République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de L'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Dr. Yahia FARES de Médéa

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département du Génie de la Matière

Mémoire de Projet de fin d'Etudes

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie Climatique

Option : Energie et Froid Industriel

Thème :

AILETTE CONVECTIVE-RADIATIVE RECTANGULAIRE. EFFICACITES POUR POREUSE ET PLEINE

Proposé et dirigé par :

Pr. BOUAZIZ Mohamed Nadjib

Présenté par :

DJABALI Nora &

RIAH Djamila

Promotion: 2015-2016

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A ma mère ou je trouve le paradis.

A mon père qui m'encourage et me grandie.

A mes sœurs : Amina, Youssera.

A mes frères : Abd elkader, Nadji, Rafik.

A ma très chère grand-mère.

A ma compagne dans ce travail : Nora.

A mes amies : Amel, Hayat, Saliha, Fatiha, Zahia, Nora.

" Je vous offre mon modeste travail "

djamila

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont soutenue de près ou de loin

A mes très chers parents, Ma mère et mon père,

A mes frères Bilal, Abdenour Taher

Et mes sœurs Dalila, Masoda, Nawal

Au petit (e)s enfant Hadil, Sirin, Oussama, Midou

A mes proches, A toutes mes amies

Fathia, Razika, Ibtissem, Safia

A mes enseignants du génie climatique

A toutes mes collègues.

NORA

REMERCIEMENTS

Nous tenons tout d'abord à exprimer nos profonds remerciements à notre promoteur Monsieur Pr. BOUAZIZ Mohamed pour nous avoir soutenus durant toute la période du PFE, pour sa disponibilité, ses encouragements et ses conseils.

Je tiens à remercier tous nos enseignants de l'institut des Sciences et de la Technologie en particulier ceux du département de Génie mécanique option climatique, qui ont contribué à notre formation durant les cinq années.

Nous remercions également tous les membres du jury pour nous avoir fait l'honneur de juger notre travail, et pour les critiques et les remarques portées à notre étude.

Enfin, nous remercions tous ceux qui ont participé de prés ou de loin à la réalisation de ce travail.

ملخص :

في المجتمعات الصناعية المبادل الحراري هو عنصر أساسي لإدارة الطاقة، وتعزيز أداء ميزة زعانف. في هذا العمل، قارنا كفاءة زعانف مستطيلة مملوءة مع فارغة بحيث في نهاية المطاف نختار أكثرهم جودة و اقتصادا، خاصة أن الظروف التي تعمل فيها هذه الملحقات هي متغيرة ومتنوعة، وأن مصدر العمل يعتمد على درجة الحرارة.

وقد تم تنفيذ البرنامج في Matlab وأظهرت النتائج أن الزعانف التي يسهل اختراقها هي المفيدة.

كلمات البحث : كفاءة، ودرجة الحرارة، زعانف مملوءة، مقارنة الزعانف.

Résumé :

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maitrise de l'énergie, et pour l'amélioration des performances et ceux ci sont dotés d'ailettes.

Dans ce travail, nous comparons l'efficacité des ailettes rectangulaires pleines avec les poreuses afin qu'éventuellement le choix soit plus économique, d'autant plus que les conditions dans lesquelles opèrent ces extensions sont variables et diversifiées, et dans ce mémoire la source de chaleur est dépendante de la température.

Un programme en Matlab a été implémenté et les résultats ont montré que souvent les ailettes poreuses sont avantageuses.

Mots clés : Efficacité, température, ailette pleine, ailette poreuse, comparaison.

Abstract:

In the industrial companies, the heat exchangers are an essential element for the mastery of the energy, and all performances are concentrated on the use of the fins.

In this work, we compare the full fin and porous to insight more economic process because also the situations where they operate are diversified and different, and in this thesis an internal heat is assumed temperature-dependent.

A program written in matlab is used to compare the performances of these fins and often the porous ones are more advantageous in some cases.

Key words: Efficiency, temperature, full fin, porous fin, comparison.

Sommaire

Dédicaces

Remerciements

Résumés

Nomenclature

Liste des figures

Sommaire

Introduction générale ……1

Chapitre I : Transfert thermique par conduction

I.1.Introduction …….....2

I.2.Transfert thermique …….....2

I.2.1.Définition de chaleur……...2

I.2.2.Gradient de température ……....2

I.2.3.Champs de température ……..3

I.3.Transfert de chaleur par conduction ……..…....3

I.3.1.Introduction…….3

I.3.2.Définition du Transfert de chaleur par conduction ……3

I.3.3.Loi de Fourier……..4

I.3.4.Équation générale du bilan de transfert de chaleur par conduction dans un milieu immobile……4

I.3.5. Exemples d'applications…….6

Chapitre II : Le transfert de chaleur par convection et radiation

II. Transfert de chaleur par convection…….....9

II.1.Introduction ……9

II.2.Définition des conductances partielles et globales de transfert par convection…….....9

II.3.Différents types de convection …….10

II.3.2.Convection naturelle…….10

II.3.2.Convection forcée……10

II.3.3.Principe physique…….11

II.3.4.Démarrage de la convection…….....11

II.4.Expression du flux de chaleur en convection……...12

Sommaire

II.5.Résolution du problème……12
II.6.Convection naturelle dans des ailettes …….....12
II.6.1. Ailettes rectangulaires isothermes sur des surfaces verticales……..12
II.6.2..Ailettes rectangulaires isothermes sur des surfaces horizontales …….....13
II.7. La radiation naturelle et la radiation artificielle……...13
II.7.1.La radiation naturelle……13
II.7.2.La radiation artificielle…….13

Chapitre III : Généralités sur les ailettes

III.1.Définition des ailettes…….....15
III.2.Forme des ailettes……16
III.2.1.Différents types d'ailettes……....16
a. Ailettes continues ……..16
b. Ailettes indépenda…….....16
III.2.2. Ailettes continues……..…….17
a. Ailettes planes et lisses…….....17
b. Ailettes corrigées……..….....18
c. Les ailettes persiennes…….18
III.2.3. Ailettes indépendantes …….....18
a. Ailettes transversales …….....19
b. Ailettes longitudinales……...20
III.3.les ailettes dans les échangeurs de chaleur……..20
III.3.1.Ailettes pour échangeurs à plaques…….....21
III.3.2.Echangeurs compacts à plaques ailettes ……..21
III.3.3. Echangeurs à tubes ailettes …….22
III.4.Autres applications…….……..22
III.4.1. Ailettes dans les composants électroniques……22
III.4.2.Résistance à ailettes…….....24
III.5. Thermique de l'ailette…….25
III.6. Choix des ailettes……25
III.7. Les applications …….....25
III.8. Distribution de la température dans l'ailette……..27
III.8.1.Cas ou' l'on considère la convection au bout de l'ailette ….....28
III.8.2.Cas ou' l'on impose la température au bout de l'ailette…….28

Sommaire

III.9. L'efficacité de l'ailette……29
III.10. Rendement d'une surface ailette ……29

Chapitre IV : Ailette poreuse

IV.1.Introduction ……31
IV.2.Analyse……31
IV.3.Loi de Darcy …….....36
IV.4.Caractérisation ……37
IV.5.Transfert thermique par conduction à travers un milieu poreux :…….....37
IV.5.1.Équations gouvernantes :…… …...37
IV.5.2.Équilibre thermique local :……... …..38
IV.6.La convection naturelle interne, dans un milieu poreux saturé :……..38
IV.6.1.Les hypothèses simplificatrices :…….38
IV.6.2.Équations gouvernantes pour la convection naturelle dans des surfaces fermées rectangulaires…….....39
IV.7.Applications et avantages des ailettes poreuses……...40

Chapitre V: Modélisation, Résultats et discussion

V.1.Introduction……..41
V.2.Ailettes poreuses-travaux…….42
V.3. Modèle physique et formulation mathématique.....44
V.4.Résultats……....47

Conclusion générale ……57

Références bibliographiques

Nomenclature

A: Aire en section transversale de l'ailette.

Bi: Numéro Biot.

C_1: Constantes de génération de chaleur interne.

C_p : Capacité thermique spécifique de fluide ($\mathrm{k}g^{-1}\ K^{-1}$)

G_i: Spectrale matrice de coefficient défini dans l'équation.

$\boldsymbol{h}$: Convective coefficient de transfert de chaleur ($m^{-2}\ K$).

h_b : Convective coefficient de transfert thermique à base de la nageoire ($W\ m^{-2}\ K$).

h_i : Lagrange polynômes d'interpolation.

K: Perméabilité de l'ailette poreuse (m^2)

L: Longueur de l'ailette (m).

m: Paramètre du coefficient de transfert de chaleur.

N: Nombre de grilles.

N_{cc} : Paramètre Convectif conducteur.

N_{rc} : Paramètre Radiatif conducteur.

q: Conducteur de flux de chaleur ($W.m^{-1}$).

q^* : Génération de chaleur interne (m^{-3}).

$q_0{}^*$: génération de chaleur interne à température ambiante ($W\ m^{-3}$).

Q: Taux de transfert de chaleur à travers la dimension fin poreuse.

Q_0 : Génération adimensionnelle de chaleur interne à la température ambiante.

Q_{ideal} : Taux de transfert de chaleur à ailettes idéal.

R_1 : Paramètre de débit adimensionnel.

R_2 : Paramètre convective adimensionnel.

R_3 : Paramètre radiatif adimensionnel.

S_h : Paramètre de l'ailette poreuse.

T: Température (K).

T_b : Température à la base (K).

T_∞ : température à fluide ambiant (K).

U: le volume adimensionnel.

v_w : la vitesse de passage du fluide à travers l'ailette poreuse (s^{-1}).

V: fonction définie dans l'équation.

$\tilde{V}$: Fonction définie dans l'équation.

W : Largeur de l'ailette (m).

x: Coordonnées dans la direction x (m).

X: Coordonnée axiale adimensionnelle.

T_F : Température de l'air.

T_0: Température du mur, et donc de l'ailette en x=0.

h : Coefficient d'échange moyen entre l'ailette et l'air.

β_T: Coefficient de dilatation thermique du fluide.

h : Coefficient d'échange convectif .

S : Section de l'ailette.

p : Périmètre de l'ailette.

L: longueur de l'échantillon.

$\overline{T_f}$: Températures par unité de volume.

V : volume élémentaire représentatif.

dS: Vecteur extérieur normal à l'élément de surface du fluide vers le solide,

V : Vecteur vitesse.

U : l'énergie interne par unité de masse

dq et dW_S : sont les débits élémentaires de chaleur et de travail fournis par le milieu extérieur au système.

Symboles grecs:

α: Coefficient d'émissivité de surface.

β: Coefficient de dilatation thermique (K^{-1}).

γ_x : Différences finies facteur de pondération.

δ: Semi-épaisseur de l'ailette poreuse (m).

Δx : Largeur du volume de commande.

η : Efficacité de l'ailette.

Θ : Température adimensionnelle.

Θ_∞ : Température ambiante adimensionnelle.

λ_{eff} : Conductivité thermique efficace ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$).

λ_f : La conductivité thermique du fluide ($m^{-1}\ K^{-1}$).

λ_r : Rapport de conductivité thermique.

λ_s : Conductivité thermique du solide ($W\mathrm{m}^{-1}\ \mathrm{K}^{-1}$).

ρ_f : Densité du fluide ($K\mathrm{g\ m}^{-3}$).

φ : Porosité du milieu poreux.

ψ : Longueur de l'ailette adimensionnelle.

A et B: Sont deux constantes d'intégration qui sont identifiées avec deux conditions aux limites. :

Φ_{cv} : Perte convective entre x et x + dx. .

Φ_{x+dx}: Flux conductif en x + d*x*.

Q_{fs} : C'est le transfert de chaleur de l'interphase par unité de volume qui est le terme source.

Abréviation

e, *w* : Limite est et à l'ouest du volume de commande *P*.

E, *W*: Est et ouest voisins de volume de contrôle *P*.

P : Volume de contrôle.

i **:** Index de nœud de solution Exposant.

$\boldsymbol{Sa}$: Surface d'échange des ailettes.

$\boldsymbol{Sb}$: Surface d'échange des parties de surfaces mères non recouvertes d'ailettes.

s : Propriétés du solide.

f *:* Propriétés du fluide).

Δh : différence des hauteurs piézométriques en amont et en aval de l'échantillon.

Chapitre I

Fig. I.1.Gradient de température……. …3
Fig. I.2.Transfert de chaleur par conduction …….. …..3
Fig. I.3.Transfert de chaleur par conduction dans un milieu immobile……....4
Fig. I.4. Conduction dans une ailette …….. ...6

Chapitre II

Fig. II. Schéma de convection …….9

Chapitre III

Fig. III.1.Ailette……...15
Fig. III.2. Ailettes continues ou indépendantes pour tube……..17
Fig. III.3. Détail d'une ailette persienne……..17
Fig. III.4. Exemple typique d'une surface étendue continu…….17
Fig. III.5. Ailettes indépendantes……....18
Fig. III.6. Ailettes indépendantes……19
Fig. III.7.Ailettes annulaires ou spiralées ……....19
Fig. III.8. Exemple d'une ailette longitudinale……20
Fig. III.9. Exemple d'une ailette longitudinale ……...20
Fig. III.10.Exemples d'échangeurs compacts……..21
a) échangeur à tubes cylindriques, b) échangeur a tubes cylindriques avec des ailettes radiales, c) échangeur a ailettes continues, d) échangeur à plaque ailette, e) échangeur avec des ailettes à pas décalée, f) échangeur avec matrice à triangle croisée.
Fig. III.11 Ailettes pour échangeurs à plaques ……....21
Ailettes lisse avec section de passage triaire (a) ; carrée (b).
(c) ailettes ondulées. (d) ailettes discontinues (à pas décalé).
(e) ailettes avec persiennes. (f) ailettes perforées.
Fig. III.12 Différents composants d'un échangeur à plaques ……....22
Fig. III.13 Représentation des microstructures……23
Fig. III.14 Représentation des microstructures……24
Fig. III.15 le déplacement énergétique d'une section d'ailette……27

Chapitre IV

Fig. IV.1. Exemples de milieux poreux naturels……..32
Fig. IV.2 Schéma de l'ailette poreuse convective……32

Chapitre V

Figure. V.1. transfert de chaleur dans les ailettes…….…….46
Fig. V.1. Distribution de températures de l'ailette pleine .Cas 1 ……47
Cas 2. La Comparaison entre l'ailette pleine et poreuse……48
Cas 3 .La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse ……..49
Cas 4 .La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse ……..49
Cas 5 .La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse ……..50
Cas 6 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse……..51
Cas 7 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse…….…….51
Cas 8 : La distribution de température d'ailette poreuse et pleine avec source de chaleur 52
Cas 9 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse avec source de chaleur…….....52
Cas 9 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse avec source de chaleur…….53
Cas 11 : La distribution de température d'ailette poreuse……....54
Cas 11 : La distribution de température d'ailette poreuse……54
Cas 11 : La distribution de température d'ailette poreuse……55
Cas14:La distribution de température d'ailette pleine et poreuse selon l'air ambiante…...56

Introduction générale

La théorie du transfert de la chaleur est une science qui étudie la façon dont la chaleur se propage d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température.

Les phénomènes du transfert de chaleur sont très importants dans beaucoup de domaines technologiques, comme la conception des appareils thermiques dans l'industrie, le calcul thermique dans les constructions, les industries pétrochimiques, etc. Le transfert de chaleur reste un domaine très vaste et compliqué car dans les processus réels, les trois modes fondamentaux du transfert à savoir, la conduction, la convection et le rayonnement interviennent simultanément.

L'amélioration du transfert de chaleur d'un système avec le milieu extérieur joue un rôle pertinent dans la conception thermique des appareillages, cette amélioration se fait par le biais des ailettes. Le calcul et la conception des ailettes trouvent leurs places un champ très vaste extrêmement variées. On peut citer par exemple, les échangeurs thermiques, le refroidissement des composantes électroniques, etc. **[1]**

L'apparition des ailettes poreuses a permis d'économiser beaucoup de matière et en conséquence, il s'agit de voir dans quelles circonstances, il est possible de remplacer les ailettes pleines par ces ailettes poreuses. Le but de notre travail est donc la comparaison entre l'efficacité d'ailette pleine et l'ailette poreuse avec et sans source de chaleur, et dans des situations variées car les performances ne sont pas toujours évidentes pour les uns ou autres.

On présente d'abord les trois modes de transfert à savoir, la conduction, la convection puis le rayonnement. On pose ensuite les bases du modèle de l'ailette rectangulaire puis celle plus compliquée de l'ailette poreuse. Il est possible d'avoir les distributions des températures analytiquement pour les premières et qui sont largement utilisées mais pour les ailettes poreuses, seul un calcul numérique est possible. On effectue ensuite la comparaison pour différentes situations et les résultats seront discutés. L'accent est aussi mis sur une ailette convective-radiative avec une génération interne de chaleur dépendante de la température.

I.1.Introduction

La théorie du transfert de la chaleur est une science qui étudie la façon dont la chaleur se propage d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température.

Les phénomènes du transfert de chaleur sont très importants dans beaucoup de domaines technologiques, comme la conception des appareils thermiques dans l'industrie, le calcul thermique dans les constructions, les industries pétrochimiques, etc.

Le transfert de chaleur reste un domaine très vaste et compliqué car dans les processus réels, les trois modes fondamentaux du transfert à savoir, la conduction, la convection et le rayonnement interviennent simultanément.

L'amélioration du transfert de chaleur d'un système avec le milieu extérieur joue un rôle pertinent dans la conception thermique des appareillages, cette amélioration se fait par le biais des ailettes.

Le calcul et la conception des ailettes trouvent leurs places un champ très vaste et extrêmement varié. On peut citer par exemple, les échangeurs thermiques, le refroidissement des composantes électroniques, etc. Dans le cas justement des ailettes, la conduction est très présente et il est utile de savoir ce mode de transfert.

I.2.Transfert thermique

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 initiale l'état d'équilibre final.

I.2.1.Définition de chaleur

La chaleur est une forme particulière de l'énergie au niveau des molécules constituant un corps, elle se traduit par un état d'agitation plus ou moins intense selon que le corps se trouve sous une température plus ou moins élevée.

I.2.2.Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température.

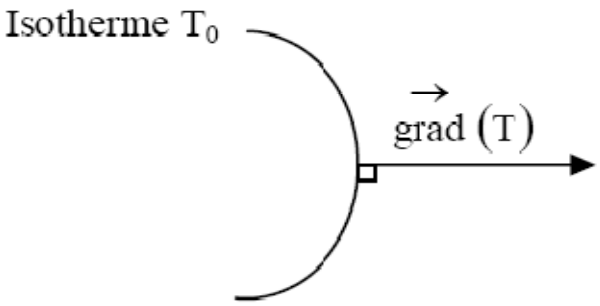


Fig. I.1 Gradient de température.

I.2.3.Champs de température

Un champ des températures est défini mathématiquement par l'équation : T = f (r ; t)

A chaque point p d'un milieu, on peut définir ainsi une température fonction scalaire de la coordonnée du point et du temps.

I.3.Transfert de chaleur par conduction

I.3.1.Introduction

Ce transport de chaleur se produit au sein d'une même phase - au repos ou mobile, mais tranquille (absence de remous) - en présence d'un gradient de température. Le transfert de chaleur résulte d'un transfert d'énergie cinétique d'une molécule à une autre molécule adjacente. Ce mode de transfert est le seul à exister dans un solide opaque. Pour les solides transparents, une partie de l'énergie peut être transmise par rayonnement. Avec les fluides que sont les gaz et les liquides, la convection et le rayonnement peuvent se superposer à la conduction.

I.3.2.Définition de Transfer de chaleur par conduction

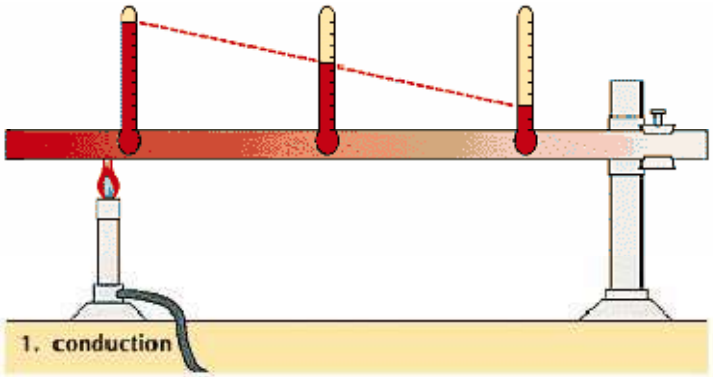


Fig. I.2 .Transfert de chaleur par conduction

Le transfert de la chaleur par conduction est un transport de chaleur dans un milieu immobile ou mobile sans remous turbulent. Ce mode de transport de la chaleur est le seul à exister au sein d'un solide opaque, aussi la conduction concerne essentiellement les solides. Dans les liquides et les gaz 1e transport de la chaleur par conduction est très souvent négligeable devant les deux autres types de transport de la chaleur. **[2]**

I.3.3.Loi de Fourier

Le flux de chaleur (dimension W/m^2) transféré par conduction dans une direction donnée est proportionnel au gradient de température dans cette direction. Cette loi, dite de *Fourier*, est donc telle que la composante sur l'axe Ox du flux est égale à :

$$\varphi_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \qquad \text{(I.1)}$$

est la composante du flux sur l'axe Ox et T la température au point considéré. Dans cette loi, postulée dès 1822 par *Fourier*, le coefficient de proportionnalité est une caractéristique physico-chimique du point matériel désignée sous le nom de conductivité ou conductibilité thermique. Dans le système international, elle s'exprime en W/m.K.

I.3.4.Équation générale du bilan de transfert de chaleur par conduction dans un milieu immobile

Soit un élément matériel de volume élémentaire dx dy dz :

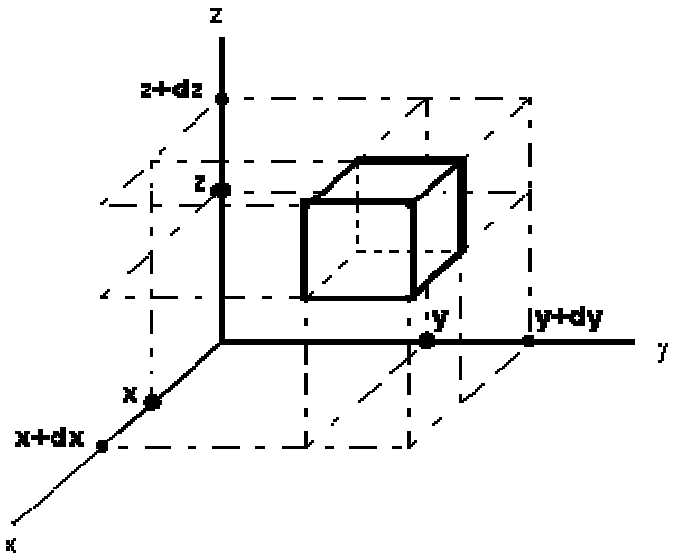


Fig. I.3. Transfert de chaleur par conduction dans un milieu immobile

Nous devons appliquer à ce système élémentaire le bilan d'énergie en régime transitoire.
Le milieu solide étant soumis à des gradients de température, l'énergie interne du point matériel va varier. Le système étant immobile, son énergie cinétique est nulle, et les variations d'énergie potentielle sont négligeables. En fait, on se limite aux variations d'énergie interne et ceci restera valable même dans le cas où le système considéré est ouvert. Dans ces conditions, le bilan énergie s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \cdot U \cdot dx\,dy\,dz\right) = \delta q + \delta W_s \tag{I.3}$$

U est l'énergie interne par unité de masse dq et dW_S sont les débits Élémentaires de chaleur et de travail fournis par le milieu extérieur au système. Le débit élémentaire de travail d'origine mécanique est généralement nul. Le débit de chaleur dq se compose d'une part de la chaleur fournie par le milieu extérieur au système par conduction, soit dq_c, et d'autre part de la chaleur engendrée à l'intérieur du volume élémentaire (effet joule, champ électromagnétique, bombardement électronique, etc.)
Le flux de chaleur par conduction s'écrit, de manière générale, gradT, et q_e est le débit de chaleur engendré par unité de volume

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \tag{I.4}$$

L'équation devient :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \cdot U \cdot dx\,dy\,dz\right) - \lambda \cdot \nabla^2 T \cdot dx\,dy\,dz + q_e \cdot dx\,dy\,dz \tag{I.5}$$

Soit :

$$\rho \cdot C_P \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - \lambda \cdot \nabla^2 T = q_e \tag{I.6}$$

Les grandeurs physico-chimiques l, r, C_P sont supposées être, d'une part indépendantes de la température, et d'autre part, identiques dans tout le volume du solide (milieu à la fois homogène et isotrope).

I.3.5. Exemples d'applications

Problème de l'ailette

a pour fonction d'amplifier les échanges de chaleur entre un *mur plan* et un fluide extérieur. Le transfert entre l'ailette et le mur se fait par conduction, alors que les échanges avec le fluide extérieur ont lieu par convection .Un exemple très contemporain de ce type d'application est le refroidissement des microprocesseurs modernes, dont la tendance à l'échauffement est combattue par un abaissement de la tension de fonctionnement, d'une part, et par des radiateurs à ailettes, d'autre part.

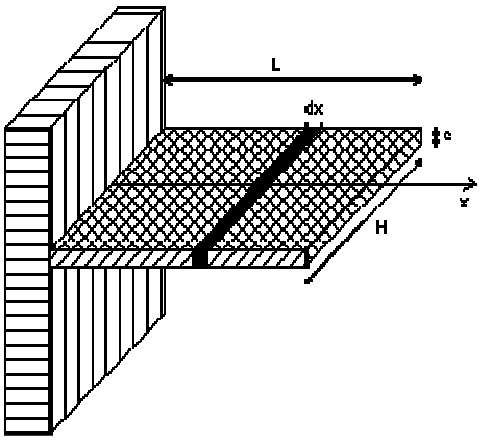
Considérons une ailette d'épaisseur **e**, de longueur **L**, de largeur **H**. L'épaisseur est supposée être petite par rapport à la longueur et la largeur. On néglige toutes les variations de température sur une section droite de l'ailette, et on suppose que **T** est fonction de la seule distance **x** par rapport au mur.

On pose :

T_F température de l'air

T_0 température du mur, et donc de l'ailette en x=0

h coefficient d'échange moyen entre l'ailette et l'air



Considérons le petit volume en forme de parallélépipède de largeur **H**, d'épaisseur **e** et de longueur **dx** :

Il reçoit de la chaleur par *conduction*, du côté du mur, sur une surface **W = H · e.**

Fig. I.4. conduction dans une ailette

Ou :

$$\varphi_{x+dx} = \varphi_x + \frac{\partial \varphi_x}{\partial x} \cdot dx \qquad \text{et} \qquad \varphi_x = -\lambda \cdot \frac{dT_x}{dx}$$

soit :

$$\varphi_x - \varphi_{x+dx} = -\frac{\partial \varphi}{\partial x} \cdot dx \qquad \text{et} \qquad \frac{\partial \varphi}{\partial x} = -\lambda \cdot \frac{d^2 T_x}{dx^2} \qquad \text{(I.7)}$$

Ce qui donne : $$\left[-\left(-\lambda\cdot\frac{d^2T_x}{dx^2}\right)\cdot dx\right]\cdot\Omega - h\cdot P\cdot dx\cdot(T_x - T_F) = 0 \qquad (I.8)$$

$$\frac{\lambda\cdot\Omega}{h\cdot P}\cdot\frac{d^2T}{dx^2} - (T - T_F) = 0 \qquad (I.9)$$

Remarquons que l'expression $\frac{\lambda\cdot\Omega}{h\cdot P}$ a la dimension L^2. Posons :

$$\theta = T - T_F \qquad \frac{\lambda\cdot\Omega}{h\cdot P} = D^2 \qquad \text{et} \qquad X = \frac{x}{D}$$

L'équation (I.7) devient finalement :

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - \theta - 0$$

Notons que q a la dimension d'une température, alors que X est sans dimension.

La solution de l'équation différentielle du second ordre est du type :

= A · ch (X) + B · sh(X)

On détermine A et B à partir des conditions aux limites :

x = 0 donne X = 0 et = T_0 - T_F = $_0$ donc A = $_0$

x = L donne X = L / D et d / dx = 0 (en négligeant la transmission de chaleur en bout d'ailette)

soit : $_0$ · sh (L / D) + B · ch (L / D) = 0

La distribution de température s'écrit alors :

$$\theta = \theta_0\cdot ch\,X - \theta_0\cdot\frac{sh\frac{L}{D}}{ch\frac{L}{D}}\cdot ch\,X = \theta_0\cdot\frac{ch\left(\frac{L}{D} - X\right)}{ch\frac{L}{D}} \qquad (I.10)$$

$$T = T_F + (T_0 - T_F)\cdot\frac{ch\frac{L - x}{D}}{ch\frac{L}{D}}$$

L'écoulement de chaleur à l'intérieur de l'ailette, pour x=0 est donné par :

$$\Phi_0 = -\lambda \cdot \Omega \cdot \left|\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = \lambda \cdot \Omega \cdot \frac{T_0 - T_F}{D} \left|\frac{sh\frac{L-x}{D}}{ch\frac{L}{D}}\right|_{x=0}$$

$$\Phi_0 = \frac{\lambda \cdot \Omega}{D} (T_0 - T_F) \, th\frac{L}{D} \qquad (I.11)$$

Le *rendement* d'une ailette est défini comme étant le rapport entre la chaleur réellement transmise à travers l'ailette et la chaleur qui serait transmise par convection ou rayonnement à partir de la surface de base de la tige, si l'ailette était supprimée.

$$\eta = \frac{\frac{\lambda \cdot \Omega}{D} \cdot (T_0 - T_F) \cdot th\frac{L}{D}}{h \cdot \Omega \cdot (T_0 - T_F)} = \frac{\lambda}{D \cdot h} \cdot th\frac{L}{D} \qquad \text{avec} \qquad \frac{1}{D} = \sqrt{\frac{h \cdot P}{\lambda \cdot \Omega}}$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P \cdot \lambda}{\Omega \cdot h}} \cdot th\left(L \cdot \sqrt{\frac{h \cdot P}{\lambda \cdot \Omega}}\right) \qquad (I.12)$$

Ou encore, en remarquant que (**e** << **H**) : $\frac{P}{\Omega} = \frac{2 \cdot (H+e)}{H \cdot e} \approx \frac{2 \cdot H}{H \cdot e} = \frac{2}{e}$

$$\eta = \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda}{e \cdot h}} \cdot th\left(L \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h}{e \cdot \lambda}}\right) \qquad (I.13)$$

II. Transfert de chaleur par convection

II.1.Introduction

Le transfert de chaleur par convection apparaît entre deux phases dont l'une au moins est mobile, en présence d'une différence de température. Le mouvement des phases peut être provoqué par une dégradation d'énergie mécanique, le transfert de chaleur est dit de *convection forcée*. Le mouvement peut être provoqué par l'existence même du transfert de chaleur par suite de l'apparition dans le milieu d'une différence de masse volumique, le transfert de chaleur est dit de *convection naturelle* ou *libre*. Dans ce qui suit, nous nous limiterons au transfert de chaleur par convection forcée qui est le mode de transfert de chaleur essentiel pour de nombreux appareils industriels de transfert de l'énergie thermique.

II.2.Définition des conductances partielles et globales de transfert par convection

L'écoulement de la phase mobile de faisant généralement à l'intérieur ou à l'extérieur de conduites, dans de nombreux problèmes industriels le transfert de chaleur par convection forcée se fait entre deux phases mobiles séparées par une phase solide.

Imaginons un fluide chaud à la température T_C s'écoulant d'un côté d'une paroi métallique et un fluide froid à la température T_F s'écoulant de l'autre côté de la paroi d'épaisseur x. En régime stationnaire, les distributions de température observées entre le fluide chaud et le fluide froid sont voisines de celles schématisées sur la Fig. II.1

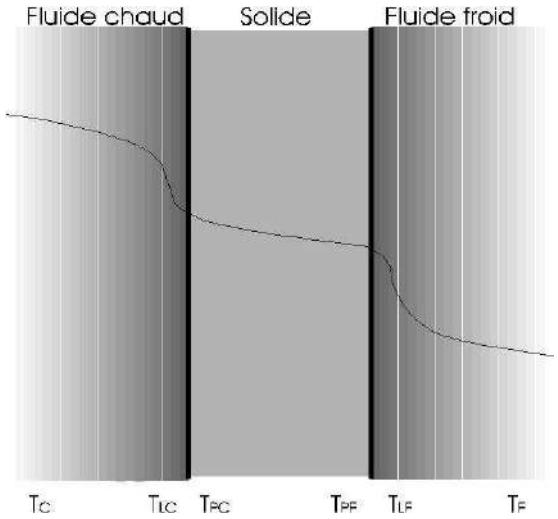


Fig. II.1 Schéma de convection

L’étude des écoulements d’un fluide à l’intérieur ou à l’extérieur d’une conduite montre qu’il est toujours possible de répartir la distribution des vitesses du fluide en deux zones principales :

Une première zone située au voisinage de la paroi. Son épaisseur occupe toute la conduite si l’écoulement est laminaire mais elle décroît très rapidement lorsque l’écoulement devient de plus en plus turbulent. Dans cette première zone, le transport de la chaleur, se fait, comme 1e transport de la matière et de la quantité de mouvement, par diffusion moléculaire.

Une deuxième zone située au delà de la première, et dans laquelle le fluide est animé d’un mouvement tourbillonnant aléatoire entraînant très rapidement une égalisation de la vitesse de la température et des compositions du fluide. **[3]**

II.3.Les différents types de convection

II.3.1Convection naturelle

La convection naturelle est un phénomène de la mécanique des fluides, qui se produit lorsqu'un gradient induit un mouvement dans le fluide. Le gradient peut être de différente nature, telle la température ou la concentration d'un soluté. La masse volumique est en général fonction de la température et un gradient de température implique une différence de masse volumique au sein du fluide. Cette différence de masse volumique implique une différence de la poussée d'Archimède et donc crée un mouvement. De tels déplacements s'appellent des mouvements de convection. Ils sont à l'origine de certains phénomènes océanographiques (courants marins), météorologiques (orages), géologiques (remontées de magma) par exemple.

La convection thermique n'est pas le seul moyen de créer des mouvements verticaux dans des fluides. Ceux-ci vont se stratifier selon leur densité, à température uniforme, par l'effet de la gravité. Cette convection gravitationnelle se déroule comme la convection thermique avec les zones du fluide plus denses descendant et les parties moins denses poussées vers le haut. Cependant, il n'y a pas de variation de températures dans ces échanges. On peut citer la diffusion de la salinité dans une couche iso thermale ou le déplacement du sel vers le bas dans une terre humide.

II.3.2.Convection forcée

La convection forcée est provoquée par une circulation artificielle (pompe, turbine) d'un fluide. Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle. Voici quelques

exemples de convection forcée dans des appareillages : chauffage central avec accélérateur, chauffages électriques avec soufflerie, chauffe-eau solaire et four à convection de cuisinière. Le corps humain a son propre système de convection forcée, la circulation sanguine.

Dans un environnement à microgravité comme dans l'espace, la convection naturelle n'est pas possible puisque la poussée d'Archimède s'exerce par la différence de force gravitationnelle sur des volumes de densités différentes. Ainsi la circulation de la chaleur doit être forcée dans une capsule spatiale. Une flamme aurait également de la difficulté à exister car les gaz de combustion resteraient près de la flamme, la coupant de l'apport d'oxygène. Il faut pour l'entretenir une circulation forcée pour éloigner ces gaz et amener l'oxygène.

II.3.3.Principe physique

Une particule de fluide chauffée à la base devient moins dense du fait de sa dilatation thermique et remonte sous l'action de la poussée d'Archimède. Arrivée au sommet de la couche, le fluide échange sa chaleur, se refroidit et s'alourdit. Il redescend alors et crée un transfert retour de chaleur. La première approche physique a été mise en place par Henri Bénard, avec l'étude de la convection dans une couche de fluide soumise à un gradient de température vertical. Ces expériences sont connues sous le nom de cellules de Bénard.

II.3.4.Démarrage de la convection

Le transfert thermique dans une couche de fluide horizontale s'effectue par la conduction thermique et le mouvement du fluide. Quand on commence à imposer un gradient thermique entre les surfaces de la couche, un gradient de la masse volumique s'installe. Expérimentalement, on observe qu'au bout d'un certain temps, le fluide se met en mouvement spontanément : c'est le démarrage de la convection. Celui-ci est déterminé par un nombre sans dimension appelé nombre de Rayleigh R_a, sans dimension :

$$\mathrm{R_a} = \frac{\text{poussée d'Archimède}}{\text{dissipation}} = \frac{\rho g \alpha \Delta T d^3}{\kappa \eta} \qquad \text{(II.1)}$$

À noter : ces valeurs peuvent être variables dans le fluide et il est important de vérifier que l'on utilise bien des grandeurs caractéristiques.

II.4.Expression du flux de chaleur en convection

Pour un écoulement à température T_∞ autour d'une structure à température de surface uniforme T_S et d'aire A, l'expression du flux de chaleur en convection φ est la suivante :

$$\varphi = hA(T_S - T_\infty) \quad \text{(II.2)}$$

Où

- φ (lettre grecque phi) est en watt (W) ;
- h est le coefficient de transfert thermique en watt par mètre carré et par kelvin ($W/m^2.K$, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).

Pour une convection en air calme, dans des conditions normales de pression et de température, on a typiquement h compris entre 5 et 25 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

II.5.Résolution du problème:

L'analyse dimensionnelle permet de montrer que, en convection forcée, le nombre de Nusselt N_u, permettant de calculer h puis le flux thermique par la formule indiquée ci-dessus, s'exprime en fonction du nombre de Reynolds R_e et du nombre de Prandtl

Le critère de Nusselt

Il représente le rapport d'une dimension géométrique de l'appareil à l'épaisseur de la couche limite dans le modèle à deux zones. Il est tel que :

$$\mathbf{Nu} = \frac{\mathbf{h.D}}{\boldsymbol{\lambda}} \quad \text{(II.3)}$$

II.6. Convection naturelle dans des ailettes

Dans plusieurs applications pratiques, il y a une baisse significative de la température entre la base de l'ailette et son bout, et ceci affecte aussi bien la convection naturelle que le transfert de chaleur.

II.6.1 Ailettes rectangulaires isothermes sur des surfaces verticales

Les ailettes sont souvent utilisées comme dans les radiateurs.

Pour 0.6<Ra<100, Pr=0.71, 0.33<W/S<4 et 42<H/S<10.6 :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Ra}}{\Psi}\left(1 - exp\left(-\Psi\left(\frac{0.5}{Ra}\right)^{\frac{3}{4}}\right)\right) \quad \text{(II.4)}$$

Ou'

$$\Psi = \frac{24\left(1-0.483e^{\frac{0.17}{a^*}}\right)}{\left(\left(1+\frac{a^*}{2}\right)\left(1+\left(1-e^{-0.83a^*}\right)\left(9.14\sqrt{a^* e^{\bar{s}}}-0.61\right)\right)\right)^3} \qquad \text{(II.5)}$$

II.6.2. Ailettes rectangulaires isothermes sur des surfaces horizontales

Comme montré ces ailettes ont été l'objet d'expériences pour une largeur donnée de l'ailette, W=0.254m, ont effectué des corrélations pour $2X10^2 < \boldsymbol{Ra}\ 6X10^5$, Pr=0.71, $0.026 \leq \frac{H}{W} \leq 019\ et\ 0.016 \leq \frac{S}{W} \leq 0.20$:

$$Nu = \left(\left(\frac{Ra}{1500}\right)^m + (0.081\ Ra^{0.39})^m\right)^{1/m} \qquad m = -2$$

$$\boldsymbol{r} = \frac{2WS}{2W+S}.\alpha^* = \boldsymbol{S/W} \qquad \text{Nu} = \frac{q''S}{(T_{W-T_\infty})k} \qquad \text{(II.6)}$$

$$\boldsymbol{Nu} = \frac{q''r}{(T_{W-T_\infty})k}$$

$$Ra = \frac{g\,\beta(T_{W-T_\infty})\,r^3}{v\alpha} \qquad \boldsymbol{Ra} = \frac{g\,\beta(T_{W-T_\infty})\,S^3}{v\alpha} \qquad \textbf{[4]} \qquad \text{(II.7)}$$

II.7. La radiation naturelle et la radiation artificielle

La radiation est l'exposition d'un être vivant, d'un objet ou de toute matière à des rayonnements radioactifs. La radiation est un phénomène physique naturel qui peut être reproduit par l'homme dans les centrales nucléaires notamment.

La radiation peut être naturelle ou artificielle. La radiation naturelle est celle qui résulte du rayonnement cosmique qui bombarde la terre tous les jours et la radiation tellurique qui provient de la terre.

II.7.1.La radiation naturelle

Pour faire simple, la radiation naturelle provient des rayons du soleil et des rayonnements émis par certaines roches. La terre et les hommes reçoivent cette radiation naturelle tous les jours et depuis toujours sans risques pour leur santé.

II.7.2.La radiation artificielle

L'autre radiation est la radiation artificielle reçue dans le cadre d'examens ou de traitements médicaux. Cette radiation est contrôlée pour ne pas être dangereuse pour la santé de l'homme. Le second type de radiation artificielle est celle qui résulte d'accidents

comme celui de Fukushima. Il peut y avoir radiation lorsque les rayonnements radioactifs sont libérés dans la nature suite à un accident ou une mauvaise manipulation de l'homme. La radiation accidentelle peut être dangereuse pour la santé de l'homme. Les risques pour la santé sont liés à la quantité de rayonnements reçus et par la durée de l'exposition.
Pour plus d'informations, consultez l'article sur les symptômes de l'irradiation ou celui sur l'échelle des radiations. **[5]**

III.1.Définition des ailettes

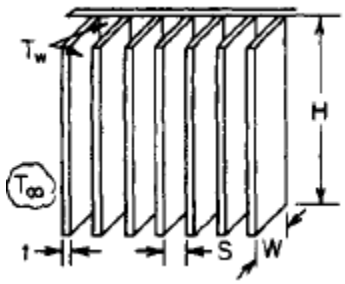


Fig. III.1 Ailette

L'ailette est un appendice généralement en métal raccordé au dispositif que l'on désire refroidir efficacement. L'idée est d'augmenter la surface d'échange par ce moyen C'est un moyen d'intensification des échanges thermiques.

Les ailettes garnissent les radiateurs d'appartement, des voitures, sur le micro processeurs, Sur certaines installations on met une plaque recouverte d'ailettes, ce qui augmente donc la surface, mais de plus on place un petit ventilateur, ce qui augmente le facteur d'échange.

La loi de FOURIER entraîne que plus une surface d'extraction de la chaleur est grande plus la quantité de chaleur qui passe par cette surface et qui est dissipée dans le milieu ambiant est grande. Par conséquent la difficulté d'obtenir de grandes surfaces d'échange sous des volumes compacts liée à celle de créer de grands coefficients de convection pour les gaz (en particulier pour l'air fluide mauvais convecteur) a conduit les constructeurs d'échangeurs thermique à augmenter les surfaces d'échange au moyen d'ailettes étant donné qu'il est le plus pratique et le plus répandu**.**

Les ailettes ou surfaces secondaires accroissent la surface d'échange globale ou le coefficient global d'échange thermique si l'on se réfère à la surface initiale ou surface primaire Ce fait est utilisé souvent pour résoudre des problèmes de refroidissement des moteurs à combustion interne. Les ailettes s'appliquent sur un vaste domaine qui implique presque toutes les industries, puisqu'elles participent à l'échange de l'énergie. Elles constituent le matériel dominant de 90 % des échangeurs intéressant l'industrie mondial du chauffage, du conditionnement d'air et de froid.

Un des développements les plus récents est la batterie froide à eau glacée Cet équipement est le composant central des systèmes de climatisation classique de type centrale de traitement d'air, et de ventilo-convecteurs. La batterie froide est un échangeur de chaleur entre deux fluides, l'air (fluide secondaire) et généralement l'eau (fluide primaire).

Dans les tubes qui sont perpendiculaires à l'écoulement du fluide secondaire (air). Afin d'équilibrer les résistances thermiques côté air et côté eau, on augmente la surface d'échange côté air à l'aide d'ailettes. Une visualisation de la batterie, montre qu'il est inconcevable de se passer de ces ailettes sans que l'équipement perde la totalité de son rôle.

Dans un autre axe, on utilise souvent les grilles. C'est une bouche d'air comprenant de multiples passages pour l'air. Les plus simples comportent des ailettes fixes, mais les types les plus utilisés comportent des ailettes réglables, verticales ou horizontales permettant une certaine souplesse pour le réglage de la déflexion du jet. D'autres modèles comportent à la fois des ailettes verticales et horizontales (double déflexion)

Cette énumération brève des multiples applications des ailettes montre l'intérêt croissant quant à la détermination des paramètres régissant le transfert thermique ainsi que l'optimisation de ces dispositions. Notons aussi, l'apparition de plusieurs moyens d'intensification d'échange thermique, mais l'ailette reste la plus utilisée et la plus pratique. **[7]**

III.2.Forme des ailettes

Les formes des ailettes sont tellement variées qu'il est important de les citer. WEBB, BERGLES ET JUNKHAN identifient 329 formes d'ailettes brevetées aux U. S. A. Dans, l'auteur note qu'il existe plus de 180 profils et géométrie d'ailette en Aluminium dans le monde. La recherche de nouvelles formes est en développement continu. On distingue classiquement les formes :

- Rectangulaire,
- Triangulaire,
- Parabolique,
- Hyperbolique,

Qui constituent les géométries de base. Elles sont des modèles d'études du point de vue géométrique, et elles sont considérées comme référence en termes de performance. De nouveaux modèles physiques dans la catégorie des échangeurs à plaques sont apparus ces dernières années avec un impact considérable du point de vue pouvoir d'échange. **[8]**

III.2.1.Différents types d'ailettes

Les différents types d'ailettes sont regroupés dans deux grandes parties :

a. Ailettes continues

b. ailettes indépendantes

Les ailettes continues sont souvent utilisées dans les échangeurs de chaleur employés dans l'habitat, tandis que les échangeurs de chaleur industriels ont plutôt des ailettes Indépendantes.

Dans chacune de ces parties, on distingue plusieurs catégories d'ailettes entrant dans la conception des échangeurs de chaleur industriels

III.2.1.a. Ailettes continues

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes, de forme généralement rectangulaire.

Elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes.

Un collet fixe l'écartement entre les ailettes, elles peuvent être planes ou ondulées.

L'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les trois principaux types d'ailettes sont les ailettes planes et lisses, les ailettes corrigées (ondulées) et les ailettes persiennes voir fig. III.2.

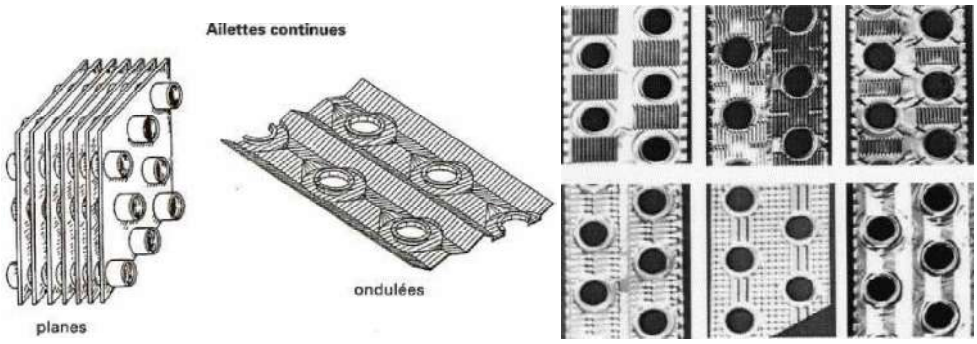


Fig. III.2 Ailettes continues ou indépendantes pour tube.

Fig. III.3 Détail d'une ailette persienne.

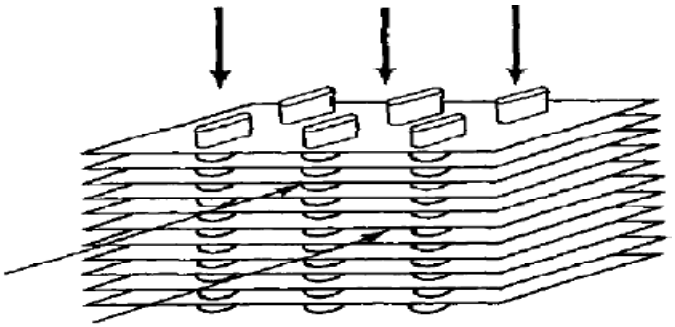


Fig. III.4 Exemple typique d'une surface étendue continu

a. Les ailettes planes et lisses

Constituent les géométries les plus couramment utilisées grâce à leur simplicité. Leur pas d'ailette est généralement compris entre 1 et 8.7 mm, les tubes qui les traversent ont des diamètres variant entre 6 et 13 mm. Les vitesses d'écoulement d'air sont comprises, pour la majeure partie des échangeurs, entre 0 et 16.3 m/s.

b. Les ailettes corrigées

sont caractérisées par des ondulations régulières qui permettent une augmentation significative du coefficient d'échange de chaleur. Ces ailettes sont, de nos jours, couramment utilisées et font l'objet de nombreuses publications sur l'évaluation expérimentale de leurs performances thermo aérauliques. Cependant, elles accroissent les pertes de charge

c. Les ailettes persiennes

ont des géométries très complexes mais permettent un gain bien plus significatif sur le coefficient d'échange. Elles sont cependant pénalisantes en termes de perte de charge et sont sujettes à l'encrassement. Il n'existe que très peu de travaux publiés sur les ailettes persiennes malgré leur large utilisation, notamment dans les radiateurs automobiles du fait de leur complexité

III.2.1.b. Ailettes indépendantes

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent Etre pleines ou segmentées

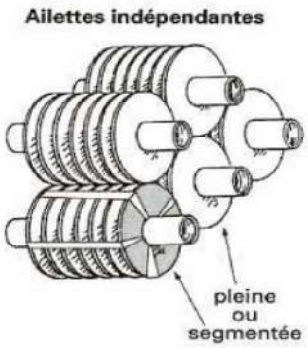


Fig. III.5 Ailettes indépendantes.

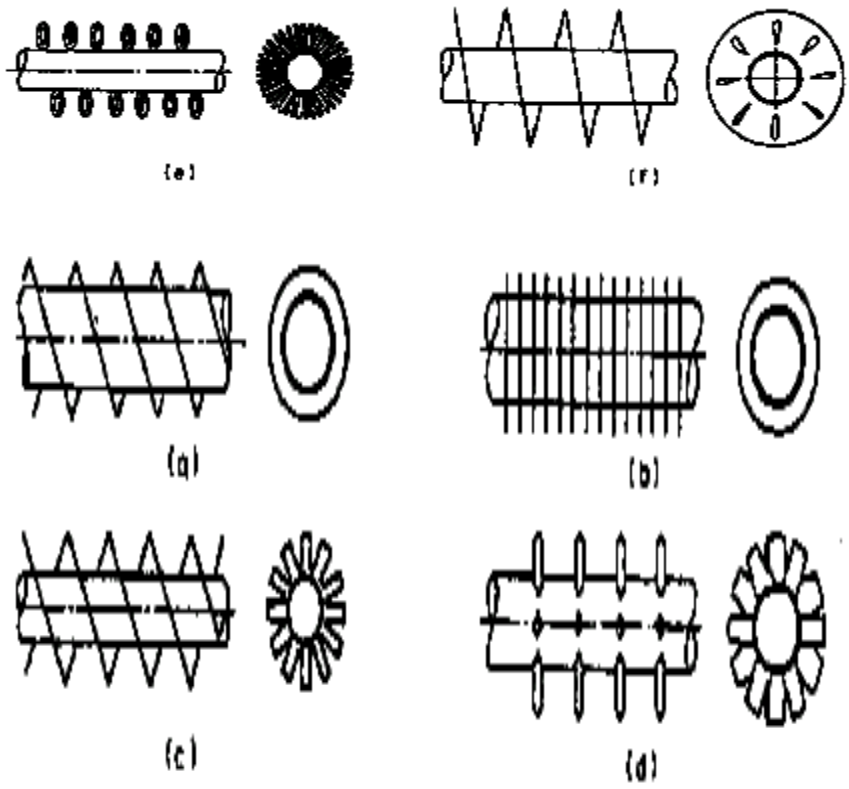


Fig. III.6 Ailettes indépendantes. [9]

Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

a. Ailettes transversales

Ailettes transversale peuvent être constituées de différents types :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines.

- ailette hélicoïdale (spiralée), pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée

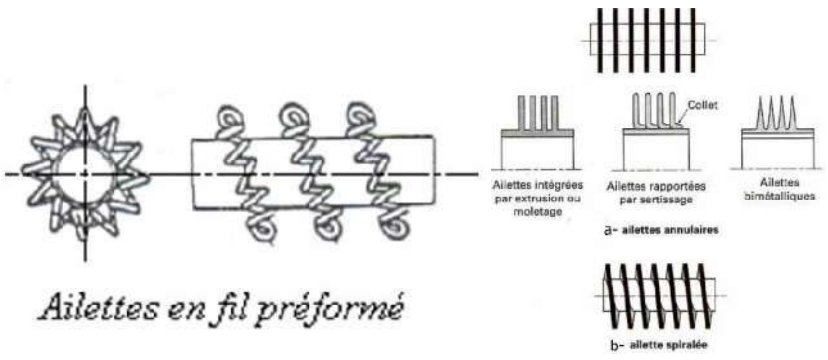


Fig. III.7 Ailettes annulaires ou spiralées.

b. Ailettes longitudinales

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles Sont quelque fois localement torsadées.

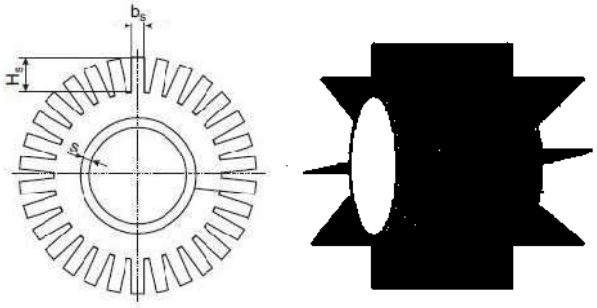


Fig. III.8 Exemple d'une ailette longitudinale

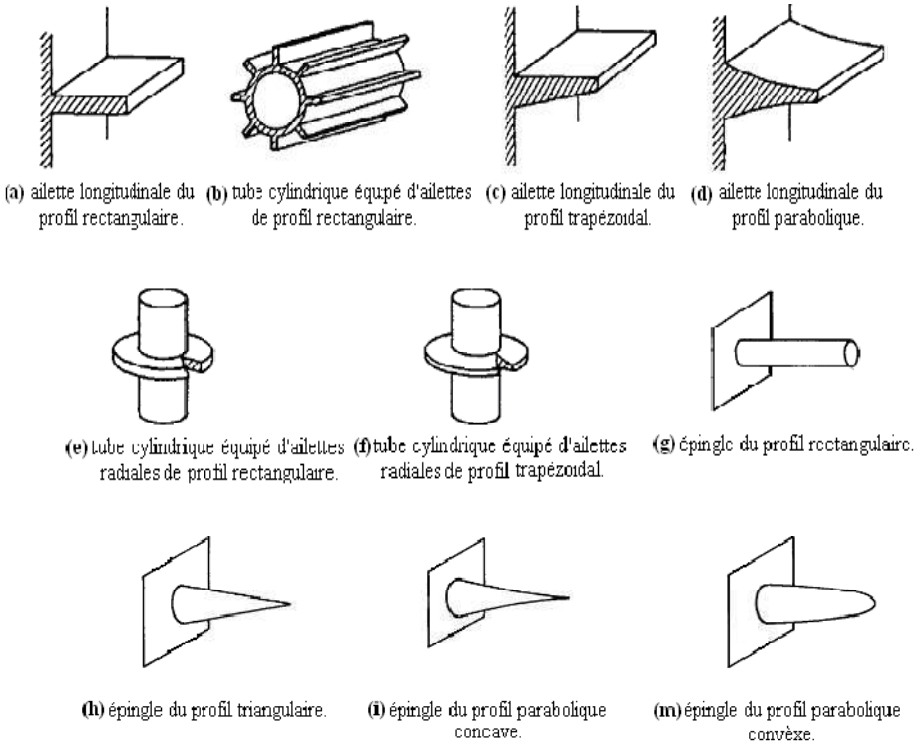


Fig. III.9 Exemple d'une ailette longitudinal [10]

III.3.les ailettes dans les échangeurs de chaleur

L'industrie de chauffage et du froid nécessite pour la grande majorité de ses applications, des éléments d'échange thermique; les échangeurs de chaleur sont des équipements qui permettent d'assurer la transition d'énergie par différents moyens et par un contact direct ou sans contact

III.3.1.Les ailettes pour échangeurs à plaques

Un certain nombre de nouveaux développements avancés ont été apportés dans des échangeurs à plaques ailettes composés du métal, de céramique et du papier. Une revue étendue sur les échangeurs en céramique a été présentée par MC DONALD

Des exemples des ailettes métalliques généralement utilisées sont montrés sur **la figure III.11**

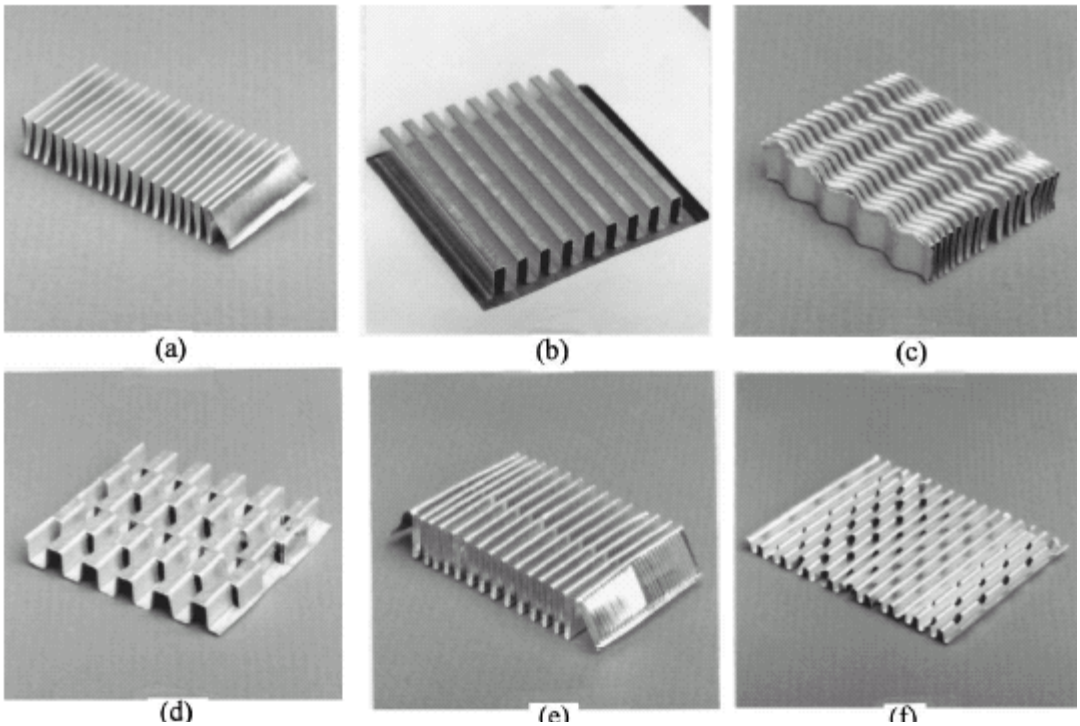


Fig. III.11 Ailettes pour échangeurs à plaques
Ailettes lisse avec section de passage triangulaire (a) ; carrée (b).
(c) ailettes ondulées. (d) ailettes discontinues (à pas décalé).
(e) ailettes avec persiennes. (f) ailettes perforées. [11]

III.3.2.Echangeurs compacts à plaques ailettes

Une gamme complète des ailettes a été développée pour les échangeurs, chaque échangeur est construit par une couche d'empilement d'ailettes ondulées séparées par des feuilles.

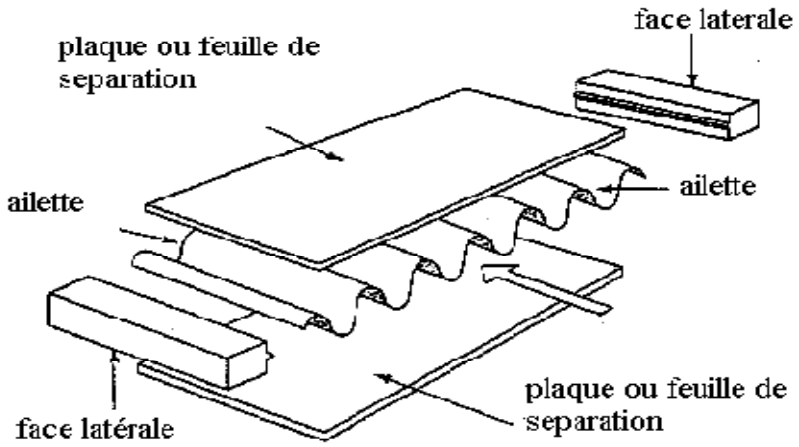


Fig.III.2. Différents composants d'un échangeur à plaques.

III.3.3. Echangeurs à tubes ailettes

Dans ce type d'échangeurs les ailettes peuvent être continues ou indépendantes,

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

III.4. Autres applications

III.4.1.Les ailettes dans les composants électroniques

La fiabilité et l'espérance de vie d'un composant électronique sont directement liées à son régime thermique. Les pannes sont souvent dues à une température excessive (entre 85°C et 125°C maxi) et aux variations de température dans celui-ci (stress et fatigue thermique). C'est pour cette raison que des ailettes sont utilisées pour la dissipation rapide de la chaleur afin de maintenir le composant dans une température admissible, éviter la panne et assurer la longévité de celui-ci. En effet, on ne peut directement connaître la cartographie thermique directement par thermographie d'un processeur (Intel, IBM, AMD) car il a été démontré à bon escient qu'un processeur actuel utilisé sans radiateur signifie sa destruction en quelque instant.

Le concept des micro-canaux n'est pas nouveau puisqu'il a été introduit vers 1980 par les chercheurs TUCKERMAN et PEASE. Pour démontrer le potentiel de refroidissement de ces structures, ils ont fabriqué un échangeur de 1 x 1cm² en Silicium, composé de canaux et d'ailettes de 0.05mm de largeur pour une hauteur de 0.3mm, soit 50 canaux en tout. En

utilisant de l'eau comme fluide caloporteur, cet échangeur était capable de dissiper 790 W/cm² (8 fois plus que les processeurs classiques

Beaucoup d'études théoriques, expérimentales et de simulations numériques ont été menées pour essayer de définir des méthodes d'optimisation des designs suivant l'application à laquelle ils sont destinés (nombre de canaux, largeur, hauteur, débit, pertes de charges, résistance thermique globale, trajet de l'écoulement, etc.). Ils ont alors montré qu'on pouvait réduire la taille des échangeurs à de très petites échelles en ayant le même niveau de performances, et même bien supérieures, que les systèmes classiques.

La dissipation des processeurs dernière génération est d'environ 100W/cm². Celle des diodes laser à haute puissance ou des gros transistors atteint facilement 500W/cm² et les nouvelles générations d'appareils à rayonnement X vont atteindre 2000W/cm². Pour que ces appareils fonctionnent correctement et ne soient pas détruits par la chaleur qu'ils génèrent, il est impératif d'évacuer la puissance thermique très efficacement pour maintenir une température de fonctionnement inférieure à 100°C généralement. Cela nécessite des systèmes de refroidissement adaptés à ces flux de chaleur très intenses, ce que les microstructures seront en mesure d'apporter, puisqu'elles vont créer un environnement très favorable au transfert de la puissance vers le fluide.

Les échangeurs à micro-canaux /microstructures constituent donc une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques issues de petites surfaces vers un fluide caloporteur. L'échangeur est couramment fabriqué dans un matériau à haute conductivité thermique comme l'Aluminium, le Cuivre ou le Silicium dans lequel on vient creuser des canaux, et même en carbone

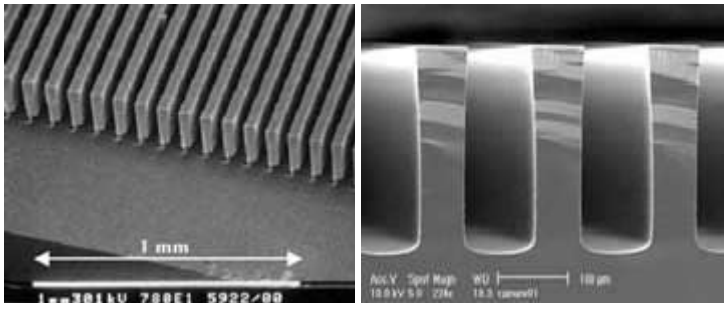


Fig. III.13 Représentation des microstructures

Ces canaux sont réalisés par micro-usinage et autres techniques complexes de micro-fabrication tel que l'ablation laser, le plasma, l'épitaxie, la gravure chimique, l'érosion, le dépôt de vapeur, etc.…ont des dimensions de passage qui varient de 1mm à 0.001mm dans

lesquels circulera un fluide chargé d'évacuer la puissance absorbée vers un radiateur ou un condenseur. Ces échangeurs combinent à la fois une énorme surface d'échange par rapport à leurs dimensions générales (ratio surface/volume important), un très grand coefficient d'échange convectif, un faible encombrement, une faible masse et enfin un faible besoin en débit (de quelques ml/min à 1 l/min en général). Toutes ses caractéristiques attrayantes les rendent donc tout à fait adaptés pour être intégrés facilement et refroidir efficacement les processeurs

Notons que si on raisonne par canaux, il est équivalent à penser en termes d'ailettes.

Plus en diminue la largeur des canaux, plus la surface offerte au fluide augmente rapidement, le coefficient d'échange s'élève car il est inversement proportionnel au diamètre du canal mais d'autre part, on augmente les pertes de charges associées. Il y'a donc un compromis.

III.4.2.Résistance à ailettes

Ces résistances sont destinées à réaliser du chauffage d'enceintes ou de courants gazeux en convection naturelle ou forcée. Leur technologie permet de concevoir des batteries compactes supportant les hautes températures ou les ambiances légèrement corrosives,

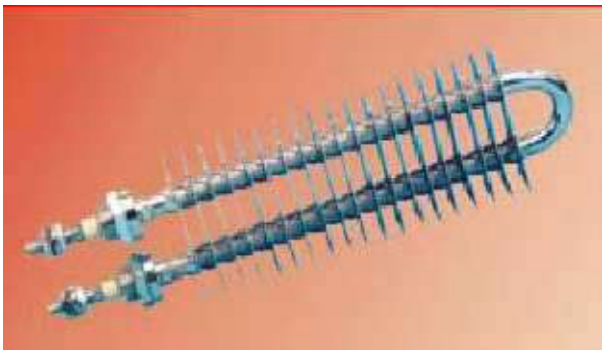


Fig. III.14 Représentation des microstructures

Ces résistances sont constituées d'un tube de diamètre de 8mm en inox équipé d'ailettes 25 x 50 mm^2 en inox par exemple.

La présence d'ailettes augmente la surface ainsi que le coefficient d'échange. Cette technologie permet donc d'améliorer la densité de puissance par unité de volume afin de concevoir des batteries de chauffe compactes. Le tube chauffant et les ailettes en inox supportent sans dégradation des températures de surface jusqu'à 650°C. Là aussi, le

nombre de Biot de validité des modèles classiques n'est pas respecté et c'est la raison pour laquelle, un modèle différent doit être proposé.

III.5.Thermique de l'ailette

L'étude du transfert thermique extérieur prolongé dans la plupart des cas comporte deux facteurs qui peuvent commodément être séparés. Un facteur considère seulement le mouvement de la chaleur dans le matériau par la conduction. L'autre facteur considère la façon dont le matériau échange la chaleur dans le milieu environnant, qui comporte habituellement la convection et le rayonnement indépendamment ou simultanément. De ce fait, le thermique de l'ailette est à priori un problème de conduction où l'on intègre la convection par ces faces par l'intermédiaire des coefficients d'échange supposés connus.

III.6.Choix des ailettes

Les ailettes sont utilisées lorsqu'il faut extraire une densité de flux importante dans un encombrement réduit, exemples : radiateur d'automobile, carter de moteur refroidi par air, évaporateur de climatiseur,…

D'une façon générale, l'usage des ailettes est :

- peu utile pour les liquides car h est grand,
- utile dans le cas des gaz car h est faible.

Des ailettes étroites et rapprochées sont meilleures que des ailettes plus grandes et espacées mais on est limité par les pertes de charges (elles augmentent si l'on diminue trop l'écartement des ailettes). L'ailette est d'autant plus performante que sa conductivité thermique λ est élevée. Le choix des ailettes est alors un compromis entre le coût, l'encombrement, les pertes de charge et le transfert de chaleur.

III.7.Les applications

Sont diverses, ont peut trouver des ailettes dans la réfrigération, les Processus cryogénique, dans le matériel électrique et électronique, dans les fours et les turbines à gaz, dans les chaudières et les dissipateurs de chaleur.

On peut les voir sur les radiateurs, le radiateur de voiture, une casserole et son manche

Sont en fait deux ailettes, sur les microprocesseurs qui est une application très contemporaine (on met une plaque recouverte d'ailettes sur certains microprocesseurs

Combattue par un abaissement de la tension de fonctionnement d'une part et par des

Radiateurs à ailettes d'autre part).

Les échangeurs de chaleur à ailettes font partie des applications les plus courantes,

La nous illustre un type d'échangeur de chaleur utilisé en cryogénie, il est constitué d'un assemblage d'ailettes intercalées entre des tôles planes. Les ailettes (ondes) disposées au contact des tôles constituent une surface secondaire d'échange permettant l'écoulement de la chaleur chaude vers le fluide froid à travers la structure composite

Les ailettes qui sont liées aux tôles planes par brasage, servent à contenir les efforts de Pression existant aux seins des fluides.

C'est ainsi que les ailettes jouent un double role essentiel dans ce type d'échangeur:

1-elles permettent l'échange de chaleur fluide chaud/structure puis structure vers un ou plusieurs autres fluides froids.

2-elles assurent la stabilité mécanique d'un assemblage soumis à des pressions de service pouvant atteindre 110 bars et plus.

La caractéristique essentielle des échangeurs à plaques et ondes et d'offrir une surface d'échange totale (primaire+secondaire) très élevée dans un faible volume (jusqu'à2000 m^2Par m^3).

Le type d'ailettes influence fortement la performance de l'échangeur de chaleur.

Les ailettes peuvent être en boutes ou fixées par pression.

Les ailettes sont faites en général en aluminium, cuivre, acier, acier inoxydable.

Nous la montre quelques exemples typiques de surfaces compactes d'échangeurs de chaleur à ailettes. Sur une automobile, on utilise des ailerons afin d'améliorer l'aérodynamisme d'une automobile. En Formule 1, des ailettes, placées à des endroits stratégiques, sont chargés de dévier une partie du flux d'air circulant autour de la carrosserie afin d'améliorer l'aérodynamisme et l'adhérence.

Sur certains avions, les ailettes verticales (en bout d'ailes permettent d'amoindrir le tourbillon marginal et de diminuer ainsi la traînée induite.

Dans un moteur à réaction, les ailettes servent à orienter le flux d'air de manière à obtenir la poussée maximum avec le meilleur rendement

Lorsqu'elle participe au transfert thermique, l'ailette a pour fonction d'amplifier les échanges de chaleur entre un élément plan et un fluide extérieur. Le transfert entre l'ailette et le "radiateur" se fait par conduction, alors que les échanges avec le fluide extérieur ont lieu par convection. On peut citer deux exemples:

Dans les microprocesseurs performants, l'élévation de la température de fonctionnement est combattue par un radiateur à ailettes et un ventilateur,

Dans les radiateurs des automobiles, on utilise d es ailettes métalliques pour augmenter la surface de contact thermique des tubes des radiateurs afin d'améliorer les échanges thermiques.**[13]**

III.8.Distribution de la température dans l'ailette

La distribution de la température dans l'ailette n'est pas constante cela est due à la résistance au transfert thermique dans le matériau d'ailette

Les détails de calcul sont complètement complexes. Les résultats dépendent d'un certain nombre de paramètres incluant la géométrie de l'ailette (forme, hauteur, et épaisseur) le matériau de l'ailette, et la température de fluide extérieur et aussi le coefficient du transfert thermique.

Il est nécessaire de faire plusieurs suppositions; par exemple, la plupart des analyses supposent une température constante du fluide extérieur et un coefficient de transfert constant sur tous les points de la surface de l'ailette. En réalité le phénomène du transfert thermique

Pour des ailettes de section uniforme, on effectue le changement de variable

$\theta = T - T_f$, l'équation différentielle qui permet de résoudre le problème de l'ailette de Section uniforme A, et de périmètre P s'écrit :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \qquad \text{(II.1)}$$

Ou $m^2 = \frac{hp}{KA}$ appelé périmètre de l'ailette.

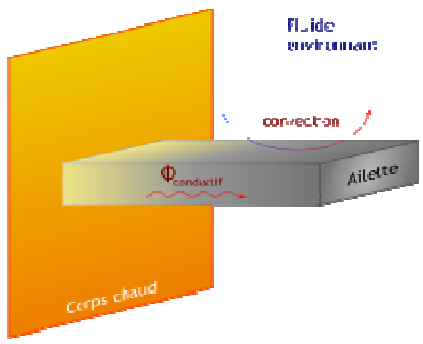


Fig. III.15 Le déplacement énergétique d'une section d'ailette

La base de l'ailette à la température du mur T_P.la solution dépend en définitive de

La condition à la limite imposée au bout de l'ailette de longueur L.

θ_bC'est la température adimensionnelle à la base de l'ailette (paroi). **[12]**

III.8.1.Cas ou' l'on considère la convection au bout de l'ailette

La distribution de température s'écrit :

$$\frac{\Theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cosh\ m(L-x)+\frac{h}{mk}\sinh\ m(L-x)}{\cosh\ mL\frac{h}{mk}\sinh\ mL} \qquad \text{(II.2)}$$

Le flux de chaleur est :$q = \sqrt{hPkA}\,\Theta_b \frac{\mathbf{sinmL+\frac{h}{mk}cosh\ mL}}{\mathbf{cosh\ mL+\frac{h}{mk}sinh\ mL}}$ (II.4)

III.8.2.Cas ou' l'on impose la température au bout de l'ailette

La distribution de température s'écrit :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\sin\ hmL(L-x)+\frac{\theta_L}{\theta_b}\sinh\ mx}{\sinh\ mL} \qquad \text{(II.4)}$$

Le flux de chaleur est :

$$\boldsymbol{q} = \sqrt{hPkA}\ \theta_b \frac{\cosh\ mL-\frac{\theta_L}{\theta_b}}{\sin h\ mL} \qquad \text{(II.5)}$$

III.8.3.Cas ou' l'on considère le bout de l'ailette adiabatique

La distribution de température s'écrit :

$$\frac{\Theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cosh\ m(L-x)}{\cosh\ mL} \qquad \text{(II.6)}$$

Le flux de chaleur est :

$$\boldsymbol{q} = \sqrt{hpkA}\ \theta_b \tanh\ \boldsymbol{m}L \qquad \text{(II.7)}$$

III.8.4.Cas limite d'une ailette infinie

La distribution de température s'écrit :

$$\frac{\Theta(x)}{\theta_b} = e^{-mx} \qquad (37)$$

Le flux de chaleur est :

$$\boldsymbol{q} = \sqrt{hpkA}\ \theta_b$$

(II.8)

III.9.L'efficacité de l'ailette

On définit l'efficacité d'une ailette comme le rapport du flux quelle échange sur le flux qu'elle échangerait si sa température était uniforme.

$$\eta = \frac{\text{q transmise dans l'ailette}}{\text{q idéale}} \qquad \text{(II.9)}$$

$\boldsymbol{q}$idéale c'est la quantité de chaleur qui serait transmise par convection ou rayonnement à partir de la surface de base de la tige si l'ailette était supprimée.

$$q_{\text{i}} = A_a \mathbf{h}\ \theta_b \qquad \text{(II.10)}$$

Ou'q_i est le flux de chaleur ideal,A_a surface totale de l'ailette et θ_b=T_b-T_∞

Si on prend le cas du transfert thermique négligeable à la pointe (sommet adiabatique),

On aura :

$$\eta = \frac{th\ mL}{mL} \qquad \text{(II.11)}$$

On observe que lorsque la longueur de l'ailette croit, le rendement diminue, des ailettes démesurément longues accroissent inutilement le poids et encombrent, sans améliorer significativement les échanges de chaleur.

$\boldsymbol{q}$total = $\boldsymbol{q}$ ailettes + $\boldsymbol{q}$ sans ailettes

$$= \eta\ A_{\text{a}} \boldsymbol{h}\ \theta_b + (S_t - A_a)\ h\ \theta_b \qquad \text{(II.12)}$$

A_aSurface des ailettes

S_tEst la surface totale sujette au transfert thermique, comprenant les surfaces contenant les ailettes et celles contenant pas les ailettes. **[14]**

III.10. Rendement d'une surface ailette

Le rendement d'une surface ailette est défini comme le rapport du flux échangé sur toute la surface, sur le flux qui aurait été échangé si la totalité de la surface était à la température T_b (La température de la base)

$$\eta = \frac{\text{q total}}{\text{h}\ S_t(T_{b-\text{T}_\infty})} \qquad \text{(II.13)}$$

Le rendement d'une surface ailette est finalement :

$$\eta_a = \frac{1 + \eta_a(\frac{\text{Sa}}{\text{Sb}})}{1 + (\frac{\text{Sa}}{\text{Sb}})} \qquad (44)$$

$\boldsymbol{Sa}$: surface d'échange des ailettes

$\boldsymbol{Sb}$: surface d'échange des parties de surfaces mères non recouvertes d'ailettes.

η_a: Efficacité d'une ailette

IV.1.Introduction

On désigne communément par milieu poreux un solide de forme compliquée délimitant et englobant des vides appelés pores. Ces vides peuvent communiquer entre eux et contenir une ou plusieurs phases fluides pouvant s'écouler et, éventuellement, échanger entre elles et/ou avec le solide de la matière et/ou de l'énergie. La partie solide, encore appelée matrice, peut être déformable mais doit avoir une certaine cohésion, ce qui exclut de notre définition les lits fluidisées constitués de particules solides tenues en suspension sous l'effet d'un écoulement du fluide interstitiel.

On trouve de nombreux exemples de milieux poreux dans la vie courante : Textiles, cuirs, papiers, tissus, matériaux de construction, isolants, sols, filtres, etc., en constituant autant d'illustrations.

D'une très grande variété, aussi bien de structure (forme et taille des grains et des pores de la matrice) que de nature (propriétés physico-chimiques des matériaux constitutifs) ou d'échelles spatiales (plusieurs dizaines de kilomètres cubes de gisements d'hydrocarbures et les nappes d'eau souterraines, à quelques millimètres cubes pour certains types de membranes filtrantes) les milieux poreux occupent une large place et jouent un rôle important dans de nombreux secteurs industriels et phénomènes naturels. En se limitant à quelques exemples typiques, on peut notamment citer : le génie pétrolier, le génie chimique, et l'électrochimie, l'hydrogéologie, le génie thermique, le génie civil, la médecine, la biochimie…

Les phénomènes qui se déroulent dans les milieux poreux dépendent, en général, d'un certain nombre de propriétés dont : les propriétés de stockage des fluides (soit sous forme adsorbée sur le solide, soit remplissant les pores), les propriétés de transfert (masse, quantité de mouvement, énergie) et enfin les propriétés mécaniques. Comme pour tous les systèmes hétérogènes poly phasiques, ces propriétés sont évidemment fonction de la morphologie de la matrice et des phénomènes qui se développent et interagissent dans les différentes phases, ce qui rend le champ d'étude des transferts thermique et massique en milieux poreux particulièrement vaste.

IV.2.Analyse

Considérons l'ailette montrée dans la Fig. IV.2 qui représente la plus simple géométrie. La section transversale est constante. Étant poreuse, l'ailette permet au fluide de s'infiltrer à travers elle.

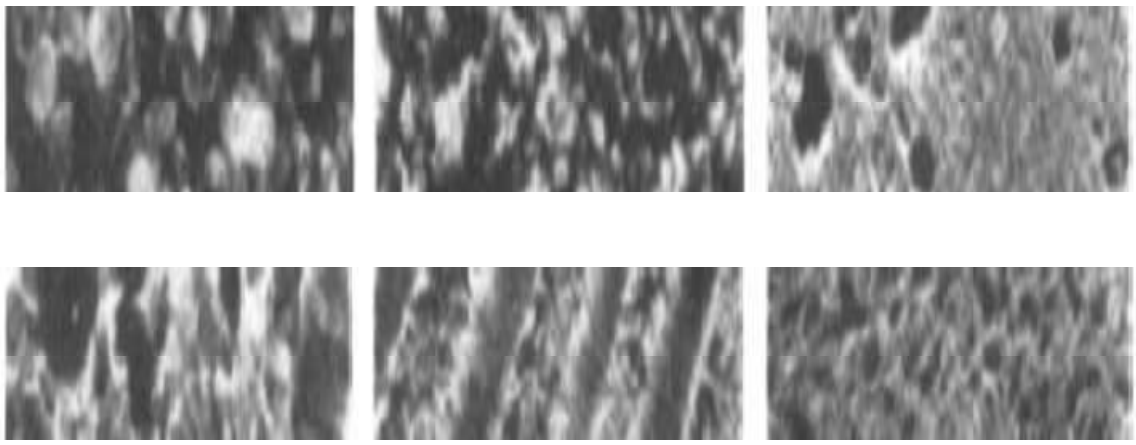


Fig. IV.1. Exemples de milieux poreux naturels [15]

: Les hypothèses simplificatrices sont

1- Le milieu poreux est homogène, isotrope, est saturé d'un fluide monophasique.
2- Le fluide et la matrice du solide ont tous les deux des propriétés physiques constantes.
3- Les échanges de surfaces apparentes sont négligés.
4- La matrice du solide et le fluide sont à l'équilibre thermique local.
5- La température à l'intérieur de l'ailette est seulement fonction de x.
6- Aucune variation de température à travers l'épaisseur de l'ailette.
7- L'interaction entre le milieu poreux et le fluide net est simulé par la formulation de Darcy.

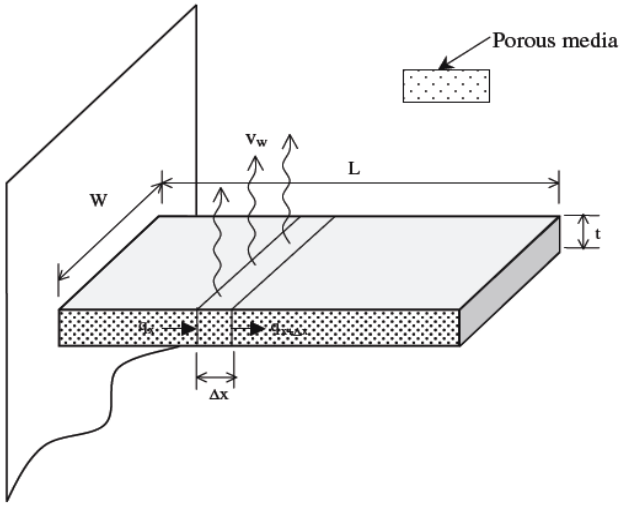


Fig. IV.2 Schéma de l'ailette poreuse convective.

Appliquons une balance énergétique pour le segment de l'ailette d'épaisseur Δx

$$\mathbf{q(x) - q(x + \Delta x) = \dot{m} c_p (T(x) - T\infty)} \qquad \text{(IV.1)}$$

Le dernier terme de l'équation ci-dessus représente le flux de chaleur perdu au fluide passant par le milieu poreux. Ce fluide est induit par la force d'Archimède crée, due à la différence de température entre l'ailette et l'environnement. On doit noter que l'équation (IV.3) suppose que le fluide entre dans l'ailette à T∞ et la quitte à T(x). Ceci exige que l'épaisseur du fluide soit infinie, et donc cette hypothèse pourrait être irréaliste.

Le flux de transfert de chaleur obtenue de l'équation (IV.1) pourrait représenter le flux maximum pour une ailette poreuse. En conclusion, l'analyse des ailettes pleines conventionnelles utilise beaucoup d'hypothèses incertaines (kakac et Yener,), les analyses donne toujours de bons résultats pour beaucoup de cas pratiques.

Le débit massique du fluide passant à travers le milieu poreux peut être écrit comme :

$$\dot{m} = \rho v_w \Delta x W \qquad \text{(IV. 2)}$$

w la largeur de l'ailette

v_w la vitesse du fluide passant à travers l'ailette.

L'écoulement dans le milieu poreux sera considéré par rapport à la valeur de v_w. En se référant à l'hypothèse (7), le modèle de Darcy donne :

$$v_W(x) = \frac{K}{\mu}\frac{\partial P}{\partial y}$$

Mais ici on a la force d'Archimède, donc ;

$$\mathbf{v_W(x) = \frac{K}{\mu}\rho g\beta(T(x) - T\infty)} \qquad \text{(IV.3)}$$

Car $\mathbf{\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}} = g\beta(T(x) - T\infty)$ (loi d'Archimède)

D'où ;

$$\boldsymbol{v_w(x)} = \frac{gK\beta}{\nu}(T(x) - T\infty)$$

La substitution des équations (IV.1) dans l'équation (IV.2), donne :

$$\frac{\mathbf{q(x)-q(x+\Delta x)}}{\mathbf{\Delta x}} = \frac{\mathbf{\rho c_p g K \beta W}}{\boldsymbol{\nu}} (\mathbf{T(x) - T_\infty})^2 \qquad \text{(IV. 4)}$$

$\Delta x \longrightarrow 0$, L'équation (IV.4) devient :

$$\frac{\mathbf{dq}}{\mathbf{dx}} = \frac{\mathbf{\rho c_p g K \beta W}}{\boldsymbol{\nu}} (\mathbf{T(x) - T_\infty})^2 \qquad \text{(IV. 5)}$$

La loi de fourier de conduction, nous donne :

$$\mathbf{q} = -\mathbf{k_{eff}} \mathbf{A} \frac{\mathbf{dT}}{\mathbf{dx}} \qquad \text{(IV. 6)}$$

Où A c'est la surface de la section verticale de l'ailette. (A=w. t) et,

k_{eff} la conductivité thermique effective de l'ailette poreuse donnée par :

$\mathbf{k_{eff} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s}$

(s : propriétés du solide, f : propriétés du fluide)

La substitution de l'équation (IV.6) dans l'équation (IV.5) nous donne :

$$\frac{\mathbf{d^2T}}{\mathbf{dx^2}} - \frac{\mathbf{\rho c_p\, K \beta}}{\mathbf{t\, \nu\, k_{eff}}} (\mathbf{T(x) - T\infty})^{\mathbf{2}} = \mathbf{0} \qquad \text{(IV. 7)}$$

En introduisant la fonction de température adimensionnelle

$$\boldsymbol{\theta} = \frac{\mathbf{T(x) - T_\infty}}{\mathbf{Tb - T_\infty}}$$

Dans l'équation (IV.7), on aura :

$$\frac{\mathbf{d^2\theta}}{\mathbf{dx^2}} - \frac{\mathbf{S_H}}{\mathbf{L^2}} \boldsymbol{\theta}^2 = \mathbf{0} \qquad \text{(IV. 8)}$$

La constante $S_H = \frac{\text{Ra Da } (\frac{L}{t})^2}{\text{Kr}}$ regroupe tous les paramètres géométriques et d'écoulement qui peuvent influencer la solution du problème en un seul paramètre. Les nombres qui constituent ce groupement sont donnés en nomenclature.

L'équation (IV.8) représente une équation différentielle non linéaire du second ordre, pour la résoudre, deux conditions aux limites sont nécessaires. Une condition aux limites commune à tous les cas considérés ici, la température à la base de l'ailette est T_b, alors,

$$\boldsymbol{\theta(0) = 1}$$

La deuxième condition aux limites dépend de la condition au bout de l'ailette.

On considère dans cette étude les cas suivants :

(1) Ailette infiniment longue

(2) Une ailette de longueur finie avec bout isolé

(3) Longueur finie avec le coefficient de convection connue au bout.

Le flux de transfert de chaleur dissipée par l'ailette poreuse peut être calculé :

$$\mathbf{q'_p = \frac{-k_{eff}\theta_b}{\frac{L}{t}}\left(\frac{d\theta}{dX}\right)_{X=0}} \qquad \text{(IV. 9)}$$

Où q'_p c'est le flux de chaleur par unité de largeur

Les cas considérés sont :

- **Cas 1** : l'ailette infiniment longue

Dans ce cas, l'ailette est très longue telle que sa température au bout est égale essentiellement à la température du fluide environnant. La seconde condition aux limites peut être alors écrite comme :

$$\boldsymbol{\theta(x \to \infty) = 0} \qquad \text{(IV.10)}$$

L'équation (IV.8) ainsi que les conditions aux limites données par les équations (IV.9) et (IV.10) sont résolues pour plusieurs valeurs de S_H.

Cas 2 *:* Ailette de longueur finie avec bout isolé.

Le second cas considère l'ailette ayant une longueur finie mais son bout est isolé. Dans ce cas, la seconde condition aux limites à x=L doit être

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=L} = 0 \qquad \text{(IV.11)}$$

Si on introduit la coordonnée axiale adimensionnelle X= x / L à l'équation (IV.8) ; elle devient :

$$\boldsymbol{\frac{d^2\theta}{dX^2} - S_H\,\theta^2 = 0} \qquad \text{(IV. 12)}$$

Et la deuxième condition aux limites devient :

$$\left(\frac{d\theta}{dX}\right)_{X=1} = 0 \qquad \text{(IV. 13)}$$

L'équation (IV.12) ainsi que les conditions aux limites données par les équations (IV.9) et (IV.10) sont résolues pour ce cas.

- ***Cas 3*** : Ailette de longueur finie avec le coefficient de convection connu au bout

L'hypothèse du bout isolé du cas antérieur est remplacée par la condition

$$-\mathbf{k_f}\,\mathbf{A}\,\frac{\mathbf{dT}}{\mathbf{dx}}|(\mathbf{x}=\mathbf{L})=\mathbf{h}\,\mathbf{A}(\mathbf{T}(\mathbf{L})-\mathbf{T}_\infty) \qquad (IV.14)$$

En l'écrivant en termes de paramètres adimensionnels ceci donne :

$$\left(\frac{\mathbf{d\theta}}{\mathbf{dX}}\right)_{(\mathbf{X=1})}-\mathbf{Nu}\;\boldsymbol{\theta}(\mathbf{1})=\mathbf{0} \qquad (IV.15)$$

L'équation (IV.12) ainsi que les conditions aux limites données par les équations (IV.9) et (3.15) sont résolus pour ce cas.

Dans le but de faire une comparaison entre le flux de chaleur d'une ailette poreuse et celui d'une ailette conventionnelle, le rapport des flux des deux ailettes est donné par

$$\frac{\mathbf{q_p}}{\mathbf{q_s}}=\frac{-\mathbf{k_{eff}}\,\mathbf{A}\left(\frac{\mathbf{dT}}{\mathbf{dx}}\right)_{\mathbf{x=0}}}{\mathbf{h}\,\mathbf{A_s}(\mathbf{T_b}-\mathbf{T}_\infty)} \qquad (IV.16)$$

Où le dénominateur représente le maximum flux de chaleur possible obtenu en utilisant une ailette conventionnelle (pleine). En écrivant l'équation ci dessus en termes de température et de distance axiales adimensionnelles, on aura :

$$\frac{\mathbf{q_p}}{\mathbf{q_s}}=-\frac{\mathbf{A_b}\,\mathbf{k_{eff}}}{\mathbf{A_s}\,\mathbf{h}\,\mathbf{L}}\left(\frac{\mathbf{d\theta}}{\mathbf{dX}}\right)_{\mathbf{X=0}} \qquad (IV.17)$$

IV.3. Loi de Darcy

La loi expérimentale La loi expérimentale de Darcy établie par Henry Darcy mesure le débit du fluide qui peut (par gravité et par capillarité) s'écouler à travers un échantillon de milieu poreux, de section A et de longueur L.

Elle décrit le phénomène physique qui est : plus la couche d'eau est importante, plus celle-ci percole dans le milieu vers le bas.

Elle s'exprime par la formule suivante :

$$\mathrm{Q} = KA\,x = \frac{\Delta \mathrm{h}}{\mathrm{L}} \qquad (IV.18)$$

On peut aussi écrire :

$$\boldsymbol{Q} = \boldsymbol{KA}\;\frac{\Delta \mathrm{P}}{\rho\,\mathrm{g}\,\mathrm{L}} \qquad (IV.19)$$

Avec $\frac{\Delta h}{L}$ le gradient hydraulique, où Δh est la différence des hauteurs piézométriques en amont et en aval de l'échantillon, L est la longueur de l'échantillon. **[16]**

La conductivité hydraulique K est un coefficient dépendant des propriétés du milieu poreux où l'écoulement a lieu (granulométrie, forme des grains, répartition et forme des pores, porosité inter granulaire).

[Granulométrie : c'est l'étude de la distribution statique des tailles d'une population d'éléments finis de matière naturelle ou fractionnée]

$$\boldsymbol{K} = \frac{k\rho g}{\mu}$$

Cette loi est valable pour des nombres de Reynolds faibles, sous des conditions stationnaires. En effet, dans ce cas les gradients de pression sont proportionnels aux vitesses d'écoulement pour chacun des pores du milieu (en application de la loi de Poiseuille).

Cette caractéristique demeure lorsqu'on considère un volume relativement large par rapport à la taille des pores, et que l'on considère la moyenne des vitesses d'écoulement et des gradients de pression de tous les pores du dit volume, ce qui peut décrire la loi de darcy. **[17]**

En généralisant à trois dimensions, la loi de Darcy s'écrit :

$$\boldsymbol{\nabla}\vec{P} = \boldsymbol{\mu}\vec{u} + \boldsymbol{\rho}\,\vec{g} \qquad \text{(IV.20)}$$

Où u est la vitesse moyenne d'écoulement du fluide

$\boldsymbol{\nabla}$P est le gradient de pression aux extrémités du système que l'on considère.

IV.4. Caractérisation

Les phénomènes qui se déroulent dans les milieux poreux dépendent de la géométrie de la matrice, celle-ci est donc caractérisée par un certain nombre de grandeurs moyennes, géométriques ou statistiques**. [18]**

$$= \frac{m_s}{V_s + V_V} \qquad \text{(IV.21)}$$

IV.5.Transfert thermique par conduction à travers un milieu poreux

IV.5.1.Équations gouvernantes

Les équations d'énergie microscopiques pour les phases fluide et solide sous la condition de non écoulement (fluide considéré en non mouvement) sont

$$\rho_f C_{pf} x \frac{\partial T_f}{\partial t} = \nabla.(k_f \nabla T_f) \quad \text{(IV.21)}$$

$$\rho_S C_{pS} \frac{\partial T_S}{\partial t} = \nabla.(k_S \nabla T_S) \quad \text{(IV.22)}$$

Avec les conditions aux limites à l'interface solide-fluide

$T_f = T_S$ à A_{fs}

$n_{fs}.k_f \nabla T_f = n_{fs}.k_s \nabla T_s$ à A_{fs}

Si le processus volumétrique moyen est appliqué aux équations (1.70), les équations moyennes s'écrivent

$$\rho_f C_{pf} x = \frac{\partial(\bar{\varepsilon}\overline{T_f})}{\partial t} = \bar{\nabla}.\left(k_f\, \bar{\nabla}(\bar{\varepsilon}\overline{T_f})\right) + \bar{\nabla}.\left(\frac{k_f}{V} \iint_{A_{fs}} T_f\, dS\right) + Q_{fs} \quad \text{(IV.23)}$$

$$\rho_s C_{ps} x \frac{\partial((1-\bar{\varepsilon})\overline{T_s})}{\partial t} = \bar{\nabla}.\left(k_s \bar{\nabla}\left((1-\bar{\varepsilon})\overline{T_f}\right)\right) - \overline{\nabla}.\left(\frac{k_s}{V} \iint_{A_{fs}} T_s dS\right) - Q_{fs} \quad \text{(IV.24)}$$

Où $\overline{T_f}$ et $\overline{T_s}$ sont les températures par unité de volume, $\bar{\varepsilon}$ est la porosité, V est le volume élémentaire représentatif, dS est le vecteur extérieur normal à l'élément de surface du fluide vers le solide, i.e. $dS = n_{fs}\, ds$ où s est la surface de l'interphase, et Q_{fs} c'est le transfert de chaleur de l'interphase par unité de volume qui est le terme source.

IV.5.2.Équilibre thermique local

$\overline{T_f} = \overline{T_s} = \overline{T}$

Avec cette hypothèse et en supposant que la porosité est constante, les équations et peuvent être sommées pour donner :

$$(\rho C_p)_m \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = \bar{\nabla}.(k_m \bar{T}) + \bar{\nabla}.\left(\frac{(k_f - k_s)}{V} \iint_{A_{fs}} T dS\right) \quad \text{(IV.25)}$$

Ou'

$$(\rho C_p)_m = \varepsilon \rho_f C_{pf} + (1-\varepsilon)\rho_s C_{ps} \quad \text{(IV.26)}$$

Et

$$k_m = \bar{\varepsilon} k_f + (1-\bar{\varepsilon}) k_s \quad \text{(IV.27)}$$

Sont la capacité thermique moyenne et la conductivité moyenne respectivement, par unité de volume.

IV.6.La convection naturelle interne, dans un milieu poreux saturé

IV.6.1.Les hypothèses simplificatrices

On considère que

1. Le milieu poreux est isotrope, homogène et que la matrice du solide est faite de sphères uniformes. La déformation de la matrice du solide due à la température ou à la pression peut être négligée.

2. Les propriétés thermo physiques sont constantes, excepté la densité qui est décrite en utilisant l'approximation de Boussinesq.

3. Le modèle de Darcy est employé pour décrire l'écoulement.

4. La différence entre la température de la matrice solide et de la phase fluide est négligée et le milieu est considéré continu avec une seule équation d'énergie décrivant la température moyenne $T = T_s = T_f$.

5. Le rayonnement dans le milieu poreux est négligé.

IV.6.2 Équations gouvernantes pour la convection naturelle dans des surfaces fermées rectangulaires

Avec ces hypothèses les équations gouvernantes moyennes par unité de volume sont donnée par Wong and Zhang [24] comme :

$$\left(\rho C_p\right)^* . \frac{\partial T}{\partial t} = k^* \nabla^2 \boldsymbol{T} - \left(\rho C_p\right)_f \boldsymbol{\nabla} . (VT) \qquad \text{(IV.28)}$$

La conductivité thermique effective du milieu, le produit effectif de la densité et la chaleur spécifique ($\boldsymbol{\rho}$Cp)* sont données par

$$k^* = \bar{\varepsilon} k_f + (1 - \bar{\varepsilon}) k_s$$

$$\rho_s = \rho_0 \left(1 - \beta_T \, (\mathrm{T} - T_0)\right)$$

$$\left(\rho C_p\right)^* = \bar{\varepsilon} \left(\rho C_p\right)_f + (1 - \bar{\varepsilon}) \left(\rho C_p\right)_s \qquad \text{(IV.29)}$$

Où V est le vecteur vitesse, β_T est le coefficient de dilation thermique du fluide. **[19]**

IV.7.Applications et avantages des ailettes poreuses

Notre mémoire a pour objet l'étude des ailettes poreuses. Cette nouvelle configuration est apparue récemment et a montré une utilisation performante. On peut prendre un exemple sur une invention faites par des chercheurs Coréens en Novembre 2000[20], et qui consiste en un type d'échangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes poreuses faites d'une mousse métallique, ce métal peut être de l'Aluminium ou du cuivre.

L'échangeur de chaleur à tubes plats employant de telles ailettes poreuses est d'une excellente possibilité de transfert de chaleur, comparant à un type courant d'échangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes conventionnelles.

Ainsi les étapes de production sont plus simples et de ce fait ces échangeurs de chaleur réalisent une excellente rigidité structurale.

V.1.Introduction

Ailettes sont généralement utilisés comme une technique de dissipation de la chaleur pour améliorer le transfert de chaleur entre la surface chaude et l'environnement **[21].** Ils ne sont pas limités aux applications de génie thermique traditionnels, tels que la climatisation, la réfrigération et interne des moteurs à combustion. Ils sont aussi un très bon espoir dans le refroidissement des systèmes de l'électronique et de dissipation thermique des véhicules spatiaux **[22].** En utilisant des ailettes poreuses cela constitue un moyen pour augmenter la dissipation de la chaleur dans un volume constant d'équipements **[22].**
Au début de 2001, Kiwan et Al-Nimr **[22]** ont adopté le code éléments finis FIDAP 7.06a pour enquêter sur l'ailette poreuse pour améliorer le transfert à partir d'une surface donnée de chaleur. Les performances thermiques de l'ailette poreuse a également été évaluée et comparée à celle de l'ailette solide classique.
Kiwan **[23]** a utilisé la méthode de Runge-Kutta du quatrième ordre pour résoudre la nageoire poreuse dans l'environnement de la convection naturelle.
Kiwan et Zeitoun **[24]** ont développé le modèle des volumes finis pour prédire la performance thermique des ailettes poreuses monté autour du cylindre interne de l'anneau entre deux cylindres concentriques. Ils n'ont constaté que le taux poreux fin amélioré de transfert thermique de 75% par rapport à la nageoire solide traditionnelle.
Kundu et Bhanjia **[25]** ont numériquement étudié la performance thermique et les dimensions optimales de fin poreuse rectangulaire par une méthode de décomposition de domaine (ADM).
Kundu et al. **[26]** ont également utilisé le SMA pour résoudre le transfert de chaleur à ailettes poreuses dans divers profils. Ils ont conclu que le taux de transfert de chaleur à travers l'ailette poreuse a été significativement augmenté pour chaque ailette géométrique par rapport à l'ailette solide.
Au cours des cinq dernières années, d'autres méthodes numériques, telles que la méthode de transformation différentielle (DTM) **[27]**, la méthode des moindres carrés (LSM) **[28-30]**, et la méthode homotopie de perturbation (HPM) [**31-33]**, ont été introduits pour résoudre le transfert fin poreux non linéaire de chaleur exposée dans un environnement convectif.
Dans le cas d'une température élevée, la dissipation du rayonnement de la surface à ailettes joue un rôle critique. L'émissivité d'une surface réelle est pas constante, mais varie plutôt de température **[34]**.

Kiwan **[35]** a développé un modèle simple pour analyser l'effet des pertes de rayonnement sur le transfert d'une ailette poreuse fixée à une surface verticale isothermique de chaleur. Gorla et Bakier **[36]** ont utilisé le quatrième ordre de la méthode Runge-Kutta (RKM) pour étudier la convection naturelle et le rayonnement dans le profil fin rectangulaire. Leurs résultats ont montré que le rayonnement transfére plus de chaleur qu'un modèle similaire sans rayonnement.

Das **[37]** a étendu la RKM pour analyser le couplage de l'ailette conductrice, convective et le transfert de chaleur par rayonnement dans le cas cylindrique et poreuse.

Bhanja et al. **[38]** ont employé un modèle de SMA pour déterminer la répartition de la température, l'efficacité de l'ailette et les paramètres de conception optimaux pour la chaleur perdue par l'ailette par convection et rayonnement simultanée.

Hatami et Ganji **[39]** ont étudié le comportement thermique.

V.2.Ailettes poreuses-travaux

Ailettes poreuses longitudinales convectifs-radiative avec génération de chaleur interne et à section variable profils dépendant de la température ont été analysés par LSM.

Maradi et al. **[40]** a adopté le DTM pour évaluer la performance thermique de la convective-radiatif fin poreuse de profil triangulaire avec la température conductivité thermique dépendante.

Récemment, Atoui et al. **[41]** ont utilisé deux méthodes d'analyse, à savoir le LSM et la méthode de Co-implantation, pour analyser la répartition des températures dans l'ailette semi-sphérique avec une génération de chaleur dépendant de la température et de la conductivité thermique. Il est bien connu que le taux de transfert de chaleur à ailettes diminue avec l'augmentation de la longueur de la nageoire; et par conséquent, la totalité de la surface à ailettes peut ne pas être aussi utilisée. Ainsi, de nombreux concepteurs de nageoire ont effectué des efforts continus pour rechercher la forme optimale de la nageoire qui sera maximale du taux de transfert de chaleur pour une ailette déterminée ou minimiser le volume fin pour un taux de transfert de chaleur donnée.

Jany et Bejian **[42]** ont utilisé la généralisation de l'argument de Schmidt pour enquêter sur les formes optimales pour des ailettes droites avec conductivité dépendant de la température.

Copiello et Fabbri **[43]** ont étudié l'optimisation des taux de transfert de chaleur des ailettes ondulées refroidis par un écoulement laminaire dans des conditions de convection forcée et d'un point de vue multi-objectif.

Arslanturk **[44]** a développé des équations de corrélation simple pour optimiser les ailettes annulaires à section.

Sharkawi et Zubair **[45]** ont trouvé une épaisseur optimisée pour le taux de transfert maximum de chaleur dans les ailettes entièrement humides ou partiellement mouillés considérés avec le transfert de chaleur et de masse.

Kundu et al. **[46-48]** ont obtenu la conception optimale des ailettes avec des profils différents, comme la réduction de l'étape en coupe profil de section, le profil en forme de T, profil trapézoïdal, etc.

En outre, Kundu et al. **[26]** ont obtenu les performances et la conception optimale des ailettes poreuses convective avec divers profils.

Aziz et Beers-Green **[49]** ont étudié la conception optimale d'une ailette rectangulaire longitudinale fixée à une paroi chauffée par convection d'épaisseur finie. Récemment, Mosayebidorcheh **[50]** a déterminé les dimensions optimales des ailettes longitudinales radiatives convective- avec propriétés fonction de la température et différentes formes de section. Le taux de transfert de chaleur, l'efficacité et l'efficacité de la conception optimale fin sont également obtenus pour ce problème.
Différent des méthodes mentionnées ci-dessus, la méthode de collocation spectrale (SCM) est une méthode numérique d'ordre élevé qui est basé sur polynômes d'interpolation de Lagrange et points de collocation spectrale **[51]**. Il peut fournir une convergence exponentielle et une haute précision de quelques points relatifs de la grille **[52]**. Par exemple, pour un transfert de chaleur dimensionnelle, le CSM peut atteindre dix chiffres de précision avec 16 points de collocation alors que la méthode différence finie obtiendrait trois chiffres de précision **[53]**. Par ailleurs, la mise en œuvre mathématique du CSM est relativement facile. En raison de la haute précision et simplicité mathématique, SCM a été prise comme un outil efficace dans la science et de l'ingénierie des calculs, tels que la dynamique des fluides computationnelle **[54]**, magnéto hydrodynamisme **[55]**, et le transfert de chaleur par rayonnement thermique [**56]**. Récemment, Sun et al. **[57,58]** ont utilisé la SCM pour analyser le transfert solide de chaleur à ailettes radiatif-convectif.

Dans ce qui suit, le modèle physique et les formulations mathématiques de convectives radiatives ailettes poreuses sont présentés. En outre, la température adimensionnelle est également discutée pour différentes valeurs de paramètres adimensionnels.

V.3. Modèle physique et formulation mathématique

Les modèles physiques et mathématiques

La présente étude porte sur un profil fin poreux rectangulaire avec dépendante génération de chaleur interne de la température et des propriétés. Les dimensions de cette ailette poreuse prennent la longueur L, la largeur W et l'épaisseur 2d. La nature poreuse permet l'écoulement de l'infiltration à travers la nageoire. La surface à ailettes chaude perd de la chaleur à la fois par convection et rayonnement. Radiation jouerait un rôle plus remarquable si la convection forcée est faible ou absente ou lorsque seul le rayonnement se produit.

Les hypothèses suivantes sont faites pour obtenir les équations du problème prescrit:

(1) Le milieu poreux est isotrope, homogène et saturé de fluide monophasique.

(2) La surface de l'ailette poreuse est grise et diffuse.

(3) la formulation de Darcy est utilisé pour simuler l'interaction entre le milieu poreux et le fluide.

(4) Le nombre de Biot transversal est supposé être très faible, et la variation de température dans la direction transversale est négligée **[59].** Ainsi, la conduction thermique est supposée se produire dans la direction longitudinale.

(5) le transfert de chaleur radiatif entre la dérive et la pointe est négligé.

(6) coefficient de transfert de chaleur convective, émissivité de la surface des ailettes et la génération de chaleur interne sont supposés être les fonctions de la température et peut être définie comme suit:

$$\boldsymbol{h} = \mathrm{h_b}\left(\frac{\mathrm{T}-\mathrm{T}_\infty}{\mathrm{T_b}-\mathrm{T}_\infty}\right)^{\mathrm{m}} \quad \text{(V.1)}$$

$$q^* = {q_0}^*\left[1+\mathrm{C}_1\left(\frac{\mathrm{T}-\mathrm{T}_\infty}{\mathrm{b_0}-\mathrm{T}_\infty}\right)\right] \quad \text{(V.2)}$$

Sur la base des hypothèses ci-dessus, l'énergie d'état stable équation de la largeur de l'unité peut être exprimée comme suit:

$$-\frac{\mathrm{dq}}{\mathrm{dx}} + \mathrm{q}^* A = \rho_\mathrm{f}\,\mathrm{v_w}\,\mathrm{Wc_p}\,(\mathrm{T}-\mathrm{T}_\infty) + 2W\boldsymbol{h}\,(1-\varphi)\,(\mathrm{T}-\mathrm{T}_\infty) + 2W\varepsilon\sigma\left(\mathrm{T}^4-{\mathrm{T}_\infty}^4\right) \quad \text{(V.3)}$$

où $A = \delta W$ est la zone de section transversale et $\mathrm{v_w}$ est la vitesse de passage du fluide à

travers l'ailette poreuse qui peut être déterminée à partir du modèle de Darcy de la manière suivante**[60]:**

$$v_w = \frac{\mathrm{gK\beta}}{\mathrm{v_f}} (T - T_\infty) \quad \text{(V.4)}$$

où g est l'accélération de la pesanteur, K est la perméabilité de l'ailette poreuse, β est le coefficient de dilatation thermique et v_f est la viscosité cinématique du fluide.

D'après la loi de Fourier, le flux de chaleur par conduction peut être écrite comme suit:

$$q = - \lambda_{eff} A \frac{dT}{dx} \quad \text{(V.5)}$$

où λ_{eff} est la conductivité thermique effective de l'ailette poreuse et peut être obtenue par l'équation suivante,

$$\lambda_{eff} = \varphi\, \lambda_f + (1 - \varphi)\, \lambda_s \quad \text{(V.6)}$$

où φ est la porosité de l'ailette poreuse, λ_f and λ_s thermique sont le conductivités de liquide et solide, respectivement.

Substitution Eqs. (V.4) - (V.6) dans l'équation. (V.3)

$$\lambda_{eff}\ \delta \frac{d^2T}{dx^2} + {q_0}^* \delta \left[1 + C_1 \left(\frac{\mathrm{T} - T_\infty}{T_b - T_\infty}\right)\right]$$

$$= \frac{\rho_f\, c_p \mathrm{g\, K\beta}}{\mathrm{v}_f} (T - T_\infty)^2 + 2h_b(1 - \varphi) \frac{(T - T_\infty)^{m+1}}{(T_b - T_\infty)^m} + 2\varepsilon_a \left[1 + \alpha \left(\frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty}\right)\right] \sigma(1 - \varphi)$$

$$\left(T^4 - {T_\infty}^4\right) \quad \text{(V.7)}$$

Comme on le voit sur la Fig. V.1, la base de l'ailette est supposée être à la température constante

T_b , et la pointe fin est supposé adiabatique. Ensuite, les conditions de frontière pour Eq. (V.7) peut être écrite comme :

$$\boldsymbol{T}\big|_{\,x\,=\,0} = T_b \quad \text{(V.8)}$$

$$\frac{dT}{dx}\Big|_{x=L} = 0 \quad \text{(V.9)}$$

Pour la commodité de l'analyse, l'équation d'énergie et correspondant aux conditions aux

limites peuvent être écrites en dimension former en tant que:

$$\frac{d^2\Theta}{dX^2} + Q_0\left[1 + C_1\left(\frac{\Theta-\Theta_\infty}{1-\Theta_\infty}\right)\right]$$

$$= S_h\,(\Theta-\Theta_\infty)^2 + N_{cc}(\Theta-\Theta_\infty) + N_{rc}\left(\Theta^4-\Theta_\infty{}^4\right) \quad \text{(IIV.11)} \qquad \Theta\,\big|_{X=0} = 1$$

$$\frac{d\Theta}{dX}\,\Big|_{X=1} = 0$$

Dans lequel les paramètres adimensionnels sont définis comme suit,

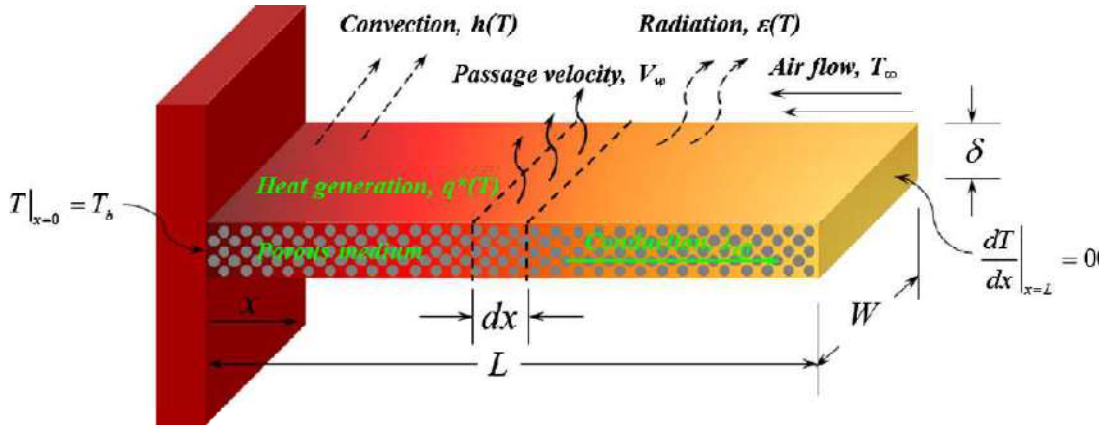


Figure. V.1. le transfert de chaleur dans les ailettes

$$\Theta = \frac{T}{T_b},\ \Theta_\infty = \frac{T_\infty}{T_b},\ X = \frac{x}{L},\ \psi = \frac{\delta}{L},\ \lambda_r = \frac{\lambda_{eff}}{\lambda_s},\ Bi = \frac{h_b\,\delta}{\lambda_s} \qquad \text{(V.10)}$$

$$R_1 = \frac{\rho_f\,C_p\,g\,K\,\beta\,T_b}{h_b\,v_f},\ R_2 = \frac{2}{(1-\Theta_\infty)^m},\ R_3 = \frac{2\,\varepsilon_a\,\sigma\,{T_b}^3}{h_b} \qquad \text{(V.11)}$$

$$S_h = \frac{Bi\,R_1}{\lambda_r\,\psi^2},\ N_{cc} = \frac{Bi\,R_2\,(1-\varphi)}{\lambda_r\,\psi^2},\ N_{rc} = \frac{Bi\,R_3\,(1-\varphi)}{\lambda_r\,\psi^2},\ Q_0 = \frac{L^2\,{q_0}^*}{T_b\,\lambda_{eff}} \qquad \text{(V.12)}$$

Selon le taux de transfert thermique à travers la nageoire peut être poreuse déterminé par la loi de Fourier de conduction de la chaleur à la base

$$Q = \frac{q}{\lambda_s\,T_b} = \lambda_r\,\psi\left(\frac{d\Theta}{dX}\right)\Big|_{X=0} \qquad \text{(V.13)}$$

Le taux de transfert de chaleur à ailettes idéal est réalisé si la totalité de la surface à ailettes est maintenue à la température de base et peut être exprimée en tant que:

$$Q_{ideal} = S_h\ (1-\Theta_\infty)^2 + N_{cc}\ (1-\Theta_\infty)\ + N_{rc}\left(1-\Theta_\infty{}^4\right) \qquad \text{(V.14)}$$

Pour indiquer l'efficacité de l'ailette poreuse dans le transfert d'une quantité donnée de chaleur, l'efficacité de l'ailette est définie comme étant le rapport entre le taux de transfert de chaleur fin réelle du taux idéal de transfert de chaleur

$$\eta = \frac{Q}{Q_{ideal}} \qquad \text{(V.15)}$$

V.4.Résultats

Le modèle précédent a été formulé sous forme numérique et a été résolu par **Matlab**. Les résultats consistent en une comparaison entre l'ailette pleine et l'ailette poreuse dans les mêmes conditions.

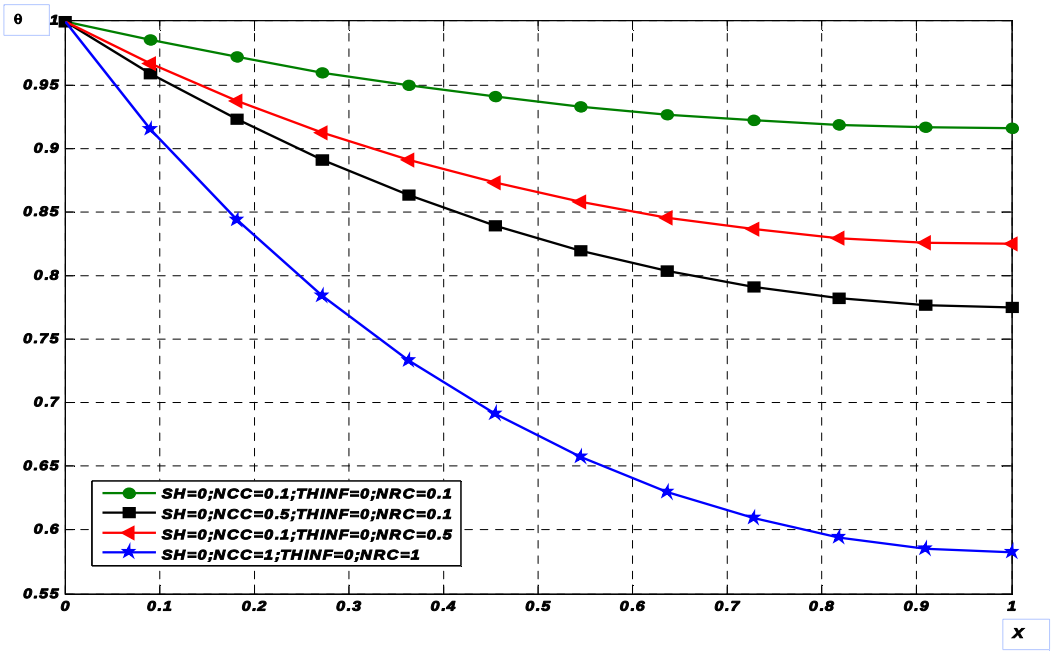


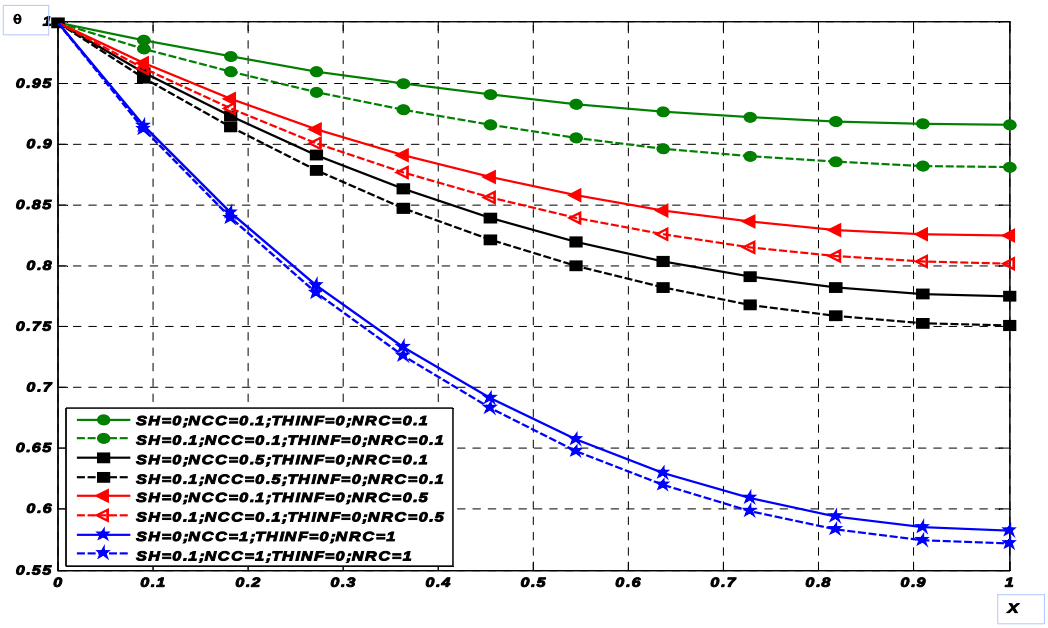
Fig. V.1. La distribution de température de l'ailette pleine .Cas 1

Dans cette figure, **cas1** on montre la distribution de température de l'ailette pleine pour un transfert de chaleur :

- Ailette convective-radiative faible.
- Ailette convective-radiative fortement convective

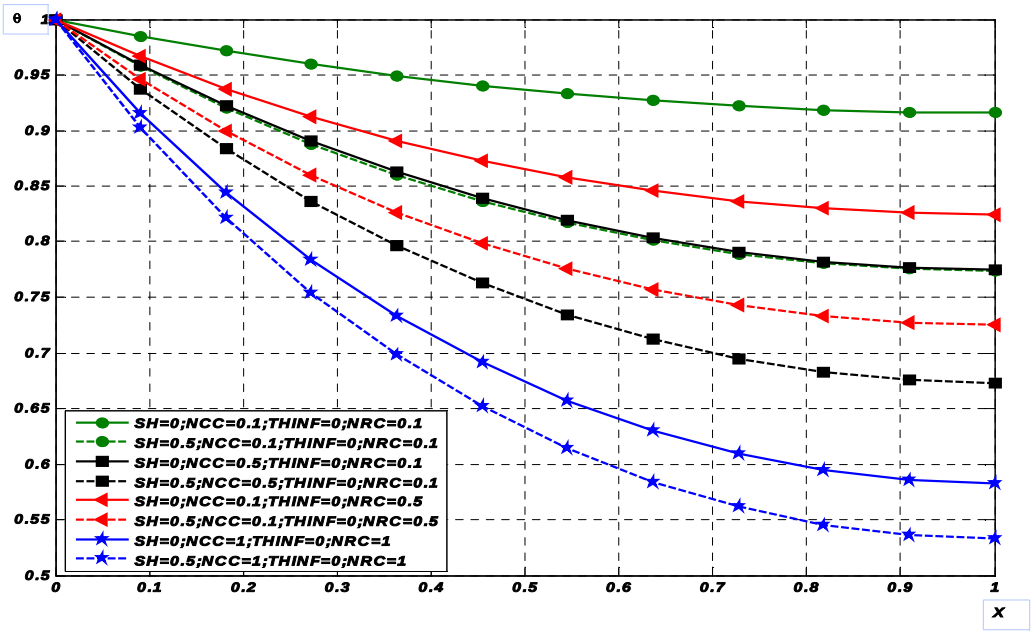
- Ailette convective-radiative fortement radiative.
- Ailette convective forte.

L'efficacité est d'autant meilleure que l'ailette suit l'ordre convective-radiative puis, convective mais fortement radiative, puis convective-radiative fortement convective, enfin l'ailette convective-radiative forte.

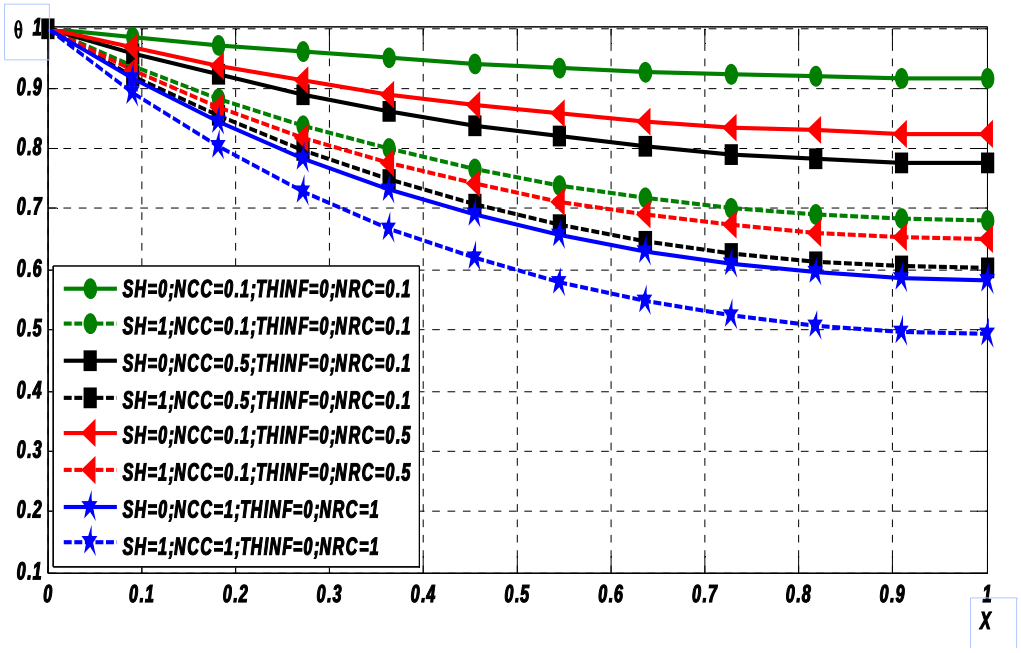


Cas 2. La Comparaison entre l'ailette pleine et poreuse.

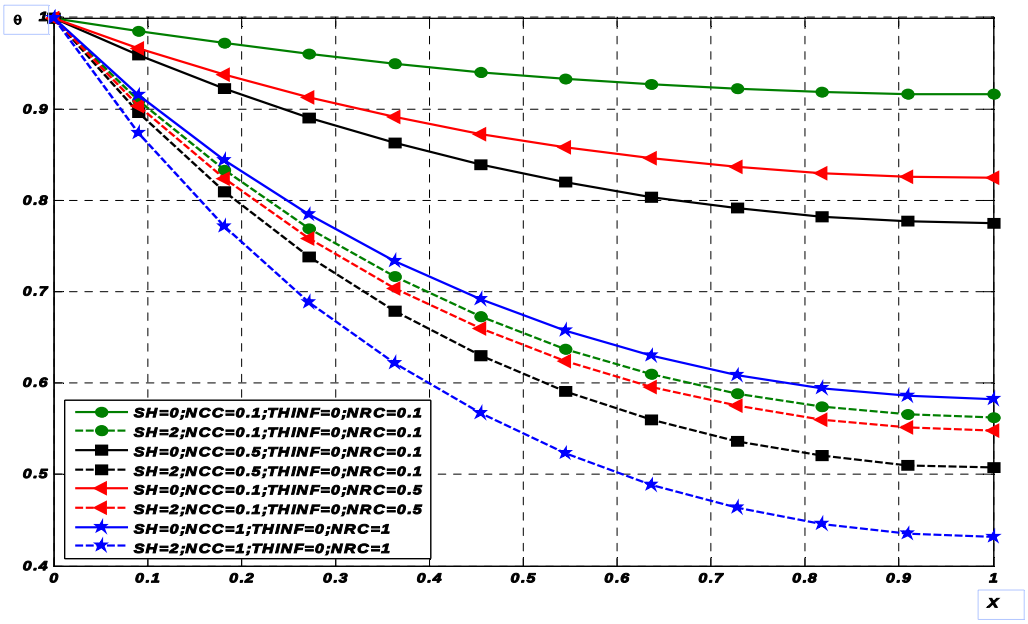
Cas2 : On dresse dans cette figure, une comparaison de l'ailette pleine et poreuse dans le cas de plusieurs combinaisons entre l'état convectif et radiatif. On constate d'abord que les ailettes pleines sont plus efficaces que les ailettes poreuses, mais en réalité la comparaison à l'ailette poreuse par rapport l'ailette pleine se fait sur plusieurs aspects. D'ailleurs du point de vue économique, l'ailette poreuse est attrayante. De même, plus l'ailette est fortement convective-radiative plus l'efficacité est faible, On retrouve le résultat classique comme on utilise l'ailette qu'en cas de coefficient de convection faible.



Cas 3 .La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse.



Cas 4 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse.

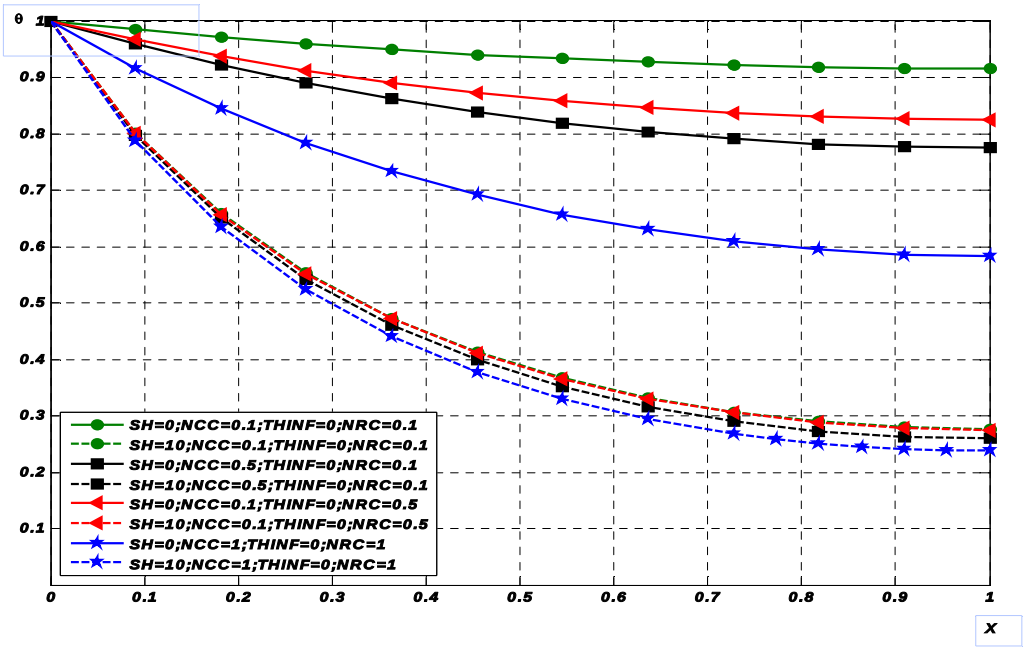


Cas 5 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse.

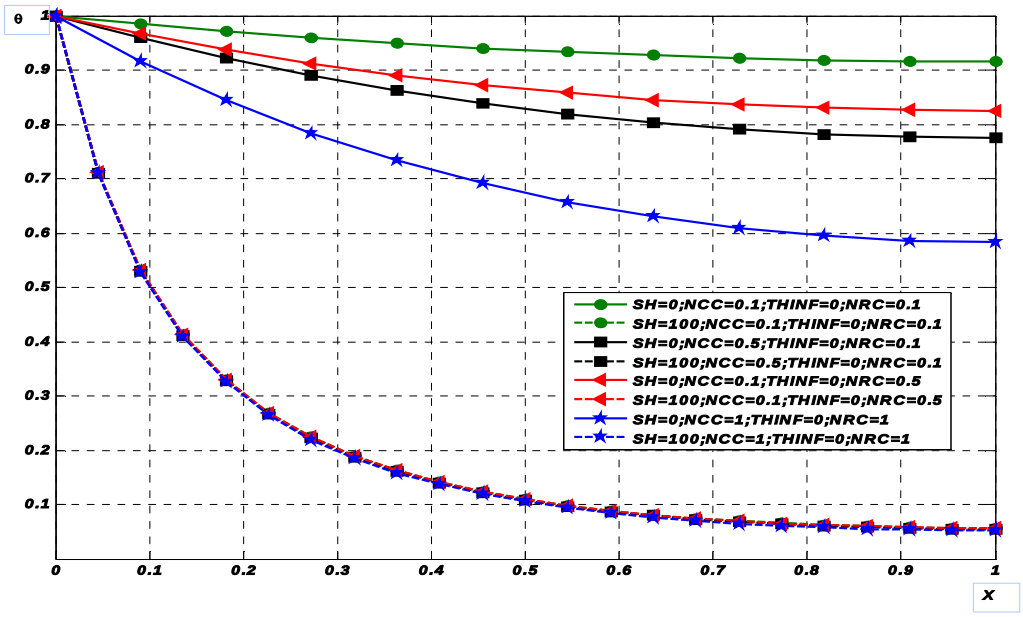
Cas 3: A mesure que l'ailette est de porosité élevée an de l'ailette poreuse en encor, mais efficace est se présente avec une distribution de températures plus efficace avec celle pleine et d'autant plus que l'ailette est fortement convective-radiative.

Cas 4 : La même prudence est vérifies pour une ailette avec un paramètre : $S_H = 0.5$ et la température avec tendance de plus en plus grande.

Cas 5 : Cette effet est encore aggravé de sorte que l'ailette poreuse faiblement convective-radiative a une moindre efficace que l'ailette pleine fortement radiative. On conséquence, l'ordre de l'ailette poreuse reste le même, mais en dessous de l'ailette pleine.



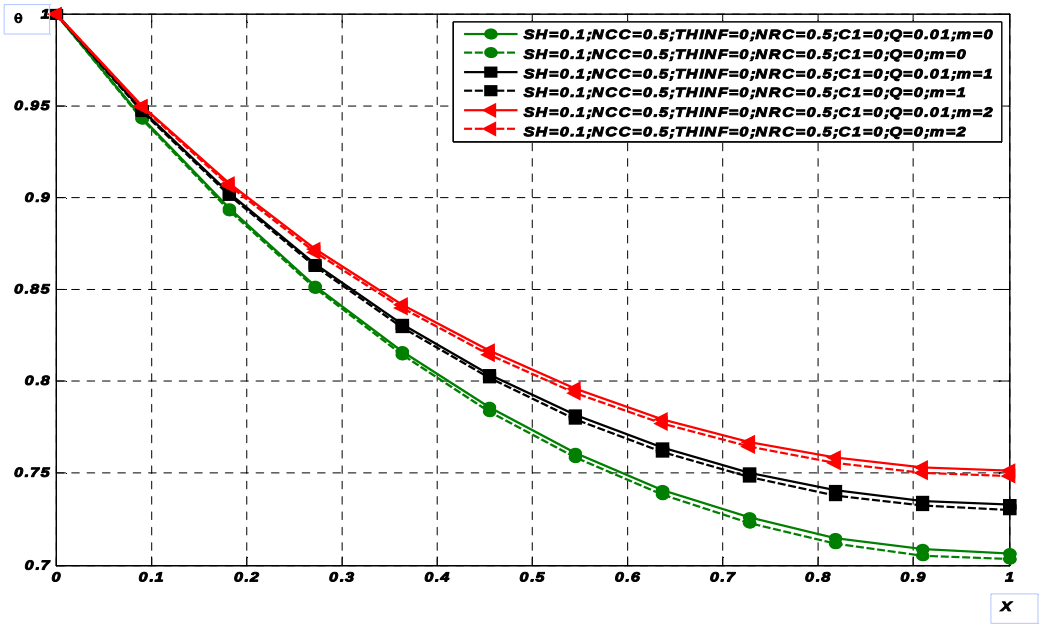
Cas 6 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse.



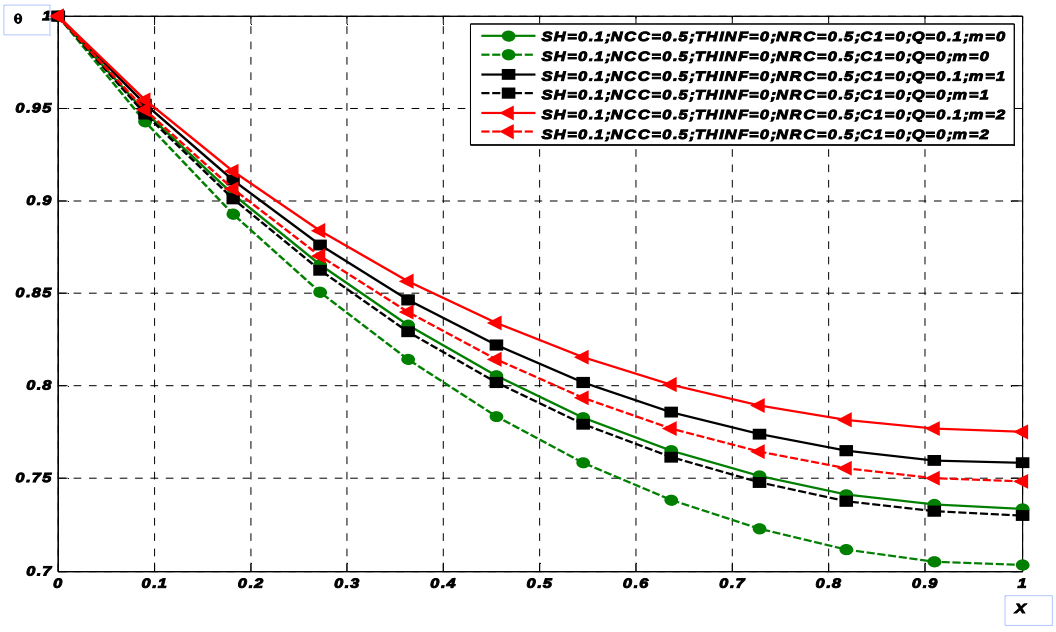
Cas 7 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse.

Cas 6 : On observe une détérioration de l'efficacité d'ailette poreuse par rapport à l'ailette pleine pour S_H =10

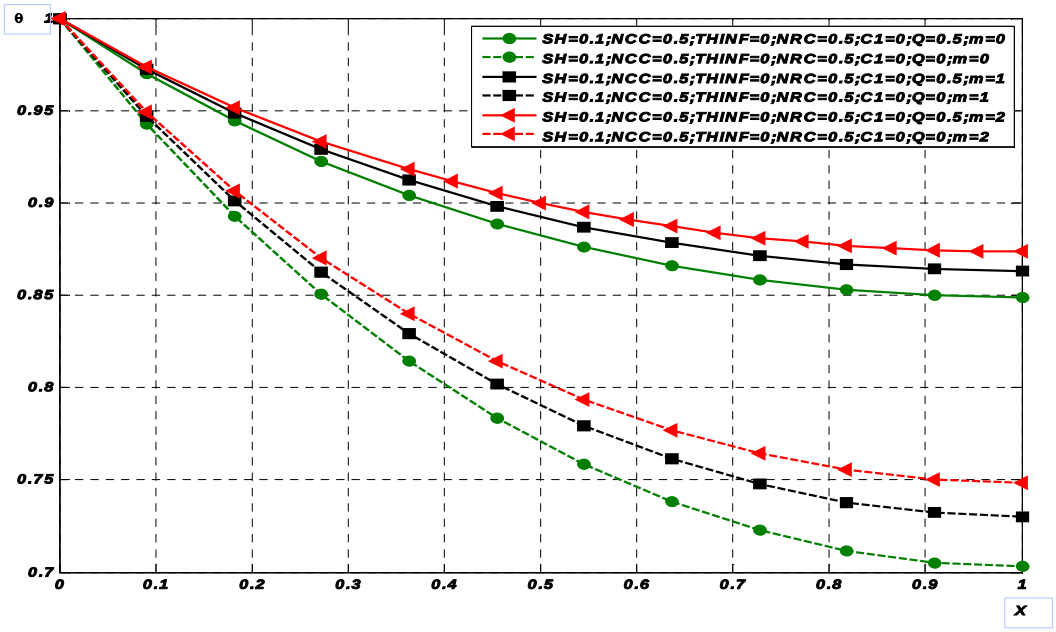
Cas 7 : Pour S_H = 100 on distingue pour l'efficacité très faible à partir de conditions de convection et de radiation



Cas 8 : La distribution de température d'ailette poreuse et pleine avec source de chaleur.



Cas 9 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse avec source de chaleur

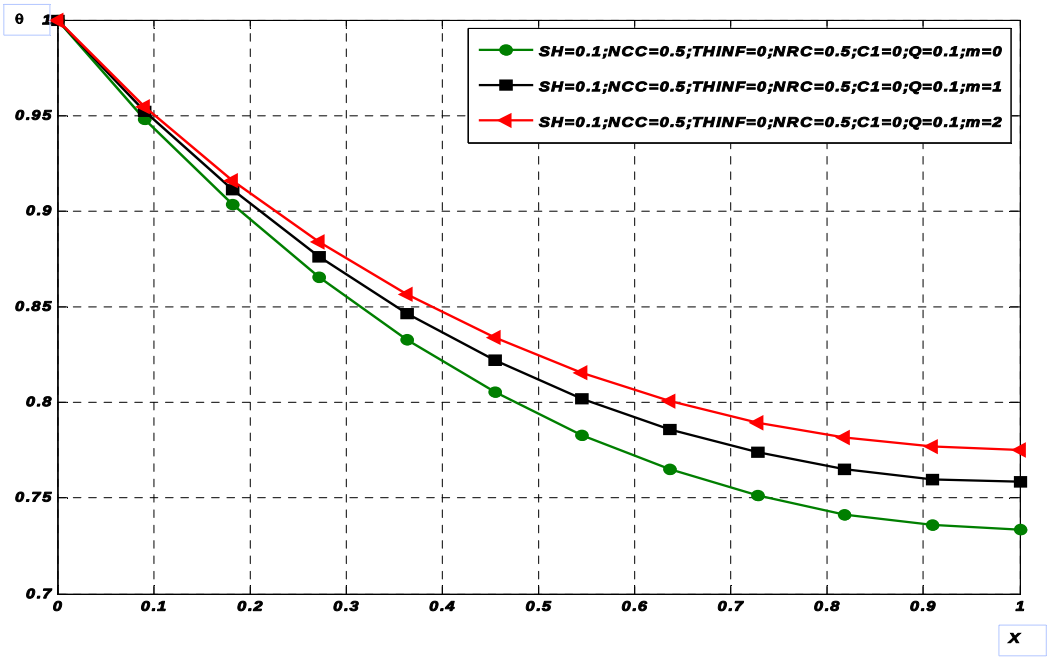


Cas 10 : La comparaison entre l'ailette pleine et poreuse avec source de chaleur.

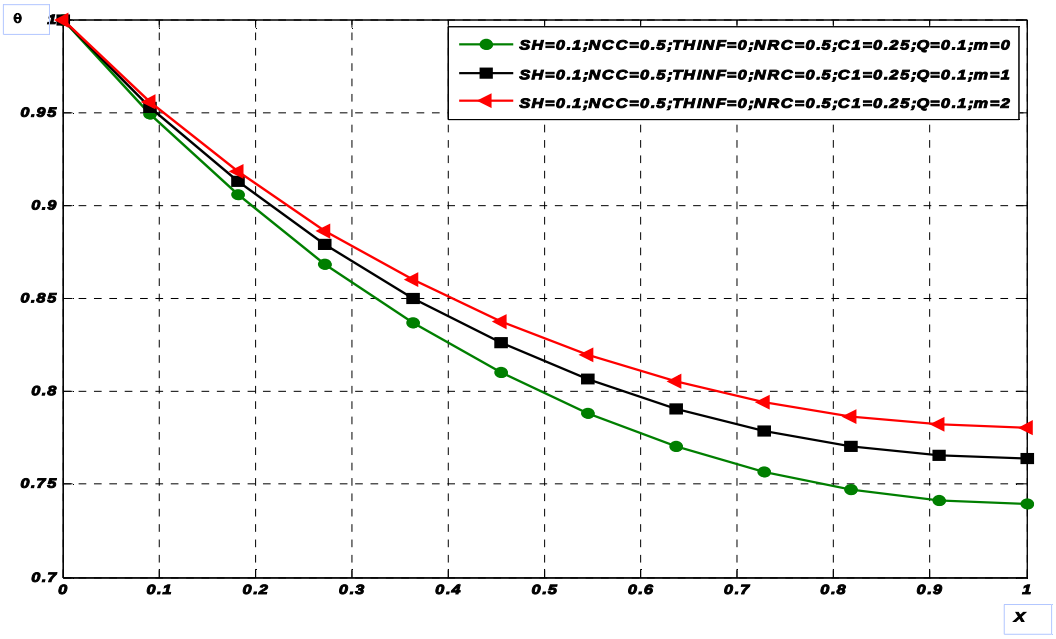
Cas 8 : Il est montré que pour les paramètres un équilibre a une dépendance un coefficient d'échange de chaleur avec les températures faible, l'ailette poreuse devient plus efficace avec une très faible source de chaleur

Cas 9 : Si on assiste à une ailette poreuse avec source de chaleur très grande l'efficacité est plus grande par rapport à l'ailette sans source de chaleur.

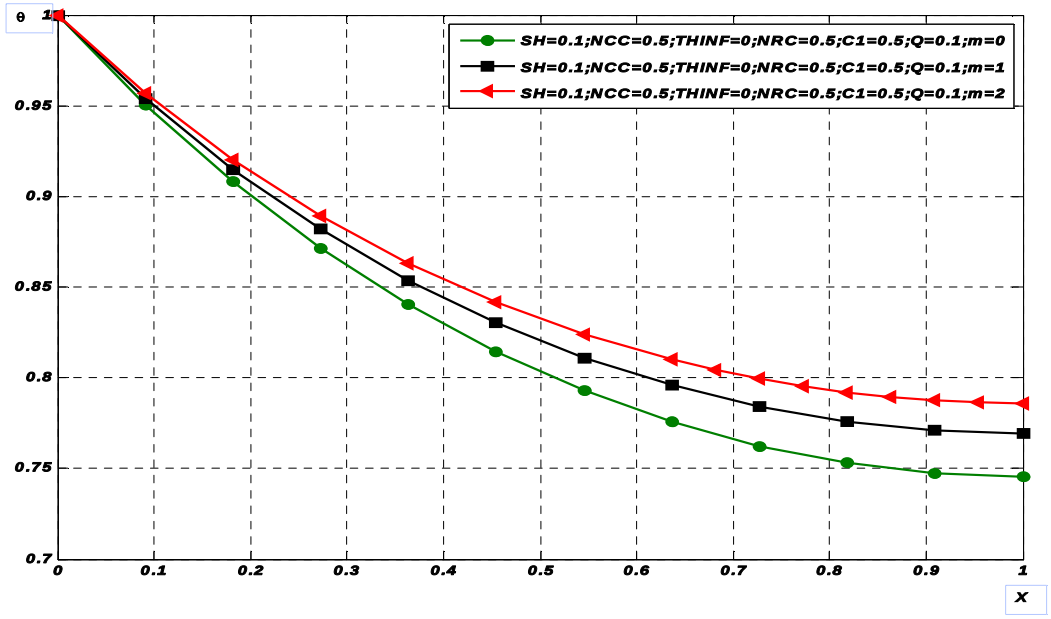
Cas 10: Cet effet de source de chaleur est plus important, même a des efficacités des ailettes poreuses beaucoup plus meilleures.



Cas 11 : La distribution de température d'ailette poreuse.



Cas 12: La distribution de température d'ailette poreuse.

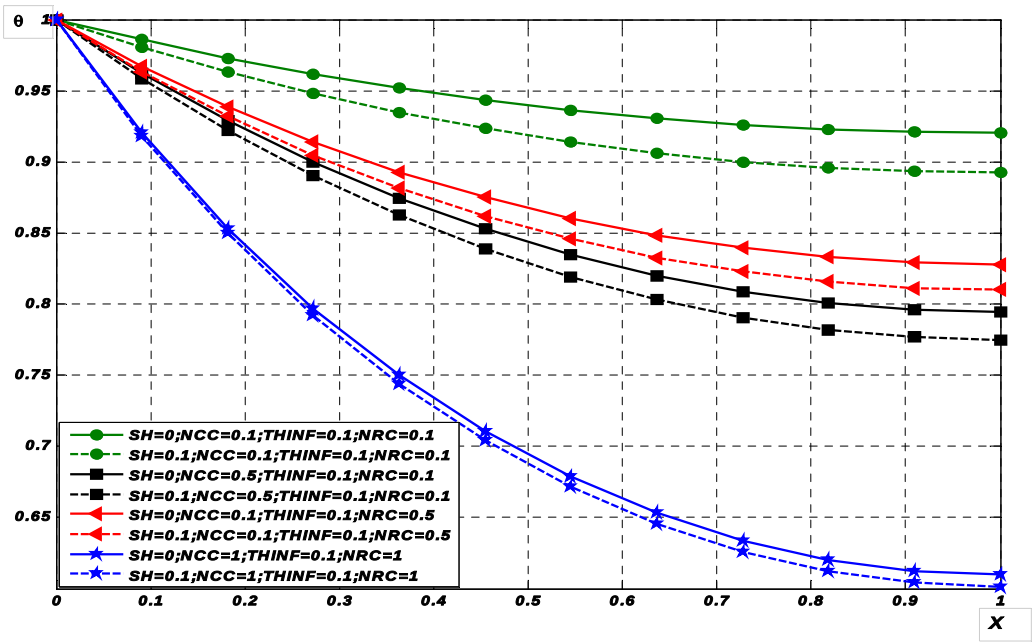


Cas 13: La distribution de température d'ailette poreuse.

Cas 11 : Pour montrer l'efficacité d'une ailette poreuse avec différents valeurs de m, facteur de dépendance du coefficient de transfert par convection avec la température (m= 0.1 et m= 2), et la figure montre quel l'éfficacité est plus importante en cas de convection avec changement de phase qu'en régime forcée suivant un coefficient constant.

Cas 12 : Si la source de chaleur est aussi en dépendance de la température, avec la même propriété du coefficient de convection, l'efficacité est meilleure.

Cas 13 : De même, on montre que de même par rapport au **Cas 12,** l'efficacité augmente légèrement si la dépendance de la source de chaleur de ailette plus forte.



Cas 14 : La distribution de température d'ailette pleine et poreuse selon l'air ambiant.

Cas 14 : Tout au début on a toujours supposé que T_{inf} =0. Dans le cas présent, on montre que l'efficacité est moins bonne si la température de l'air ambiant n'est pas nulle.

Dans ce mémoire, il a été étudié à la fois les ailettes pleines et poreuses. Il a été montré que ces dispositifs sont très utilisés dans les échangeurs de chaleur en particulier.

La modélisation passe par la connaissance des trois modes de transfert de chaleur car l'ailette est conducto-convective et si la radiation est présente le troisième mode y est aussi présent.

Si le modèle d'une ailette rectangulaire pleine peut être résolu analytiquement, il n'en est pas de même pour une ailette poreuse, et le présent mémoire analyse une ailette pleine d'une part et poreuse d'autre part dans des conditions très variées :

1. Niveau convectif et radiatif
2. Niveau de dépendance du coefficient de convection avec la température
3. Niveau de dépendance de la source de chaleur avec la température
4. Effet de la température de l'air ambiant.
5. Plusieurs porosités de l'ailette poreuse.

L'étude de comparaison menée a permis de mettre en évidence les distributions des températures dans ces différentes situations, suite à l'implémentation du modèle montré et non-linéaire dans l'interface MATLAB. Ceci nous a permis de dégager en termes directs les efficacités, discutés dans le chapitre des résultats.

Références

[1] : NAIMA. T, HADJILA. T, Dimensionnement d'une unité de récupération de GPL à partir de gaz associé (Dééthaniseur et dé butanier), thèse de l'ingénieur, université de M'Hamed Bougara, BOUMERDES, 2008.

[2] : BOUBAKER L, optimisation des paramètres de fonctionnement d'une débutaniseur, thèse de l'ingénieur, université de M'Hamed Bougara, BOUERDES, 2006.

[3] : MARCHIO D, REBOUX P, cours Introduction aux transferts thermiques, École des mines de Paris, Paris Tech, 2008.

[4]: E Harahap and H. N. MC Manus, Natural Convection Heat Transfer Frome Horizontal Rectangulaire Fin Arrays, J. Heat Transfer, 1967.

[5] : Laplante G, Bernier M, Convection mixte défavorable et conjuguée dans un tube vertical, J. Heat Mass Transfer, vol. 40, No, 15, pp. 3527-3536, (1997).

[6]: A. Hossain.I.Pop .Radiation effects on free convection over a vertical plate embedded in a porous medium with high porosity.Int.J.Thermal, 2001.

[7] : Technique de l'ingénieur, Echangeurs de chaleur, Description des échangeurs, Traité génie énergétique, (1995), B2341-21.

[8] : Rigot G., "Echangeurs : L'évolution technologique des échangeurs ailées". Revue pratique du froid et conditionnement d'air, vol. 770, (Mars 1993), pp. 30-34.

[9] : Technique de l'ingénieur, Echangeurs de chaleur, Description des échangeurs, Traité génie énergétique, (1995), B2341-21.

[10]: Allan.D.Kraus, Abdul-Aziz, James Welty, Extended surface Heat Transfer, A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & Sons, INC. New York / Chichester / Wenham / Brisbane / Singapore / Toronto.

[11]: Kreith, F.; Boehm, R.F. and al. "Heat and Mass Transfer Mechanical Engineering Handbook". Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, (1999).

[12]: Çengel Y. A., Heat transfer, A practical approach". 2nd edition, WCB/McGraw-Hill, Boston (1998), pp. 1004.

[13]: Kirk D.Hagen, Heat transfer with application.

[14]: Lieblein, S. Analysis of Temperature Distribution and Radiant Heat Transfer Along à Rectangular Fin of Constant Thickness, NASA TND196, National Aeronautics and Space Administration, Washington, DC, 1959.

[15]: Nield D., Bejan A. Convection in porous media. Third edition, Springer 2006.

[16]: Mme DARADJI NADIA Le transfee radiative dan les ailette porous , juin 2010

[17]: Joseph, D. D., Nield, D. A. and Papanicolaou, G. 1982, Nonlinear Equation governing flow in a saturated porous medium. Water Resources Res..

[18] : Dupuit, A. J. E. J. 1863, Etudes Théoriques et Pratiques sur le Mouvement des aux dans les Canaux Découverts et a Travers les Terrains Perméables.Victor Dalmont, Paris

[19]: Wong, W. S., Rees, D. A. S., and Pop, I. (2004). Forced convection past a heated cylinder in a porous medium using a thermal nonequilibrium model: finite Peclet number effects. Int. J. Therm.

[20]: Byung Ha Kang,Seo Young Kim ,Dae Young Lee,all of Seoul,Jin-Ho Kim, Hae Seong Ryu ,Korea Institue of Science and Technologie,Rep of Korea .2000.

[21] : Kraus AD, Aziz A, Welty JR. Extended surface heat transfer. NewYork: Wiley; 2002.

[22] : Kiwan S, Al-Nimr MA. Using porous fins for heat transfer enhancement. J Heat Trans 2001; 123(4):790–5.

[23] : Kiwan S. Thermal analysis of natural convection porous fins. Trans Porous Media 2007; 67(1):17–29.

[24] : Kiwan S, Zeitoun O. Natural convection in a horizontal cylindrical annulus using porous fins. Int J Num Meth Heat Fluid Flow 2008; 18(5):618–34.Fig. 15. Prediction of the heat transfer rate through the porous fin as a function J. Ma et al. / Energy Conversion and Management 111 (2016) 279–288 287

[25]: Kundu B, Bhanja D. An analytical prediction for performance and optimum design analysis of porous fins. Int J Refrig 2011; 34:337–52.

[26]: Kundu B, Bhanja D, Lee KS. A model on the basis of analytics for computing maximum heat transfer in porous fins. Int J Heat Mass Trans
2012; 55:7611–22.

[27]: Hatami M, Hasanpour A, Ganji DD. Heat transfer study through porous fins (Si3N4 and AL) with temperature-dependent heat generation. Energy Convers Manage 2013;74:9–16.

[28] **:** Hatami M, Ganji DD. Thermal performance of circular convective–radiative porous fins with different section shapes and materials. Energy Convers Manage 2013;76:185–93.

[29]: Vahabzadeh A, Ganji DD, Abbasi M. Analytical investigation of porous pin fins with variable section in fully-wet conditions. Case Studies Therm Eng 2015;5:1–12.

[30]: Hatami M, Mehdizadeh Ahangar GHR, Ganji DD, Boubaker K. Refrigeration efficiency analysis for fully wet semi-spherical porous fins. Energy Convers Manage 2014;84:533–40.

[31]: Cuce E, Cuce PM. A successful application of homotopy perturbation method for efficiency and effectiveness assessment of longitudinal porous fins. Energy Convers Manage 2015; 93:92–9.

[32]: Hoshyar HA, Ganji DD, Abbasi M. Determination of temperature distribution for porous fin with temperature-dependent heat generation by homotopy analysis method. Appl Mech Eng 2015; 4(1):153–8.

[33]: Hoshyar HA, Ganji DD, Abbasi M. Analytical solution for Porous Fin with temperature-dependent heat generation via homotopy perturbation method. Int J Adv Appl Mech 2015;2(3):15–22.

[34]: Cengel YA, Ghajar AJ. Heat and mass transfer: fundamentals and applications. London: McGraw-Hill Science; 2014.

[35]: Kiwan S. Effect of radiative losses on the heat transfer from porous fins. Int J Therm Sci 2007;46(10):1046–55.

[36]: Gorla RSR, Bakier AY. Thermal analysis of natural convection and radiation in porous fins. Int Commun Heat Mass Transfer 2011;38(5):638–45.

[37]: Das R. Forward and inverse solutions of a conductive, convective and radiative cylindrical porous fin. Energy Convers Manage 2014;87:96–106.

[38]: Bhanja D, Kundu B, Aziz A. Enhancement of heat transfer from a continuously moving porous fin exposed in convective–radiative environment. Energy Convers Manage 2014;88:842–53.

[39]: Hatami M, Ganji DD. Thermal behavior of longitudinal convective–radiative porous fins with different section shapes and ceramic materials (SiC and Si3N4). Ceram Int 2014;40:6765–75.

[40]**:** Moradi A, Hayat T, Alsaedi A. Convection–radiation thermal analysis of Triangular porous fins with temperature-dependent thermal conductivity by DTM. Energy Convers Manage 2014;77:70–7.

[41] : Atouei SA, Hosseinzadeh KH, Hatami M, Ghasemi SE, Sahebi SAR, Ganji DD. Heat transfer study on convective–radiative semi-spherical fins with temperature-dependent properties and heat generation using efficient computational methods. Appl Therm Eng 2015;89(5):299–305.

[42]: Jany P, Bejan A. Ernst Schmidt's approach to fin optimization: an extension to fin with variable conductivity and the design of ducts for fluid flow. Int J Heat Mass Trans 1988;31(8):1635–44.

[43]: Copiello D, Fabbri G. Multi-objective genetic optimization of the heat transfer from longitudinal wavy fins. Int J Heat Mass Trans 2009;52:1167–76.

[44]: Arslanturk C. Simple correlation equations for optimum design of annular with uniform thickness. Appl Therm Eng 2005;25:2463–8.

[45]: Sharqawy MH, Zubair SM. Efficiency and optimization of a straight rectangular fin with combined heat and mass transfer. Heat Trans Eng 2008;29 (12):1018–26.

[46]: Kundu B. Performance and optimization analysis of SRC profile fins subject to simultaneous heat and mass transfer. Int J Heat Mass Trans 2007;50:1545–58.

[**47]:** Kundu B, Bhanja D. Performance and optimization analysis of a constructal Tshaped fin subject to variable thermal conductivity and convective heat transfer coefficient. Int J Heat Mass Trans 2010;53:254–67.

[48]: Kundu B, Barman D. An analytical prediction for performance and optimization of an annular fin assembly of trapezoidal profile under dehumidifying conditions. Energy 2011;36(5):2572–88.

[49] : Aziz A, Beers-Green AB. Performance and optimum design of convective–radiative rectangular fin with convective base heating, wall conduction resistance, and contact resistance between the wall and the fin base. Energy Convers Manage 2009;50:2622–31.

[**50]:** Mosayebidorcheh S, Hatami M, Mosayebidorcheh T, Ganji DD. Optimization analysis of convective–radiative longitudinal fins with temperaturedependent properties and different section shapes and materials. Energy Convers Manage 2015;106:1286–94.

[51]: Hesthaven JS, Ronquist EM. Spectral and high order methods for partial differential equations. Heidelberg: Springer; 2010.

[52]: Shen J, Tang T, Wang LL. Spectral methods: algorithms, analysis and applications. London: Springer; 2011.

[53]: Canuto C, Hussaini MY, Quarteroni A, Zang TA. Spectral methods: fundamentals in single domains. Berlin: Springer; 2006.

[54] Karageorghis A, Phillips TN. Chebyshev spectral collocation methods for laminar flow through a channel contraction. J Comput Phys 1989;84 (1):114–33.

[55]: Luo XH, Li BW, Zhang JK, Hu ZM. Simulation of thermal radiation effects on

MHD free convection in a square cavity using Chebyshev collocation spectral method. Numer Heat Trans A 2014;66:1–24.

[56]: Sun YS, Li BW. Chebyshev collocation spectral method for one-dimensional radiative heat transfer in graded index media. Int J Therm Sci 2009;48 (4):691–8.

[57]: Sun YS, Ma J, Li BW. Spectral collocation method for convective–radiative transfer of a moving rod with variable thermal conductivity. Int J Therm Sci 2015; 90:187–96.

[58]: Sun YS, Xu JL. Thermal perform ance of continuously moving radiative–convective fin of complex cross-section with multiple nonlinearities. Int Commun Heat Mass Trans 2015;63:23–34.

[59]: Lau W, Tan CW. Errors in one-dimensional heat transfer analysis in straight and annular fins. J Heat Trans 1973;95(4):549–51.

[60]: Patankar SV. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: MCGraw-Hill Science; 1980.

[**61]:** J. Ma et al. / Energy Conversion and Management 111 (2016) 279–288