit :

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

$$\dot{Q}_{actuel} = \varepsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (III.27)$$

$$NTU_{actuel} = -\frac{\ln[c \times \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c} \quad (III.28)$$

$$UA_{actuel} = NTU_{actuel} \times C_{\min} \quad (III.29)$$

Maintenant que nous avons la valeur de UA_{actuel} , nous pouvons utiliser l'équation (III.18) pour déterminer la valeur de $nfh_{A_{actuel}}$, qui est égale à la valeur de $nfh_{A_{New}}$.

$$A_{C_{actuel}} = \text{Nombre de tubes}_{actuel} \times \left(\frac{2 \times (\text{Hauteur du tube}_{actuel} \times \text{Longueur de radiateur}_{actuel})}{2 \times (\text{Largeur du tube}_{actuel} \times \text{Longueur de radiateur}_{actuel})} \right) \quad (III.30)$$

$$A_{A_{actuel}} = \text{Nombre total de passages d'air}_{actuel} \times \left(\frac{2 \times (\text{Distance entre les ailettes}_{actuel} \times \text{Hauteur d'ailette}_{actuel})}{2 \times (\text{Hauteur d'ailette}_{actuel} \times \text{Largeur d'ailette}_{actuel})} \right) \quad (III.31)$$

$$\text{Nombre total de passages d'air}_{actuel} = (\text{Nombre de tubes}_{actuel} - 1) \times \left(\frac{\text{Longueur de radiateur}_{actuel}}{\text{Distance entre les ailettes}_{actuel}} \right) \quad (III.32)$$

Enfin, à ce point, nous pouvons résoudre pour la valeur $nfh_{A_{actuel}}$ en remplaçant les valeurs $A_{C_{actuel}}$, $A_{A_{actuel}}$ et UA_{actuel} dans l'équation (III.1)

$$nfh_{A_{actuel}} = \frac{UA_{actuel} \times h_C A_{C_{actuel}}}{A_{A_{actuel}} \times (h_C A_{C_{actuel}} - UA_{actuel})} \quad (III.33)$$

Étant donné que la valeur de nfh est la même pour les modèles de radiateurs original et proposé, nous pouvons déterminer directement la valeur de nfh_{New} à partir de la valeur de $nfh_{A_{actuel}}$

$$nfh_{New} = nfh_{A_{actuel}} \quad (III.34)$$

III.5.6 Détermination de \dot{Q}_{New}

Nous pouvons déterminer la performance de transfert de chaleur \dot{Q}_{New} du nouvel ensemble de radiateur en utilisant l'équation (III.27)

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

$$\dot{Q}_{new} = \varepsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (\text{III.35})$$

Nous pouvons déterminer la valeur ε comme suit :

$$\varepsilon_{new} = 1 - \exp\left(-\frac{1}{c} [1 - \exp(-c \times NTU_{new})]\right) \quad (\text{III.36})$$

La valeur inconnue pour NTU_{new} peut être déterminée en utilisant l'équation suivante :

$$NTU_{new} = \frac{UA_{new}}{C_{\min}} \quad (\text{III.37})$$

Enfin, la valeur de UA_{new} peut être déterminée à partir de l'équation (III.1)

$$UA_{new} = \frac{h_{C_{new}} A_{C_{new}} \times nfh_{A_{new}} A_{A_{new}}}{h_{C_{new}} A_{C_{new}} + nfh_{A_{new}} A_{A_{new}}} \quad (\text{III.38})$$

La performance \dot{Q}_{New} ou le flux de chaleur de notre conception de radiateur plus petite peut être trouvée en substituant la valeur de valeur de ε_{new} et C_{\min} dans l'équation (III.35).

Comme prévu, la performance de transfert thermique de notre conception de radiateur proposée est inférieure à celle de l'original.

$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_{new} - \dot{Q}_{actuel} \quad (\text{III.39})$$

III.6 Ajustement de la performance de transfert de chaleur de la conception de radiateur proposée :

III.6.1 Effets de la longueur du radiateur sur la performance du transfert de chaleur :

Les effets de la longueur du radiateur sur les performances de transfert de chaleur (tout en conservant les mêmes paramètres que dans la conception proposée) peuvent être examinés en changeant la longueur de 0.15 m à 1.63 m. Les performances de transfert de chaleur pour quelques différentes longueurs de radiateur sont résumées dans le chapitre suivant.

CHAPITRE III : MODELE MATHEMATIQUE DE LA CONCEPTION

III.6.2 Effets de la surface de contact sur la performance de transfert de chaleur :

Pour atteindre une performance de transfert de chaleur pour notre conception proposée égale à celle de la conception actuelle (c'est-à-dire 70730 J/s), nous devons augmenter le nombre d'ailettes par rangée. La procédure est difficile car elle a besoin un sous-programme numérique basé sur des boucles itératives, calcule le nombre d'ailettes par ligne nécessaires pour obtenir les performances de transfert de chaleur souhaitées pour notre assemblage. Le sous-programme calcule les performances pour chaque ailette ajoutée, et les comparées avec les performances originales, et le programme s'arrête lorsque les performances sont les mêmes, sinon il ajoute 1 aux nombres des ailettes et il refaire le calcul.

CHAPITRE IV

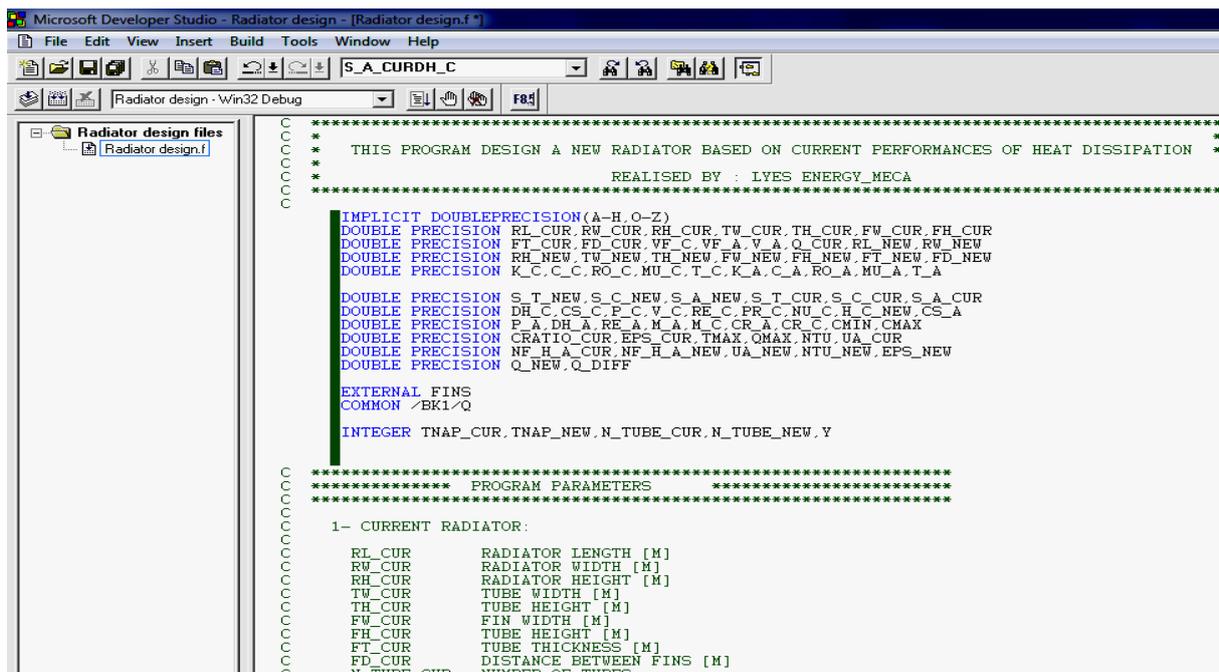
RESULTATS ET COMMENTAIRES

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, on procède à la présentation des divers résultats obtenus par un programme de calcul élaboré en exploitant les différentes équations présentées dans les chapitres précédents et de les comparer avec les résultats obtenus par le radiateur de référence. Nos résultats sont exposés sous forme de courbes et tableaux. La première partie sert à la présentation des résultats concernant les caractéristiques des deux conceptions originale et nouvelle. La deuxième partie concerne l'effet de la longueur du radiateur sur la performance du transfert de chaleur. La troisième partie comporte les résultats sur l'effet d'ailettes sur la performance de transfert de chaleur. A la fin de notre étude, on présentera une comparaison entre trois conceptions différentes, suivi par une conception sur ordinateur (CAO) par SolidWorks.

IV.2 Description du programme

Le programme numérique écrit en langage Fortran permet de calculer les caractéristiques et les paramètres. Le procédé de calcul est donné dans (le chapitre III) qui résume les parties des bases du programme pour la résolution des problèmes proposés. Il est constitué d'un programme principal qui consiste à gérer trois (3) sous- programmes chacun ayant une tâche spécifique.



```
Microsoft Developer Studio - Radiator design - [Radiator design.f]
File Edit View Insert Build Tools Window Help
S_A_CURDH_C
Radiator design - Win32 Debug
Radiator design files
  Radiator design.f
C *****
C * THIS PROGRAM DESIGN A NEW RADIATOR BASED ON CURRENT PERFORMANCES OF HEAT DISSIPATION *
C *
C * REALISED BY : LYES ENERGY MECA
C *****
C
C IMPLICIT DOUBLEPRECISION(A-H,O-Z)
C DOUBLE PRECISION RL_CUR,RW_CUR,RH_CUR,TW_CUR,TH_CUR,FW_CUR, FH_CUR
C DOUBLE PRECISION FT_CUR,FD_CUR,VF_C,VF_A,V_A,Q_CUR,RL_NEW,RW_NEW
C DOUBLE PRECISION RH_NEW,TW_NEW,TH_NEW,FW_NEW,FH_NEW,FT_NEW,FD_NEW
C DOUBLE PRECISION K_C,C_C,RO_C,MU_C,T_C,K_A,C_A,RO_A,MU_A,T_A
C
C DOUBLE PRECISION S_T_NEW,S_C_NEW,S_A_NEW,S_T_CUR,S_C_CUR,S_A_CUR
C DOUBLE PRECISION DH_C,CS_C,P_C,V_C,RE_C,PR_C,NU_C,H_C_NEW,CS_A
C DOUBLE PRECISION F_A,DH_A,RE_A,M_A,M_C,CR_A,CR_C,CMIN,CMAX
C DOUBLE PRECISION CRATIO_CUR,EPS_CUR,TMAX,OMAX,NTU,UA_CUR
C DOUBLE PRECISION NF_H_A_CUR,NF_H_A_NEW,UA_NEW,NTU_NEW,EPS_NEW
C DOUBLE PRECISION Q_NEW,Q_DIFF
C
C EXTERNAL FINS
C COMMON /BK1/Q
C
C INTEGER TNAP_CUR,TNAP_NEW,N_TUBE_CUR,N_TUBE_NEW,Y
C
C *****
C ***** PROGRAM PARAMETERS *****
C *****
C
C 1- CURRENT RADIATOR:
C
C RL_CUR RADIATOR LENGTH [M]
C RW_CUR RADIATOR WIDTH [M]
C RH_CUR RADIATOR HEIGHT [M]
C TW_CUR TUBE WIDTH [M]
C TH_CUR TUBE HEIGHT [M]
C FW_CUR FIN WIDTH [M]
C FH_CUR TUBE HEIGHT [M]
C FT_CUR TUBE THICKNESS [M]
C FD_CUR DISTANCE BETWEEN FINS [M]
C N_TUBE_CUR NUMBER OF TUBES
```

Figure (IV.1) : Interface du code de calcul numérique par Fortran

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

IV.3 Dimensions du nouvel radiateur

	Radiateur origine	Radiateur tronqué
Surface de contact air-paroi extérieure	7.648 m ²	5.735 m ² (AV)
Surface de contact fluide-paroi intérieure	1.052 m ²	0.789 m ² (AV)
Surface totale	8.70 m ²	6.525 m ² (AV)
Nombre des ailettes	12288	9215 (AP)

Tableau(IV.1) : Les surfaces des ailettes et des tubes

Le nouveau paramètre fluide - tube	
Sections des tubes	3.845 10 ⁻⁵ m ²
Périmètre des tubes	5.233 10 ⁻² m ²
Diamètre hydraulique des tubes	2.938 10 ⁻³ m ²
Vitesse du fluide dans les tubes	1.491 m/s
Nombre de Reynolds du fluide	5982.76
Nombre de Prandtl du fluide	6.60
Nombre de Nusselt du fluide	45.33
Coefficient de convection du fluide	6404.83 W/m ² K
Débit massique	1.922 Kg/s
Débit calorifique	7077.273 W/m K

Tableau (IV.2) : Les paramètres du fluide dans les tubes

Les nouveaux paramètres air - passages	
Sections des passages	1.886 10 ⁻⁵ m ²
Périmètre des passages	8.2857 10 ⁻² m ²
Diamètre hydraulique des passages	2.640 10 ⁻³ m ²
Nombre de Reynolds d'air	702.08
Débit massique	1.26 Kg/s
Débit calorifique	1266.067 W/m K

Tableau (IV.3) : Les paramètres d'air entres les ailettes

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

Débit calorifique max C_{max}	7077.273 W/m K
Débit calorifique min C_{min}	1266.067 W/m K
Le rapport $C = C_{min}/C_{max}$	0.178892

Tableau (IV.4) : Les paramètres calorifiques

Efficacité actuelle du radiateur	0.670
Nombre des unités transférées actuel NTU	1.23717
Coefficient global du transfert thermique actuel UA	1566.335 W/K
Connectivité thermique des ailettes	266.763 W/m ² K
Coefficient global du transfert thermique nouveau UA	1174.653 W/K
Nombre des unités transférées nouveau NTU	0.9278
Efficacité nouvelle du radiateur	0.5746
Le flux de chaleur nouveau dissipé	60674.15 W
La différence du flux entre les deux conceptions	10055.15 W

Tableau (IV.5) : Les résultats de la conception

	Conception originale	Conception proposé
Nombre des ailettes par rangé	392	433

Tableau (IV.6) : comparaison entre le nombre des ailettes par ranger

IV.4 Effet de la longueur sur les performances d'un radiateur

La figure (IV.2) représente la variation du flux de chaleur dissipé par le radiateur en fonction de la longueur. On remarque clairement que le flux de chaleur dépend de la géométrie et augmente si la longueur augmente ce qui montre les effets de taille d'un radiateur.

À partir de cette figure, nous pouvons confirmer notre hypothèse selon laquelle la modification de la longueur du radiateur ne suffira pas à générer la performance de transfert de chaleur souhaitée. Comme mentionné dans la section précédente, il existe plusieurs méthodes disponibles pour augmenter la performance de transfert de chaleur d'un ensemble de radiateur. Pour notre conception proposée, nous avons choisi d'augmenter la surface métal-air en augmentant le nombre des ailettes par rangé.

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

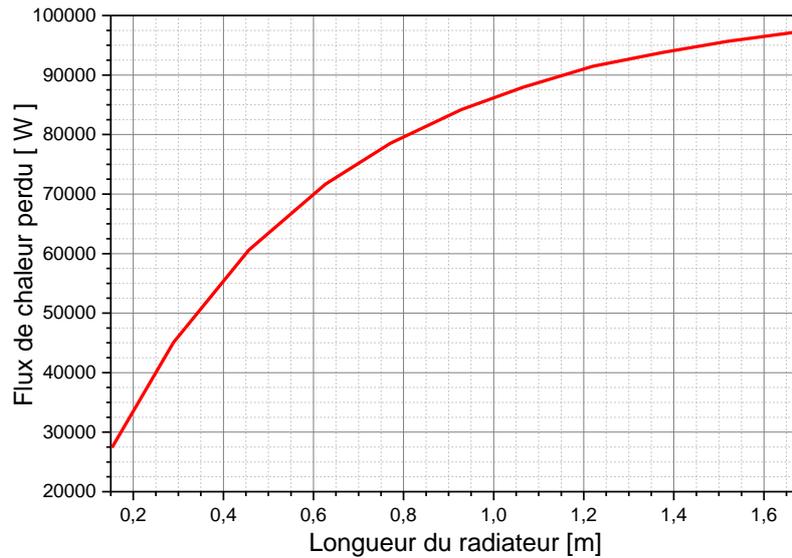


Figure (IV.2) : Effet de la longueur sur les performances d'un radiateur

IV.5 Effet de nombre des ailettes par rangé sur les performances d'un radiateur

La figure (IV.3) représente la variation du flux de chaleur dissipé par le radiateur en fonction du nombre des ailettes par rangé. On remarque clairement que le flux de chaleur dépend du nombre des ailettes par rangé ajoutées, il augmente si les ailettes ont été ajoutées, ce qui montre les effets de la surface de contact entre le fluide et l'air d'un radiateur.

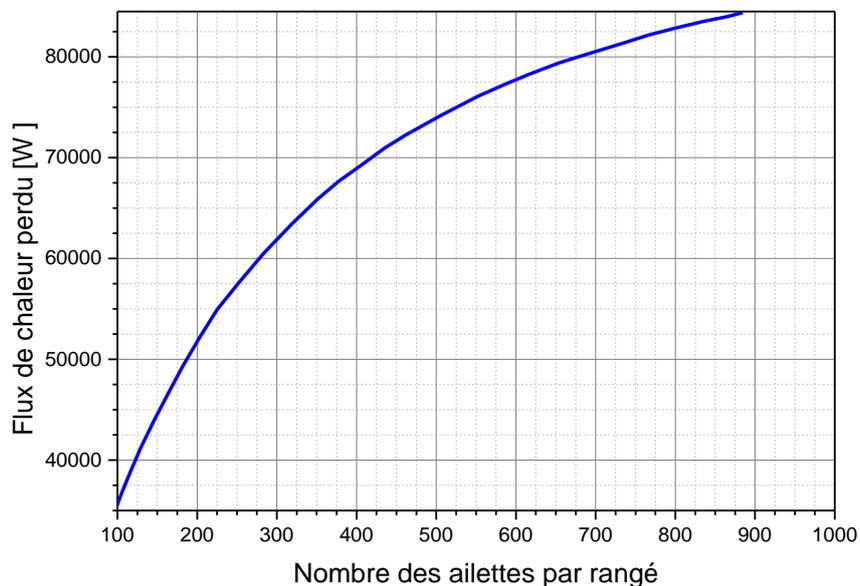


Figure (IV.3) : Effet de nombre des ailettes par rangé sur les performances d'un radiateur

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

IV.6 correction de nombre des ailettes par rangé correspond le flux de chaleur associe

La figure (IV.4) représente la variation du flux de chaleur dissipé par le radiateur en fonction du nombre des ailettes par rangé. Pour un flux de chaleur bien déterminé, le nombre des ailettes peut être déterminé facilement à partir de cette figure, Ainsi, le nombre d'ailettes par rangée doit être augmenté de 392 à 433 pour atteindre une performance de transfert de chaleur de 70730 W. Le graphe de la figure (IV.4) montre les effets de la modification du nombre d'ailettes par rangée sur la performance de transfert de chaleur pour notre conception de radiateur plus petite.

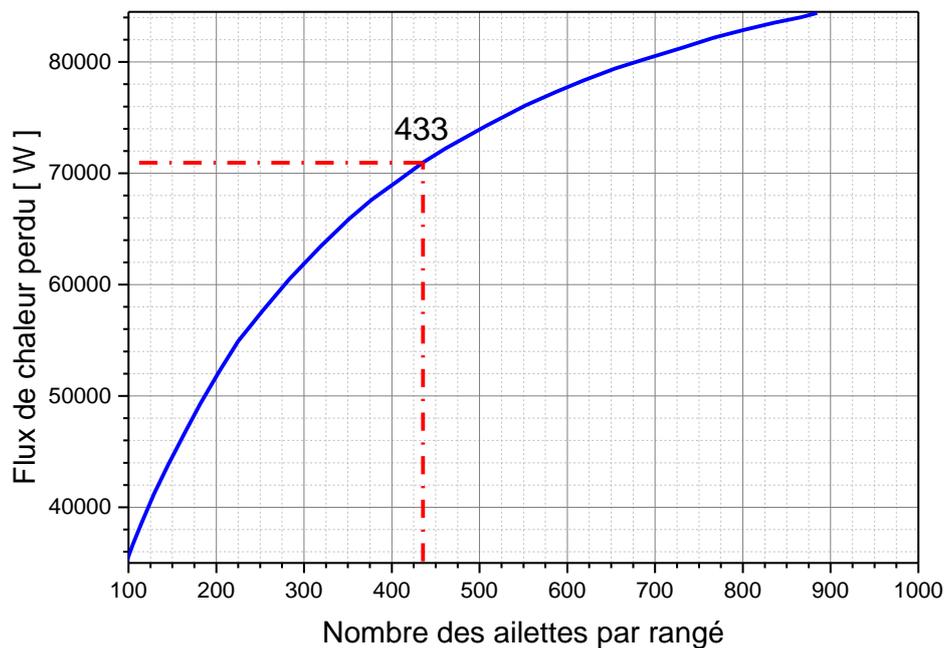


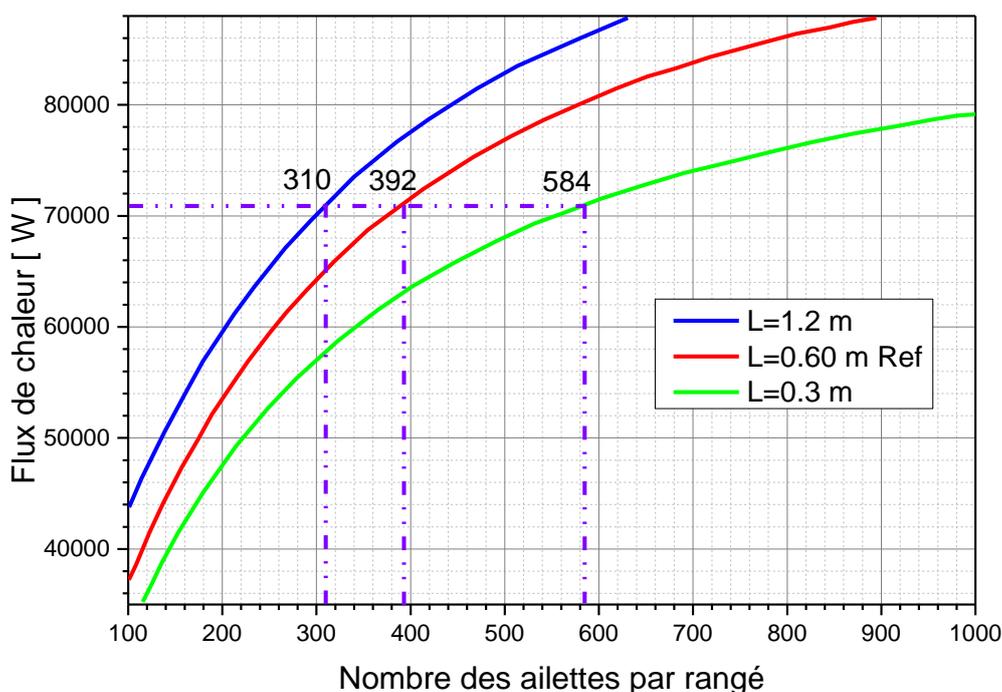
Figure (IV.4) : correction de nombre des ailettes par rangé correspond le flux de chaleur associe

IV.7 comparaison entre trois radiateurs d'une longueur différente

La figure (IV.5) représente la variation du flux de chaleur dissipé par le radiateur en fonction du nombre des ailettes par rangé pour trois radiateurs d'une longueur différente. Pour un flux de chaleur bien déterminé, le nombre des ailettes peut être déterminé facilement à partir de cette figure vous permet de comparer les effets de la modification du nombre d'ailettes par rangée sur la performance de transfert de chaleur pour deux longueurs de

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

radiateur différentes en fonction d'une longueur de radiateur de référence donnée. Les deux longueurs de radiateur différentes peuvent être définies en termes de pourcentage ou de changement absolu de la référence.



Figure(IV.5) : comparaison entre trois radiateurs d'une longueur différente

IV.8 Exportation des dimensions du radiateur en SolidWorks (CAO)

Dans la figure (IV.6) nous pouvons créer une géométrie CAO de notre ensemble de radiateur plus petit. Les paramètres de conception de notre nouveau design sont les mêmes que ceux de l'original, sauf qu'il est plus petit et qu'il a plus des ailettes par rangée. Les paramètres de notre nouveau modèle de radiateur sont affichées dans les tableaux. Il est important de noter que le nombre des ailettes par rangé est en réalité une mesure de la distance entre les ailettes (c'est-à-dire la répartition des ailettes dans un rangé).

CHAPITRE IV : RESULTATS ET COMMENTAIRES

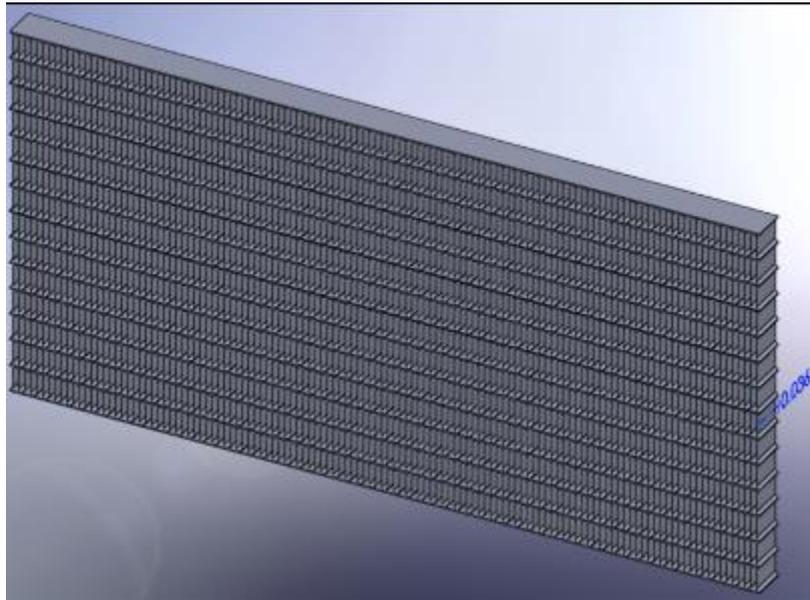
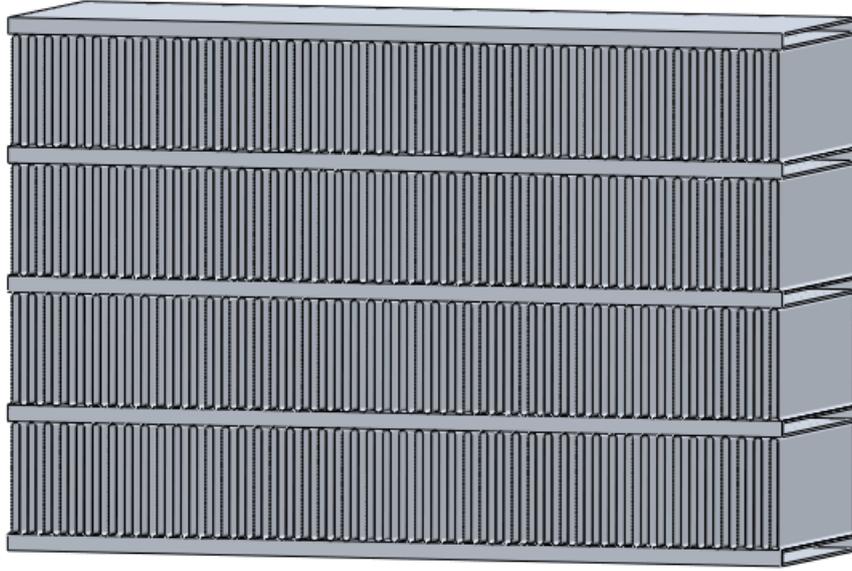


Figure (IV.6) : Exportation des dimensions du radiateur en SolidWorks (CAO)

Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons proposé la conception d'un nouvel ensemble de radiateur plus petit capable de dissiper la même chaleur que la conception actuelle.

Dans travail on a présenté d'une manière détaillée la procédure de conception utilisée, ainsi que les équations et les relations qui traitent notre cas, qui concerne les radiateurs, les échangeurs de chaleur avec deux fluides non brassés et les équations de corrélations pour le transfert de chaleur par convection externe et interne.

En utilisant la méthode efficacité-NTU, nous avons calculé la performance de transfert de chaleur de la conception proposée. Comme prévu, la diminution de la longueur du radiateur de 30% a entraîné une diminution des performances de transfert de chaleur; la performance de transfert de chaleur a diminué jusqu'à 14%. Cela dit, en augmentant le nombre de ailettes par rangé, de 392 à 433, nous avons augmenté la performance de transfert de chaleur à son niveau initial de 70730 W.

Les effets de la longueur et le nombre des ailettes par rangé été présentées dans ce travail. Nous avons effectué des tests sur notre ensemble de radiateur actuel, qui mesure (0.6 x 0.43 x 0.025) m, pour déterminer la performance de transfert de chaleur dans des conditions de fonctionnement typiques. Nous avons trouvé que notre ensemble de radiateur actuel était capable de dissiper la chaleur à un taux de 70777 W. Ensuite, en utilisant le ϵ -Ntu (efficacité-Ntu), nous avons calculé la performance de transfert de chaleur de notre nouvel ensemble de radiateur, qui a une longueur de radiateur 30% plus petite que la longueur du design actuel (0.45 x 0.43 x 0.025) m. Comme prévu, la performance de transfert de chaleur a diminué. Cependant, en augmentant la surface de métal à air de 392 ailettes par rangée à 433 ailettes par rangée, nous avons augmenté la performance de transfert thermique de notre conception au même niveau que la conception actuelle dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Les effets de nature d'écoulements (laminaire ou turbulent), le type des couches limites dans les tubes (couches limites thermiques et hydrodynamiques complètement développées ou non) et l'encrassement interne et externe des tubes sont négligées dans ce travail.

On peut facilement déterminer les paramètres de sortie de cette conception comme les températures sortie de l'air et du fluide dans les tubes, par l'utilisation des bilans énergétiques de l'air et du fluide de refroidissement, par l'injection des débits massiques et les températures initiales pour chaque fluide. A ce moment, on peut aussi faire une vérification par la méthode de différence de température moyenne logarithmique ΔT_{LMTD} .

A la fin de ce travail, on suggère quelques axes de recherches qui seront considérés comme une continuité de notre travail.

Il existe plusieurs approches différentes pour optimiser la performance de transfert de chaleur d'une conception de radiateur plus petite. Celles-ci comprennent:

- 1) modification de la conception des ailettes
- 2) augmentation de la profondeur du cœur
- 3) modification du type de tubes
- 4) modification de l'écoulement
- 5) modification du matériau
- 6) augmentation de la surface de contact, Cette dernière méthode a été choisie pour notre conception proposée.

A la fin de ce travail, on suggère quelques perspectives qui seront considérés comme une continuité de notre travail :

- Ajouter l'effet des ailettes : la forme des ailettes et les distances entre elles
- Faire des simulations numériques de l'écoulement et sur le transfert de chaleur dans les échangeurs
- Traçage et conception selon les trois dimensions (longueur-largeur-profondeur)
- Ajouter l'effet de l'encrassement sur les performances d'un échangeur.

REFERENCES

1. J. F. Sacadura coordonnateur, « Transfert thermiques : Initiation et approfondissement », Lavoisier 2015.
2. F. Kreith and M. S. Bohn. "Principles of Heat Transfer", 6th ed. Pacific Grove, CA: Brooks/Cole, 2001.
3. Y. A. Cengel, "Heat and Mass Transfer", McGraw Hill.
4. H. D. Baehr and K. Stephan, "Heat and Mass transfer", 2nd revised edition, Springer Verlag editor, 2006.
5. J. L. Battaglia, A. Kuzik et J. R. Puiggali, « Introduction aux transferts thermiques », Dunod 2010.
6. De Giovanni B. Bedat, « Transfert de chaleur », Cépaduès, 2012.
7. J. P. Holman, "Heat Transfer". 9th ed. New York: McGraw-Hill, 2002.
8. F. P. Incropera and D. P. DeWitt. "Introduction to Heat Transfer", 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
9. N. V. Suryanaraya. "Engineering Heat Transfer", St. Paul, Minn.: West, 1995.
10. Donald Pitts, "Theory and problems of heat transfer", second edition, Schaum's, McGraw-Hill, 1998.
11. Michael J. Moran, "Introduction to thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer", John Willey & Sons Inc. 2003.
12. Y. Adda, J.M. Dupouy, J. Philibert et Y. Quéré, "éléments de métallurgie physique, tome 4, Diffusion, transformations", Chap. 28 (2e édition, INSTN), 1990.
13. N. Afgan and E. U. Schlunder. Heat Exchanger: Design and Theory Sourcebook. Washington D.C.: McGrawHill/ Scripta, 1974.
14. R. A. Bowman, A. C. Mueller, and W. M. Nagle. "Mean Temperature Difference in Design." Transactions of the ASME 62 (1940), p. 283.
15. A. P. Fraas. Heat Exchanger Design. 2ded. New York: John Wiley & Sons, 1989.

16. K. A. Gardner. "Variable Heat Transfer Rate Correction in Multipass Exchangers, Shell Side Film Controlling." Transactions of the ASME 67 (1945), pp. 31–38.
17. W. M. Kays and A. L. London. Compact Heat Exchangers. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1984.
18. W. M. Kays and H. C. Perkins. In Handbook of Heat Transfer, ed. W. M. Rohsenow and J. P. Hartnett. New York: McGraw-Hill, 1972, Chap. 7.
19. A. C. Mueller. "Heat Exchangers." In Handbook of Heat Transfer, ed. W. M. Rohsenow and J. P. Hartnett. New York: McGraw-Hill, 1972, Chap. 18.
20. M. N. Özisik. Heat Transfer—A Basic Approach. New York: McGraw-Hill, 1985.
21. E. U. Schlunder. Heat Exchanger Design Handbook. Washington, D.C.: Hemisphere, 1982.
22. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, latest ed.
23. R. A. Stevens, J. Fernandes, and J. R. Woolf. "Mean Temperature Difference in One, Two, and Three Pass Crossflow Heat Exchangers." Transactions of the ASME 79 (1957), pp. 287–297.
24. J. Taborek, G. F. Hewitt, and N. Afgan. Heat Exchangers: Theory and Practice. New York: Hemisphere, 1983.
25. [http://fr.wikipedia.org/article: «Microprocesseur »](http://fr.wikipedia.org/article:Microprocesseur).
26. www.alphanovated.com/techinfoe.html
27. **yues jannot**, « transferts thermique, fichier pdf ».
28. www.sonelec.com, « Electronique, les radiateurs ».
29. [http://fr.wikipedia.org/article: « Méthodes de refroidissement pour radiateur »](http://fr.wikipedia.org/article:Méthodes de refroidissement pour radiateur).

INTRODUCTION

GENERALE

Chapitre I :
GENERALITES
SUR LES
ECHANGEURS
DE CHALEUR

Chapitre II :

*LES MODES DE
TRANSFERTS
DE CHALEUR
ET SES
APPLICATIONS*

Chapitre III:

*MODELE
MATHEMATIQ
UE DE LA
CONCEPTION*

Chapitre IV:

RESULTATS ET COMMENTAIRES

Conclusión general