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

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DU GENIE MECANIQUE



2020-UYFM-LBMPT

T H ÈS E DE DOCTORAT

En Sciences

Pour obtention du grade de docteur délivré par

L'Université Yahia Farès de Médéa

Spécialité : Génie des procédés
Génie des procédés

Présentée et soutenue publiquement par

Nadia DARADJI

MODELISATION DES AILETTES POREUSES LONGITUDINALES ET ANNULAIRES

Directeur de thèse : **Mohamed Najib BOUAZIZ**

Jury

Pr Salem	ABUDURA	Professeur,UYF Médéa	Président
Pr Mohamed Najib	BOUAZIZ	Professeur, UYFMédéa	Directeur de thèse
Pr Abdellah	BENAROUS	Professeur, USD Blida	Examinateur
Pr Ali. Khelil		Professeur, UHBB chlef	Examinateur

Laboratoire de Biomatériaux
et Phénomènes de Transport

THÈSE

A la mémoire de mon père

Mr DARADJI SID ALI

Fondateur et premier Recteur

De l'université Yahia Fares de Médéa…

Remerciements

Au terme de cette thèse, je tiens à remercier tout naturellement en premier lieu ALLAH letout Puissant qui m'a donné la force, le courage et la patience de bien mener ce travail.

Mes remerciements les plus sincères vont à mon directeur de thèse, **Prof. M.N. BOUAZIZ**,Professeur à l'Université Dr. Yahia Farès de Médéa, pour son engagement, son soutien, sa persévérance, sa patience et sa grande compétence, merci encore d'avoir enrichi mes connaissances.

Je souhaite également remercier les membres du jury qui ont accepté de juger ce travail de thèse :

Le Professeur **A. Khelil**, Professeur à l'université UHBB Chlef et le Professeur**A.BENAROUS**, Professeur à l'université USD de Blida

Mes sentiments vont également à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Sommaire

Remerciements

Résumés

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Sommaire

Introduction générale **1**

Chapitre 1 **Synthèse des ailettes- milieux poreux-** **5**

1.1 Ailettes conventionnelles **5**

1.1.1 Définition et rôle **5**

1.1.2 Types d'ailettes **6**

1.1.3 Thermique de l'ailette **7**

1.1.3.1 Distribution de la température dans l'ailette **7**

1.1.3.2 Coefficient de convection **9**

1.1.4 Conception **10**

1.1.4.1 Efficacité d'une ailette **10**

1.1.4.2 Interprétation de l'efficacité d'une ailette **10**

1.1.4.3 Rendement d'une ailette **11**

1.1.4.4 Choix et conception des ailettes **11**

1.2 Milieux poreux **13**

1.2.1 Introduction **13**

1.2.2 Loi de Darcy **14**

1.2.3 Caractérisation **15**

1.3 Transfert thermique par conduction à travers un milieu poreux **17**

1.3.1 Equations gouvernantes **17**

1.3.2 Equilibre thermique local **17**

1.4 La convection interne, dans un milieu poreux saturé d'un fluide **18**

1.4.1 Les hypothèses simplificatrices **18**

1.4.2 Équations gouvernantes pour la convection naturelle dans des surfaces fermées cylindriques ou rectangulaires. **18**

1.4.3 Convection avec non équilibre thermique local dans un milieu poreux(NETL) **19**

1.4.4 Équilibre thermique local dans un milieu poreux(ETL) **19**

	1.5 Transfert de chaleur par rayonnement thermique et ailette radiative	**20**
	1.5.1 Spectre électromagnétique	**20**
	1.5.2 Surfaces spectralement sélectives	**21**
	1.5.2.1 Propriétés radiatives des surfaces réelles	**21**
	1.5.3 Echanges radiatifs entre surfaces fermées	**22**
	1.5.3.1 Facteur de forme	**22**
	1.5.4 Échange radiatif entre des surfaces grises diffuses dans une enclosure	**23**
	1.5.4.1 Enclosure à deux surfaces	**23**
	1.5.4.2 Échange de chaleur à la présence d'un milieu participant	**24**
	1.6 Brevet d'invention des ailettes poreuses	**26**
	1.6.1 Description de l'historique des échangeurs à ailettes	**26**
	1.6.2 Invention de l'échangeur de chaleur à ailettes poreuses	**27**
	1.6.3 Coefficient de transfert de chaleur et perte de pression	**28**
Chapitre 2	**Ailettes poreuses rectangulaires et circulaires**	**33**
	2.1 Introduction et revue bibliographique	**33**
	2.2 Analyse thermique de la convection naturelle dans l'ailette poreuse rectangulaire	**35**
	2.2.1. Analyse et modèle mathématique	**35**
	2.2.2 Résultats	**36**
	2.2.3 Conclusion	**38**
	2.3 Ailette poreuse rectangulaire soumise à la convection et au rayonnement	**39**
	2.3.1 Balance énergétique et équation différentielle	**39**
	2.3.2 Solution numérique pour une ailette à bout isolé avec θb quelconque	**39**
	2.3.3 Résultats et conclusions	**40**
	2.4. Ailette poreuse circulaire soumise à la convection avec une conductivité thermique dépendante de la température	**43**
	2.4.1 Résultats et discussion	**44**
Chapitre 3	**Ailette spiralée poreuse et pleine**	**48**
	3.1 Introduction	**48**
	3.1.1 Généralités sur la forme spirale	**48**
	3.1.2 Notions mathématiques sur la forme spirale	**49**

	3.2 Analyse mathématique	**51**
	3.2.1 Cas1: la conductivité thermique est indépendante de la température	**53**
	3.2.2 Cas2: la conductivité thermique est dépendante de la température	**53**
	3.3 Résultats et discussions	**54**
	3.3.1 Cas 1: Conductivité thermique indépendante de la température $\beta^*=0$	**55**
	3.3.2 Cas2:Conductivité thermique dépendante de la température k=k(T)	**57**
	3.4 Conclusion	**60**
	3.5 Ailette spirale pleine	**61**
	3.5.1 Formulations mathématiques	**61**
	3.5.2 Résultats et discussions	**61**
Chapitre 4	**Ailette convecto –radiative poreuse spiralée**	**65**
	4.1 Introduction et revue de littérature	**65**
	4.2 Hypothèses simplificatrices et Analyse mathématique	**65**
	4.3 Résultats	**67**
	4.3.1 Interprétation des figures	**71**
	4.3.2 Conclusion	**72**
	4.5 Graphes de comparaisons entre l'ailette poreuse spirale convective et l'ailette poreuse spirale convecto-radiative	**73**
	4.5.1 Interprétation des résultats	**76**
	4.5.2 Conclusion	**76**
Conclusion Générale		**77**
Annexe	Publication	
Références bibliographiques.		

Sommaire

Résumé

Les ailettes ont été utilisées et continuent de l'être dans différents domaines où un échange de chaleur défavorable est présent. Les systèmes les plus usités sont constitués de surfaces auxiliaires, basés sur des formes classiques ou améliorées. L'apparition récente des ailettes poreuses a permis des économies substantielles de matière, et plusieurs développements sont représentés dans la littérature, quant à leur modélisation.

Dans la présente thèse, une nouvelle configuration est envisagée. Il s'agit de l'ailette poreuse spiralée. Cette forme originale inconnue à ce jour comme ailette poreuse, mérite une modélisation appropriée, en relation à la géométrie complexe.

L'objectif principal consiste à déduire les distributions des températures dans l'ailette poreuse spiralée sous la dépendance de paramètres de la modélisation, permettant une estimation et une comparaison avec une ailette pleine.

La représentation mathématique issue d'une analyse s'avère une équation différentielle fortement non linéaire du 2eme ordre. En addition à la porosité, l'effet d'une ailette soumise à un rayonnement est inclus.

Complété par les conditions aux limites le système non linéaire a été résolu numériquement à l'aide du logiciel MATLAB.

Il a été trouvé que :

- *l'ailette est plus efficace pour des petits Rayleigh ,des petits paramètres de l'ailette N, des grands pas de l'ailette spirale ; une grande porosité ;*
- *l'ailette convecto- radiative transfère mieux que l'ailette convective ;*
- *l'ailette spirale est plus efficace que l'ailette circulaire.*

ملخص

تم استخدام الأذرع وما زالت تستخدم في مختلف المجالات حيث يوجد تبادل حراري ضعيف. تتكون الأجهزة الأكثر استخدامًا من أسطح اضافية لكلاسيكية أو محسنة.

سمح المظهر الأخير للأذرع المسامية بتوفير كبير في المادة ، والعديد من التطورات هي موجودة الان ، فيما يتعلق بنمذجتها.

في هذه الأطروحة، تم تكوين شكل جديد للأذرع و هي الذراع اللولبية المسامية. *هذا الشكل الغير المعروف حتى الآن كذراع مسامية ، يستحق نمذجة مناسبة ، فيما يتعلق بهندستها المعقدة.*

الهدف الرئيسي هو استنتاج توزيعات درجة الحرارة في الذراع اللولبية المسامية حسب معايير النمذجة ، مما يتيح التقدير والمقارنة مع الذراع الكاملة.

التمثيل الرياضي الناتج عن التحليل هو معادلة تفاضلية غير خطية من الدرجة الثانية. بالإضافة إلى المسامية قمنا بدراسة التأثير الإشعاعي على ذراعنا اللولبية المسامية.

وضعنا شروط حدودية، و تم حل النظام غير الخطي عدديا باستخدام برنامج مطلب.

وقد وجد أن:

- الذراع أكثر فعالية بالنسبة لقيم رايليغ الصغيرة Ra ،لمعلمات الأذرع الصغيرة N، الخطوات الكبيرة للأذرع اللولبية ؛و مسامية عالية.

-الأذرع الحرارية الإشعاعية لها نقل حراري أفضل من الأذرع الحرارية الخاضعة للحمل الحراري فقط ؛

-الأذرع اللولبية اكثر كفاءة من الأذرع الدائرية.

Abstract

The fins have been used and continue to be used in various fields where an unfavorable heat exchange is present. The most commonly used systems are made up of auxiliary surfaces, based on classic or improved shapes.

The recent appearance of porous fins has allowed substantial savings in material, and several developments are represented in the literature, as to their modeling.

In this thesis, a new configuration is envisaged. This is the porous spiral fin. This original form, unknown to date as a porous fin, deserves an appropriate modeling, in relation to the complex geometry.

The main objective is to deduce the temperature distributions of the porous spiral fin depending on modeling parameters, allowing estimation and comparison with a full fin.

The mathematical representation resulting from an analysis ,is a highly non-linear 2nd order differential equation. In addition to the porosity, the effect of a fin subjected to radiation is included.

Complemented by the boundary conditions, the nonlinear system was solved numerically using MATLAB software.

It has been found that:

- *The fin is more effective for small Rayleighs, small parameters for the fin N, large steps for the spiral fin; high porosity;*
- *The convective-radiative fin transfers better than the convective fin;*
- *The spiral fin is more efficient than the circular fin.*

Liste des figures

Figure 1.1	Quelques types d'ailettes et différents systèmes d'applications	**7**
Figure 1.2	Distribution de température le long d'une ailette	**7**
Figure 1.3	Schématisation d'une ailette rectangulaire (périmètre et section de l'ailette)	**8**
Figure 1.4	exemples de milieux poreux naturels	**13**
Figure 1.5	Spectre électromagnétique	**20**
Figure 1.6	Interception d'un rayonnement par un corps semi transparent	**21**
Figure 1.7	Echange net de rayonnement dans une enclosure de surfaces grises diffuses	**23**
Figure 1.8	Enclosure à deux surfaces	**24**
Figure 1.9	Echangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes conventionnelles	**26**
Figure1.10	Echangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes poreuses	**28**
Figure 1.11	Pertes de pression des ailettes conventionnelles et poreuses par rapport au nombre de Reynolds	**29**
Figure 1.12	Variation des caractéristiques du transfert de chaleur pour différents nombre de pores d'ailettes en fonction de Reynolds	**30**
Figure 1.13	Variation du coefficient de transfert de chaleur h en fonction de la vitesse de pénétration du gaz pour différentes ailettes	**31**
Figure 2.1	Schéma de l'ailette poreuse rectangulaire convective	**35**
Figure 2.2	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convective pour différentes valeurs de Ra*, N=5.	**37**
Figure 2.3	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convective pour différentes valeurs de N .Ra*=100	**38**
Figure 2.4	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convective pour différentes valeurs de porosités ε .Ra*=100, N=50	**38**
Figure 2.5	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto-radiative à bout isolé pour différentes valeurs de θb .Ra*=100, N=10, ε=0.4.	**41**
Figure 2.6	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto-radiative à bout isolé pour différentes valeurs de Rd .Ra*=100, N=10, ε=0.4.	**42**
Figure 2.7	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de	

	l'ailette poreuse rectangulaire convecto-radiative à bout isolé pour différentes valeurs de R2 .Ra*=100, N=10, ε=0.4.	**42**
Figure 2.8	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto- radiative à bout isolé pour différentes porosités .Ra*=100, N=10, θb=3.	**43**
Figure 2.9	Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto- radiative à bout isolé pour différents paramètres de l'ailette N .Ra*=100, ε=0.4, θb=3	**43**
Figure 2.10	Effet du nombre de Rayleigh modifié sur la température adimensionnelle avec k=k(T) pour une ailette poreuse circulaire. (β*=1.5; ε=0.4; N=10)	**45**
Figure 2.11	Effet du paramètre de l'ailette sur la température adimensionnelle pour une ailette poreuse circulaire avec k=k(T). (Ra*=100; β*=1.5; ε=0.4)	**45**
Figure 2.12	Effet de la porosité de l'ailette circulaire sur la température adimensionnelle avec k=k(T). (β*=1.5; Ra*=100; N=10)	**46**
Figure 2.13	Effet du paramètre de conductivité sur la distribution de température pour une ailette circulaire avec k=k(T). (Ra*=100; N=10; ε=0.4)	**46**
Figure 3.1	Schématisation d'une ailette poreuse spirale	**51**
Figure 3.2	Comparaison entre l'ailette circulaire et l'ailette spirale avec un pas nul	**54**
Figure 3.3	Effet du pas de l'ailette spirale sur la température adimensionnelle	**55**
Figure 3.4	Effet de la porosité de l'ailette spirale sur la température adimensionnelle.	**55**
Figure 3.5	Effet du nombre de Rayleigh modifié sur la température adimensionnelle	**56**
Figure 3.6	Effet du paramètre de l'ailette sur la température adimensionnelle	**57**
Figure 3.7	Comparaison entre les situations où k=k(T) avec β*=0et k≠k(T)	**57**
Figure 3.8	Effet du paramètre de conductivité sur la distribution de température	**58**
Figure 3.9	Effet du pas de l'ailette sur la distribution de température β*≠0	**59**
Figure 3.10	Effet du nombre de Rayleigh modifié sur la température adimensionnelle β*≠0	**59**
Figure 3.11	Effet du paramètre de l'ailette sur la température adimensionnelle β*≠0	**60**

Figure 3.12	Comparaison entre ailette poreuse spirale et ailette poreuse pleine pour différents Ra*(ε=0.8, N=10, Pa=50)	**61**
Figure 3.13	Comparaison entre ailette poreuse spirale et ailette poreuse pleine pour différents N. (ε=0.8, Ra*=100, Pa=50)	**62**
Figure 3.14	Comparaison entre ailette poreuse spirale et ailette poreuse pleine pour différents pas. (ε=0.8, Ra*=100, N=10)	**62**
Figure 3.15	Comparaison entre ailette poreuse spirale en posant ε=0 et ailette poreuse pleine. (Pa=50, Ra*=100, N=10)	**63**
Figure 4.1	Distribution de la température en fonction de R pour différents Rd	**68**
Figure 4.2	Distribution de la température en fonction de R pour différents R2	**68**
Figure 4.3	Distribution de la température en fonction de R pour différentes porosités	**69**
Figure 4.4	Distribution de la température en fonction de R pour différents Ra*	**69**
Figure 4.5	Distribution de la température en fonction de R pour différents paramètres de l'ailette N	**70**
Figure4.6	Distribution de la température en fonction de R pour différents pas	**70**
Figure 4.7	Distribution de la température en fonction de R pour différentes porosités pour ailettes radiative et convective	**73**
Figure 4.8	Distribution de la température en fonction de R pour différents pas pour ailettes radiative et convective	**73**
Figure 4.9	Distribution de la température en fonction de R pour différents paramètres de l'ailette pour ailette radiative et convective	**74**
Figure 4.10	Distribution de la température en fonction de R pour différents Rayleigh modifié pour ailettes radiative et convective	**74**
Figure 4.11	Comparaison entre l'ailette poreuse spirale et l'ailette poreuse circulaire	**75**

Introduction générale

De tous les temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques. En effet, dans certains systèmes réactionnels, c'est la vitesse des échanges de chaleur et non la vitesse des réactions chimiques qui détermine le coût de l'opération. En outre, de nos jours, par suite de l'accroissement relatif du prix de revient de l'énergie, on recherche dans tous les cas à obtenir le rendement maximal d'une installation pour une dépense d'énergie minimale.

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur, soit parce que c'est le but recherché (fours, coulée, échangeurs, thermoformage, induction, lits fluidisés, trempe, refroidissement), soit parce que ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleurs, rayonnement).

Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température. Si deux points matériels placés dans un milieu thermiquement isolé sont à la même température, on peut affirmer qu'il n'existe aucun échange thermique global entre ces deux points dits en équilibre thermique.

Le besoin d'augmenter les performances thermiques des échangeurs de chaleur avait mené au développement et utilisation de beaucoup de techniques de perfectionnement du transfert de chaleur .ces techniques réduisent essentiellement la résistance thermique dans un échangeur de chaleur conventionnel, en favorisant un coefficient de transfert de chaleur par convection plus élevé.

Seize différentes techniques d'intensification du flux de chaleur ont été identifiées par Bergles et al [1-3], et qui sont divisés en deux, les techniques passives et les techniques actives et souvent les techniques sont associées pour un objectif de performance accru.

Les techniques passives concernent toutes les modifications possibles de la surface de transfert, depuis le changement de son état (création de rugosité) en passant par les extensions (ailettes) jusqu'à l'ajout d'un revêtement pour modifier ses propriétés. La rugosité de surface permet par exemple de promouvoir la turbulence dans le fluide ce qui aura souvent par conséquence de

modifier les pertes de charge. Quant aux extensions de surface elles sont généralement utilisées lorsqu'un des deux fluides a un coefficient convectif très faible par rapport à l'autre, la surface d'échange en contact avec ce fluide est alors augmentée afin de diminuer la résistance thermique correspondante (R_{th}=1/h A).

Les techniques actives nécessitent pendant le processus de transfert thermique une puissance externe supplémentaire; il peut s'agir d'aides mécaniques telles qu'un mélange des fluides, un raclage ou une mise en mouvement des surfaces. Enfin toutes les méthodes impliquant des vibrations de surface, ultrasonores ou non, sont elles aussi considérées comme des méthodes actives.

Le fil directeur de ce travail consiste donc à étudier et analyser une des méthodes passives de l'intensification du transfert thermique, qui est l'extension de surface ou bien ailette, en plus de la porosité qui elle aussi joue dans l'augmentation du transfert de chaleur.

Les applications des ailettes sont multiples et diverses, on les trouve dans la climatisation, la réfrigération, en cryogénie et dans les édifices électroniques, aussi bien que dans les échangeurs de chaleur et les générateurs d'énergie à haute température. A part les applications traditionnelles, on peut trouver des ailettes dans la technologie nucléaire où le transfert thermique est dominé par une faible convection thermique et un grand transfert radiatif et par une source de chaleur interne. En raison de la gamme de température élevée, les propriétés thermo physiques de l'ailette et la source de chaleur interne deviennent dépendantes de la température.

La réduction de la taille et du prix des ailettes, sont les premiers objectifs de l'industrie des ailettes .Le besoin est souvent justifié par le cout élevé des métaux à haute conductivité thermique qui sont employés dans la manufacture des surfaces des ailettes.

La réduction de la taille et du cout des ailettes est accompli par l'intensification du transfert de chaleur dans l'ailette. Qui lui à son tour peut être accomplie à travers les techniques suivantes:

- Augmenter la superficie de la surface par rapport au volume
- Augmenter la conductivité thermique de l'ailette. .
- Augmenter le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la surface de l'ailette solide et le fluide environnant.

L'étude des ailettes a suscité un intérêt particulier pour les chercheurs, sharqawy et Zubair [4], Sabaghi et al [5] ont investi dans l'ailette solide semi-sphérique .Aziz et Bouaziz [6] ont étudié l'ailette longitudinale avec une conductivité thermique et une source de chaleur dépendantes de la température.

Ensuite est venu le concept d'utiliser des ailettes poreuses en introduisant le modèle de Darcy [7,8] qui en premier lieu a été proposé par Kiwan et Al Nimr[9], ils ont étudié le transfert de chaleur avec pertes radiatives dans l'ailette poreuse. Hatami et Ganji[10]ont étudié le transfert de chaleur dans l'ailette poreuse faite de Si3N4 et Al.

La géométrie de l'ailette joue un rôle important dans l'intensification du transfert thermique, dans ce contexte, plusieurs géométries ont été proposées par les chercheurs ; Hatami et Ganji [11] ont étudié et analysé l'efficacité frigorifique d'une ailette poreuse circulaire humide en combinant le transfert de chaleur et de masse. Moradi et Al [12] ont analysé la performance d'une ailette poreuse triangulaire en utilisant la méthode des différences finies.

L'ailette spirale solide a été investie par Wen-Jyi et Cha'O-Kuang[13]. Ils ont étudié l'effet transitoire d'une ailette spirale qui est sujette à une forme sinusoïdale de température à sa base.

En regard des tourbillons rotationnels agissant en aval, l'ailette poreuse spirale présente une plus grande disposition à l'échange thermique accru en rapport de l'ailette circulaire. De même un échangeur de chaleur avec des ailettes spirales est plus compact qu'aucun autre échangeur de chaleur. Les principaux avantages d'un échangeur de chaleur avec ailettes spiralées sont son coefficient de chaleur élevé,son format compact pour une surface d'échange donnée, relativement une faible chute de pression et un nettoyage rapide. L'écoulement dans cet échangeur de chaleur est un écoulement à contre courant, à Co -courant ou un écoulement transversal.

Cette thèse est ainsi élaborée dans le contexte de l'ailette spirale pleine ou poreuse, et le but ultime est de mettre en évidence son intérêt industriel à travers une modélisation appropriée, puis une simulation dans diverses conditions.

Dans le chapitre 1, une synthèse est apportée pour les ailettes en général et les milieux poreux en particulier. Les contenus des connaissances acquises seront explicités, notamment le transfert thermique dans les milieux poreux.

Une attention précise est retenue pour l'ailette convective ou convecto- radiative afin d'élargir le champ d'utilisation des ailettes poreuses.

Enfin pour clore cette présentation, l'intérêt des ailettes poreuses est décrit à travers un brevet d'invention où l'auteur suggère des densités de porosités de 10, 20 et 40 ppi.

Une présentation des travaux pour les ailettes poreuses rectangulaires constitue le chapitre 2. Son contenu réside dans l'approche de la modélisation des phénomènes s'y déroulant avec l'aspect conjugué du transfert thermique dans un milieu poreux et dans des conditions périphériques classiques.

Dans ce même chapitre les résultats trouvés par les chercheurs pour l'ailette poreuse circulaire sont aussi montrés, constituant une référence de comparaison pour la géométrie ciblée.

La contribution majeure se situe dans la modélisation des ailettes spiralées, que ce soit les ailettes pleines ou poreuses pour différentes conditions.

L'analyse mathématique est conduite en considérant la conductivité thermique dépendante ou indépendante de la température. Le travail est aussi complété pour l'ailette spiralée pleine, permettant ainsi de mettre en valeur l'intérêt de la porosité de l'ailette.

Le chapitre 4 est une extension du précédent développement et est relatif à l'ailette spiralée convecto- radiative. Les résultats permettent aussi d'apprécier l'usage de cette nouvelle conception dans les milieux caractérisés par un fort champ radiatif.

Une comparaison entre l'ailette spiralée poreuse purement convective et convecto-radiative est établie.

Une conclusion générale sera exprimée en fin de thèse retraçant les principaux résultats obtenus, ainsi que la réflexion sur les perspectives sur de travaux futures.

Chapitre 1 : Synthèse des ailettes- milieux poreux-

1.1 Ailettes conventionnelles

1.1.1 Définition et rôle

Un nombre de plus en plus important de disciplines technologiques sont concernées par des transitions d'énergie exigeant le mouvement rapide de la chaleur .Elles produisent une demande en expansion des composants de transfert de chaleur à rendement élevé, avec progressivement des poids, des volumes, des couts plus petits.

Le transfert de chaleur avec ces surfaces prolongées est l'étude de ces composants à rendement élevé en termes de transfert de chaleur.

Dans le design et la construction de divers types d'équipements de transfert de chaleur, des géométries simples comme des cylindres, des bars , des plaques sont utilisées pour mettre en application l'écoulement de la chaleur entre la source et le dispositif, ils fournissent des surfaces absorbantes ou rejetante de chaleur, et chacune est connue comme surface principale. Quand une surface principale est prolongée par des annexes intimement liées à elle, la surface additionnelle est connue en tant que surface prolongée. Dans quelques disciplines la surface principale et son extension sont connues collectivement comme surface prolongée pour les distinguer des surfaces principales utilisées seules.

Les éléments employés pour prolonger les surfaces principales sont connus sous le nom *d'ailettes*. Quand ces ailettes sont coniques ou cylindriques, on peut les nommer des épines ou des piques. [14]

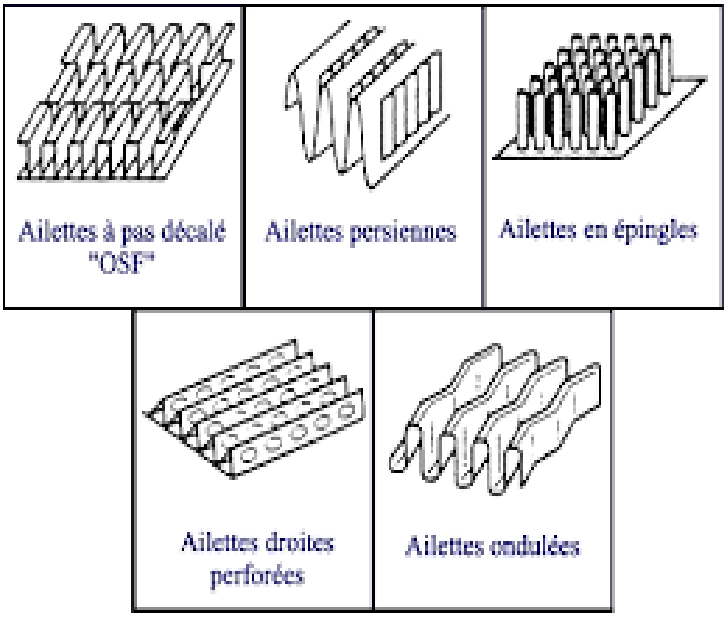
Donc l'ailette (fin en anglais) comme son nom l'indique est un appendice en métal que l'on dispose sur un dispositif que l'on désire refroidir efficacement. L'idée est d'augmenter la surface d'échange.

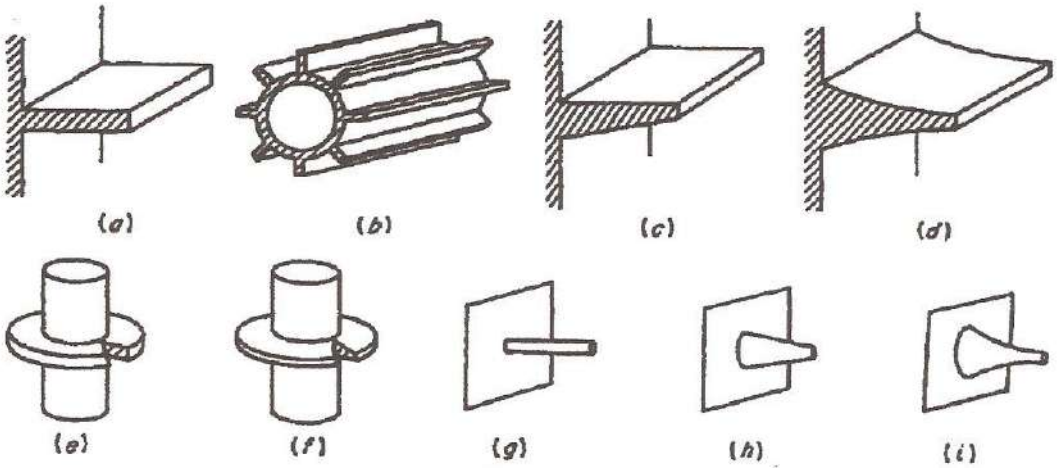
L'ailette a pour fonction d'amplifier les échanges de chaleur entre un mur et un fluide extérieur. Le transfert entre l'ailette et le mur se fait par conduction, alors que les échanges avec le fluide extérieur ont lieu par convection.

Elles sont généralement utilisées sur des surfaces où le coefficient de transfert thermique est faible.

1.1.2 Types d'ailettes

Plusieurs types d'ailettes ont été développées, chacune ayant des caractéristiques particulières et le choix est en fonction de ce que l'on souhaite minimiser ou maximiser : 'performances pures, puissance de la pompe, perte de charge,..', telle ou telle structure sera plus adaptée car elles ont chacune leur point fort. La figure 1.1 nous illustre quelques types classiques.





(a)longitudinal fin of rectangular profile (ailette longitudinale d'un profile rectangulaire)
(b) cylindrical tube equippedwith fins of rectangular profile (un tube cylindrique équipé d'ailettes rectangulaires)
(c)longitudinal fin of trapezoidal profile (ailette longitudinale d'un profile trapézoïdal)
(d) longitudinal fin of parabolic profile (ailette longitudinal d'un profil parabolique)
(e)cylindrical tube equippedwith radial fin of rectangular profile (tube cylindrique équipé d'une ailette radiale d'un profile rectangulaire)

(f) cylindrical tube equippedwith radial fin of trapezoidal profile (tube cylindrique équipé d'une ailette radiale d'un profil trapézoïdal)
(g)cylindricalspine(ailette épine cylindrique)
(h) truncatedconical spin (ailette épine conique)
(i) truncatedparabolic spin (ailette épine parabolique)

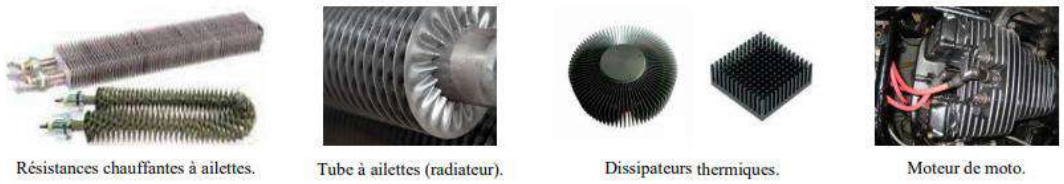


Figure 1.1 Quelques types d'ailettes et différents secteurs d'application [14]

1.1.3 Thermique de l'ailette

1.1.3.1 Distribution de la température dans l'ailette

La distribution de température dans l'ailette n'est pas constante cela est dû à la résistance au transfert thermique dans le matériau d'ailette, un profil typique de la température est montré sur la figure 1.2.

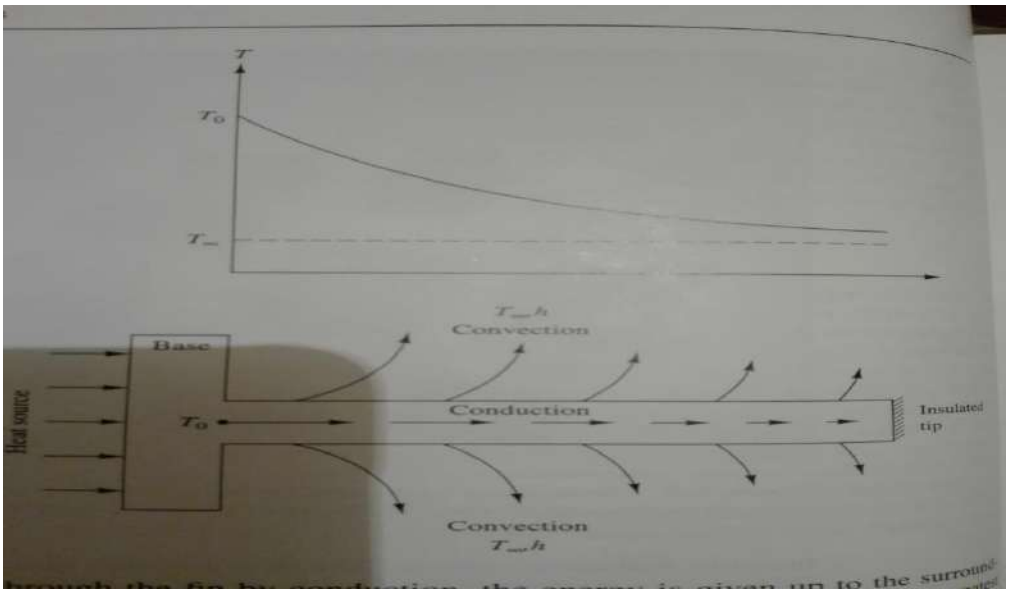


Figure 1.2 Distribution de température le long d'une ailette [15]

Pour des ailettes de section uniforme, on effectue le changement de variable $\theta = T - T_\infty$

L'équation différentielle qui permet de résoudre le problème de l'ailette de section uniforme A (fig1.3) et de périmètre P s'écrit:[15]

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - m^2\theta = 0 \qquad (1.1)$$

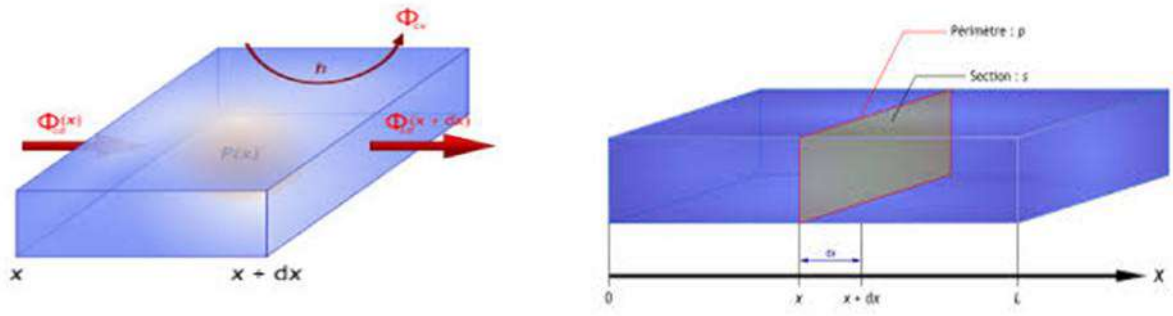


Figure 1.3 Schématisation d'une ailette rectangulaire (périmètre et section de l'ailette)[16]

La base de l'ailette étant à la température du mur T_b, la solution dépend en définitive de la condition à la limite imposée au bout de l'ailette de longueur L.

θ_b c'est la température adimensionnelle à la base de l'ailette.

Tableau 1.1 Tableau représentatif des distributions de températures et flux de chaleur pour des conditions aux limites différentes au bout de l'ailette rectangulaire.

Les quatre cas de l'ailette	*Condition aux limites au bout de l'ailette*	*Distribution de température*	*Flux de chaleur*
1. Convection au bout de l'ailette	$(-k\frac{d\theta}{dx})_{x=L} = h\theta(L)$	$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{coshm(L-x) + \frac{h}{mk}\sinh m(L-x)}{\cosh ml + \frac{h}{mk}\sinh mL}$	$q = \sqrt{hPkA}\theta_b \frac{\sinh mL + \frac{h}{mk}\cosh mL}{\cosh mL + \frac{h}{mk}\sinh mL}$
2. Température imposée au bout de l'ailette.	$\theta(L) = \theta_L$	$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{sinhm(L-x) + \frac{\theta_L}{\theta_b}\sinh mx}{\sinh mL}$	$q = \sqrt{hPkA}\theta_b \frac{\cosh mL - \frac{\theta_L}{\theta_b}}{\sinh mL}$
3. Bout de l'ailette adiabatique	$\frac{d\theta}{dx}_{x=L} = 0$	$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{coshm(L-x)}{\cosh ml}$	$q = \sqrt{hPkA}\theta_b \tanh mL$
4. Ailette infinie	$\theta(L) \to \infty$	$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = e^{-mx}$	$q = \sqrt{hPkA}\theta_b$

1.1.3.2 Coefficient de convection

Lorsque l'on examine le champ de températures dans un solide entouré par un fluide, on voit bien que l'on ne peut pas résoudre complètement le problème : il faudrait calculer l'écoulement lui même et l'équation de transport de la chaleur dans cet écoulement, ce qui est souvent quasi impossible. On peut, pour simplifier le problème thermique, définir le coefficient d'échange h (heattransfer coefficient) qui traduit de manière empirique les échanges de chaleur de l'intérieur (ici le solide) avec l'extérieur (ici le fluide).

On posera par définition que le flux à la paroi du solide est relié à l'écart entre la température de surface du solide et la température moyenne extérieure:

$q_w = h\,(T_w - T_\infty)\vec{n}$(1.2)

Avec T_w température au point considéré de la paroi et T_∞ température du fluide extérieur supposée donnée. La normale extérieure est notée$\vec{n}$.

(Son unité $W.m^{-2}.K^{-1}$). Tout le problème de la thermique est bien entendu l'évaluation de h

Valeurs de h:

Pour estimer la valeur du coefficient d'échange:

Soit on calcule ou on connait (analytiquement ou par une méthode numérique) l'expression de h dans les cas où c'est possible ;

Tableau 1.2 Valeurs de h [17]

Convection forcée externe	Plaque plane longueur L, vitesse U	Régime laminaire	$h = Nu\frac{k}{L}$	$Nu = 0.664Pr^{1/3}R_L^{1/2}$	$Pr = \frac{\gamma}{\alpha} et$ $R_L = \frac{UL}{\gamma}$
		Régime turbulent Re>>10^4		$Nu = 0.036Pr^{1/3}R_L^{4/5}$	
Convection forcée interne	Tube, Diamètre D, vitesse U	Régime laminaire	$h = Nu\frac{k}{L}$	$Nu = 3.66$	$Pr = \frac{\gamma}{\alpha} et\ R_L = \frac{UD}{\gamma}$
		Régime turbulent Re>>10^4		$Nu = 0.023Pr^{1/3}R_L^{4/5}$	
Convection naturelle	Plaque verticale , longueur L		$h = Nu\frac{k}{L}$	$Nu = 0.5Gr_L^{1/4}$	$Gr_L = \frac{\alpha\, g\Delta T L^3}{\gamma 2}$

1.1.4Conception [18]

1.1.4.1 Efficacité d'une ailette

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport entre le flux de chaleur dissipé par l'ailette et le flux de chaleur qui quitterait la même surface s'il n'y avait pas d'ailettes et si la température de base restait identique.

$$\eta = \frac{Q_{ailette}}{hA_b(T_b - T_\infty)} (1.3)$$

$$efficacité = \frac{Le\ taux\ de\ transfert\ de\ chaleur\ de\ l'ailette}{le\ taux\ de\ transfert\ de\ chaleur\ sans\ l'ailette}$$

Si l'ailette est infiniment longue l'efficacité s'écrit:

$$\eta = \sqrt{\frac{k\ P}{h\ A_b}} \quad (1.4)$$

Donc l'efficacité d'une ailette augmente si:

1- La conductivité thermique k augmente
2- Le coefficient de transfert de chaleur par convection diminue.
3- Le rapport P/A_b augmente donc ailette mince.

1.1.4.2 Interprétation de l'efficacité d'une ailette

$$\varphi_a = \frac{Q_{ailette}}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{1}{hA_b}\frac{Q_{ailette}}{(T_b - T_\infty)} = \frac{R_{th\ conv}}{R_{th\ cond\ ailette}} (1.5)$$

R_{thconv} résistance thermique attribuée à la convection à la base
$R_{thcondailette}$ résistance thermique de l'ailette.

Car: $Q_{ailette} = \frac{\Delta T}{R_{th}}$

Ainsi l'efficacité d'une ailette peut être vue comme étant le rapport entre deux résistances. Si l'ailette sert à augmenter le transfert thermique, il faut que la résistance de l'ailette soit supérieure à celle attribuable à la convection à la base.

1.1.4.3 Rendement d'une ailette

Le rendement d'une ailette est défini comme étant le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel de l'ailette et le taux de transfert thermique de l'ailette qui existerait si elle était toute à la température de la base.

$$\eta_a = \frac{Q_{ailette}}{hA_{tot\ surf}\,(T_b - T_\infty)} \tag{1.6}$$

$$Rendement = \frac{taux\ de\ transfert\ de\ chaleur\ de\ l'ailette}{taux\ de\ transfert\ de\ chaleur\ maximal\ de\ l'ailette}$$

$A_{totsurf}$: c'est l'aire totale de la surface de l'ailette.

Cette notion de rendement est plus rationnelle et plus utilisée que celle d'efficacité. En effet la dernière condition d'efficacité " et si la température de base restait identique" recèle le point faible de cette efficacité, dans la réalité la température de base peut quelques peu changer si on enlève l'ailette.

En nous plaçant dans le cas d'une ailette d'une longueur finie avec bout isolé (ou si le flux au bout de l'ailette est négligeable)

$$\eta_a = \frac{\sqrt{h\,P\,k\,A_t}(T_s - T_\infty)\,tanh(mL)}{hPL\,(T_s - T_\infty)} = \sqrt{\frac{k\,A_t}{h\,P}}\frac{tanh(mL)}{L} = \frac{tanh(mL)}{mL} \tag{1.7}$$

1.1.4.4 Choix et conception des ailettes

Le choix d'une forme géométrique convenable de l'ailette exige un compromis aussi bien entre le poids, le prix, l'espace disponible et la chute de pression qu'entre les propriétés du transfert de la chaleur des surfaces étendues.

Pour une surface étendue d'air A, la résistance thermique de convection est $R_{th\ conv} = \frac{1}{hA}$.
L'emploi des ailettes augmente l'aire de la surface, mais en même temps, il introduit aussi une résistance conductive sur cette partie de la surface initiale à laquelle sont liées les ailettes.

Aussi la présence des ailettes n'aura pas toujours pour effet une augmentation du flux de chaleur. Autrement dit il faut que l'efficacité soit supérieure à l'unité et que $\varphi_a = \sqrt{\frac{k\,P}{hA_t}}$ ce facteur soit le plus grand possible.

Dans la pratique, l'emploi des ailettes est justifiable si $h < 0.2 \ldots \ldots .0.25 \frac{kP}{A_t}$.

L'examen des valeurs moyennes des coefficients d'échange de chaleur montre que les ailettes augmentent efficacement le transfert de chaleur vers ou à partir d'un gaz, qu'elles sont moins utiles lorsque le milieu est un liquide en écoulement forcé, et qu'elles n'offrent aucun avantage dans la transmission de chaleur vers les liquides en ébullition ou à partir des vapeurs qui se condensent. Ainsi pour une ailette aiguille en aluminium de 3 mm de diamètre, plongée dans un réchauffeur classique de gaz:

$\varphi_a = 47$ ($rechauffeur\ de\ gaz$)

$\varphi_a = 6.65$ (rechauffeur d'eau) [19]

Par conséquent, l'ailette serait plus efficace dans le réchauffeur de gaz que dans celui de l'eau.

Il ressort de ces considérations que lorsqu'on utilise des ailettes, elles doivent être placées à la surface d'échange, du coté où le coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et la surface est le plus faible. Les ailettes minces, étroites et rapprochées sont meilleures au point de vue transmission de la chaleur que les ailettes espacées et épaisses. Evidemment les ailettes formées d'un matériau ayant une conductivité thermique élevée sont souhaitable.

Les ailettes sont souvent liées aux pourtours de la surface extérieure des tubes. Le comportement de telles ailettes peut être déterminé, d'une manière approchée en utilisant les équations relatives aux ailettes rectangulaires avec l'aire A ($A = \pi d_{moy}\, e$) et le périmètre P ($P = 2(\pi d_{moy})$)pris à la valeur moyenne entre la base et le rayon extérieur de cette ailette circulaire. Cette approximation reste satisfaisante tant que la hauteur de l'ailette est faible devant le diamètre de la base.

1.2 Milieux poreux

1.2.1Introduction

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 fluidisés constitués de particules solides tenues en suspension sous l'effet d'un écoulement du fluide interstitiel.

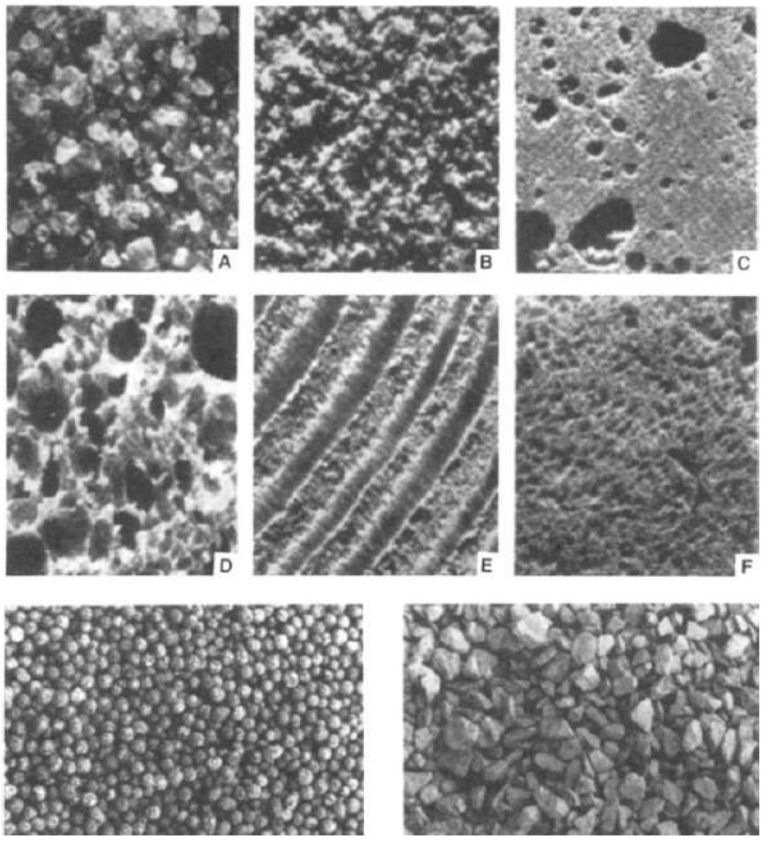


Figure 1.4 Exemples de milieux poreux naturels : A) sable de plage, B) grès, C) calcaire, D) pain de seigle, E) bois, F) poumon humain, Fond: Les matériels poreux granuleux ont utilisé dans la construction industrie, 0.5 centimètre diamètre Liapor®; sphères (gauche), et le calcaire écrasé de taille 1 centimètres (droit). [20]

On trouve de nombreux exemples de milieux poreux dans la vie courante: textiles, cuirs, papiers, tissus, matériaux de construction, isolants, sols, filtres, ect. En constituant autant d'illustration. (Figure 1.4).

Les milieux poreux occupent une large place et jouent un rôle important dans de nombreux secteurs industrielles et phénomènes naturels. En se limitant à quelques exemples typiques, on peut notamment citer : le génie pétrolier, le génie chimique, 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 thermiques et massiques en milieux poreux particulièrement vaste.

1.2.2 Loi de Darcy

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 milieux poreux, de section A et de longueur L.

Pour un écoulement unidimensionnel à basse vitesse, on s'intéresse à des écoulements où le milieu est saturé (c a d remplis complètement par une seule phase fluide).

Si l'écoulement se fait à une vitesse assez faible pour que le nombre de Reynolds, défini à partir de la taille des pores et de la vitesse local, soit<<<1, on peut admettre en écoulement stationnaire, que les gradients de pression sont proportionnels à la vitesse d'écoulement dans les pores (loi de poiseuille appliquée à chaque pore).

Cette relation de proportionnalité valable pour tous les pores individuellement, se conserve si on fait la moyenne des débits et des $\vec{\nabla}P$ sur un volume grand devant la taille des pores.

Pour un échantillon de longueur L et de section A, le débit volumique Q vérifie:[21]

$$Q = \frac{K}{\mu}\frac{A}{L}\,\Delta P \qquad (1.8)$$

ΔP: Variation de pression entre les deux extrémités de l'échantillon (perte de charge)

1.2.3 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.

A. Surface spécifique

La surface spécifique est une notion très importante dans le transfert de matière et de chaleur dans les écoulements hydrodynamiques à travers les milieux poreux, car elle caractérise la surface accessible, c a d la surface d'échange sur la quelle frottent les particules fluides en mouvement créant ainsi la dégradation de l'énergie d'écoulement.

On distingue plusieurs définitions, tableau1.3.

Tableau1.3 Définitions des surfaces spécifiques [20]

Définitions	expressions
Surface spécifique du milieu poreux(a)	$a = \frac{surface\ totale\ mouillée}{Volume\ totale\ du\ milieu}$
Surface spécifique statique (a_s)	$a = \frac{surface\ moyenne\ des\ particules}{Volume\ moyen\ des\ particules}$
Surface spécifique dynamique (a_d)	$a = \frac{surface\ totale\ mouillée}{Volume\ totale\ du\ solide}$
Surface spécifique massique (a_m)	$a = \frac{surface\ \ mouillée}{masse\ du\ solide\ sec}$

La surface spécifique dynamique est une grandeur structurale essentielle dans l'étude des écoulements des fluides à travers les milieux poreux. Elle représente la surface réelle accessible au fluide en mouvement.

Elle est reliée à la surface spécifique du milieu par l'équation suivante:

$$a_d = \frac{a}{(1-\varepsilon)} \qquad (1.9)$$

Où ε est la porosité du milieu poreux.

Les surfaces spécifiques (a, a_m et a_d) sont reliées par l'équation suivante :

$$a = (1-\varepsilon)a_d = (1-\varepsilon)\rho_s a_m \qquad (1.10)$$

C. Porosité

Se définit comme le rapport du volume des vides au volume apparent du milieu poreux.

On distingue:

. *La porosité totale*: qui tient compte des cavités occluses au sein du solide (pores fermés) :

$$\varepsilon_t = 1 - \frac{masse\ volumique\ apparente\ de\ l^{'}echantillon}{masse\ volumique\ du\ materiau\ constitutif} \qquad (1.11)$$

. *La porosité accessible (effective)*: ou espace poreux connecté à travers lequel s'effectue l'écoulement des masses fluides.

$$\varepsilon = \frac{volume\ des\ pores\ accessible}{volume\ de\ l^{'}echantillon} \qquad (1.12)$$

Les milieux poreux naturels ont une porosité n'excédant pas 0.6, les lits constitués de particules solides sphériques ont une porosité comprise entre 0.26 et 0.47. En général la non –uniformité des grains mène à des faibles porosités.

D. Perméabilité

Elle caractérise l'aptitude du milieu poreux à laisser circuler le fluide à travers les pores dans le cas de la présence d'un gradient de pression.

Lorsque le milieu poreux ne contient qu'un seul liquide, la perméabilité absolue k, est donnée par la loi de Darcy, vérifiée par plusieurs expérimentateurs. De même, des conceptions de types statistiques ont renforcé la validité de cette loi

$$K = \frac{-\left(\frac{Q}{S}\right)\mu}{\frac{\partial P}{\partial x}} \qquad (1.13)$$

Où:

$\frac{Q}{S}$: vitesse de filtration (vitesse darcienne) dans le milieu poreux

S: surface de la section droite

$\frac{\partial P}{\partial x}$: gradient de pression dans le sens de l'ecoulement

On exprime K en Darcy, en milli darcy, ou en m^2.

1.3Transfert thermique par conduction à travers un milieu poreux

1.3.1 Equations gouvernantes

.Cas de non équilibre thermique local

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \nabla.(k_f \nabla T_f) \qquad (1.14\ a)$$

$$\rho_s C_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla.(k_s \nabla T_s) \qquad (1.14\ b)$$

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

$T_f = T_s$ à A_{fs}(1.15)

$$n_{fs} k_f \nabla T_f = n_{fs}.k_s \nabla T_s \qquad (1.16)$$

Si le processus volumétrique moyen est appliqué aux équations (1.14), les équations moyennes s'écrivent

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial \varepsilon \overline{T}_f}{\partial t} = \overline{\nabla}.(k_f \overline{\nabla}(\varepsilon \overline{T}_f)) + \overline{\nabla}.(\frac{k_f}{V} \iint_{A_{fs}} T_f\, dS) + Q_{fs} \qquad (1.17)$$

$$\rho_s C_{ps} \frac{\partial((1-\varepsilon)\overline{T}_s}{\partial t} = \overline{\nabla}.(k_s \overline{\nabla}((1-\varepsilon)\overline{T}_s)) - \overline{\nabla}.(\frac{k_s}{V} \iint_{A_{fs}} T_s\, dS) - Q_{fs} \qquad (1.18)$$

Où

$\overline{T}_f$ et $\overline{T}_s$ Sont les températures par unité de volume, ε 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 c .à. d $dS = n_{fs}$ 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.

1.3.2 Equilibre thermique local

$$\overline{T}_f = \overline{T}_s = \overline{T} \qquad (1.19)$$

Avec cette hypothèse et en supposant que la porosité est constante, les équations (1.17) et (1.18) peuvent être sommées pour donner:

$$(\rho C_p)_m \frac{\partial \overline{T}}{\partial t} = \overline{\nabla}.(k_m \overline{\nabla T}) + \overline{\nabla}.(\frac{(k_f - k_s)}{V} \iint_{A_{fs}} T\, dS) \quad (1.20)$$

Où

$$(\rho C_P)_m = \varepsilon \rho_f C_{pf} + (1-\varepsilon)\rho_s C_{Ps} Et \quad k_m = \varepsilon k_f + (1-\varepsilon)k_s \quad (1.21)$$

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

1.4 La convection interne, dans un milieu poreux saturé d'un fluide

1.4.1Les hypothèses simplificatrices

On considère que

. 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.

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

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

. 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. $T=T_s=T_f$

. Le rayonnement dans le milieu poreux est négligé.

1.4.2 Équations gouvernantes pour la convection naturelle dans des surfaces fermées cylindriques ou rectangulaires.

Avec ces hypothèses, les équations gouvernantes moyennes par unité de volume sont données par Wong and Zhang [22] comme:

$$(\rho C_p)^* \frac{\partial T}{\partial t} = k^* \nabla^2 T - (\rho C_p)_f \nabla(VT) \quad (1.22)$$

La conductivité thermique effective du milieu, le produit effectif de la densité et la chaleur spécifique$(\rho C_p)^*$sont données par:

$$k^* = \varepsilon k_f + (1-\varepsilon)k_s \quad (1.23)$$

$$\rho_f = \rho_0(1 - \beta_T(T - T_0)) \quad (1.24)$$

$$(\rho C_P)^* = \varepsilon(\rho C_p)_f + (1-\varepsilon)\left(\rho C_p\right)_s \quad (1.25)$$

Où V est le vecteur vitesse, β_T est le coefficient de dilatation thermique du fluide.

1.4.3 Convection avec non équilibre thermique local dans un milieu poreux(NETL)

Les équations gouvernantes

Nield et Bejan [23] citent que les équations suivantes sont le plus chemin pour présenter le NETL.)

$$\varepsilon(\rho C)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho C)_f V.\nabla T_f = \varepsilon\nabla.\left(k_f \nabla T_f\right) + h\left(T_s - T_f\right) \quad (1.26)$$

$$(1-\varepsilon)(\rho C)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\varepsilon)\nabla.(k_s \nabla T_s) + h\left(T_f - T_s\right) \quad (1.27)$$

h est le coefficient de transfert de chaleur de l'interphase, V est la vitesse du fluide.

Quand la $T_s > T_f$,le dernier terme de l'équation (1.26) est une source d'énergie thermique dans la phase fluide, pendant que le terme final de l'équation (1.27) c'est un puits thermique dans la phase solide.

1.4.4 Équilibre thermique local dans un milieu poreux(ETL)

Quand l'équilibre thermique local (ETL) est appliqué et T_f=Ts partout, les équations (1.26) et (1.27) peuvent être combinées par addition pour avoir un modèle à une seule température.

$$\varepsilon(\rho C)_{eff} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C)_f V.\nabla T = \nabla.\left(k_{eff} \nabla T\right) \quad (1.28)$$

1.5 Transfert de chaleur par rayonnement thermique et ailette radiative

1.5.1 Spectre électromagnétique

Tout corps émet constamment de l'énergie par le processus de rayonnement électromagnétique. L'intensité de chaque flux d'énergie dépend de la température du corps et de la nature de sa surface.

Le spectre électromagnétique est la portion intermédiaire du spectre, qui s'étend approximativement de 0.1 à 100 μm et qui inclus une portion des U.V, tout le visible, et tout l'infra rouge, qui est nommée le rayonnement thermique.

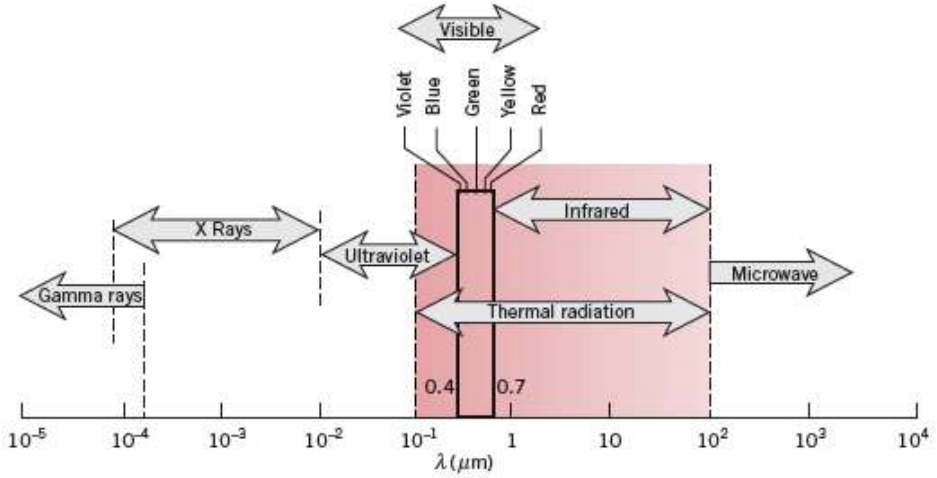


Figure 1.5 Spectre électromagnétique [24]

Quand une onde électromagnétique voyageant dans un gaz ou dans le vide, rencontre une surface dans un milieu quelconque, elle peut être totalement ou partiellement réfléchie, et l'onde qui n'est pas réfléchie pénètre dans le milieu.

Si une onde passe à travers un milieu avec aucune atténuation, le milieu est dit transparent; un corps avec une atténuation partielle est dit semi-transparent, et un corps à travers le quel aucun rayonnement incident ne pénètre est dit opaque.

La plus part des gaz sont plutôt transparent au rayonnement, pendant que la majorité des solides ont tendance à être d'énormes absorbants pour la plus part des longueurs d'ondes, les rendant opaques à travers une distance de quelques nanomètres. (Les conducteurs électriques c.à.d. les métaux), à quelques micromètres (céramiques, semi-conducteurs) ou plus (diélectriques).

1.5.2 Surfaces spectralement sélectives

1.5.2.1 Propriétés radiatives des surfaces réelles

- Émission à la surface : émissivité. L'émissivité spectrale $\varepsilon_\lambda$est définie comme le rapport de l'énergie émissive spectrale d'une surface sur celle d'un corps noir à la même température et pour la même longueur d'onde.

  $\varepsilon_\lambda = \frac{E_\lambda(\lambda,T)}{E\lambda,b(\lambda,T)}$ (1.29)

- Irradiation : Absorptivité, réflectivité, transmissivité :

  on a définit l'irradiation spectrale G_λ(W/m^2.µm)comme le taux pour lequel le rayonnement de longueur d'onde λ est incident sur une surface , par unité de surface et par unité d'intervalle de longueur d'onde dλ concernant λ.

  Considérons le processus résultant de l'interception de ce rayonnement par un milieu semi transparent comme une glace plate (figure 1.6)

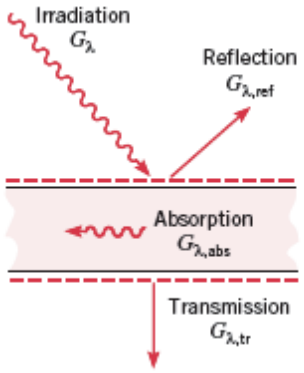


Figure 1.6 Interception d'un rayonnement par un corps semi transparent [25]

Le terme semi-transparent se rapporte à un milieu dans lequel le rayonnement non réfléchi est absorbé ou transmis.

Pour cette situation générale, une partie de l'irradiation spectrale peut être réfléchie (ref) ou absorbée (abs) et transmise (tr).

En faisant un bilan, on obtient :

$G_\lambda = G_{\lambda,ref} + G_{\lambda,abs} + G_{\lambda,tr}$ (1.30)

Il n'y a aucun effet net du rayonnement réfléchie ou transmis dans le milieu, alors que le rayonnement absorbé a pour effet d'augmenter l'énergie interne du milieu.

Pour un milieu opaque, l'irradiation spectrale est soit absorbée ou réfléchie a la surface du milieu. $G_{\lambda,tr=0.}$

- *L'absorptivité* : c'est la fraction de l'irradiation absorbée par un milieu. Sachant que les surfaces peuvent être l'objet d'absorption sélective concernant les longueurs d'onde du rayonnement incident, l'absorptivité spectrale $\alpha_\lambda(\lambda)$ est :

  $\alpha_\lambda(\lambda) = \frac{G\lambda,abs\ (\lambda)}{G\lambda\ (\lambda)}$(1.31)

L'absorptivité totale est : $\alpha = \frac{Gabs}{G}$(1.32)

La réflexion des surfaces peut être idéalisée comme *diffuse* (uniformément sur toutes les directions, surfaces rugueuses) ou *spéculaires*(les surfaces comme un miroir, les surfaces impeccables).dans notre traitement du rayonnement et de ses propriétés radiatives, nous assumons les conditions diffuses.

- *Laréflectivité* :

  $\rho_\lambda(\lambda) = \frac{G\lambda,ref\ (\lambda)}{G\lambda\ (\lambda)}$(1.33)

  La réflectivité totale *:* $\rho = \frac{Gref}{G}$(1.34)

- *La transmissivité* : la transmissivité c'est la fraction transmise du rayonnement incident à travers un matériau semi transparent.

  La transmissivité spectrale est :

  $\tau_\lambda\ (\lambda) = \frac{G\lambda,tr\ (\lambda)}{G\lambda\ (\lambda)}$(1.35)

  La transmissivité totale *:* $\tau = \frac{Gtr}{G}$(1.36)

1.5.3 Echanges radiatifs entre surfaces fermées

L'échange radiatif dépend de la géométrie des surfaces et de leurs orientations aussi bien que de leurs propriétés radiatives et des températures.

1.5.3.1 Facteur de forme

Le facteur de forme est introduit pour caractériser les effets de géométrie et d'orientation entre deux surfaces. F_{ij} est définie comme la fraction d'énergie par rayonnement quittant un élément de surface i et frappant directement une autre surface j.

Pour les surfaces orientées arbitrairement A_i et A_j , on écrit

$$F_{ij} = \frac{q_{i\to j}}{Ai\ Ji} \quad (1.37)$$

Où $q_{i\to j}$ est le flux radiatif qui quitte A_i et qui est intercepté par A_j.

J_i est la radiosité de la surface A_i qui représente le flux radiatif quittant A_i dans toutes les directions.

On suppose que :

Les surfaces sont isothermes, diffuses et qu'elles ont une radiosité uniforme.

1.5.4 Échange radiatif entre des surfaces grises diffuses dans une enclosure

Pour une enclosure constituée de surfaces opaques, et non noires, le rayonnement peut quitter une surface par émission ou par réflexion de l'irradiation qui provient d'autres surfaces de la clôture. (Figure 1.7 a).

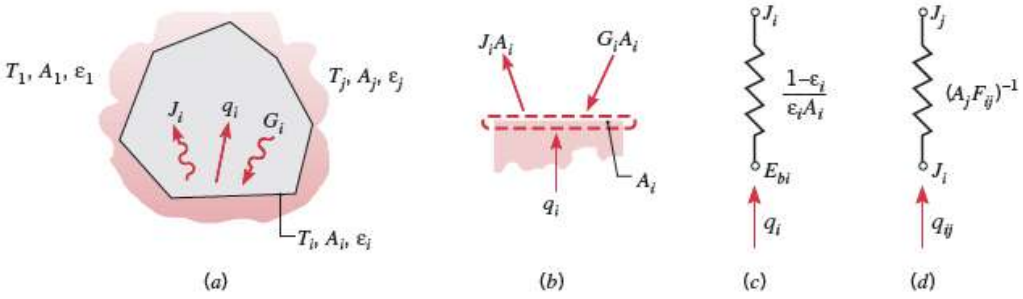


Figure 1.7 Echange net de rayonnement dans une enclosure de surfaces grises diffuses.(a)schéma de l'enclosure.(b) la balance radiative .(c)l'élément de réseau représentant le transfert net de rayonnement de la surface, qi, en terme de résistance radiative de surface.(d) l'élément de réseau représentant l'échange entre deux surfaces ,qij, en terme de résistance radiative géométrique ou spatiale [25]

1.5.4.1 Enclosure à deux surfaces

$$q_1 = - q_2 = q_{12} \quad (1.38)$$

On peut utiliser la représentation réseau de la figure 1.9 pour chacune des surfaces pour construire le réseau correspondant à l'enclosure à deux surfaces, figure 1.9 b.

La résistance totale de l'échange radiatif entre les surfaces 1 et 2 est constituée de deux résistances de surface et de la résistance spatiale.

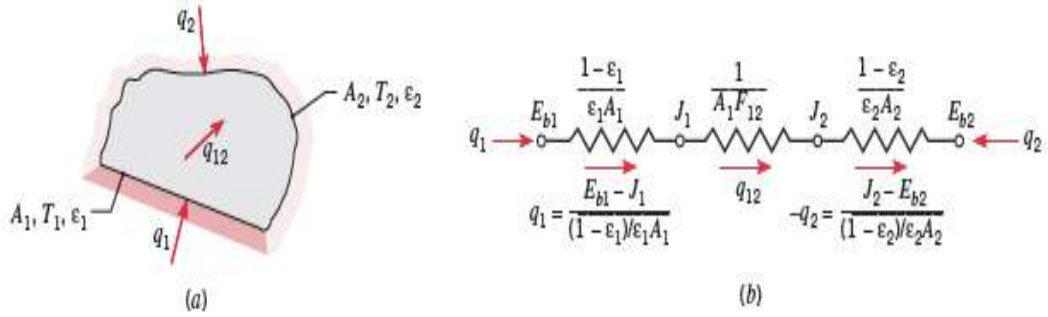


Figure 1.8 Enclosure à deux surfaces. (a) le schéma. (b) la représentation réseau de l'enclosure à deux surfaces et un espace de résistances radiatives.[25]

L'échange radiatif net entre les deux surfaces peut être exprimé comme :

$$q_1 = \frac{\sigma(T1^4 - T2^4)}{\frac{1-\varepsilon 1}{\varepsilon 1 A 1} + \frac{1}{A1F12} + \frac{1-\varepsilon 2}{\varepsilon 2 A 2}} (1.39)$$

Où : $E_b = \sigma T^4$

Ce résultat peut être utilisé pour n'importe quelles deux surfaces grises diffuses qui forment une enclosure.

L'application de l'équation (1.39) pour différentes géométries est résumée dans le tableau (1.4).

1.5.4.2 Échange de chaleur à la présence d'un milieu participant

Les calculs de grandes précisions sont rares et sont un sujet de recherche. Il y a cependant plusieurs modèles simplistes disponibles qui permettent l'évaluation du flux de transfert de chaleur par rayonnement ; et on peut faire un calcul relativement précis pour quelques cas simples.

- L'approximation de diffusion : un milieu où le photon peut faire seulement une petite distance sans être absorbé est connu comme un milieu *optiquementépais*.

Mathématiquement, ceci implique que $K_\lambda L >> 1$ pour une dimension caractéristique L à travers laquelle la température ne varie pas sensiblement.

Pour un milieu optiquement épais et non dispersé, le flux radiatif spectral est [25] :

$$q_\lambda = \frac{-4 \nabla E_{b\lambda}}{3 k_\lambda} (1.40)$$

Semblable à la loi de diffusion de Fourier pour la conduction.

Notons qu'un milieu peut être optiquement épais pour quelques longueurs d'ondes, mais pour un milieu qui est optiquement épais pour toutes les longueurs d'ondes, équation (1.40) peut être intégrée sur tout le spectre, donnant le flux radiatif total :

$$Q = \frac{-4\nabla E_b}{3K_R} = \frac{-4\nabla(\sigma T^4)}{3K_R} = \frac{-16\,\sigma\,T^3}{3\,K_R}\nabla T \quad (1.41)$$

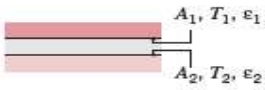
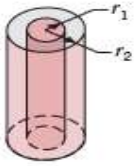
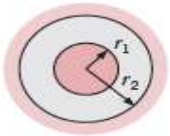
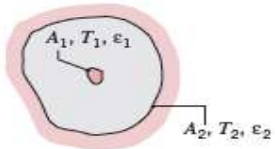
Où K_R est le coefficient moyen d'absorption appelé *le coefficient d'absorption de Rosseland.*

L'équation (1.41) peut être réécrite, en définissant une conductivité radiative k_R

$Q = -k_R \nabla T$, $k_R = \frac{16\sigma T^3}{3\,K_R}$ (1.42)

Cette forme montre que l'approximation de diffusion est mathématiquement équivalente à un transfert de chaleur par conduction avec une énorme conductivité dépendante de la température.

Tableau 1.4 Les équations de l'échange radiatif net pour des surfaces grises- diffuses communes, avec une enclosure de deux surfaces. [25]

Large (Infinite) Parallel Planes		
	$A_1 = A_2 = A$ $F_{12} = 1$	$q_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$
Long (Infinite) Concentric Cylinders		
	$\frac{A_1}{A_2} = \frac{r_1}{r_2}$ $F_{12} = 1$	$q_{12} = \frac{\sigma A_1(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}$
Concentric Spheres		
	$\frac{A_1}{A_2} = \frac{r_1^2}{r_2^2}$ $F_{12} = 1$	$q_{12} = \frac{\sigma A_1(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$
Small Convex Object in Large Surroundings		
	$\frac{A_1}{A_2} \approx 0$ $F_{12} = 1$	$q_{12} = \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)$

1.6 Brevet d'invention des ailettes poreuses

1.6.1 Description de l'historique des échangeurs à ailettes

Un échangeur de chaleur est un dispositif exécutant un échange de chaleur entre deux fluides ,par exemple un gaz et un liquide , ou bien entre un gaz et un autre gaz.

En particulier, quand l'échange de chaleur se fait entre un gaz et un liquide, on peut utiliser un échangeur de chaleur utilisant des ailettes sur son coté de gaz, afin de diminuer la résistance thermique et d'augmenter la surface d'échange avec le gaz.

Un échangeur de chaleur conventionnel peut utiliser une variété de configurations d'ailettes, comprenant des ailettes « offset », des ailettes à vagues, des ailettes « louvered ».

Parmi ces telles configurations d'ailettes, l'ailette louvered est connue pour donner de meilleurs résultats.

Pour cette raison, les échangeurs de chaleur à ailettes « louvered » sont généralement appliquées dans les évaporateurs, les condenseurs, dans la climatisation d'une voiture exigeant un type compact d'échangeur de chaleur.

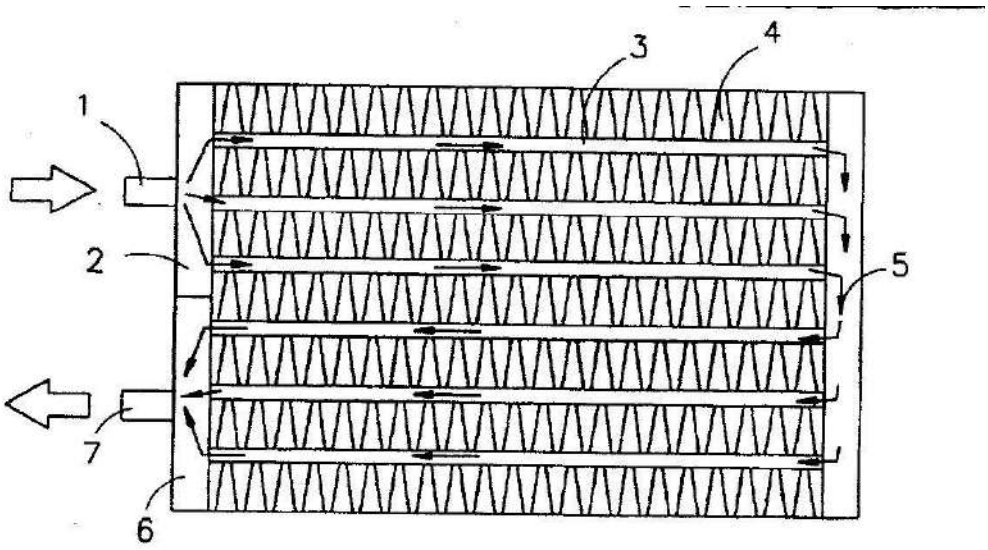


Figure 1.9 Echangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes conventionnelles. [26]

La figure 1.9 illustre un exemple d'un échangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes « louvered » conventionnelle.1

Comme l'image le montre, l'échangeur de chaleur utilisant des ailettes « louvered » contient :
Le chemin d'arrivée du fluide 1, un réservoir 2, tubes plats 3, ailettes 4, un reservoir5, un réservoir de sortie6, le chemin de sortie du fluide 7. Ici la résistance thermique des ailettes à travers lesquelles l'air passe c'est la composante qui influe le plus sur la baisse de l'efficacité de la transmission de la chaleur, et en conséquence il y a beaucoup d'amélioration en ce qui la concerne .

Cependant, les échangeurs de chaleur conventionnels à tubes plats utilisant des ailettes « louvered » sont manufacturés telle une fine plaque en aluminium d'épaisseur d'environ 0.1 mm et continuellement pliée, compliquant de ce fait leur fabrication.

De plus, en raison de sa faiblesse structurale, l'échangeur de chaleur conventionnel peut être tordu une fois exposé à un impact.

Ainsi, il y a une demande d'un nouveau type d'échangeur de chaleur ayant des attributs pour une meilleure transmission de chaleur, une rugosité structurale et un processus de fabrication simplifié.

1.6.2 Invention de l'échangeur de chaleur à ailettes poreuses

Cette invention est faite par des chercheurs Coréens en Novembre 2000[26], 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'Aluminium mousseux est caractérisé par une très grande porosité , une grande conductivité thermique et une large superficie.

La mousse métallique diminue d'une manière significative la résistance thermique du coté air d'un échangeur de chaleur, pour améliorer de ce fait les caractéristiques de transmission de la chaleur.

Les comparant aux ailettes conventionnelles, les ailettes poreuses sont faciles à fabriquer, et peuvent réaliser une plus grande rigidité structurale. Ces dernières sont formées en traitant la mousse métallique, comme de l'aluminium fondu et du cuivre bulbé (bubbled) en utilisant du gaz.

Une mousse métallique avec une conductivité thermique de plus de 100 W/m K et une porosité de plus de 88 % est applicable pour ces ailettes poreuses.

L'échangeur de chaleur avec ces ailettes poreuses a une large surface d'échange par rapport au volume occupé et un chemin irrégulier du fluide, fournissant de ce fait un effet amélioré de transfert de chaleur résultant du mélange du fluide.

1.6.3 Coefficient de transfert de chaleur et perte de pression

Nous allons décrire à partir des schémas, l'échangeur de chaleur à ailettes poreuses

La figure 1.10, montre un échangeur de chaleur à tubes plats s'accordant à cette invention.

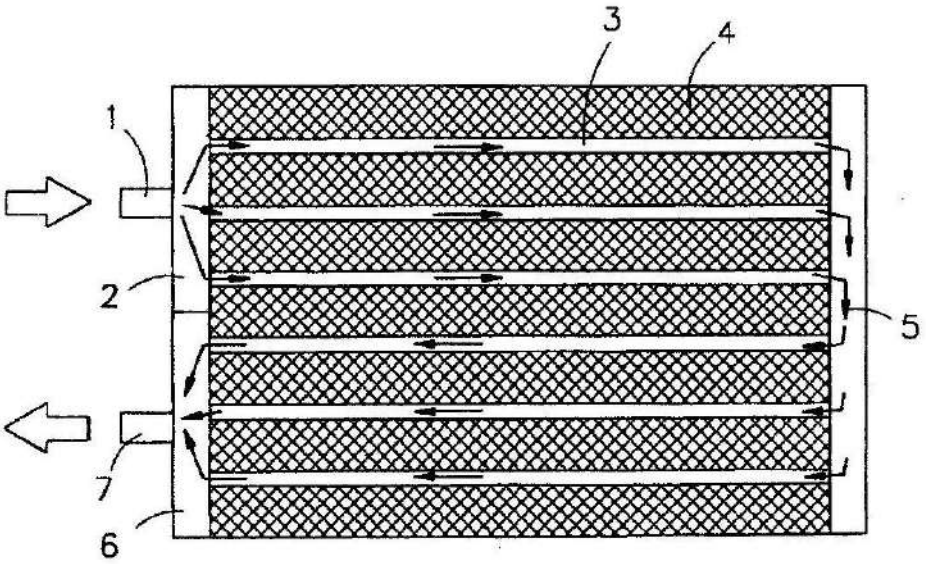


Figure 1.10 Echangeur de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes poreuses. [26]

Le fluide d'apport entre dans le chemin du fluide entrant1, et passe à travers le réservoir d'entrée 2, après cela à travers les tubes plats 3 ,qui communiquent avec le réservoir d'entrée 2 pour effectuer de ce fait l'échange thermique avec un gaz qui traverse verticalement les ailettes poreuses 4, il passe après à travers le réservoir 5 , ensuite dans les tubes plats 3 qui communiquent avec le réservoir de sortie 6 , le fluide ressort enfin par le chemin de sortie 7.

La figure 1.11, illustre les pertes de pression des ailettes conventionnelles ainsi que des ailettes poreuses en fonction du nombre de Reynolds.

La densité poreuse des ailettes poreuses varie de 10 ppi ,20 ppi et 40 ppi (pore per inch) ou bien pore par pouce.

Ici pour comprendre les caractéristiques de la perte de pression des ailettes poreuses, on définit le facteur F comme

$$F = \frac{\Delta P}{L}\frac{H}{\rho_f V_i^2} \quad (1.43)$$

Où H et L sont respectivement la hauteur et la longueur de l'ailette.

V_i est la vitesse moyenne d'entrée du gaz

ρ_f la densité

ΔP la perte de pression

Le facteur F est le coefficient de perte de charge. (Pour un écoulement laminaire, $F = \frac{64}{Re}$)

Donc ce facteur est inversement proportionnel au nombre de Reynolds.

Selon la figure1.11, on remarque que

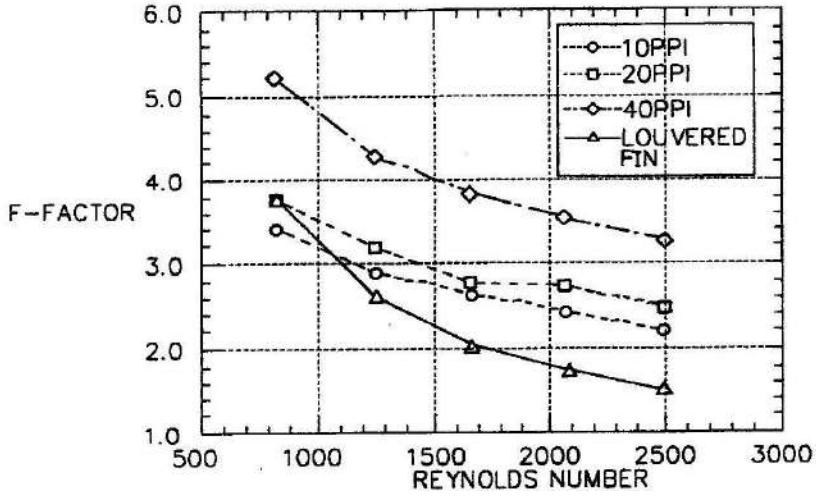


Figure 1.11 Pertes de pression des ailettes conventionnelles et poreuses par rapport au nombre de Reynolds [26]

Pour un même débit d'air ou pour un même nombre de Reynolds, la perte de pression pour une ailette conventionnelle est moindre que celle pour les ailettes poreuses, et plus le nombre de pores augmentent, plus la perte de pression est grande.

Donc il y a une perte de charge plus grande dans les ailettes poreuses malheureusement.

Cependant un tel inconvénient, peut être compensé en améliorant les caractéristiques du transfert de chaleur comme montré sur la figure 1.12

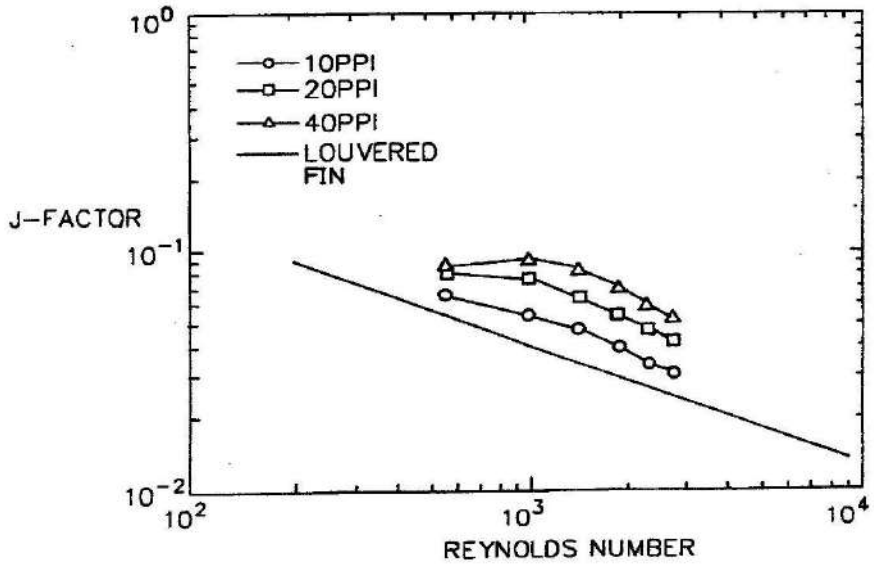


Figure 1.12 Variation des caractéristiques du transfert de chaleur pour différents nombre de pores d'ailettes en fonction de Reynolds [26]

Cette figure illustre la variation des caractéristiques du transfert de chaleur pour différentes ailettes en fonction du débit d'air ou le nombre de Reynolds.

Pour la compréhension des caractéristiques de la transmission de la chaleur pour les ailettes poreuses, on définit le facteur J comme :

$$J = \frac{h}{\rho_f}\frac{Pr^{2/3}}{C_p V_i} \qquad (1.44)$$

J est le facteur de Colburn (la caractéristique du transfert thermique) augmente significativement proportionnellement à l'augmentation du nombre de pores par pouce (ppi), ceci est dû à l'augmentation brusque de la surface de transmission de la chaleur, donc pour un même débit d'air, plus le nombre de pores augmente et plus le facteur J augmente.

Comme conclusion, le facteur J des ailettes poreuses est significativement plus grand que celui des ailettes conventionnelles.

La figure1.13 illustre les coefficients de transfert de chaleur par convection de toutes les types d'ailettes conventionnelles ainsi que des ailettes poreuses par rapport à la vitesse moyenne d'entrée du gaz.

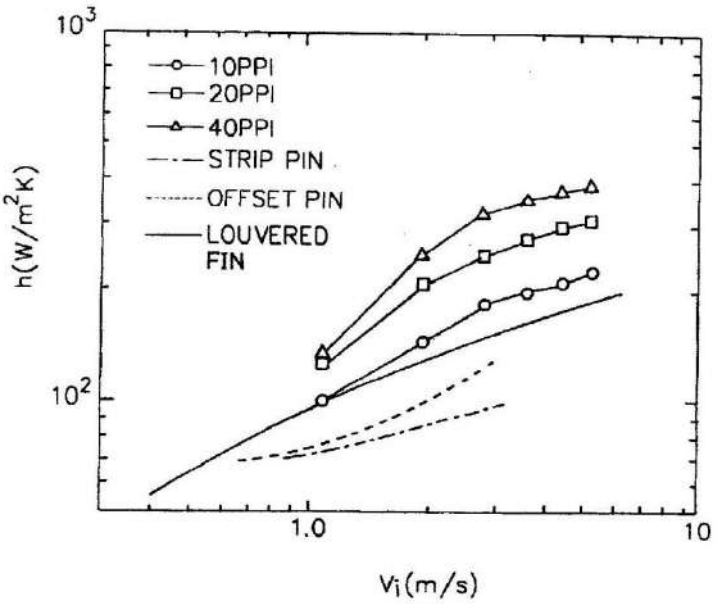


Figure 1.13 Variation du coefficient de transfert de chaleur h en fonction de la vitesse de pénétration du gaz pour différentes ailettes. [26]

Le coefficient de transfert de chaleur pour les ailettes poreuses est meilleur que celui de toutes les ailettes conventionnelles. Aussi le transfert de chaleur pour les ailettes ayant une densité poreuse de 40 ppi s'avère mieux que pour les ailettes avec des densités poreuses de 20 et 10ppi.

Pour une même ailette, plus la vitesse moyenne d'entrée du gaz est grande et plus le transfert de chaleur est meilleur.

Spécifiquement, la figure 1.13, nous montre l'évidence de l'excellent transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur utilisant des ailettes poreuses, pour lesquelles on obtient une amélioration du coefficient h de 31 à 120%, le maximum est dans la région d'admission du gaz.

Confirmant de ce fait, que le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à tubes plats utilisant des ailettes poreuses est amélioré par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels.

Les ailettes poreuses utilisant une mousse métallique s'accordant à cette invention sont applicables à tous les échangeurs de chaleur utilisant du gaz.

Aussi, elles peuvent être réalisées, en remplaçant les ailettes conventionnelles des échangeurs de chaleur par des ailettes poreuses.

On conclut que plus il y a d'ailettes poreuses dans un échangeur de chaleur plus le transfert de chaleur est amélioré. La mousse métallique utilisé doit avoir une porosité de plus de 88%, une densité de pores de moins de 40 ppi et une conductivité thermique de plus de 100 KW/m K.

Chapitre 2: Ailettes poreuses rectangulaires et circulaires

2.1 Introduction et revue bibliographique

La réduction du cout de fabrication de nombreux équipements utilisant des ailettes, ont amené les industriels à examiner de plus près cette question. Un des postes les plus importants de ces couts est le poids de la matière utilisée pour réaliser des milliers d'ailettes composant l'équipement. Plusieurs voies s'ouvrent pour arriver à la réduction, tout en menant les spécifications techniques.

Il s'agit de:

- Augmenter la surface d'échange par rapport au volume de l'équipement, ce qui a conduit à fabriquer des échangeurs dits compactes.
- Augmenter la conductivité thermique du matériau.
- Augmenter le coefficient d'échange thermique par différentes techniques passives et actives.

Ces aspects ont conduit aussi à l'optimisation des grandeurs caractérisant l'ailette et les surfaces prolongées [27]. Cependant il y a un poste important qu'est le poids de la matière utilisée et qui représente l'essentiel du cout global.

Récemment, une direction intéressante combinant une plus grande conductivité thermique et un allégement substantiel de la matière, a été empruntée ; il s'agit de l'ailette poreuse fabriquée par un matériau très bon conducteur, telles les mousses métalliques.

Dans la littérature, des matériaux poreux d'une grande conductivité thermique ont été utilisés pour augmenter la performance thermique de différents systèmes thermiques.

Kiwan and al Nimr [28] ont investi dans l'utilisation des ailettes poreuses pour promouvoir le transfert de chaleur, Abu-hijleh [29] a étudié la convection forcée dans un cylindre utilisant des ailettes poreuses. Kiwan [30] a développé une analyse thermique de la convection naturelle dans des ailettes poreuses. Kiwan et Zitoun [31] ont étudié numériquement l'effet d'utiliser des ailettes poreuses dans un anneau entre deux cylindres concentriques ; ils ont trouvé qu'en utilisant des ailettes poreuses, ceci augmente le coefficient de transfert de chaleur de 70% comparant aux ailettes conventionnelles.

Saedodin et Sadeghi [32] ont étudié le transfert de chaleur dans une ailette poreuse cylindrique avec la méthode de Runge –Kutta d'ordre 4 ils ont trouvé que le taux de transfert de chaleur pour une ailette poreuse est meilleur que celui d'une ailette solide.

Kim et al [33] ont étudié expérimentalement l'impact d'utiliser des ailettes poreuses sur le flux de chaleur et sur les caractéristiques de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à ailettes plates.

Beaucoup d'efforts ont été consentis pour modifier la forme de l'ailette dans le but d'obtenir un taux élevé de transfert thermique par unité de masse de l'ailette. L'analyse de l'efficacité frigorifique pour une ailette poreuse semi sphérique entièrement mouillée a été étudiée par Hatami et Al [34]. Bahja et Kundu [35] ont travaillé sur l'investigation de l'ailette poreuse en forme de T. Kundi et Bhanja [36] ont présenté une étude analytique sur la performance et le design le plus favorable d'une ailette poreuse de différents profiles opérant dans un milieu convectif, ils ont observé que le taux du transfert thermique à travers une ailette poreuse est nettement meilleur et pour n'importe quelle géométrie que pour une ailette solide.

Récemment, Seyyedmahankhatami et Nader Rahbar [37] ont fait une étude analytique de la génération d'entropie dans des ailettes poreuses rectangulaires soumises à la convection naturelle. Une étude des changements dans le profil de température d'une ailette poreuse en utilisant l'algorithme de cuckoo a été investi par wassemwassem et Al [38].

AlirezaKeyhaniAsl et Al [39], ont fait une étude approfondie de l'influence des ailettes solides et poreuses sur la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire inclinée.

Cette année,Tingting Zhao et Al [40] ont analysé numériquement les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur des gaz d'échappement à haute température à travers des ailettes poreuses.

Lei Wang et Al [41] , ont étudié l'influence de la flottabilité thermique à l'intérieur d'une enceinte chauffée differentiellement avec des ailettes poreuses de différentes morphologies fixées à une paroi chaude.

Dans ce chapitre, il sera examiné la convection naturelle et le rayonnement dans une ailette poreuse rectangulaire et ensuite circulaire, pour ce faire, on prendra un segment de l'ailette poreuse et à partir d'un bilan énergétique, on aboutira à une représentation différentielle qui sera résolue numériquement en utilisant le programme MATLAB.

2.2 Analyse thermique de la convection naturelle dans l'ailette poreuse rectangulaire

2.2.1. Analyse et modèle mathématique

Considérons l'ailette montrée dans la figure 3.1 qui représente la plus simple géométrie. La section transversale est constante. Étant poreuse, l'ailette permet au fluide de s'infiltrer à travers elle.

On prendra quelques hypothèses simplificatrices :

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.

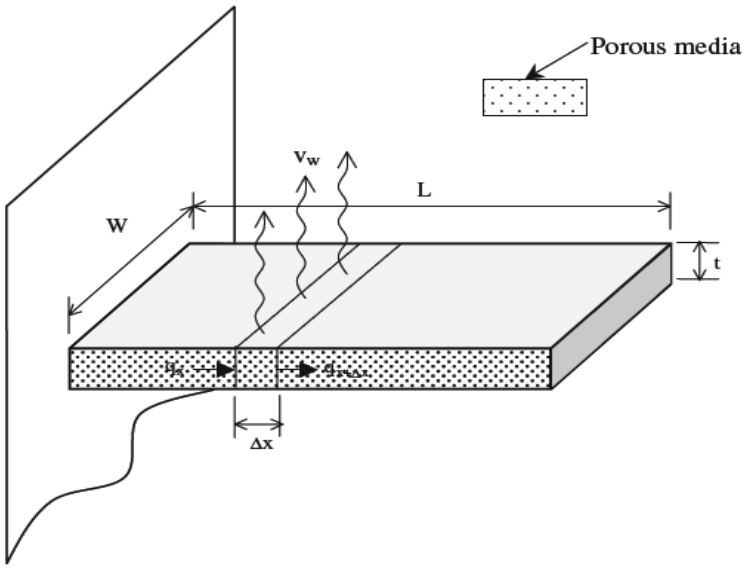


Figure 2.1Schéma de l'ailette poreuse rectangulaire convective

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

$q(x) - q(x + \Delta x) = \dot{m}cp(T(x) - T\infty) + \mathrm{h}(1 - \varepsilon)A(T(x) - T\infty)$(2.1)

On obtient une équation différentielle adimensionnelle du second ordre tel que:

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - Ra^*\theta^2 - (1-\varepsilon)N^2\theta = 0 \qquad (2.2)$$

Le nombre de Rayleigh modifié $Ra^* = \frac{RaDa\ P}{kr\psi\ W}$, est proportionnel au nombre de Rayleigh et au nombre de Darcy et inversement proportionnel à la conductivité thermique adimensionnée.

$N^2 = \frac{hPL^2}{k_{eff}\ S} c' est\ le\ paramètre\ de\ l'ailette,$ regroupe tous les paramètres géométriques et d'écoulement qui peuvent influencer la solution du problème en un seul paramètre.

L'équation (2.2) 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 est que la température à la base de l'ailette est T_b, alors

$$\theta(0) = 1 \qquad (2.3)$$

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

Si on considère dans cette étude l'ailette de longueur finie avec bout isolé :

La seconde condition aux limites à x=L doit être

$$(d\theta/dX)_{X=1} = 0 \qquad (2.4)$$

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

$$q'_p = \frac{-k_{eff}\,\theta b}{\frac{L}{\delta}} \left(\frac{d\theta}{dX}\right)_{X=0} (2.5)$$

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

2.2.2 Résultats

L'équation gouvernante est résolue numériquement en utilisant le code bvp4c du logiciel Matlab qui résout les problèmes de valeurs aux limites.

La figure 2.2 nous montre la variation de la température en fonction de la distance axiale adimensionnée, pour différents nombres de Rayleigh modifié, on voit que pour des nombres de Ra* petits, l'ailette est plus efficace.

Dans la figure 2.3. On a fait varier le paramètre de l'ailette N, et on a vu son influence sur la distribution de température, le paramètre de l'ailette regroupe tous les paramètres géométriques et d'écoulement. Son augmentation signifie la diminution de la conductivité thermique effective de l'ailette et une ailette peu conductive est moins efficace.

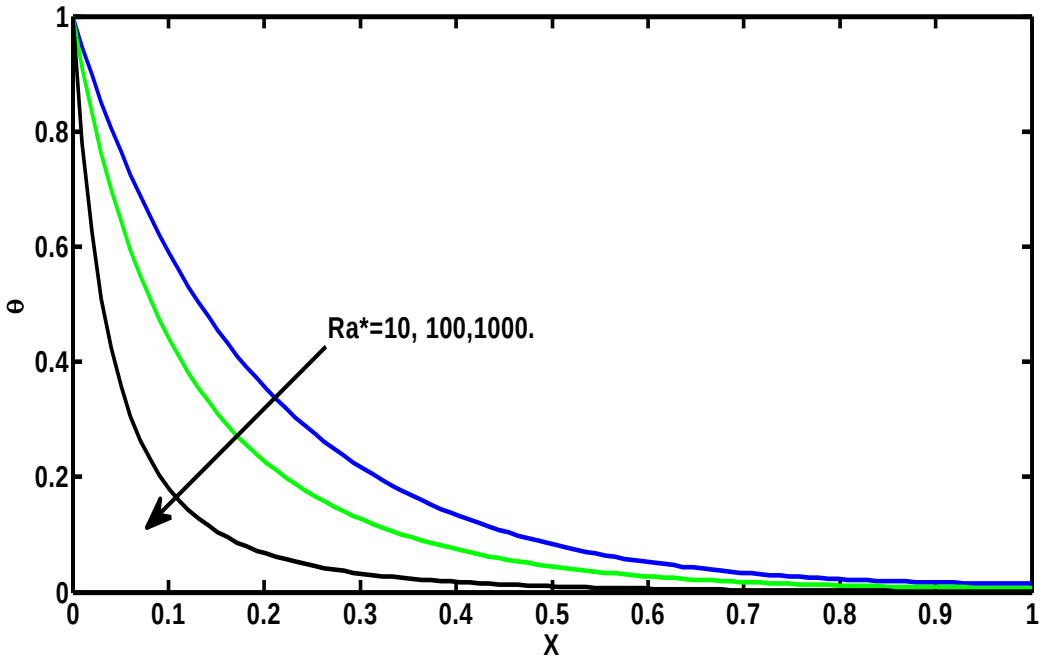


Figure 2.2 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convective pour différentes valeurs de Ra*, N=5.

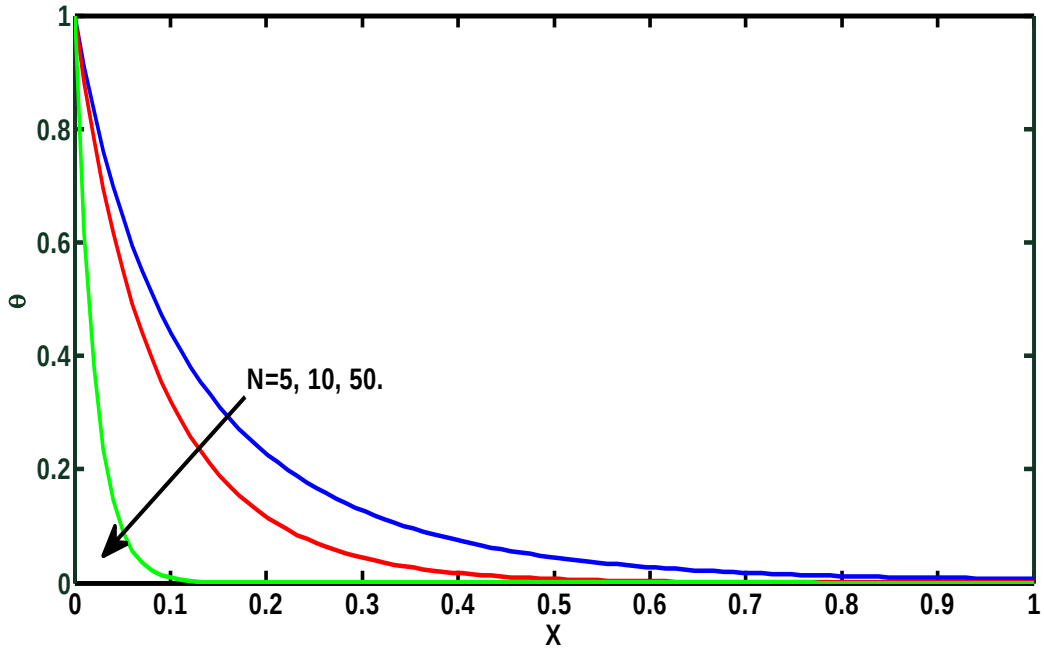


Figure 2.3 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convective pour différentes valeurs de N .Ra*=100.

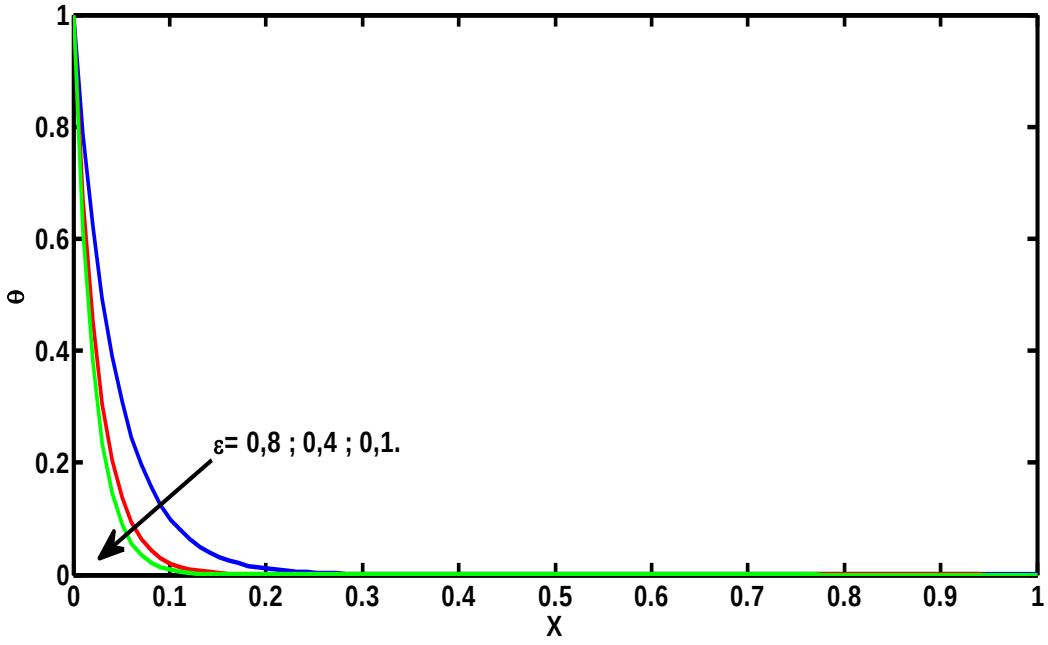


Figure 2.4 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convective pour différentes valeurs de porosités ε ,Ra*=100, N=50.

La variation de la température adimensionnelle pour différentes valeurs de la porosité est montrée dans la figure 2.4, il est observable à partir de cette figure que quand la porosité augmente, la température de l'ailette est plus grande car plus de pores signifie un coefficient convectif qui augmente donc meilleur transfert thermique.

2.2.3 Conclusion

Pour un matériau d'ailette donné, l'effet d'augmenter Da ou Ra sur le flux de chaleur vient seulement de leur effets qu'ils augmentent la perméabilité et les effets moteurs du fluide traversant notre ailette et diminuent la conductivité thermique de l'ailette donc cette dernière est peu efficace.

En augmentant L/S ou en diminuant k_r (i.e. k_{eff}), le N augmente et l'ailette est moins efficace. Ainsi il est commode de trouver des valeurs optimales pour k_{eff}et L au-delà des quelles une augmentation supplémentaire de k_{eff}ou de L n'apporte pas un grand changement sur le flux de chaleur.

Quand la longueur de l'ailette augmente, la température de la partie éloignée de la base de l'ailette s'approche de la température du fluide .ceci implique que la force d'entrainement pour la convection naturelle diminue, et donc le fluide ne peut plus s'infiltrer à travers les pores du domaine poreux. Donc pas d'amélioration significative du flux lors de l'augmentation de la longueur de l'ailette.

2.3 Ailette poreuse rectangulaire soumise à la convection et au rayonnement

2.3.1 Balance énergétique et équation différentielle

La balance énergétique appliquée au segment de l'ailette d'épaisseur Δx, montré sur la figure 2.1, exige que :

$$q(x) - q(x+\Delta x) = \dot{m}cp(T(x) - T\infty) + hP\Delta x(1-\varepsilon)(T(x) - T\infty) + \sigma P\Delta x\tilde{\varepsilon}(T^4(x) - T^4\infty) \quad (2.6)$$

L'équation différentielle est telle que:

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{dT}{dx} + \frac{4\sigma}{3\beta_R k_{eff}}\frac{dT^4}{dx}\right) = \frac{\rho c_p g K\beta P}{\nu k_{eff} S}(T(x) - T\infty)^2 + \frac{hP(1-\varepsilon)}{k_{eff} S}(T(x) - T\infty) + \frac{\sigma\tilde{\varepsilon}P}{k_{eff}\ S}(T^4(x) - T^4\infty) \quad (2.7)$$

Le flux de chaleur de l'ailette est calculé à sa base comme ;

$$q_b = -k_{eff} S\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=0} - \frac{4\sigma S}{3\beta_R}\left(\frac{dT^4}{dx}\right)_{x=0} \quad (2.8)$$

2.3.2 Solution numérique pour une ailette à bout isolé avec θ_b quelconque

Dans la situation où θ_b est grand, .la température à la puissance 4 (T^4) ne peut pas être écrite sous une forme linéaire, dans ce cas l'équation (2.7) peut être manipulée pour obtenir ;

$$\theta''\left(1 + 4Rd(\theta(\theta_b - 1) + 1)^3\right) = Ra^*\theta^2 - 12R_d(\theta_b - 1)(\theta(\theta_b - 1) + 1)^2 + \frac{R_2}{4(\theta_b - 1)}\left((\theta(\theta_b - 1) + 1)^4 - 1\right) + N^2(1-\varepsilon)\theta \quad (2.9)$$

Où $\theta_b = \frac{Tb}{T\infty}$.

L'équation ci-dessus est une ODE non linéaire du second ordre sujette à des conditions aux limites ; à savoir ;

$\theta(0)=1$ et $\theta'(X=1)=0$ pour une ailette à bout isolé (2.10)

2.3.3 Résultats et conclusions

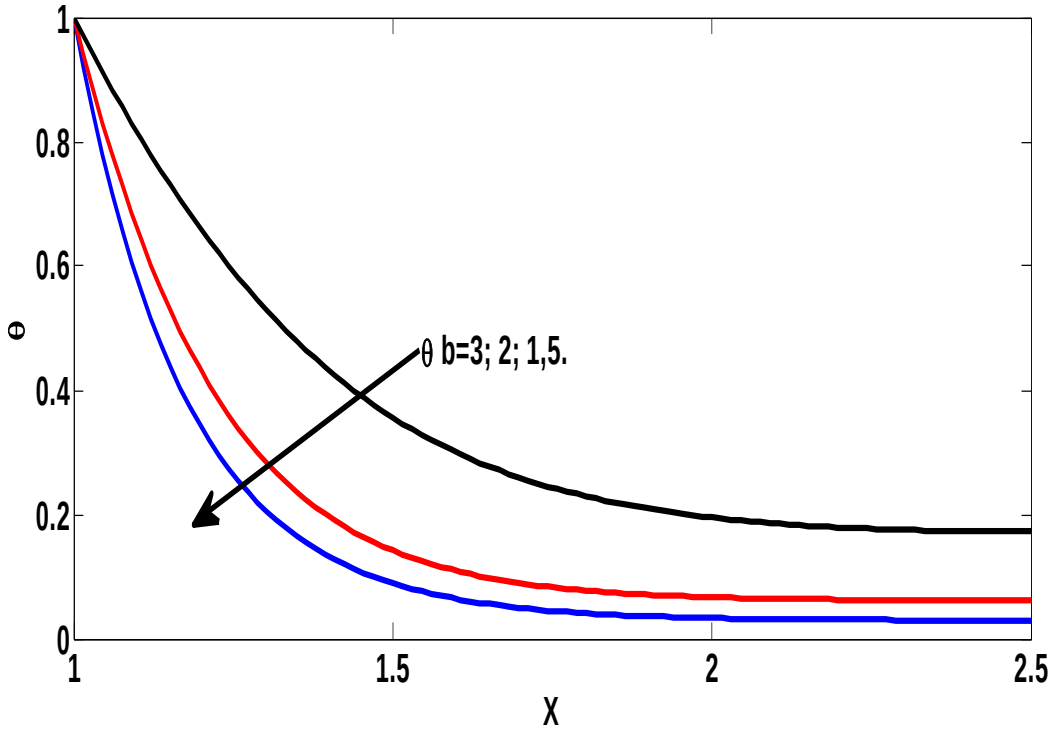


Figure 2.5 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto-radiative à bout isolé pour différentes valeurs de θ_b.Ra*=100, N=10, ε=0.4.

La figure 2.5 nous montre l'effet de θ_b sur la distribution de température, plus ce paramètre de température est grand est plus l'ailette est efficace, ce qui traduit physiquement que plus la température à la base est grande par rapport à la température ambiante et mieux est le transfert de chaleur.

La figure 2.6 traduit l'effet du paramètre conducto-radiatif R_d sur la distribution de température ; son augmentation nous donne un transfert de chaleur meilleur.

La diminution de R_2, qui est le paramètre radiatif de la surface à la température ambiante nous donne une ailette plus efficace comme le montre la figure 2.7.

La figure 2.8 illustre la distribution de température adimensionnelle pour différentes porosités, comme on peut voir plus de pores implique une ailette plus efficace.

Un paramètre de l'ailette N petit est meilleur pour une ailette plus efficace.

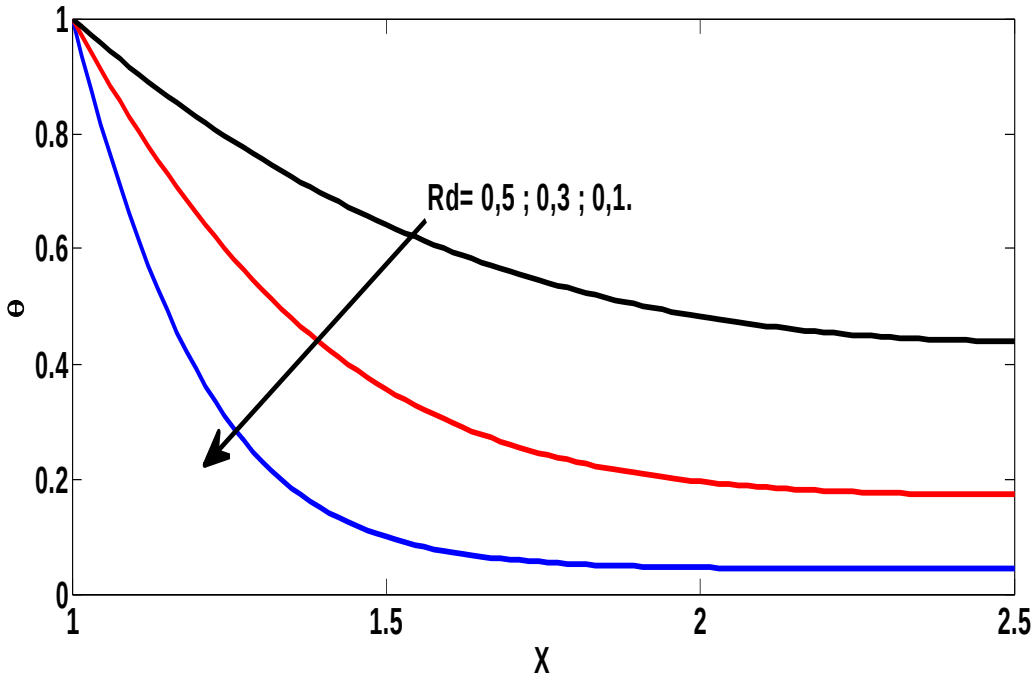


Figure 2.6 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto-radiative à bout isolé pour différentes valeurs de R_d.Ra*=100, N=10, ε=0.4.

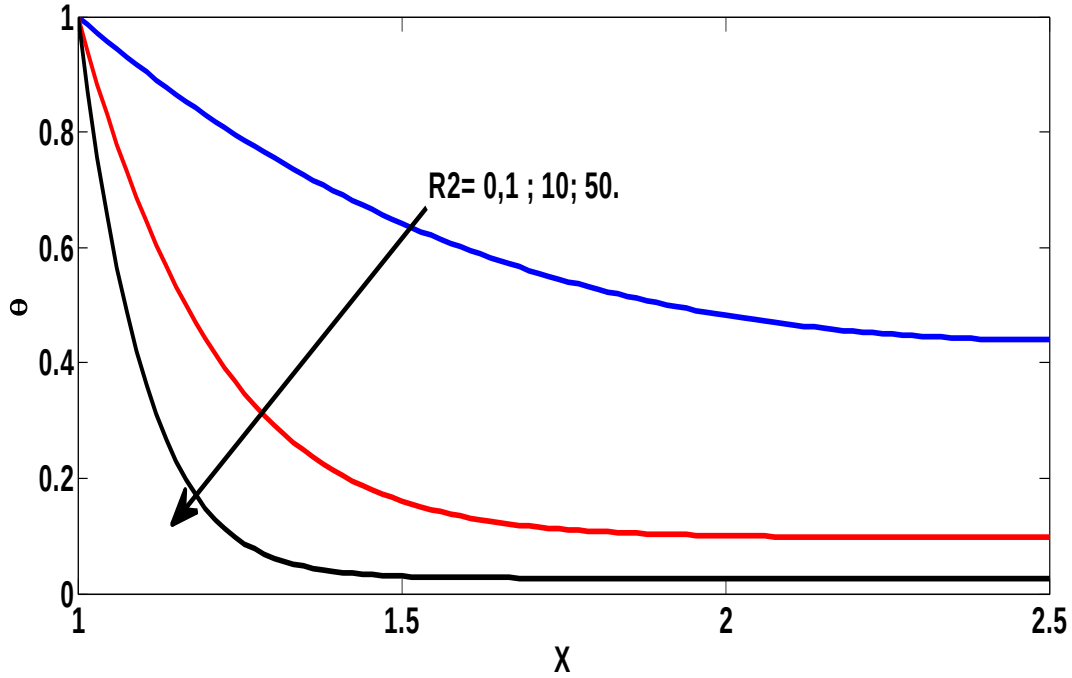


Figure 2.7 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto-radiative à bout isolé pour différentes valeurs de R_2.Ra*=100, N=10, ε=0.4.

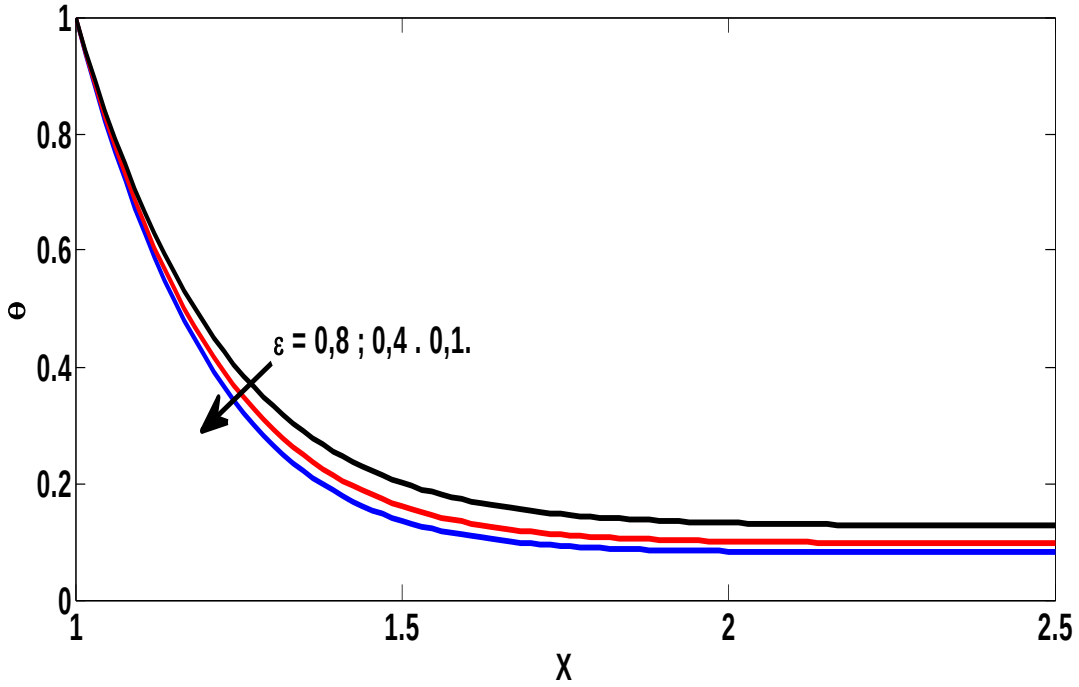


Figure 2.8 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto- radiative à bout isolé pour différentes porosités .Ra*=100, N=10, θ_b=3.

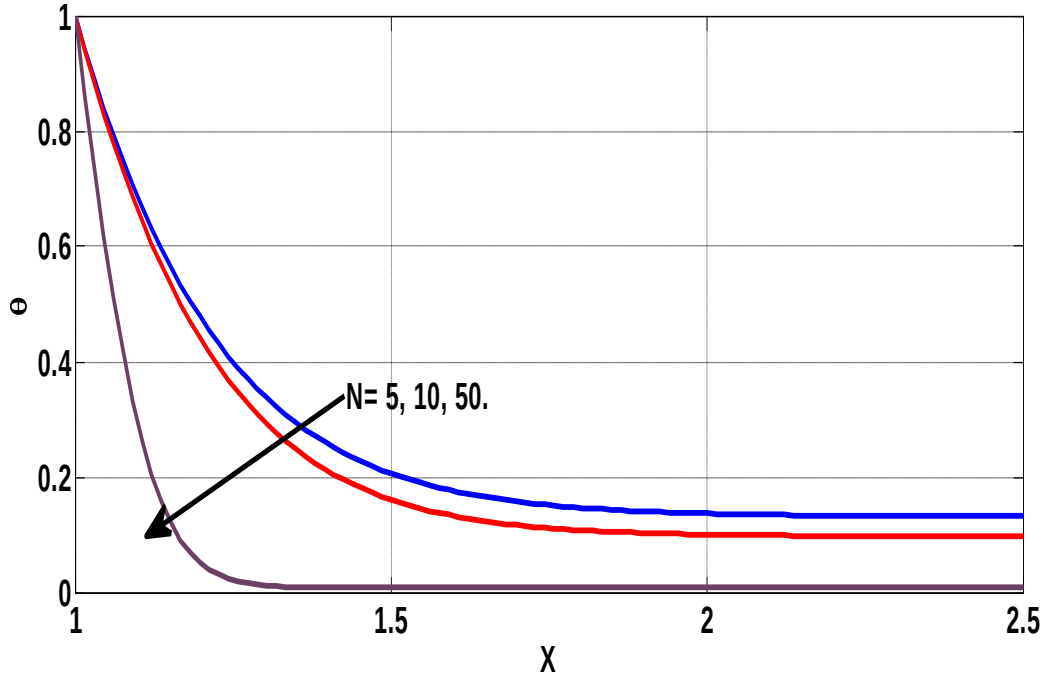


Figure 2.9 Distribution de la température adimensionnelle axiale le long de l'ailette poreuse rectangulaire convecto- radiative à bout isolé pour différents paramètres de l'ailette N .Ra*=100, ε=0.4, θ_b=3.

2.4. Ailette poreuse circulaire soumise à la convection avec une conductivité thermique dépendante de la température

En appliquant une balance énergétique

$$q_r - q_{r+dr} = hA(1-\varepsilon)(T(r) - T_\infty) + \dot{m}c_p(T(r) - T_\infty) \quad (2.26)$$

Et en posant

$$k_{eff} = k^*(1 + \beta^*\theta) \quad (2.27)$$

$$\theta = \frac{T(r) - T_\infty}{T_b - T_\infty} \quad (2.28)$$

$$R = \frac{r}{r_b} \quad (2.29)$$

On définit les nombres suivants :

$$Ra = \frac{g\beta r_b^3 (T_b - T_\infty)\rho c_p}{\nu k_f} \quad ; le\ nombre\ de\ Rayleigh$$

$$Da = \frac{K}{r_b^2}\ , le\ nombre\ de\ Darcy$$

$$\Psi = \frac{\delta}{r_b}; la\ largeur\ de\ l'ailette\ adimensionnée$$

$$Ra^* = \frac{RaDa}{\psi k_r} \quad ; lenombredeRayleighmodifié$$

$$N^2 = \frac{h\ r_b^2}{\delta k_r} \quad ; le\ paramètre\ de\ l'ailette.$$

$$k_r = \frac{k^*}{k_f}, le\ rapport\ des\ conductivités\ thermiques\ dans\ le\ cas\ où\ k = k(T)$$

L'équation différentielle pour une ailette circulaire soumise à la convection avec k=k(T) s'écrit:

$$\frac{d^2\theta}{dR^2} = \frac{-\beta^*}{1+\beta^*\theta}\left(\frac{d\theta}{dR}\right)^2 + \frac{1}{1+\beta^*\theta}Ra^*\theta^2 + \frac{(1-\epsilon)}{1+\beta^*\theta}N^2\theta - \frac{1}{R}\theta' \quad (2.30)$$

2.4.1 Résultats et discussion

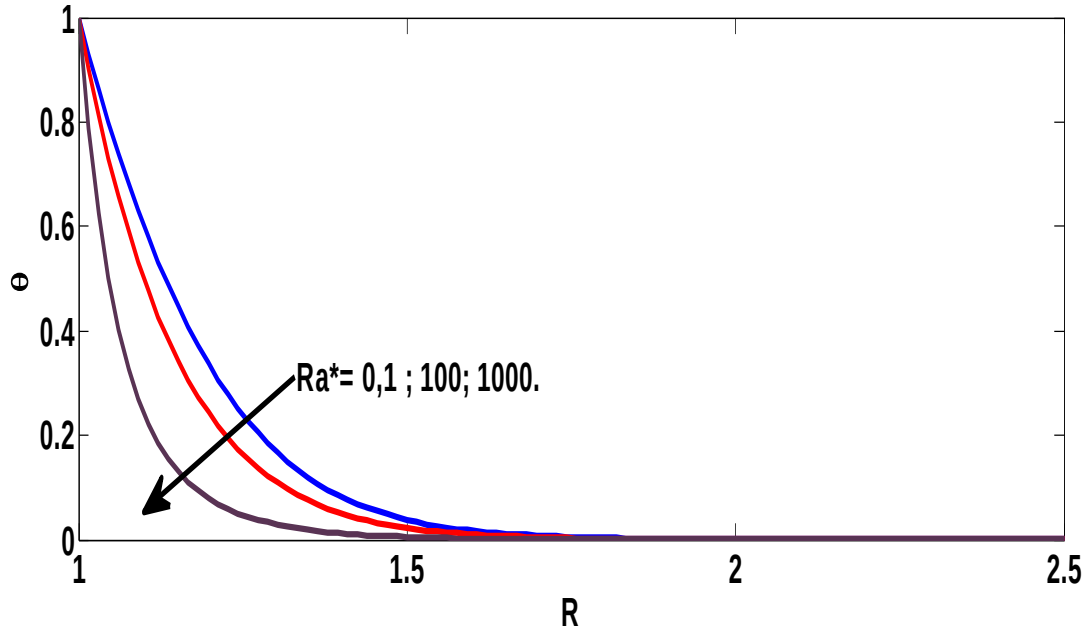


Figure2.10 Effet du nombre de Rayleigh modifié sur la température adimensionnelle avec k=k(T) pour une ailette poreuse circulaire. (β*=1.5; ε=0.4; N=10)

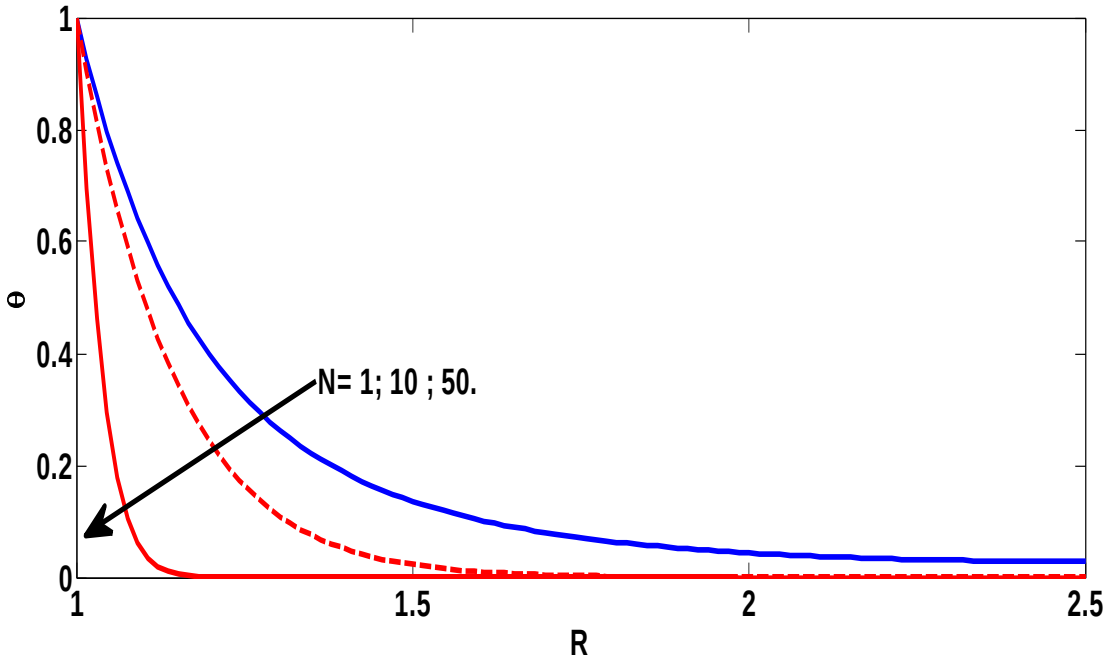


Figure2.11 Effet du paramètre de l'ailette sur la température adimensionnelle pour une ailette poreuse circulaire avec k=k(T). (Ra*=100; β*=1.5; ε=0.4)

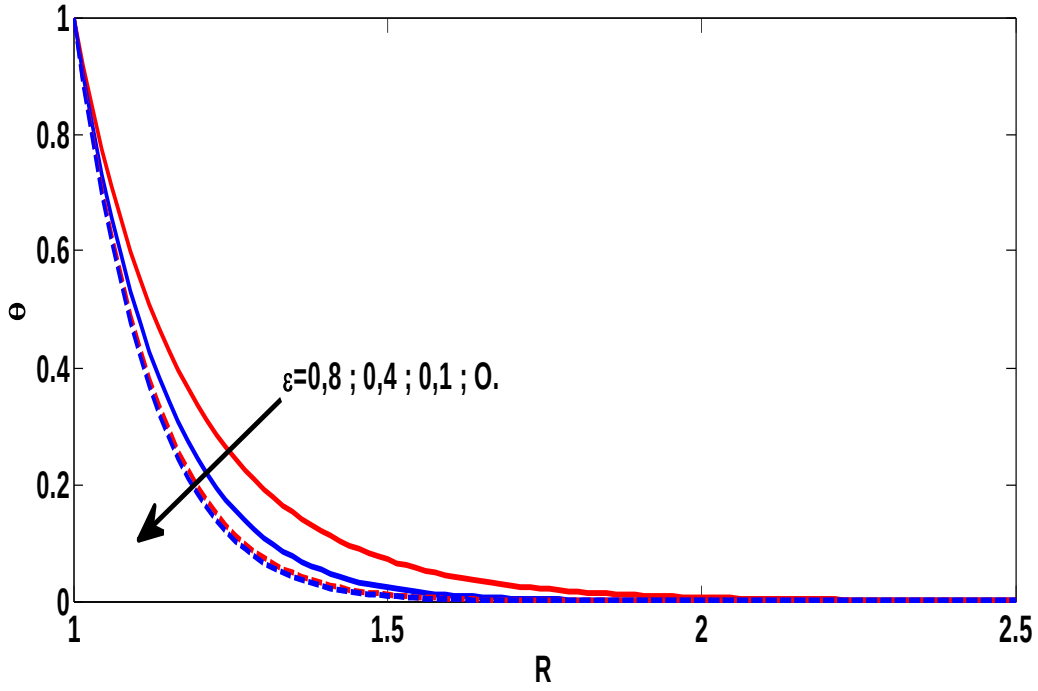


Figure2.12Effet de la porosité de l'ailette circulaire sur la température adimensionnelle avec k=k(T). (β*=1.5; Ra*=100; N=10)

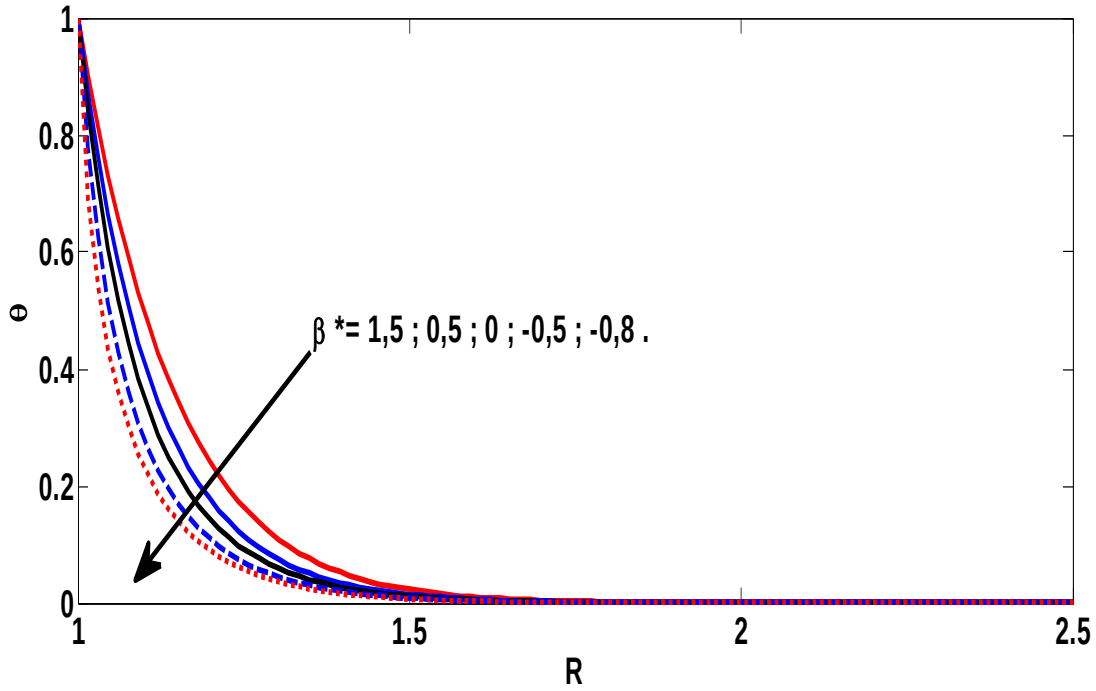


Figure 2.13 Effet du paramètre de conductivité sur la distribution de températurepour une ailette circulaire avec k=k(T). (Ra*=100; N=10; ε=0.4)

Dans la figure 2.10 On a étudié l'effet du nombre de Rayleigh modifié sur la distribution de température, on voit que quand Ra* diminue notre ailette est plus efficace ceci est dû au fait que le nombre de Rayleigh modifié est proportionnel au nombre de Ra qui traduit le rapport entre les phénomènes moteurs (poussée d'Archimède) et les phénomènes résistants (diffusion de la chaleur et frottement) et le nombre de Darcy qui traduit la perméabilité du fluide et inversement proportionnel à la conductivité thermique effective. Donc la diminution de Rayleigh modifié signifie la diminution du nombre de Rayleigh donc les phénomènes résistants l'emporte et la diminution de Darcy donc la perméabilité diminue c.à.d. la circulation du fluide à travers les pores est imperméable ce qui explique que le phénomène convectif diminue et donc l'augmentation de la température de l'ailette.

La figure 2.11 Nous montre l'effet du paramètre de l'ailette N sur la distribution de température, quand le N augmente l'ailette refroidie très rapidement dans une distance effective très petite, elle est donc moins efficace ; et aussi le paramètre de l'ailette est proportionnelle au coefficient de convection h donc son augmentions implique l'augmentation du transfert thermique convectif donc l'ailette refroidie plus rapidement pour un N grand

Par ailleurs la figure2. 12 Montre que l'ailette est d'autant plus efficace que sa porosité est grande.

La figure 2. 13 illustre la variation du paramètre de la conductivité thermique sur la distribution de température, on voit que plus le β*augmente et plus notre ailette est efficace, ce coefficient est proportionnel à la conductivité thermique effective, donc son augmentation signifie l'augmentation de la conductivité thermique du solide et donc une ailette avec une grande conductivité thermique est privilégié.

Chapitre 3:Ailette spiralée poreuse et pleine

3.1 Introduction

Les surfaces prolongées ou connues sous le nom "d'ailettes" sont communément utilisées dans le but d'augmenter le transfert de chaleur dans plusieurs industries. Les ailettes sont largement utilisées pour augmenter le flux de chaleur d'une surface primaire; et c'est pour cette raison que leurs applications sont amplement vues en climatisation, réfrigération, la cryogénie, dans le matériel électronique, aussi bien que dans les échangeurs de chaleur et les générateurs de puissance fonctionnant avec de larges températures.

A côté des applications traditionnelles, on peut trouver les ailettes dans la technologie nucléaire où le transfert thermique est dominé par une faible convection thermique, un rayonnement thermique élevé et par une génération de chaleur interne. En raison de la très grande portée de température impliquée, les propriétés thermo-physiques de l'ailette et la source thermique volumétrique vont être dépendants de la température. Cependant il est essentiel de tenir compte de la variation de la conductivité thermique qui a suscité dans la dernière décennie un intérêt particulier de la part de beaucoup de chercheurs.

D'autre part le but principal de l'industrie des ailettes est de diminuer la taille et le prix des ailettes, pour ce faire le milieu poreux est une bonne alternative. Vu que le cout des métaux à haute conductivité thermique utilisés dans la manufacture des ailettes est très élevé.

Les applications des matériaux poreux sont nombreuses citant, l'aérospatial, l'énergie, le transport, la construction, l'électronique, le biomédical et autres.

Plusieurs efforts ont été engagés pour modifier la géométrie de l'ailette poreuse dans le but d'obtenir un taux maximal de flux de chaleur par unité de masse. L'ailette poreuse rectangulaire, l'ailette poreuse en forme de T, l'ailette poreuse triangulaire, circulaire, semi sphérique ont toute été étudié. (Voir intro chapitre 2).

L'ailette poreuse spirale n'a pas encore été étudiée, de ce fait la modélisation d'une ailette poreuse spirale est investie pour la première fois dans cette thèse. Les deux cas ont été entrepris la conductivité thermique dépendante et indépendante de la température.

3.1.1 Généralités sur la forme spirale

Les spirales sont présentes à tous les niveaux de la création, depuis les molécules jusqu'aux galaxies. La spirale est un mouvement fondamental inscrit dans la structure de l'univers. Elle se

manifeste sous différentes formes (plane, conique ou cylindrique), dans les plantes, les animaux et l'être humain. Dans l'air, l'eau et le sang, elle est le mouvement naturel de la vie.

Les exemples de la géométrie spirale sont multiples dans la vie courante, on prend l'escalier en colimaçon, c'est une hélice ; la rotation sur l'hélice produit une progression, un avancement, contrairement au cercle où on se retrouve au même point après un tour.

On trouve des hélices régulières dans le tire-bouchon, le filtrage de vis, des boulons et des écrous, la rotation s'accompagne d'un avancement.

Lorsqu'un courant électrique parcourt un fil de cuivre enroulé en hélice, il crée un champ magnétique intense à l'intérieur de la bobine.

Dans les plantes la spirale nous suggère le mouvement de déploiement, associé à la croissance et l'évolution de la plante.

Si on passe au niveau galactique, la forme spiralée est inscrite dans de nombreuses galaxies.

Le mouvement de la terre au tour du soleil décrit une hélice dans l'espace.

Dans l'air, les cyclones, les ouragans et les typhons sont des tourbillons et vortex.

V.Schauberger a démontré en 1922 que le mouvement naturel de tous les cours d'eau dans les rivières est un courant hélicoïdale, il tourne en avançant autour d'un axe longitudinal, le flot naturel en hélice donne plus de force à l'eau.

Parlons du corps humain ; comme dans les rivières, le flux sanguin suit un mouvement hélicoïdal dans les artères et les veines. Des chercheurs ont reconnu qu'un flux hélicoïdal est beaucoup plus dynamique qu'un flux linéaire; ce fait est mis en évidence dans les prothèses d'artères. Les prothèses cylindriques classiques s'encrassent vite, alors que dans les prothèses hélicoïdales il ne reste pas de zone stagnante, ce qui réduit les risques d'hyperplasie.

Les fibres musculaires qui constituent la paroi du cœur sont disposées en hélice ce qui imprime au flot sanguin des mouvements de vortex dans ses cavités internes.

La molécule d'ADN est faite de deux brins enroulées en hélice; ainsi que les protéines, les bactéries, les enzymes ont des formes hélicoïdales ce qui leur donne l'aisance de se déplacer dans le corps humain.

3.1.2 Notions mathématiques sur la forme spirale

L'hélice est une courbe dans l'espace dont la tangente en tout point forme un angle constant avec une droite fixe.

Une hélice circulaire est inscrite sur un cylindre de révolution. L'axe de ce cylindre est appelé axe de l'hélice, le rayon de ce cylindre est appelé rayon de l'hélice. Toute droite tracée sur le cylindre est coupée par l'hélice en intervalles réguliers dont la longueur fixe est appelée le pas de l'hélice.

Longueur de l'hélice [42]

H: longueur de l'hélice;

l: la longueur d'une spire;

h: hauteur du cylindre;

p: le pas de l'hélice;

n: la quantité de spires (h = np);

r: rayon du cylindre; D son diamètre et P son périmètre (P = π D).

L'approximation est valable pour n grand ou h petit. Plus le nombre de spires est grand sur une petite hauteur, plus la longueur de l'hélice se rapproche de n fois le périmètre du cercle.

L'hélice est enroulée sur un cylindre. La méthode consiste à dérouler le fil de la spire sur un plan et appliquer le théorème de Pythagore.

Pour n spires

$$H = \sqrt{h^2 + (n\pi D)^2}$$

Pour une spire

$$l = \sqrt{p^2 + (\pi D)^2} = 2\pi \sqrt{\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 + r^2}$$



Équations paramétriques

x = r cos t

y = r sin t

z = c t

Équation basées sur le fait que x et y définissent un point sur le cercle, pendant que z lui imprime un mouvement vertical uniforme.

Lorsque t = 2π (un tour), le point parcourt une spire, et il a progressé d'une hauteur égale à "c" (le pas de l'hélice).

Projections

La projection d'une hélice sur un plan perpendiculaire à l'axe est un cercle**.**

La projection d'une hélice sur un plan parallèle à l'axe est une sinusoïde.

3.2Analyse mathématique

Une analyse stationnaire a été étudiée pour une ailette poreuse spirale soumise à la convection. (Figure 3.1). En premier lieu la conductivité thermique est considérée comme indépendante de la température, ensuite l'étude est faite avec une conductivité thermique dépendante de la température. On prend quelques hypothèses pour simplifier notre analyse

1- Le coefficient de transfert de chaleur est constant.
2- Le transfert de chaleur se fait dans une seule direction uniquement.
3- L'interaction entre le milieu poreux et le fluide est simulée par la formulation de Darcy.
4- La matrice fluide- solide est en équilibre thermique local.
5- Les pertes de charge sont négligées.

Ces hypothèses sont généralement utilisées pour l'analyse des ailettes conducto- convectives.

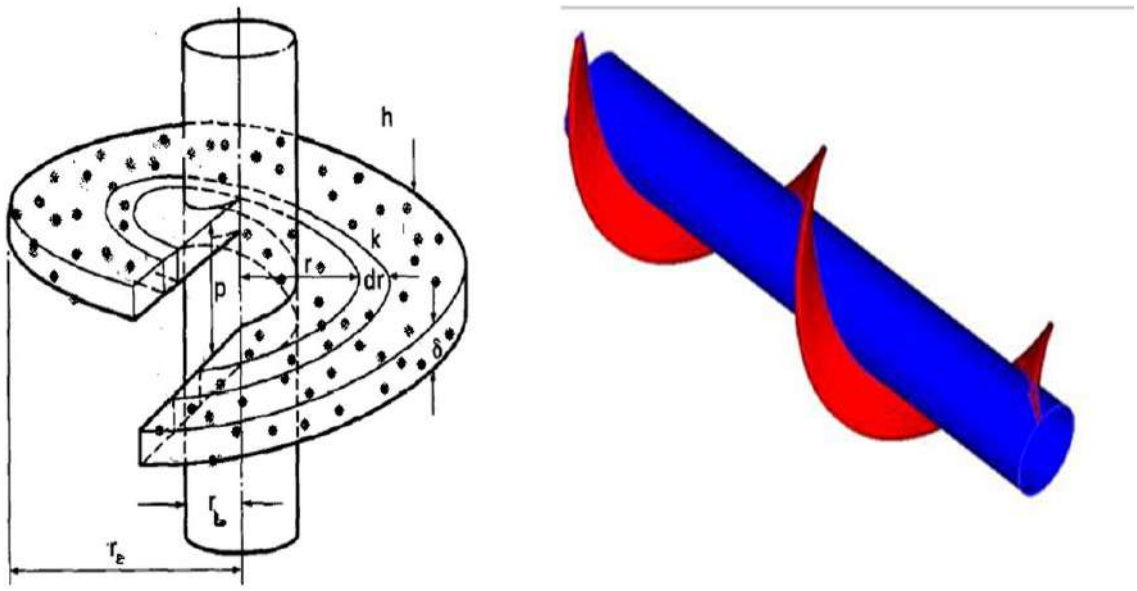


Figure 3.1 Schématisation d'une ailette poreuse spirale.

La balance énergétique s'écrit dans un volume de contrôle:

$q_r - q_{r+dr} = hA(1-\varepsilon)(T(r) - T_\infty) + \dot{m}c_p(T(r) - T_\infty)$(3.1)

Où ε est la porosité et (1-ε) c'est la partie solide de l'ailette poreuse. A c'est la surface de l'ailette qui convecte. T_∞ c'est la température de l'air environnant.

Le débit massique du fluide passant par le milieu poreux est:

Où A= 2πr'dr et r c'est la direction radiale. La longueur d'une hélice circulaire de l'ailette spirale de pas p est [42] :

$$r' = 2\pi\sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2 + r^2} \quad (3.3)$$

La vitesse de Darcy est exprimée en fonction du coefficient de dilatation thermique, de la perméabilité du milieu poreux et de la viscosité cinématique de l'air.

$$v_w = \frac{gK\beta}{\nu}(T(r) - T_\infty) \quad (3.4)$$

La loi de fourier de la conduction est :

$$q = -k_{eff} A \frac{dT}{dr} \quad (3.5)$$

A est la section de l'ailette, A=2πr'δ avec δ l'épaisseur de notre ailette, et k_{eff} c'est la conductivité thermique effective de l'ailette poreuse

$k_{eff}=\varepsilon k_f + (1-\varepsilon)\, ks$(3.6)

En substituant les équations (3.2) et (3.6) dans l'équation (3.1) on trouve:

$$\frac{d}{dr}\left\{k_{eff}\sqrt{\left(\frac{p}{2\pi}\right.}\right.$$

En se référant à la figure 3.1 et en considérant les paramètres adimensionnels (température; rayon et le pas), on écrit:

$$\theta = \frac{T(r) - T_\infty}{T_b - T_\infty} \quad (3.8)$$

$$R = \frac{r}{r_b} \quad (3.9)$$

$$P_a = \frac{p}{2\pi r_b} \quad (3.10)$$

3.2.1 Cas1: la conductivité thermique est indépendante de la température

L'équation différentielle adimensionnelle devient:

$$\frac{d}{\mathrm{dR}}\left(\sqrt{P_a^2 + R^2}\right.$$

En définissant les paramètres suivant:

$$Ra = \frac{g\beta r_b^3 (T_b - T_\infty)\rho c_p}{\nu k_f} \quad ; le\ nombre\ de\ Rayleigh$$

$$N^2 = \frac{h\ r_b^2}{\delta k_{eff}} \quad ; le\ paramètre\ de\ l'ailette.$$

$$Ra^* = \frac{RaDa}{\psi k_r} \quad ; le\ nombre\ de\ Rayleigh\ modifié.$$

L'équation (3.11) s'écrit finalement:

$$\frac{\mathrm{d}^2\,\theta}{\mathrm{dR}^2} = Ra^*\theta^2$$

Les conditions aux limites sont tq : le bout de l'ailette est isolé, donc pas de transfert de chaleur au bout et la base de l'ailette possède une température, d'où:

$$\theta(1) = 1$$

$$\frac{d\theta}{dR}_{\mathrm{R=Re}} = 0 \quad (3.13)$$

3.2.2 Cas2: la conductivité thermique est dépendante de la température

On suppose que la conductivité thermique est linéairement dépendante de la température

$$k_{eff} = k^*(1 + \beta^*\theta) \quad (3.14)$$

L'équation différentielle gouvernante est donc:

$$\frac{\mathrm{d}^2\,\theta}{\mathrm{dR}^2} = \frac{-\beta^*}{1 + \beta^*}$$

Les conditions aux limites sont:

$$\theta(1) = 1$$

$$\frac{d\theta}{dR}_{\mathrm{R=Re}} = 0 \qquad (3.16)$$

3.3 Résultats et discussions

Dans cette partie, on a étudié le transfert de chaleur convectif d'une ailette poreuse spirale avec une conductivité thermique indépendante de la température en premier. Pour valider notre analyse et nos résultats, la figure 3.2 compare les résultats entre la présente ailette spirale avec ceux de l'ailette circulaire. On a donc posé un pas nul pour l'ailette spirale et on a obtenu les mêmes courbes, ce qui démontre la bonne procédure mathématique.

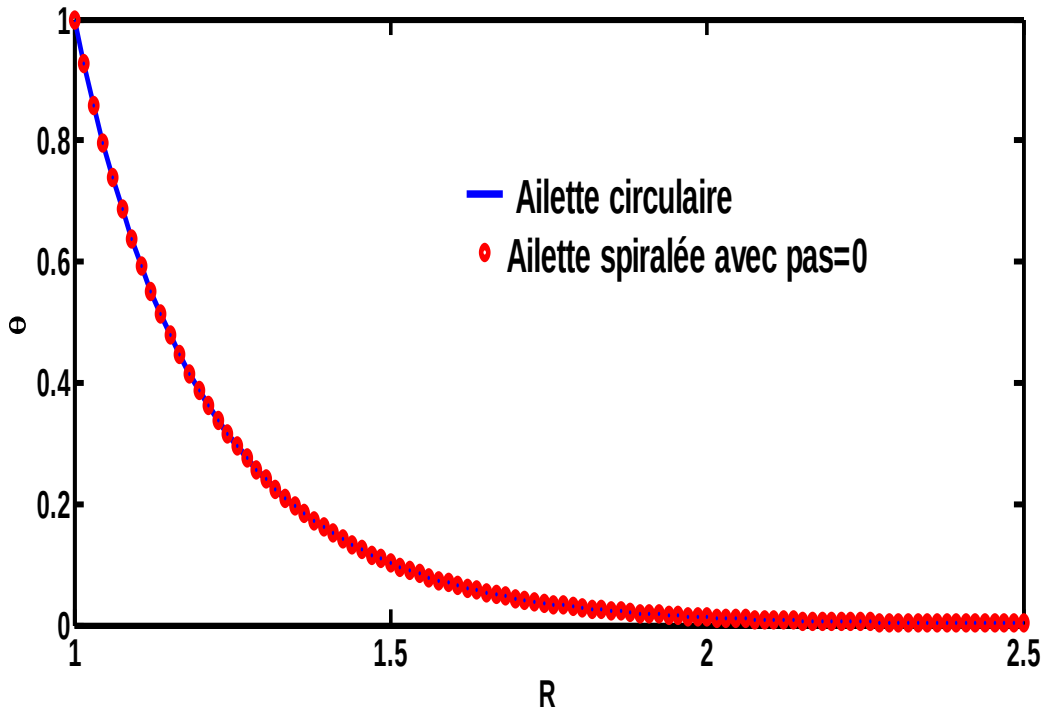


Figure3.2 Comparaison entre l'ailette circulaire et l'ailette spirale avec un pas nul.

3.3.1 Cas 1: Conductivité thermique indépendante de la température β*=0

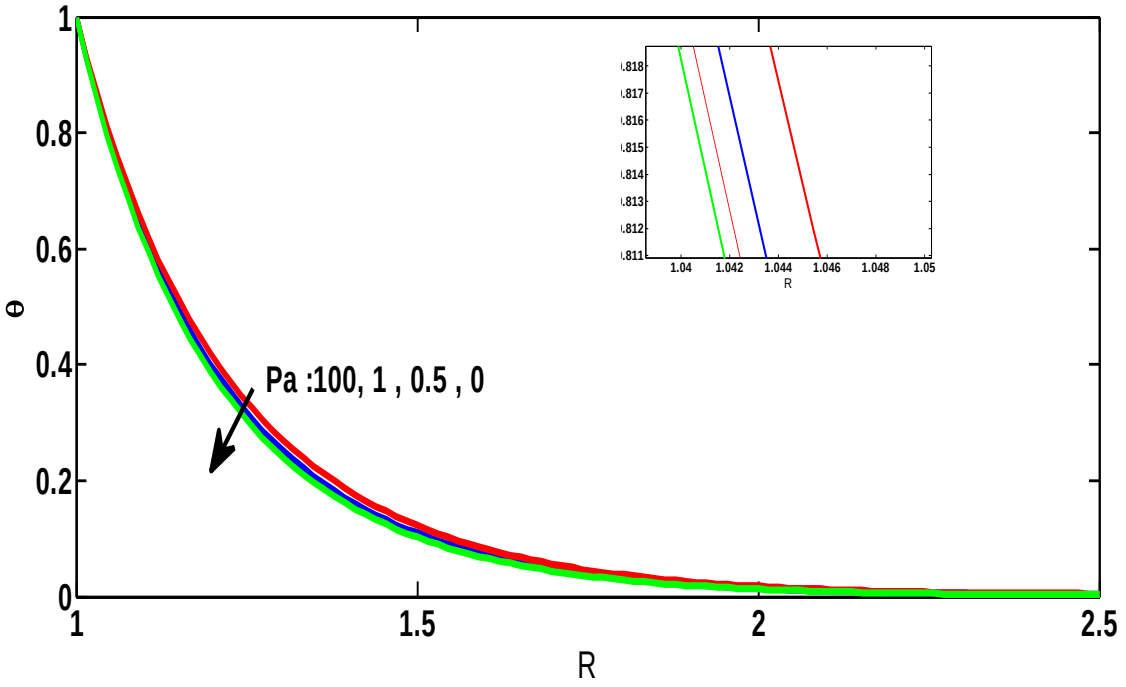


Figure3.3Effet du pas de l'ailette spirale sur la température adimensionnelle.

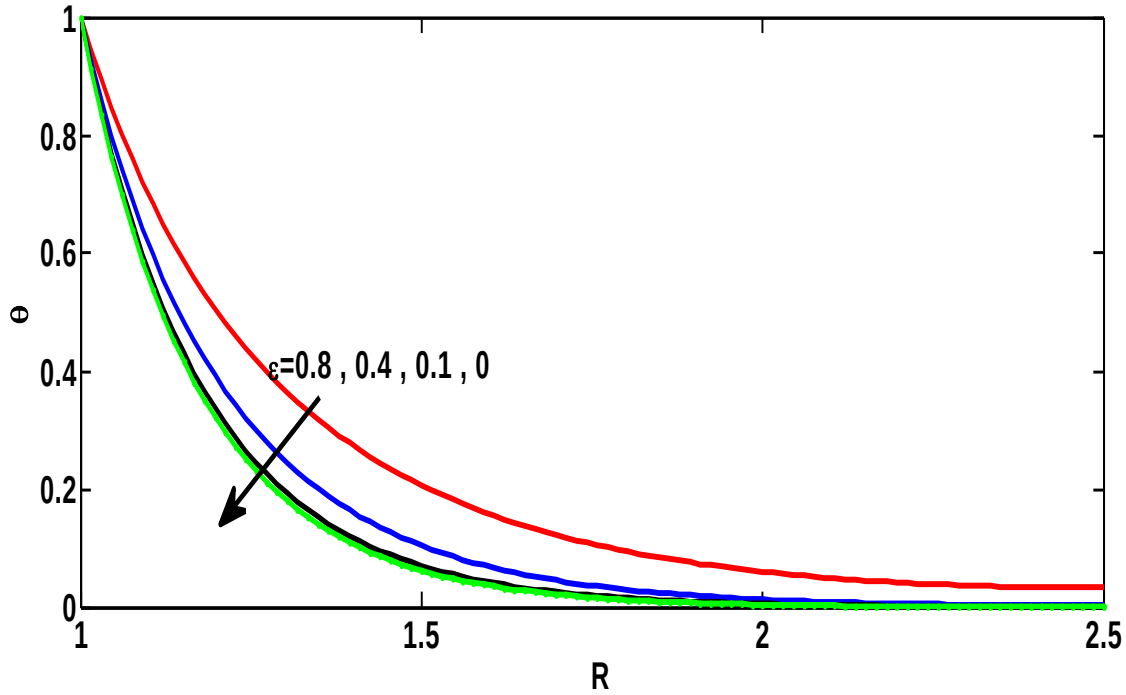


Figure 3.4 Effet de la porosité de l'ailette spirale sur la température adimensionnelle.

L'effet du pas de l'ailette poreuse spirale sur la température adimensionnelle est montré dans la figure 3.3, on peut voir que quand le pas diminue, la température de l'ailette diminue aussi donc le transfert de chaleur est légèrement meilleur pour de grands pas.

La figure 3.4 montre l'effet de la porosité sur le profil de température .en augmentant la porosité la température augmente car, plus de pores signifie qu'il y a moins de matière et donc le transfert de chaleur augmente car plus de fluide passant par les pores.

La figure 3.5 nous montre qu'en augmentant le Ra*, l'efficacité de l'ailette diminue; car le nombre de Rayleigh modifié contient le nombre de Rayleigh qui représente la poussée d'Archimède sur la diffusivité thermique donc Rayleigh grand phénomène convectif qui domine, et contient aussi le nombre de Darcy qui est proportionnelle à la perméabilité, donc Darcy augmente implique l'augmentation de la perméabilité et donc moins de collision entre le fluide et les pores du milieu poreux et on obtient en conséquent une température d'ailette qui baisse.

La figure 3.6 illustre l'effet du paramètre de l'ailette sur la distribution de température quand les autres paramètres sont constants. On constate que quand le paramètre de l'ailette augmente le phénomène convectif est dominant par rapport au phénomène conductif à travers l'ailette. Cependant l'ailette sera moins efficace .Dans ce cas, il est évident qu'un faible paramètre de l'ailette est souhaitable dans ces circonstances

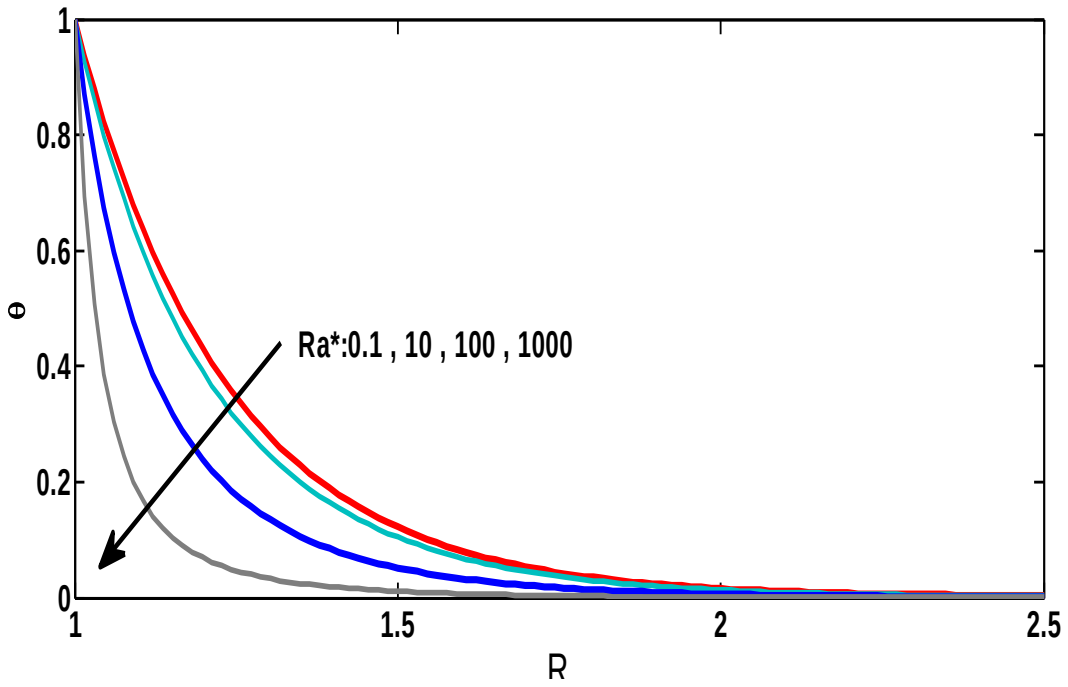


Figure3.5Effet du nombre de Rayleigh modifié sur la températureadimensionnelle.

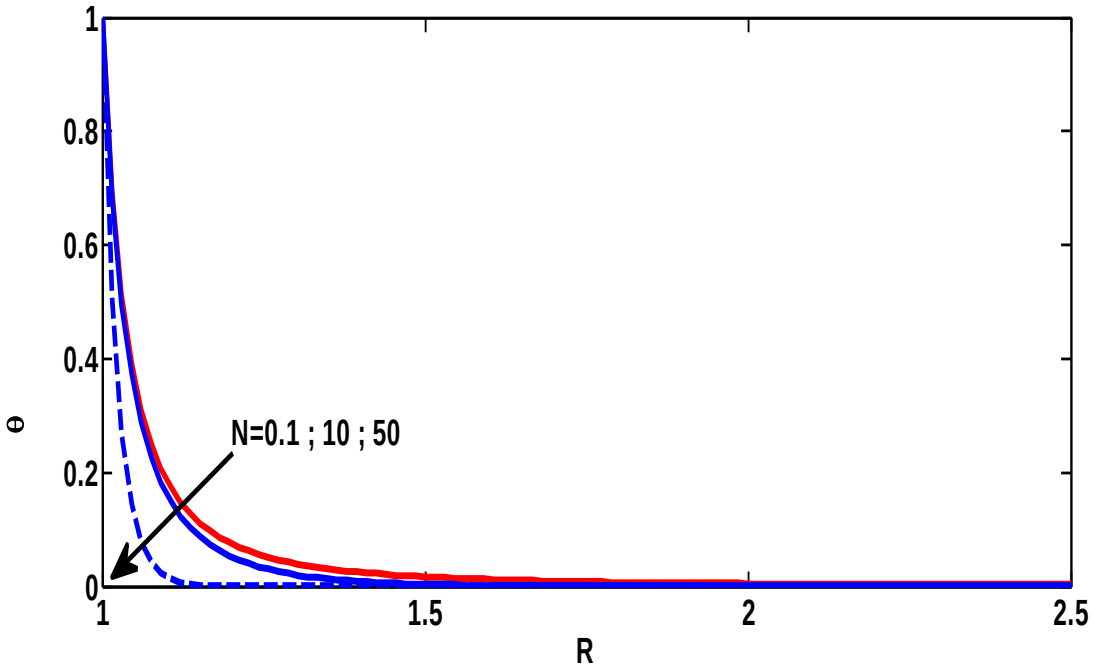


Figure3.6 Effet du paramètre de l'ailette sur la température adimensionnelle.

3.3.2 Cas2:Conductivité thermique dépendante de la températurek=k(T)

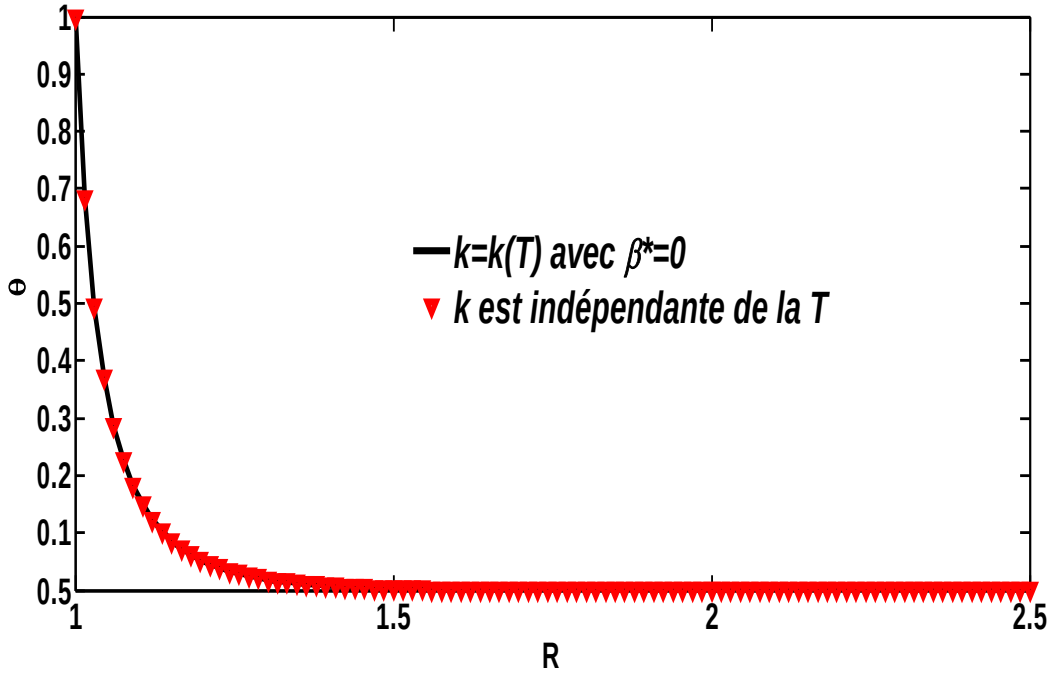


Figure3.7 Comparaison entre les situations où k=k(T) avec β*=0et k≠k(T).

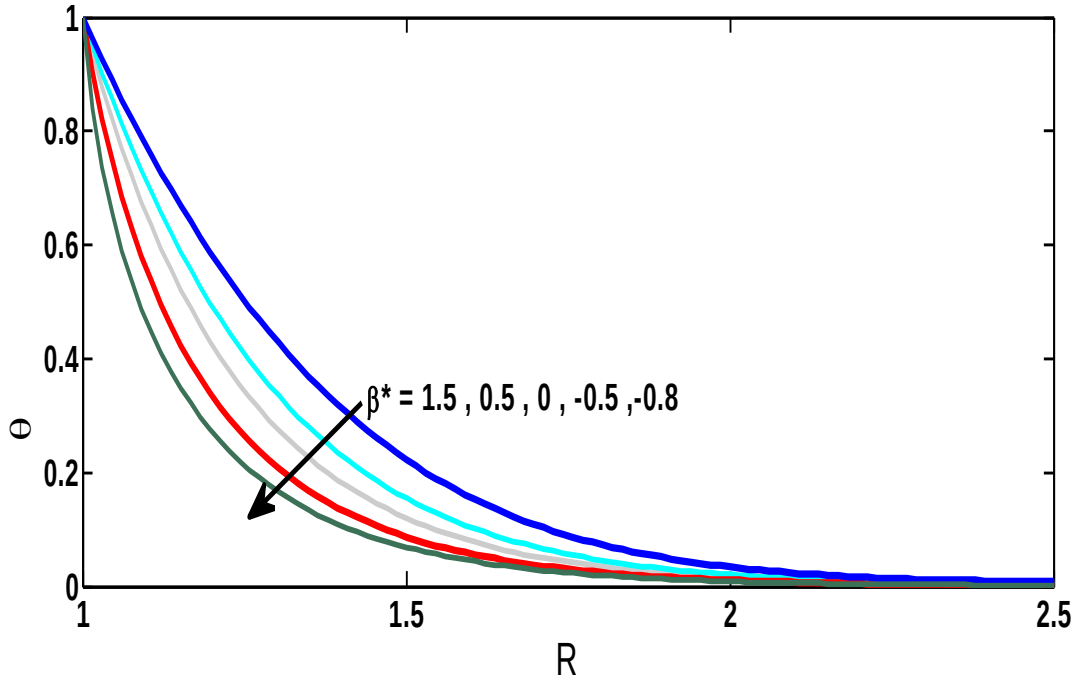


Figure3.8 Effet du paramètre de conductivité sur la distribution de température

Dans la figure 3.7 on compare les distributions de température où la conductivité thermique ne dépend pas de la température et celle où la conductivité thermique est dépendante de la température en posant β*=0; les deux courbes sont donc identiques.

Comme ploter sur la figure 3.8, la distribution de température est de plus en plus affecté par les valeurs de β* qui prennent aussi bien des valeurs positives que négatives. L'efficacité de l'ailette est meilleure pour les ailettes manufacturées avec un matériau avec des valeurs positives de β*.

Dans la figure 3.9, on voit que les grandes valeurs du pas de l'ailette sont avantageuses dans ce cas.

Comme prévu, les mêmes tendances sont obtenues pour l'effet du nombre de Rayleigh modifié et celui du paramètre de l'ailette sur la distribution de température, donc des faibles Ra* et N nous donnent une efficacité meilleure de notre ailette poreuse spirale en raison de l'obtention de faibles températures de l'ailette.

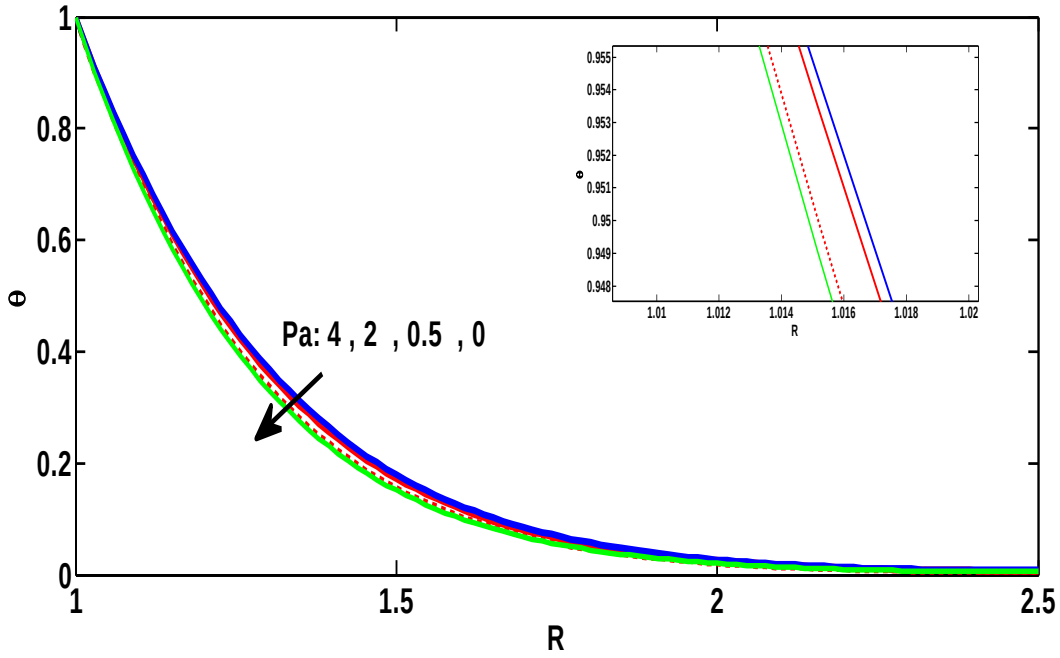


Figure 3.9 Effet du pas de l'ailette sur la distribution de température β*≠0

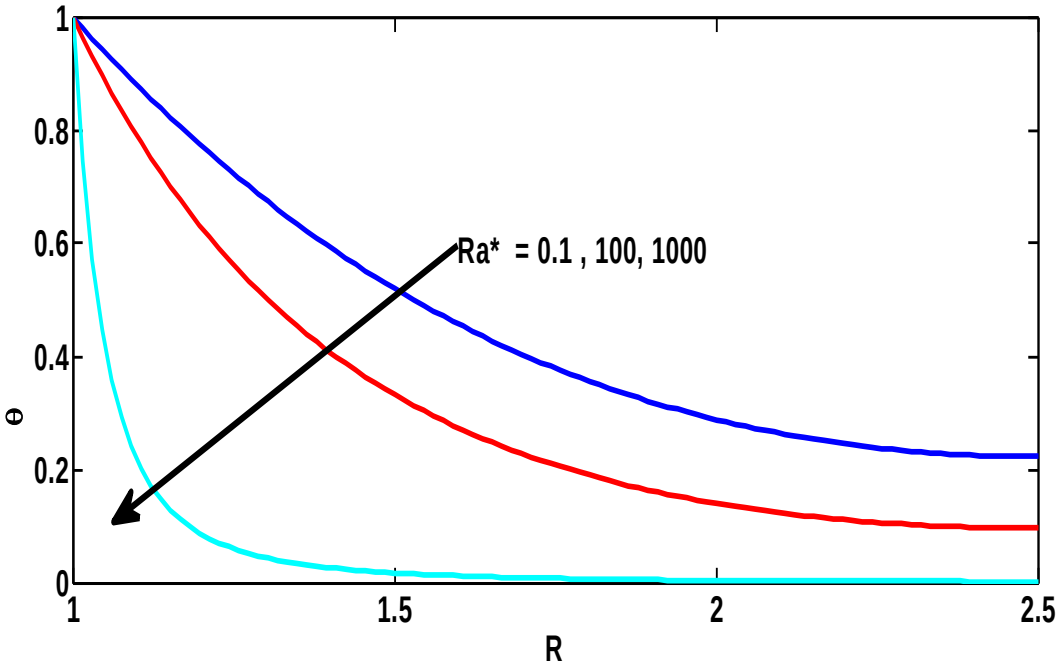


Figure 3.10 Effet du nombre de Rayleigh modifié sur la température adimensionnelle β*≠0.

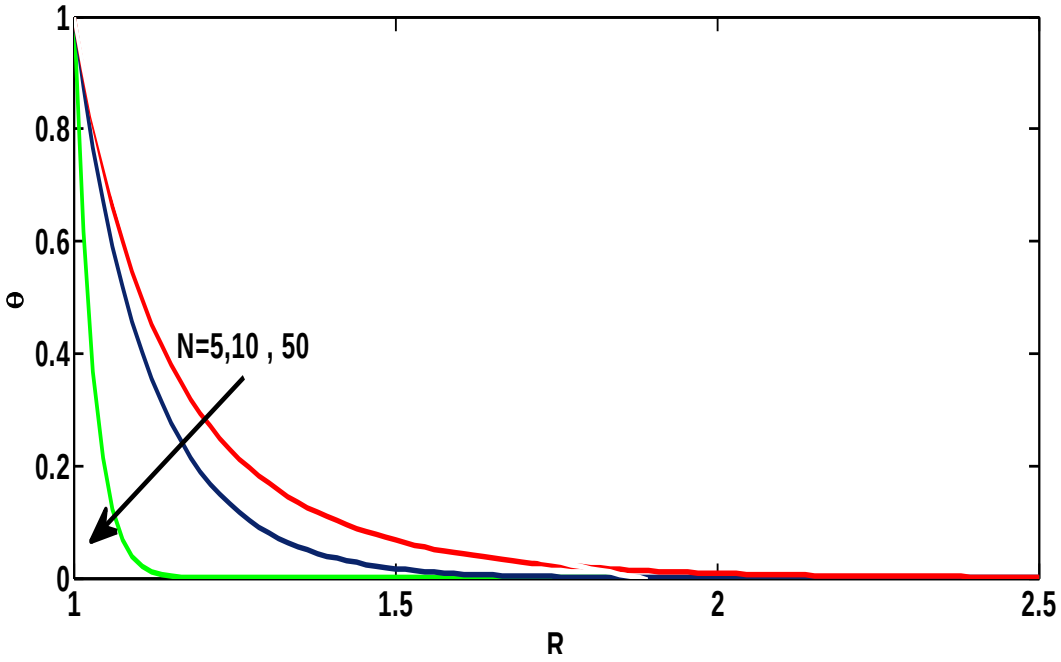


Figure 3.11 Effet du paramètre de l'ailette sur la température adimensionnelle β*≠0.

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre les équations de transfert de chaleur pour une ailette poreuse spirale sont présentées, une méthode numérique est appliquée pour trouver la distribution de température, on a conclu ceci:

- Une ailette spirale avec de larges pas a une efficacité meilleure qu'avec de petits pas pour une conductivité thermique dépendante ou indépendante de la température.
- En augmentant la porosité, la température de l'ailette augmente.
- En augmentant le nombre de Rayleigh modifié, l'efficacité de l'ailette diminue, ceci est vérifié pour une conductivité thermique dépendante ou indépendante de la température
- Quand le paramètre de l'ailette N diminue, le transfert de chaleur est meilleur pour les deux cas.
- La température de l'ailette augmente, en augmentant le paramètre de conductivité thermique β*.
- Dans la plus part des cas, il est intéressant de manufacturer des ailettes avec un matériel poreux et avec une forme spirale

3.5 Ailette spirale pleine

3.5.1 Formulations mathématiques

L'équation différentielle d'une ailette pleine spirale avec une conductivité thermique indépendante de la température s'écrit

$$\frac{\mathrm{d}^2\,\theta}{\mathrm{dR}^2} = Ra^{*}\theta^{2} -$$

Les conditions aux limites sont:

$$\theta(1) = 1$$

$$\frac{d\theta}{dR}_{\mathrm{R=Re}} = 0 \qquad (3.18)$$

3.5.2 Résultats et discussions

L'ailette spirale pleine avec une conductivité thermique indépendante de la température est mise en exergue dans cette partie en guise de comparaison avec l'ailette poreuse spirale.

On fait la comparaison pour différents pas, Ra*, N, et on valide notre comparaison en posant une porosité nulle dans la formulation mathématique de l'ailette poreuse spirale

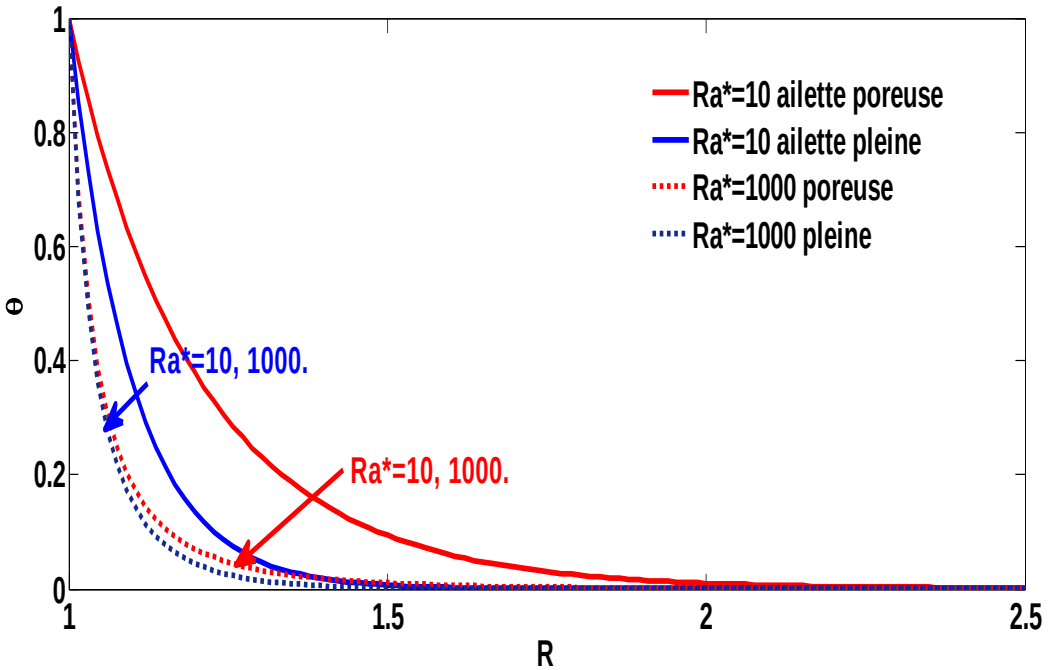


Figure3.12 Comparaison entre ailette poreuse spirale et ailette poreuse pleine pour différents Ra*(ε=0.8, N=10, Pa=50)

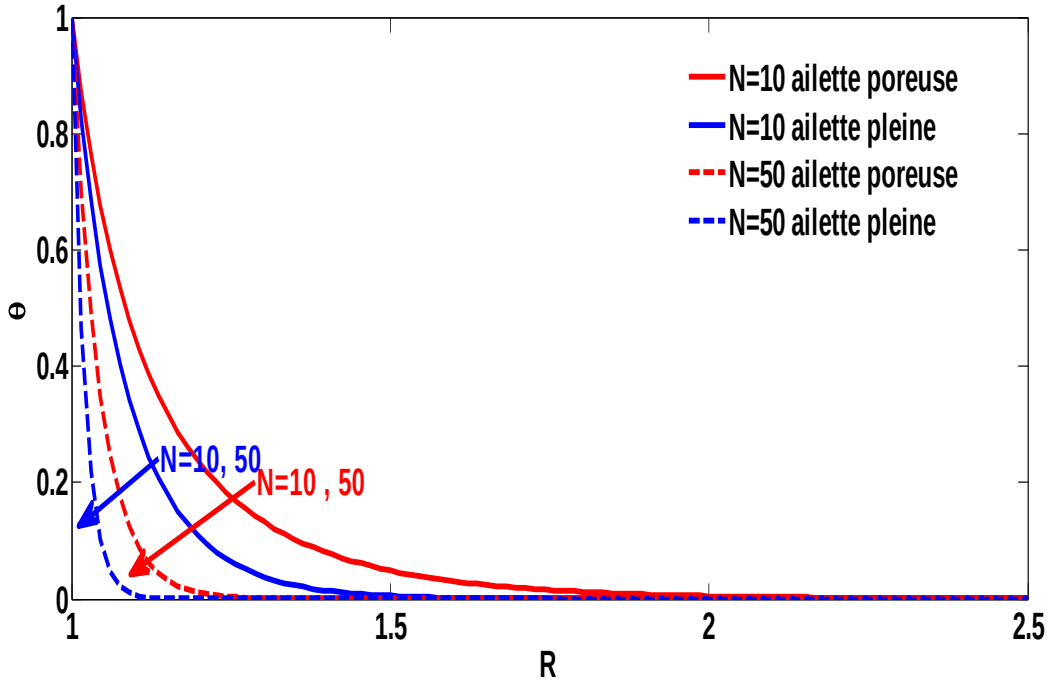


Figure3.13 Comparaison entre ailette poreuse spirale et ailette poreuse pleine pour différents N. (ε=0.8, Ra*=100, Pa=50).

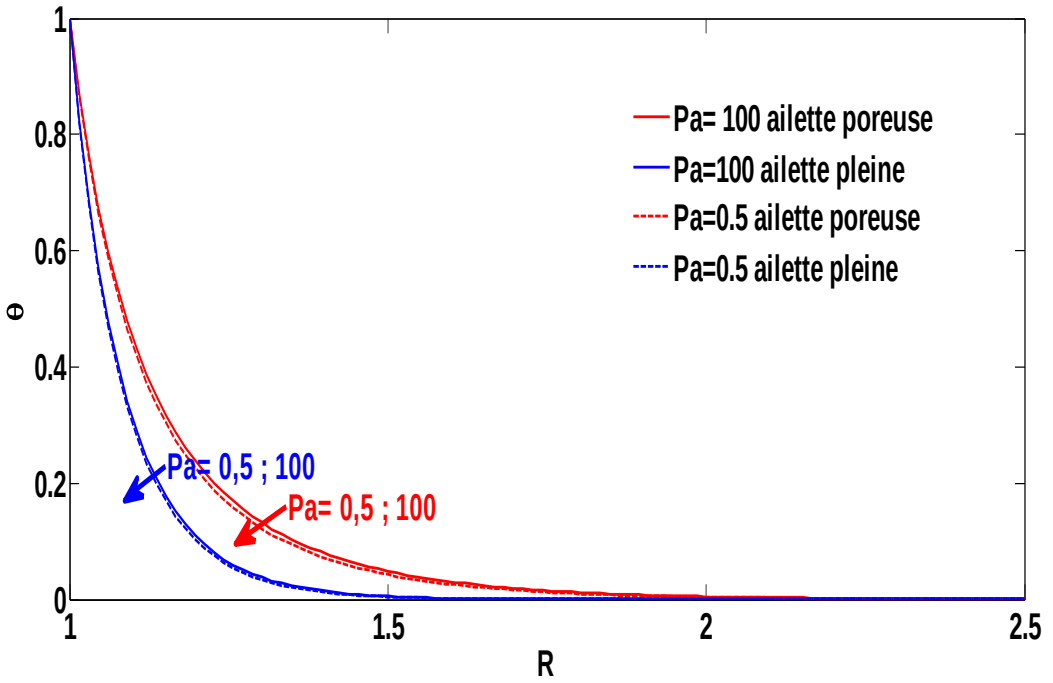


Figure 3.14 Comparaison entre ailette poreuse spirale et ailette poreuse pleine pour différents pas. (ε=0.8, Ra*=100, N=10).

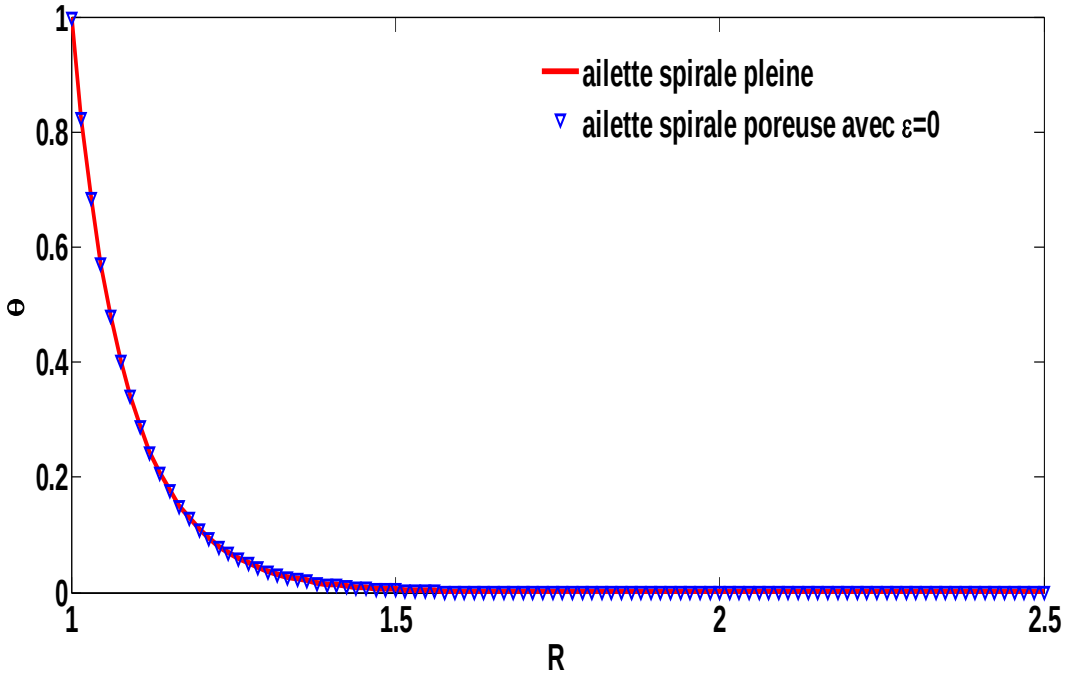


Figure3.15 Comparaison entre ailette poreuse spirale en posant ε=0 et ailette poreuse pleine. (Pa=50, Ra*=100, N=10).

Dans la figure 3.12 on a fait une comparaison entre l'ailette spirale poreuse et l'ailette spirale pleine pour différents Rayleigh modifié, comme on voit l'ailette poreuse est plus efficace que l'ailette pleine car la porosité est l'une des formes d'intensification du transfert thermique ; d'autre part la figure nous montre que l'ailette est plus efficace avec des petites valeurs de Rayleigh modifié , l'explication est dans le fait que ce nombre contient le nombre de Rayleigh qui son augmentation signifie que le phénomène convectif domine , et le nombre de Darcy qui son augmentation signifie l'augmentation de la perméabilité donc moins de collisions entre les particules .

Les figures 3.13 et 3.14 illustrent la comparaison entre l'ailette poreuse spirale et l'ailette poreuse pleine pour différents N et pas respectivement, toujours l'ailette poreuse est plus avantageuse que l'ailette pleine comme on peut voir sur les figures car la température de toute l'ailette s'approche de la température de sa base et donc l'efficacité qui est le rapport entre le flux de chaleur dégagé par l'ailette et le flux de chaleur dégagé s'il n'y avait pas d'ailette est plus grande.

De même les figures 3.13 et 3.14 nous montrent que l'ailette est plus efficace avec des N petits et des pas grands.

Le paramètre de l'ailette N est proportionnel au coefficient de convection h et inversement proportionnel à la conductivité thermique effective donc pour que notre ailette soit efficace il faut que le phénomène conductif soit prépondérant par rapport au phénomène convectif.

On conclut aussi dans cette partie que le fait de rajouter des pores à l'ailette solide, signifie l'augmentation de la surface d'échange entre le solide et le fluide ce qui signifie l'augmentation du transfert de chaleur et la porosité est l'un des moyens passifs d'intensification du transfert thermique.

Chapitre 4: Ailette convecto –radiative poreuse spiralée.

4.1 Introduction et revue de littérature

Le rayonnement joue un rôle important dans les situations où les températures sont élevées, et ainsi ne peut être négligé. Yih [43], Cherif et Sifaoui [44], Baddruddin et al. [45] et Hossein et Pop [46] ont tous étudié l'effet du rayonnement sur la convection naturelle dans différentes géométries de milieux poreux, ils ont utilisé l'approximation de Rosseland.

Récemment, George oguntala et Al [47] ont fait une analyse thermique transitoire et optimisation des ailettes poreuses convecto-radiatives sous l'influence du champ magnétique pour un refroidissement efficace des microprocesseurs.

La performance d'un dissipateur de chaleur à ailettes poreusesconvecto- radiatives sous l'influence d'un dépôt de particules pour l'amélioration thermique des composants électroniques a été étudiée par George Oguntala et RaedAbd-Alhameed[48].

Dans ce chapitre, nous allons développer un simple modèle qui est capable d'analyser l'effet de pertes radiatives sur le flux de chaleur par convection naturelle pour l'ailette poreuse spirale.

Aussi on étudiera l'effet de certains paramètres fonctionnels et de conception sur la performance thermique de l'ailette poreuse spirale.

4.2 Hypothèses simplificatrices et Analyse mathématique

Considérons la même ailette montrée dans la figure 3.1.

On prendra quelques hypothèses simplificatrices :

1- Le milieu poreux est homogène, isotrope, est saturé d'un fluide monophasique.
2- Le fluide et le solide ont des propriétés physiques constantes à l'exception de la densité dans le terme de la poussée d'Archimède, où l'approximation de Boussinesq est utilisée.
3- La température à l'intérieure de l'ailette n'est fonction que de r.
4- L'interaction entre le milieu poreux et le fluide peut être simulée par la formulation de Darcy.
5- Pour diminuer la complexité du problème, le flux radiatif dans le milieu poreux est supposé se comporter comme un gaz optiquement épais.

Il est clair que si le gaz remplissant la matière poreuse est optiquement épais, alors le milieu poreux contenant ce gaz est traité comme optiquement épais. Mais si le gaz est semi transparent

ou transparent sans données expérimentales, il est difficile de décider comment traiter le milieu poreux contenant ce genre de gaz.

Cependant, cette étude est limitée au milieu poreux qui se comporte comme un gaz optiquement épais.

La balance énergétique s'écrit comme suit:

$q_r - q_{r+dr} = hA(1-\varepsilon)(T(r) - T_\infty) + \dot{m}c_p(T(r) - T_\infty) + \sigma A\tilde{\varepsilon}(T^4(r) - T_\infty^4)$(4.1)

q (le flux) combine le flux conductif et le flux radiatif à savoir:

$q_c = -k_{eff}\ S\ \frac{dT}{dr}$(4.2)

$q_r = \frac{-4\sigma}{3\beta_R}\ S\ \frac{dT^4}{dr}$(4.3)

Dans la situation où les différences de températures sont supposées petites dans l'écoulement T^4 peut être exprimée comme une fonction linéaire de température;

$T^4 = T_\infty^4 + 4T_\infty^3(T - T_\infty) + 6T_\infty^2(T - T_\infty)^2 + \cdots$ ....d'où :

$T^4 = 4T_\infty^3\ T - 3T_\infty^4$(4.4)

Les conditions aux limites sont:

$T(r = 0) = T_b$ à la base (4.5)

$\frac{dT}{dr}(r = re) = 0$ *le bout est isolé* (4.6)

Notre équation différentielle s'écrit enfin:

$$\frac{d}{dr}\left(k_{eff}\sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2+r^2}\frac{dT}{dr}\right)+\frac{d}{dr}\left(\frac{4\sigma}{3\beta_R}\sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2+r^2}\frac{dT^4}{dr}\right)$$

$$=h\sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2+r^2}\frac{(1-\varepsilon)}{\delta}(T(r)-T_\infty)+\frac{\rho K g\beta c_p}{\nu\delta}\sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2+r^2}(T(r)-T_\infty)^2$$

$$+\frac{\sigma\tilde{\varepsilon}}{\delta}\sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2+r^2}(T^4(r)-T_\infty^4) \qquad (4.7)$$

En adimensionnant :

$$\theta=\frac{T(r)-T_\infty}{T_b-T_\infty}, R=\frac{r}{r_b}, P_a=\frac{P}{2\pi r_b}\ (4.8)$$

Et en supposant que la conductivité thermique est dépendante linéairement de la température

$k_{eff}=k^*(1+\beta^*\theta)$ (4.9)

L'équation (4.8) s'écrit enfin:

$$\frac{d^2\theta}{dR^2}=\frac{-\beta^*}{1+\beta^*\theta+4R_d}\left(\frac{d\theta}{dR}\right)^2+\frac{1}{1+\beta^*\theta+4R_d}Ra^*\theta^2+\frac{(1-\epsilon)N^2+R_2}{1+\beta^*\theta+4R_d}\theta-\frac{R}{P_a^2+R^2}\theta' \qquad (4.10)$$

Avec:

$R_d=\frac{4\sigma T_\infty^3}{3\beta_R k^*}$ Le paramètre conducto-radiatif

$R_2=\frac{4\sigma T_\infty^3\tilde{\varepsilon}r_b^2}{\delta k^*}$ Le paramètre radiatif de la surface à la température ambiante

Les conditions aux limites adimensionnées sont:

$\theta(1)=1$ Et $\left(\frac{d\theta}{dR}\right)_{R=Re}=0$ (4.11)

4.3 Résultats

Dans cette étude on a présenté l'équation différentielle d'une ailette poreuse spirale avec effet conducto- radiatif ,les profils de températures en fonction du rayon adimensionné sont présentés et l'effet de plusieurs paramètres sur ces profils ont été analysés.

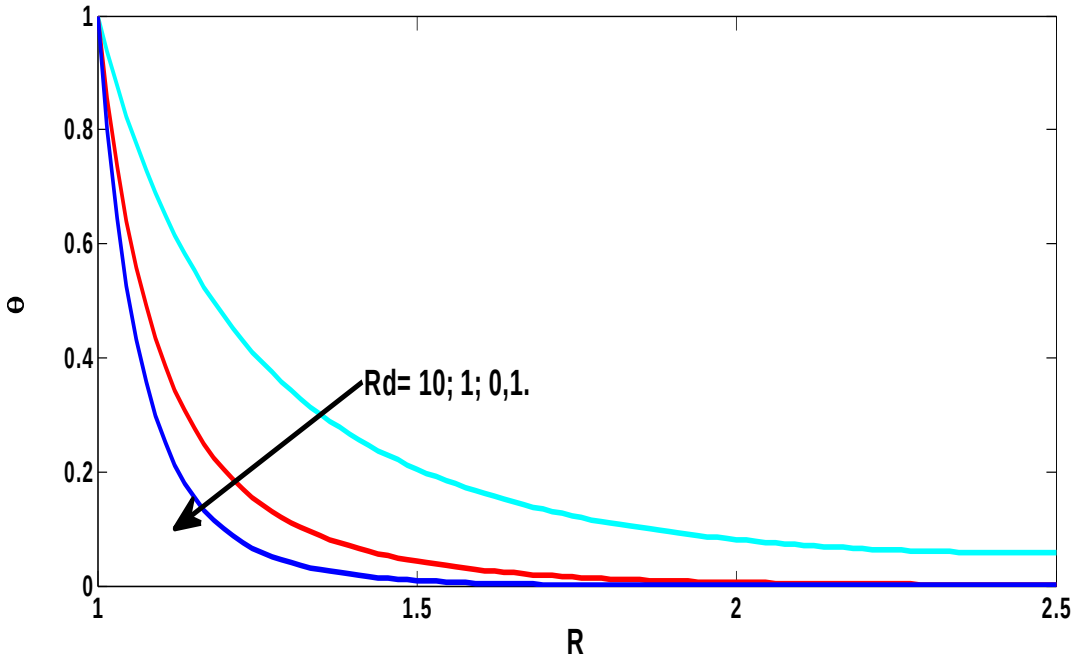


Figure4.1 Distribution de la température en fonction de R pour différents R_d.

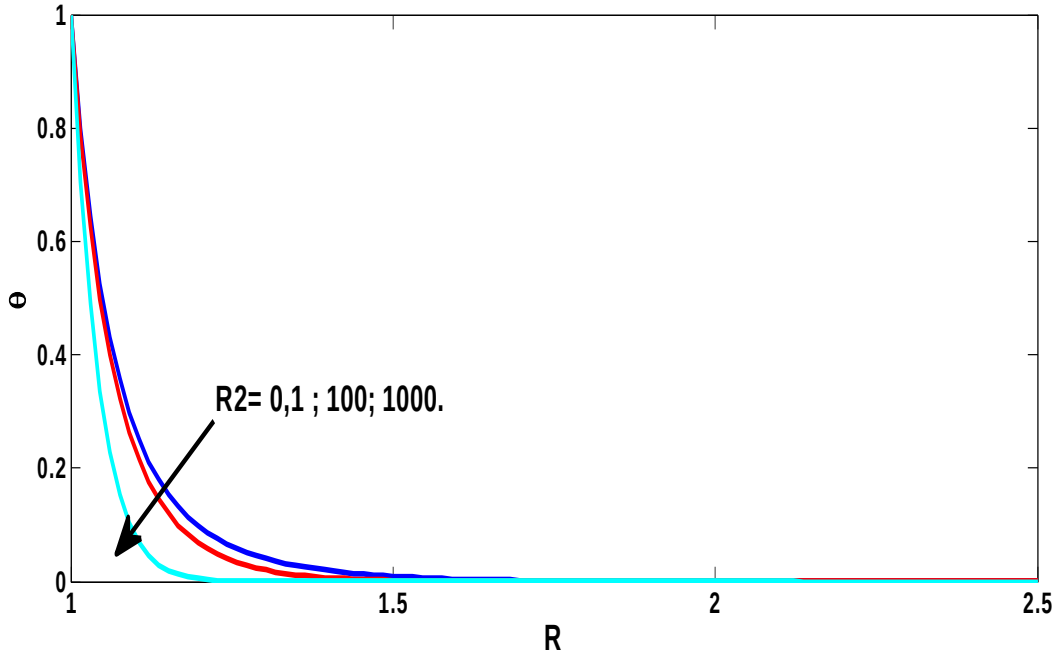


Figure4.2 Distribution de la température en fonction de R pour différents R_2.

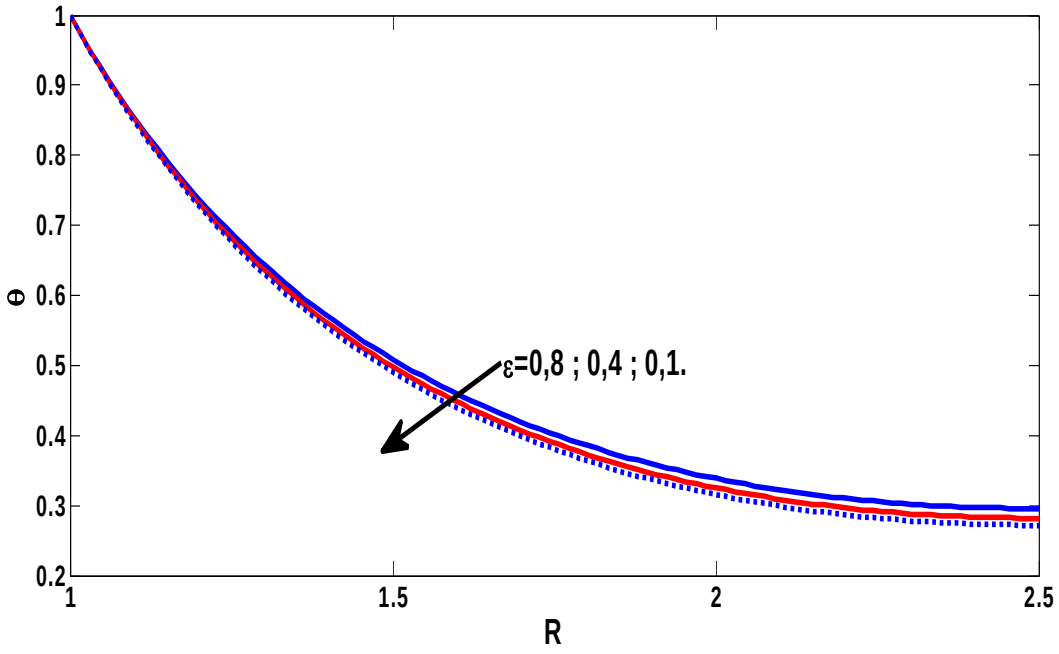


Figure4.3Distribution de la température en fonction de R pour différentes porosités.

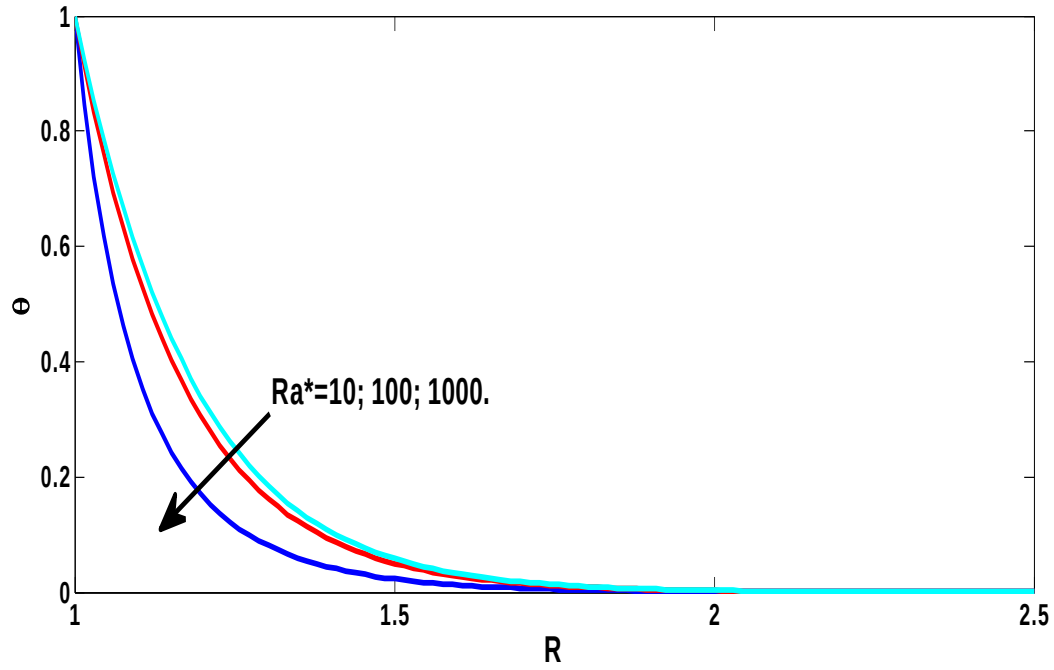


Figure4.4 Distribution de la températureen fonction de R pour différents Ra*.

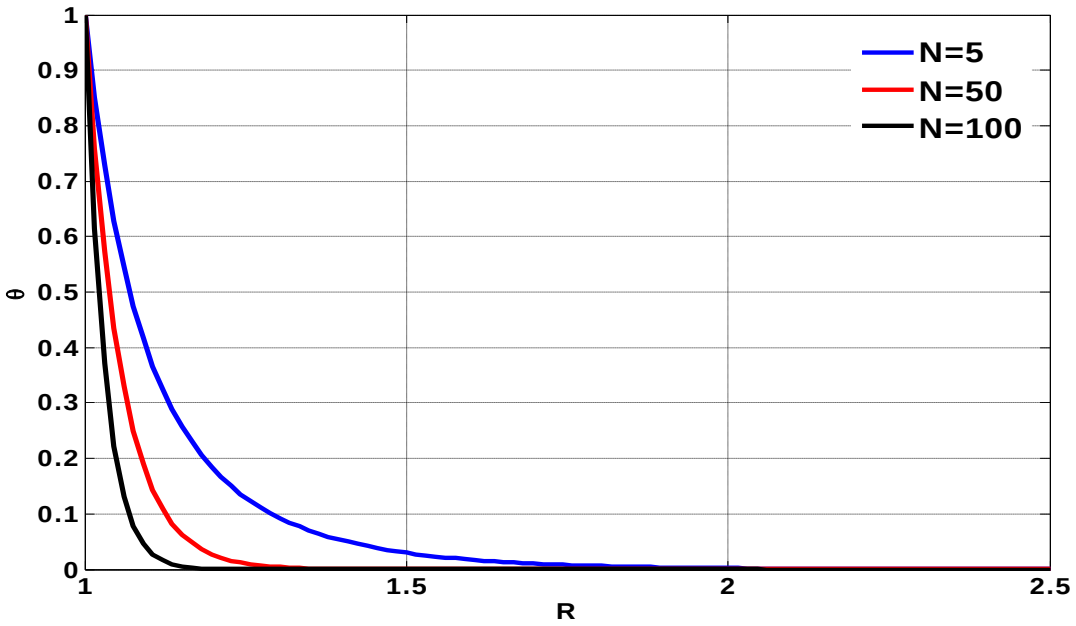


Figure4.5Distribution de la température en fonction de R pour différents paramètres de l'ailette N.

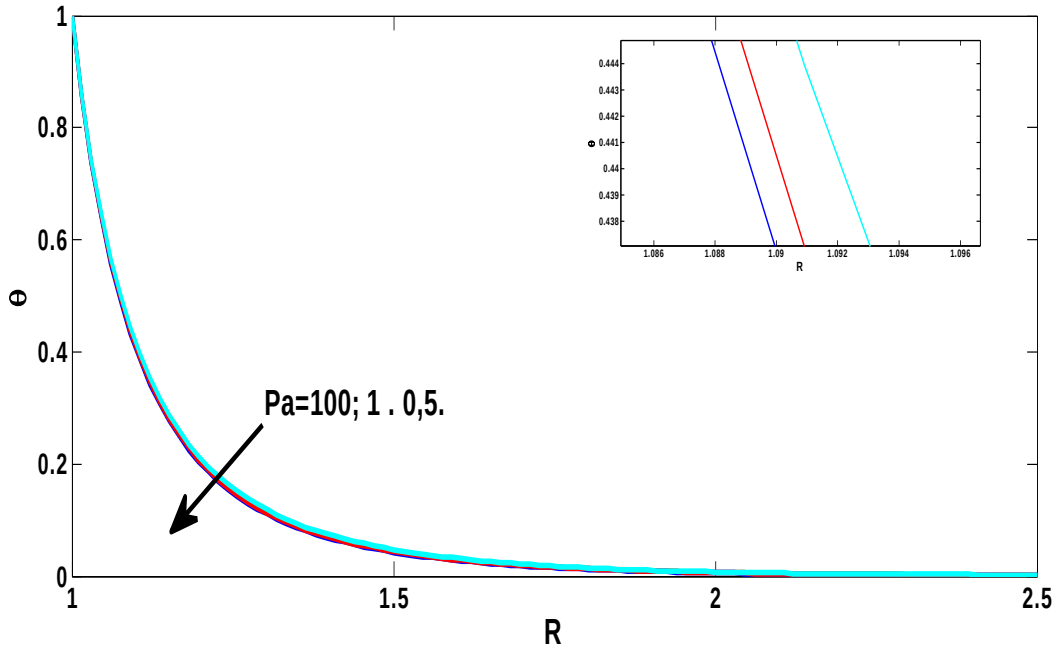


Figure4.6 Distribution de la température en fonction de R pour différents pas.

4.3.1 Interprétation des figures

La figure 4.1 nous montre la variation de la température adimensionnelle en fonction du rayon pour différentes valeurs du paramètre conducto radiatif $R_{d,}$

pour une T_∞ fixe, R_d augmente signifie que le coefficient d'extinction de Rosselandβ_R diminue, or ce dernier est inversement proportionnel au flux radiatif donc sa diminution implique l'augmentation du flux radiatif qui signifie à son tour un bon transfert thermique donc la température de l'ailette s'approche de la température de sa base et elle devient plus efficace.

La variation de la température adimensionnelle pour différentes valeurs du paramètre radiatif de la surface ambiante R_2 est montrée dans la figure 4.2,

$R_2=\frac{4\sigma T_\infty^3 \tilde{\varepsilon} r_b^2}{\delta k^*}$ici il y a l'émissivité de notre ailette radiative qui rentre en jeu, donc augmenter R_2 implique l'augmentation de l'émissivité, ce qui donne de grandes pertes radiatives rendant ainsi notre ailette moins efficace.

Comme montrer sur la figure 4.3, l'augmentation de la porosité augmente la surface effective donc notre ailette transfère mieux ce qui l'a rend plus efficace.

La figure 4.4 interprète la variation de la température en fonction de rayon pour différents Rayleigh modifiés, comme on peut le voir sur la figure plus Raleigh est petit et plus la température de l'ailette se rapproche de la température de sa base donc elle devient plus efficace, car ce nombre contient le nombre de Rayleigh qui traduit le phénomène convectif et donc son augmentation accélère la convection par rapport à la conduction ce qui n'est pas bon pour notre ailette ; aussi il contient le nombre de Darcy qui est proportionnel à la perméabilité et donc son augmentation signifie l'augmentation de la perméabilité donc pas assez de collisions entre les particules générant un freinage dans le transfert thermique , rendant notre ailette moins efficace.

Différents paramètres de l'ailette N, ont fait l'objet de variation dans la figure 4.5, on voit que plus il est petit et plus notre ailette est efficace car N est proportionnel au coefficient de convection h et inversement proportionnel à la conductivité thermique. Sa diminution équivaut à l'augmentation de k_{eff}qui à son tour implique l'augmentation de la conductivité thermique du solide donc on sait très bien qu'une ailette qui conduit bien est une ailette efficace.

La figure 4.6 nous montre la variation du pas de l'ailette spirale avec la température, l'augmentation du pas rend l'ailette plus efficace, car ce dernier intervient dans le flux convectif ainsi que dans la loi de fourier traduisant le flux conductif , et donc grand pas signifie meilleur transfert thermique.

4.3.2 Conclusion

Le problème du flux de chaleur pour la convection naturelle a été étudié pour une géométrie spirale d'une ailette poreuse, l'effet radiatif a été introduit en utilisant l'approximation de Rosseland. Des résultats numériques pour les profils de température sont obtenus pour différentes valeurs de paramètres physiques (paramètre conducto-radiatif R_d, paramètre radiatif de la surface ambiante R_2, le pas de l'ailette, la porosité ε, le nombre de Rayleigh modifié Ra*, et le paramètre de l'ailette N.

Nos calculs ont montré que:

- R_d est le paramètre conducto - radiatif , R_d grand implique une ailette plus efficace.
- R_2 est le paramètre radiatif de la surface ambiante, son augmentation diminue l'efficacité de l'ailette.
- La porosité n'a pas un grand effet sur l'efficacité de l'ailette dans le cas où l'effet radiatif intervient ceci est dû à l'augmentation du transfert thermique d'une manière considérable quand les températures sont très élevées et donc l'effet de l'augmentation ou de la diminution du nombre de pores devient insignifiant.
- Pour un Raleigh modifié petit l'ailette est plus efficace car la distance effective de l'ailette est plus importante.
- Quand le paramètre de l'ailette N diminue l'ailette est plus efficace.
- l'efficacité de l'ailette est légèrement meilleure pour des pas supérieurs.

4.5 Graphes de comparaisons entre l'ailette poreuse spirale convective et l'ailette poreuse spirale convecto- radiative

Dans ce sous chapitre nous avons fait la comparaison entre l'ailette spiralée avec et sans effet radiatif pour différents paramètres.

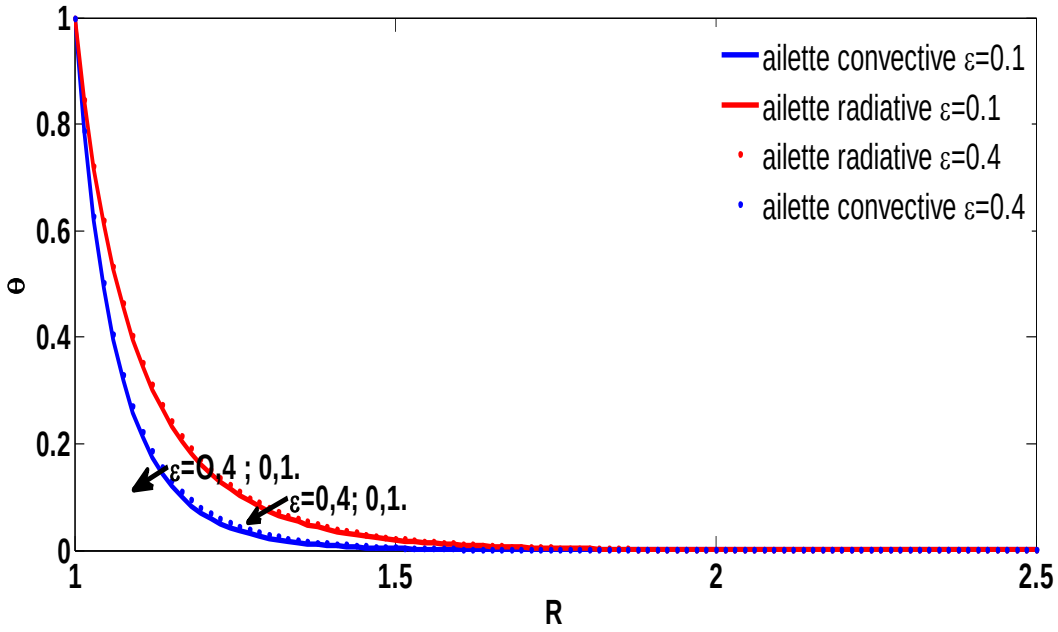


Figure4.7 Distribution de la température en fonction de R pour différentes porosités pour ailettes radiative et convective.

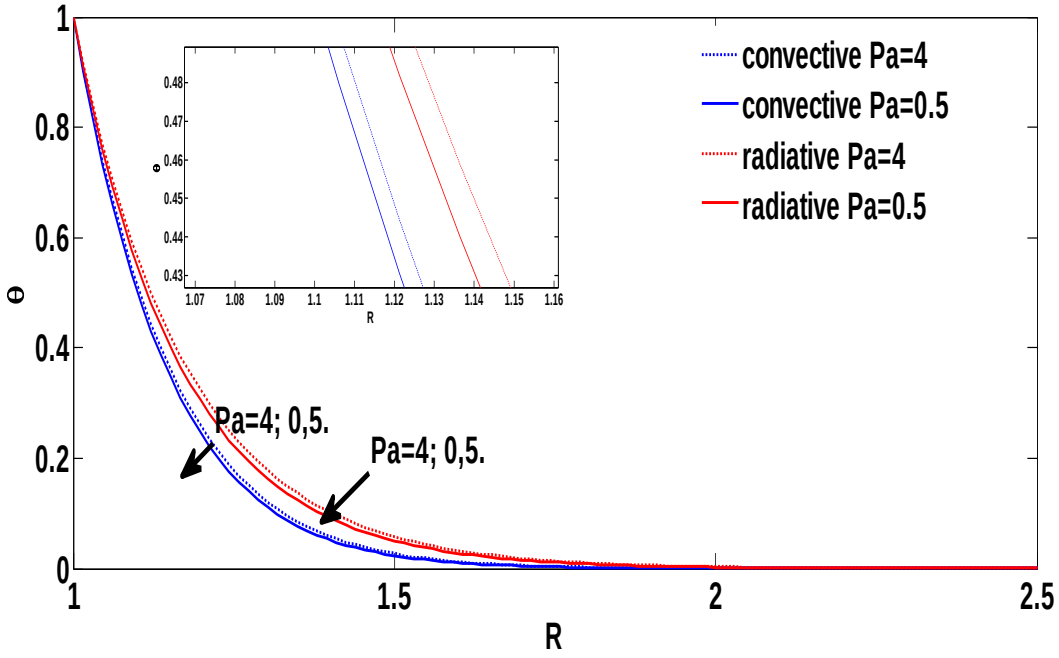


Figure4.8 Distribution de la température en fonction de R pour différents pas pour ailettes radiative et convective.

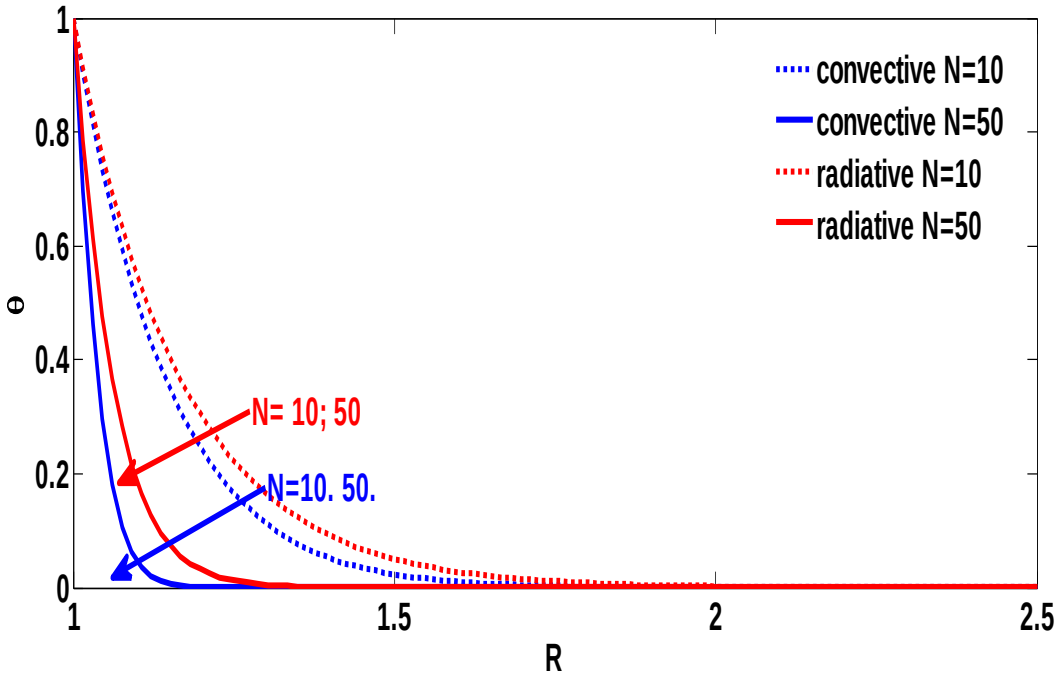


Figure4.9 Distribution de la température en fonction de R pour différents paramètres de l'ailette pour ailette radiative et convective.

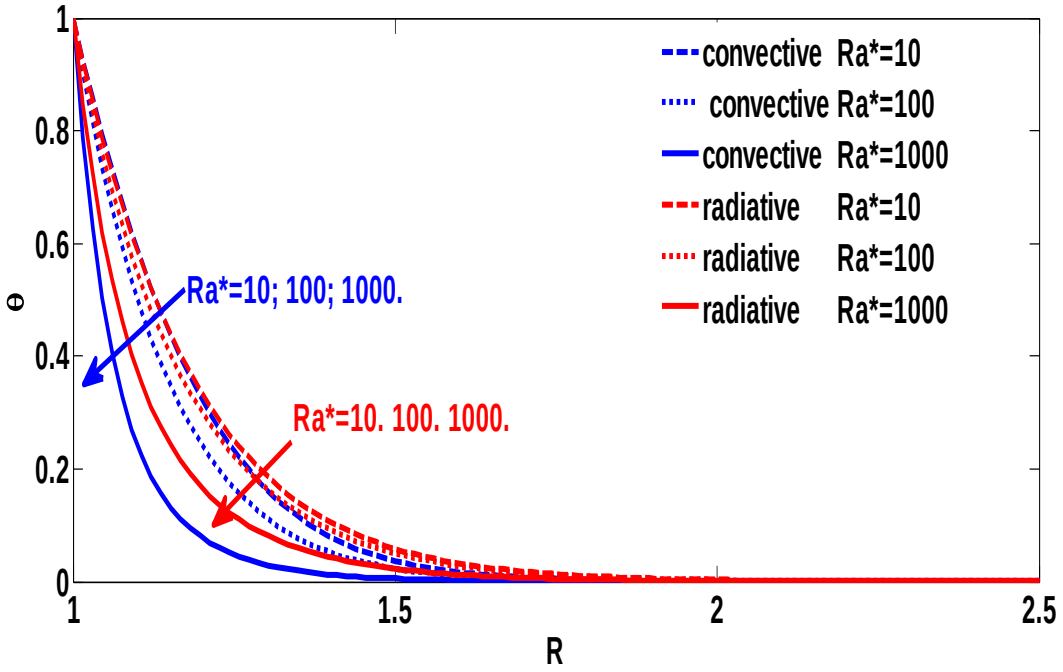


Figure4.10 Distribution de la température en fonction de R pour différents Rayleigh modifié pour ailettes radiative et convective

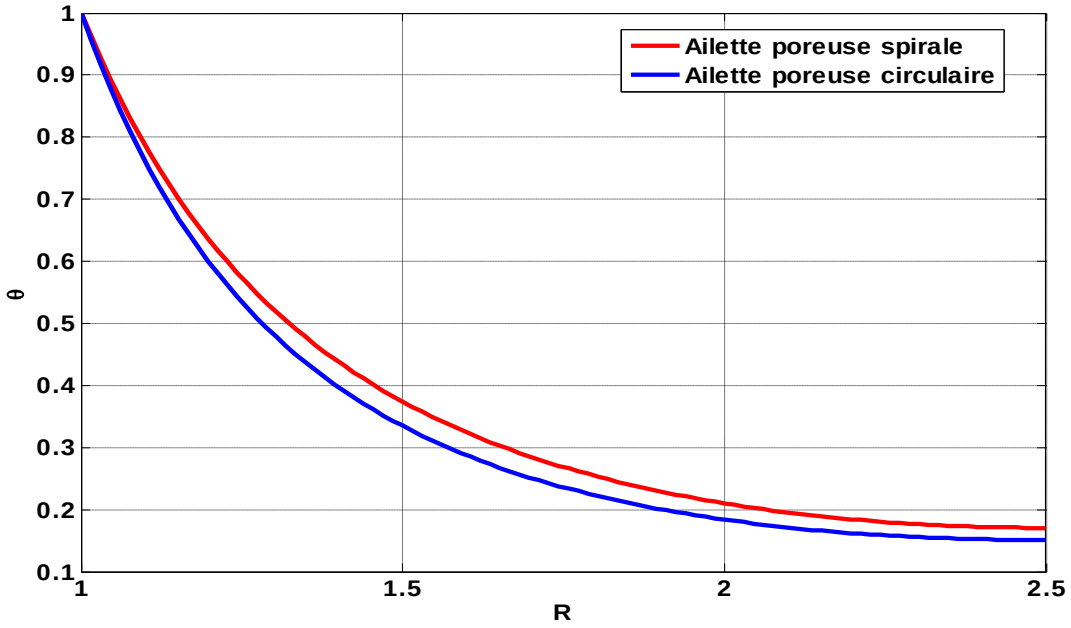


Figure4.11Comparaison entre l'ailette poreuse spirale et l'ailette poreuse circulaire.

4.5.1 Interprétation des résultats

Pour bien visualiser les courbes de comparaison entre l'ailette poreuse convective et l'ailette poreuse convecto- radiative , nous avons pris sur la figure 4.7 , des porosités assez rapprochées (0,1 et 0,4), il reste que l'ailette est plus efficace d'autant que la porosité est élevée ;d'autre part l'ajout de l'effet radiatif augmente l'efficacité de l'ailette , ceci est visible sur les courbes rouges de la figure 4.7 qui ont une distance effective plus grande , donc l'effet radiatif ajouté va promouvoir le transfert thermique.

Dans la figure 4.8, l'ailette radiative a été comparé avec l'ailette convective pour différents pas, de même les pas supérieurs sont bénéfiques pour l'ailette poreuse ainsi que l'effet radiatif.

L'effet radiatif a été visualisé dans la figure 4.9 et ce pour différents paramètres de l'ailette, ici il y a un chevauchement entre les courbes mais il reste que l'ajout de l'effet radiatif va promouvoir l'efficacité de l'ailette.

La figure 4.10 nous montre la différence entre les courbes de l'ailette convective et ceux de l'ailette radiative pour différents nombres de Rayleigh, toujours l'ailette radiative avec de petits Rayleigh est plus efficace.

Et enfin l'ailette poreuse spirale a été comparée avec l'ailette poreuse circulaire dans la figure 4.11, comme on voit l'ailette spirale est plus efficace que celle circulaire.

4.5.2 Conclusion

Dans cette partie l'effet radiatif sur notre ailette convective a été introduit, les graphes nous montrent que l'ailette radiative est plus efficace que l'ailette convective pour différents paramètres de l'ailette. Cet effet peut être visible quand notre ailette atteint des températures élevées, elle commence donc à rayonner ce qui va promouvoir notre transfert thermique.

En guise de valider notre choix d'utiliser des ailettes poreuses, on a fait une comparaison entre les deux distributions de températures de l'ailette spirale et de l'ailette circulaire, il a été trouvé que l'ailette spiralée était plus efficace que celle circulaire.

Conclusion générale

La conversion, l'utilisation et la récupération de l'énergie dans toute application industrielle, commerciale ou domestique, comportent un procédé d'échange thermique. Quelques exemples communs sont la génération et la condensation de vapeur, chauffage et refroidissement sensibles des milieux visqueux dans le traitement thermique des produits chimiques, pharmaceutiques et agricoles. Un autre exemple typique est le refroidissement des appareils électriques et électroniques.

Dans ce mémoire l'objectif est de répondre à la réduction de la taille et du prix des ailettes, et de l'augmentation du transfert thermique à travers ces dernières. Le besoin est souvent justifié par le cout élevé des métaux à haute conductivité thermique qui sont employés dans la manufacture des surfaces des ailettes, aussi pour le cout associé au poids de l'ailette spécialement dans les applications aériennes et celles des motos.

Dans ce travail on a développé une étude pour analyser une ailette poreuse de géométrie spirale. Les effets de paramètres de fonctionnement et de conception sur les performances thermiques de l'ailette poreuse spirale ont été amplement analysés.

Le problème de transfert de chaleur strictement convectif à travers l'ailette poreuse est gouverné par une équation différentielle non linéaire du second ordre résolue par le programme bvp4c du logiciel MATLAB. Ensuite le transfert de chaleur convecto- radiatif a été étudié pour cette ailette.

L'ailette poreuse spirale convective à bout isolé a été considérée, les variations du pas, de la porosité, du nombre de Rayleigh modifié, du paramètre de l'ailette ont été étudiées pour une conductivité thermique dépendante et indépendante de la température.

La même étude a été faite pour l'ailette poreuse spirale convecto -radiative en investiguant l'effet des paramètres précédents sur le profil de température en plus du paramètre convecto-radiatif(R_d) et du paramètre radiatif de la surface ambiante (R_2).

Il a été trouvé que:

Ailette poreuse spirale convective

- Une ailette spirale avec de larges pas a une efficacité meilleure qu'avec de petits pas pour une conductivité thermique dépendante ou indépendante de la température.
- En augmentant la porosité, la température de l'ailette augmente.

- En augmentant le nombre de Rayleigh modifié, l'efficacité de l'ailette diminue, ceci est vérifié pour une conductivité thermique dépendante ou indépendante de la température
- Quand le paramètre de l'ailette N diminue, le transfert de chaleur est meilleur pour les deux cas.
- La température de l'ailette augmente, en augmentant le paramètre de conductivité thermique β.

Ailette poreuse spirale convecto- radiative

- R_d est le paramètre conducto-radiatif= $\frac{4\sigma T_\infty^3}{3\beta_R k^*}$ pour un T_∞ fixe, quand $R_d$augmente, le flux de chaleur augmente.
- R_2 est le paramètre radiatif de la surface ambiante =$\frac{4\sigma T_\infty^3 \tilde{\varepsilon} r_b^2}{\delta k^*}$, donc augmenter R_2 implique l'augmentation de l'émissivité, ailette moins efficace.
- La porosité n'a pas une grande influence sur l'ailette convecto- radiative.
- Pour un Raleigh modifié petit l'ailette est plus efficace car la distance effective de l'ailette est plus importante.
- L'augmentation du paramètre de l'ailette N équivaut à un refroidissement de l'ailette à une distance très petite.
- l'efficacité de l'ailette est légèrement meilleure pour des pas supérieurs.

A partir de cette modélisation, c'est la comparaison entre l'ailette poreuse spirale et l'ailette poreuse circulaire qui a retenu l'attention et constituant l'objectif assigné et de contribution.

Il a été trouvé que l'ailette poreuse de géométrie spirale est plus efficace que l'ailette poreuse circulaire ceci est dû à cette forme géométrique qui est très avantageuse. La forme spirale favorise la constitution de tourbillons rotationnels qui agissent en aval, l'écoulement ici est un écoulement à co- courant, à contre courant et aussi transversale ; le coefficient de transfert de chaleur est meilleure pour l'ailette spirale que pour l'ailette circulaire; l'échangeur de chaleur fait d'ailettes spirales est plus compact qu'aucun autre échangeur de chaleur.

Il y a moins de perte de charge dans cette forme spirale et la conception de ces échangeurs leur donne la particularité intéressante d'être "auto-nettoyants" contrairement aux échangeurs qui distribuent le fluide dans de multiples canaux, la totalité du fluide s'écoule ici dans le canal de l'échangeur spiralé sans zone morte. Si celui-ci s'encrasse, le fluide n'a pas d'autres chemins

possibles; la vitesse du fluide augmente alors sous l'effet de la pression et le fluide entre en turbulence, ce qui aide à éliminer les dépôts et garder les surfaces propres sous l'effet des frottements.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

[1] Bergles, A.E, Nirmalan,V., Junkhan,G.h., and Webb , R.L. Bibliography of augmentation of convection Heat and Mass transfer , II, Heat Transfer Laboratory, Iowa State University,Ames, IA. 1983

[2] Bergles, A.E.,Jensen,M.K., Somerscales ,E.F.C., and Manglik, R.M. Literature Review of Heat transfer Enhancement Technology for Heat Exchanges in Gas Fired Applications, Gas Research Institute, Chicago. 1991

[3] Bergles, A.E.,Jensen,M.K., Shome ,B. Bibliography on Enhancement of convective Heat and mass transfer, Heat transfer Laboratory , Rensselaer P polytechnic Institute , Troy , N.York. 1995

[4] M.H. Sharqawy, S.M Zubair, Efficiency and optimization of straight fins with combined heat and mass transfer –an analytical solution, Appl. Therm. Eng., 28, 2279-2288. 2008

[5] S. Sabaghi, A. Rezaii, Gh.RShahri, M.S Baktash, Mathematical analysis for the efficiency of a semi-spherical fin with a simultaneous heat and mass transfer". Int. J. Refrig, 34,1877-1882. 2011

[6] A. Aziz, M.N Bouaziz, A least squares method for a longitudinal fin with temperature dependent internal heat generation and thermal conductivity, Energ. Conver. Manag., 52, 2876-2882. 2011

[7] S. Kiwan, Effect of radiative losses on the heat transfer from porous fins, Int. J.Therm. Sci., 46, 1046-1055. 2007

[8] S. Kiwan, O. Zeitoun, Natural convection in a horizontal cylindrical annulus using porous fins, Int. J. Numer. Heat Fluid Flow, 18, 618-634. 2008

[9] S. Kiwan, M. Al-Nimr, Using porous fins for heat transfer enhancement, Journal of Heat Transfer, 123 (4), 790-795. 2001

[10] M. Hatami, A. Hasanpour, D.D Ganji, Heat transfer study through porous fins (Si3N4 and Al) with temperature dependent heat generation, Energ. Convers. Manag., 74, 9-16. 2013

[11] M. Hatami, D.D Ganji, DD., Investigation of refrigeration efficiency for fully wet circular porous fins with variable sections by combined heat and mass transfer analysis, Int. J. Refrig., 40, 140-151. 2014

[12] A. Moradi, T. Hayat, A. Alsaedi, Convection-radiation thermal analysis of triangular porous fins with temperature-dependent thermal conductivity by DTM, Energ. conver. Manag, 77, 70-77. 2014

[13] W. Wen-Jyi, C. Cha'o-Kuang, Transient response of a spiral fin with its base subjected to a sinusoidal form in temperature, Computers & Structures, 34(1), 161-169. 1990

[14] Allan D.Krauss; Abdul Aziz, Jamed Welty, Extended Surface Heat Surface, copyright. 2001

[15] Kirk D.Hagen,Heat transfer with Applications, , by Prentice-Hall, INC. 1999

[16] Conduction thermique /Annexe/Ailette. Fr.wikiversity .org.

[17] B. Chéron "Transferts thermiques. Résumé de cours, problèmes corrigés". Ellipse Y. C, engel (1998);"Heat transfert, a practical approach", McGraw Hill. 1999

[18] Fundamentals of Heat and mass Transfer Frank P. Incropera et David P. De Witt, éd. John Wiley & sons. 1990

[19] R.Itterbeek, Dynamique des systèmes thermiques.

[20] Nield D, Bejan A. Convection in porous media. Thirdedition , Springer. 2006

[21] Y. Géraud, « Perméabilité des roches et loi de Darcy » [archive], sur *ENS de Lyon*. 2000

[22] Wong, W.S., Rees,D.A.S, and Pop, I. Forced convection past a heated cylinder in a porous medium using. 2004

[23] Nield ,D.A and Bejan, A. Convection in porous media. (2 ndedn).Springer – Verlag, New york. 1999

[24] Moran M,J, Shapiro H.N , Munson B.R, DeWitt D.P , introduction to thermal systems engineering, John Wiley and Sons . 2003

[25] Michael F.Modest, Handbook of radiation, New York. 1999

[26] Byung Ha Kang,Seo Young Kim, Dae Young Lee, all of Seoul, Jin –Ho Kim , HaeSeongRyu , Korea Institue of Science and Technologie , Rep of Korea . 2000

[27] Snider,D. And Kraus, A.D. The quest for the optimum longitudinal fin profile. ASME HTD. 1986

[28] Kiwan,S and Al Nimr,M.A , using porous fins for heat transfer enhancement , ASME.J HT. 2001

[29] Abu-Hijleh ,B.A.K , Enhanced forced convection heat transfer from a cylinder using permeable fins. ASME JHT . 2003

[30] S.Kiwan , Thermal analysis of natural convection in porous fins , Transport in porous Media. 2006

[31] S.Kiwan ,O.Zeitoun , Natural convection in a horizontal cylindrical annulus using porous finsI.J.Numer.Methods submitted for publication.

[32] Saedodin,S., Sadeghi,S. Temperature distribution in long porous fins in natural convection condition. midle-eastJ.Sci .Res.13 (6),812-817. 2013

[33] kim ,S,Y; Paek , J.W and Kang , B.H , Flow and Heat transfer correlations for porous fin in a plate fin heat exchanger.

[34] Hatami.M.,MehdizadehAhangar GH.R. , Ganji D.D., K.Boubaker. Refrigeration efficiency analysis for fully wet semi –spherical porous fins. Energ. Conver. Manag. 84. 533-540. 2014

[35] Dipankar B., Kundu, B. Thermal analysis of a constructal T-shaped porous fin with radiation effects.

[36] Kundu,B, Bhanja, D.An analytical prediction for performance and optimum design analysis of porous fins. Int.J. Refrigeration 34,337-352. 2011

[37] Seyyedmahankhatami et Nader Rahbar ; An analytical study of entropy generation in rectangular natural convective porous fins, Thermal Science and Engineering Progress. 2019

[38] wassemwassem et Al ; A study of changes in temperature profile of porous fin model using cuckoo search algorithm, Alexandria Engineering Journal . 2019

[39] AlirezaKeyhaniAsl et Al ; Comprehensive investigation of solid and porous fins influence on natural convection in an inclined rectangular enclosure; IJHT. 2019

[40] Tingting Zhao et Al ; Numerical analysis of flow characteristics and heat transfer of high-temperature exhaust gas through porous fins; Applied Journal Engineering . 2020

[41] Lei Wang ;Thermal buoyancy driven flows inside a differentially heated enclosure with porous fins of multiple morphologies attached to the hot wall, International journal of thermal sciences. 2020

[42] Robert Ferréol, Hélice ou courbe de pente constante [archive], sur Encyclopédie des formes mathématiques remarquables. 2009

[43] K.A.Yih , Radiation effect on natural convection over a vertical cylinder embedded in a porous media .Heat Mass Transfer. 1999

[44] B.Cherif and Sifaoui.Theoretical study of heat trqnsfer by radiation, conduction and convection in a semi transparent porous medium in a cylindrical enclosure .J.QuantSpectrose Radiation transfer. 2004

[45] I.Baddruddin .Z.Zainal .P.Narayana.K.Seetharamu , Heat transfer by radiation and natural convection through a vertical annulus embedded in porous medium.IntCommun. Heat transfer . 2006

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

[47] George Oguntala and al ; Transient thermal analysis and optimization of convective-radiative porous fin under the influence of magnetic field for efficient microprocessor cooling,IJTS. 2019

[48] George Oguntala and RaedAbdAlhameed ; Performance of convective-radiative porous fin heat sink under the influence of particle deposition and adhesion for thermal enhancement of electronic components; Karbala International Journal of Modern Sciences. 2018

A	Surface convective et radiative de l'ailette		m^2
A_b	Section de l'ailette à sa base		m^2
C_p	Chaleur massique du gaz à pression cste		J/Kg.K
Da	Nombre de Darcy	K/L_C^2	
Gr	Nombre de Gradchoff		
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection,		W/m².K
k_f	Conductivité thermique du fluide		W/m.K
k_s	Conductivité thermique du solide		W/m.K
k_{eff}	Conductivité thermique effective	$k*(1+\beta*\theta)$ $k_{eff}=\varepsilon k_f+ (1-\varepsilon)$ ks	W/m.K
k*	Conductivités thermiques effective à θ=0		W/m.K
k_r	Rapport des conductivités thermiques	$k_{eff}/k_{f,}$	
K	Perméabilité du milieu poreux		
L	Longueur de l'ailette		M
m	Paramètre de l'ailette rectangulaire	$\sqrt{\frac{hP}{kA}}$	
$\dot{m}$	Débit massique		kg/s
N^2	Paramètre de l'ailette	$\frac{h\ r_b^2}{\delta k_{eff}}$ *ailette spirale* $\frac{hPL^2}{k_{eff}\ S}$ *ailette rectangulaire*	
Nu	Nombre de Nusselt	hL/k	
P	Périmètre de l'ailette		M
p	Pas de l'ailette		M
Pa	Pas de l'ailette adimensionnée	$\frac{p}{2\pi r_b}$	
Pr	Nombre de Prandt	ν/α	
q	Flux de chaleur dans l'ailette		W
Q	Débit volumique		m^3/s
Ra	Nombre de Rayleigh	$g\beta(Tb-T\infty)L_C^3/\nu\alpha$	
Ra*	Nombre de Rayleigh modifié	$\rho K g\beta cp r_b^2/\nu\delta k^*$	
R_d	Parametre conducto − radiatif	$\frac{4\sigma T^3\infty}{3\beta_R k_{eff}}$	
R_2	Parametre radiatif de la surface ambiante	$\frac{4\sigma\varepsilon T^3\infty b}{keff}$	
Re	Nombre de Raynolds	VL/ υ	
r	Abscisse radiale de l'ailette spirale et circulaire		m
r_b	Rayon de l'ailette spirale à la base		m
R	Abscisse radiale adimensionnée	r/r_b	
r'	Longueur d'une hélice circulaire de l'ailette	$2\pi\sqrt{\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2+r^2}$	m
S	Surface conductrice de l'ailette(Section de l'ailette)		m^2
T	Température de l'ailette		K°

$\boldsymbol{T_b}$	Température à la base de l'ailette		K°
$\mathbf{T_\infty}$	Température de l'air ambiant		K°
$\mathbf{v_w}$	Vitesse de Darcy	$\frac{gK\beta^*}{\nu}(T(r)-T_\infty)$	m/s
W	Largeur de l'ailette rectangulaire		m
x	Abscisse de l'ailette rectangulaire		m
X	Abscisse adimensionnée de l'ailette rectangulaire		
	Lettres grecques		
ν	Viscosité cinématique		m^2/s
α	Diffusivité thermique	$k/\rho c_p$	m^2/s
$\boldsymbol{\rho}$	Densité		Kg/m^3
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Porosité		
$\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}$	Emissivité		
$\boldsymbol{\beta}$	Coefficient de dilatation thermique		K^{-1}
$\boldsymbol{\beta_R}$	Coefficient d'extinction de Rosseland		
$\boldsymbol{\beta^*}$	Paramètre de la conductivité thermique		
$\boldsymbol{\theta}$	Température adimensionnelle		
σ	Constante de Stephan-Boltzman		
δ	Epaisseur de l'ailette		m
$\boldsymbol{\psi}$	épaisseur adimensionnée	δ/r_b(ailette spirale et circulaire) δ/L (ailette rectangulaire)	