REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université YHIA FARES de MEDEA

Institut des sciences et de la technologie
Département du Génie de la Matière

Projet de fin d'étude pour obtenir un diplôme
De Master Spécialité : génie Mécanique
Option : **Energétique et thermique des systèmes**

Thème

MODELISATION DE L'AILETTE SEMI-SPHERIQUE EN TRANSFERT DE CHALEUR ET DE MASSE SIMULTANES

Réalisé par :

. BELLAMINE Noureddine

. DEHIM Mohamed

Suivi par :

Professeur. M.N BOUAZIZ

Promotion : 2014-2015

Dédicace

- ✓ *Je remercie **Dieu** tout puisant qui m'a donné toute la volonté et la patience pour aboutir à la réalisation de ce travail.*

Je dédiée ce modeste travail :

- ✓ *A mon source de douceur, de tendresse, d'amour et affection et grâce au encouragement et aux sacrifices qu'elle a consentis j'ai pu arriver à réaliser ce travail, ma très **chère mère**.*
- ✓ *Amon très **cher père**, pour les sacrifices qu'il a consentis pour mon éducation et pour l'avenir qu'il m'a cessé d'offrir.*
- ✓ *A mon chère amie et mon binôme : **DEHIM Mohamed**.*
- ✓ *A mes chères amies : **Abdelghani**, MG, Yh, HS, FZ, IDj, HT, HS, GA , DA,BS,KL ,AM,AT, SHa, BY ,BH, RDj MH, MZ,Mss .** qui j'ai passée des bonnes moments avec elles.*
- ✓ *A Toute ma promotion.*
- ✓ *A tout ce qui j'aime et tout ce qu'ils m'aiment.*

Toutes ces personnes que j'ai senties redoutable de leur dédier ce modeste travail en termes d'amour et de profonde gratitude.

BELLAMIN
Nooreddin

Dédicace

- ✓ *Je remercie **Dieu** tout puisant qui m'a donné toute la volonté et la patience pour aboutir à la réalisation de ce travail.*

Je dédiée ce modeste travail :

- ✓ *A mon source de douceur, de tendresse, d'amour et affection et grâce au encouragement et aux sacrifices qu'elle a consentis j'ai pu arriver à réaliser ce travail, ma très **chère mère**.*
- ✓ *A mon petite famille : **,khadija,meriem,mansara,saide et grand famille DEHIME***

✓*Amon très **cher père**, pour les sacrifices qu'il a consentis pour mon éducation et pour l'avenir qu'il m'a cessé d'offrir.*

✓*A mon chère amie et mon binôme : **Nooreddin**.*

- ✓ *A mes chères amies : **Abdelghani,hamza,madjid,zaki,laide.moustapha, cherchoure,hicham,ossama,ishake,rachids,boualame,frisko,hessine,toli,** qui j'ai passée des bonnes moments avec elles.*

✓*A Toute ma promotion.*

✓*A tout ce qui j'aime et tout ce qu'ils m'aiment.*

Toutes ces personnes que j'ai senties redoutable de leur dédier ce modeste travail en termes d'amour et de profonde gratitude.

DM

REMERCIEMENT

Tout d'abord, nous tenons remercier **le grand dieu** tout puissant qui nous a donné la force et la volonté pour arriver au maximum de notre travail

Nous remercions notre promoteur **Mr** : pour sa précieuse assistance et sa disponibilité pour ce travail.

Nous tenons à remercier le responsable du département génie mécanique

Mr : pour son assistance.

Enfin nous tenons à remercier les membres de jury pour l'honneur qu'ils nous font

En jugeant ce modeste travail.

2014-2015

ملخص

قمنا بدراسة نقل وتوزيع درجة الحرارة عن طريق محاكات بين الهواء الرطب وزعنفةغيركلاسيكية ذات شكل نصف كروي وذالك باستخدام برنامج المطلب الذي مكننا من تحديد أهمية نصف قطر الزعنفة والذي يعتبر عامل مهم في تحديد توزيع درجات الحرارة وبالتالي تحديد فعالية الزعنفة كما ان للهواء دور كبير في التوزيع الحراري

كلمات مفتاحية؛الزعنفة؛ نصف كروية؛فعالية؛نقل الحرارة؛ نقل الجماعي. محاكاة؛

Résumé

Une ailette de géométrie non classique et semi-sphérique est ici conçue. Sous diverses conditions et notamment en présence d’un transfert de masse en addition du transfert thermique cette ailette est modélisée pour déterminer d’abord la répartition des températures et d’accéder ensuite à l’efficacité.La modélisation de cette ailette avec de l’air humide a été entreprise et un programme en Matlab a été établi. Les résultats de la simulation ont montré que Le rayon de l’ailette est un paramètre importantet Le paramètre de l’ailette détermine la distribution des températures et donc des efficacités.

Ailette ; Semi-sphérique ; efficacité ; Transfert de chaleur ; Transfert de masse ; Simulation

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 transferts 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'équipement de transfert de chaleur, des géométries simples comme des cylindres, des bars, et 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 rejetâtes 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 piquets.

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 plan et un fluide extérieur. Le transfert entre l'ailette et le mur se fait par conduction, alors que les échanges avec le fluide extérieur ont lieu par convection.
Elles sont généralement utilisées sur des surfaces où le coefficient de transfert
Thermique est faible.
L'intensification de l'échange thermique dans l'ailette peut être accomplie à travers les techniques suivantes :
1- Augmenter la superficie de la surface par rapport au volume.
2- Augmenter la conductivité thermique de l'ailette.
3- Augmenter le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la surface de L'ailette solide et le fluide environnant.

4) Favoriser la turbulence pour détruire la couche limite thermique.

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

Récemment, l'apparition du concept d'utilisation d'ailettes poreuses pour augmenter le transfert de chaleur a suscité un engouement considérable.

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

On peut les voir sur les radiateurs, le radiateur de voiture, une casserole et son manche sont en fait deux ailettes, sur les microprocesseurs qui est une application très contemporaine (on met une plaque recouverte d'ailettes sur certains microprocesseurs pour augmenter la surface de refroidissement ; dont la tendance à l'échauffement est combattue par un abaissement de la tension de fonctionnement d'une part et par des radiateurs à ailettes d'autre part).



Figure .1 :MicroprocesseurARM60

Dans ce mémoire n'étudie les distributions des ailettes semi-sphérique ou a lieu un transfert convectif de chaleur et de masse ce dispositif peut-être avantageux dans des nombreuses applications

Pour ce faire, on a organisé le travail de la manière suivante :

- Dans le premier chapitre on présente des généralités sur les ailettes : la forme et le type des ailettes et calcul des distributions des températures des ailettes
- Le deuxième chapitre on aborde le transfert de chaleur et de masse dans les ailettes :à savoir trois modes de transfert de la chaleur la conduction, la

convection et le rayonnement. Et Voir aussi les trois modes de condensation, en film en gouttes et condensation mixte

- Le troisième chapitre présente l'air humide avec le degré hygromètre et L'air et l'humidité sont des éléments de base dans le domaine de conditionnement d'air et voir aussi le diagramme de l'air humide
- Le quatrième chapitre explique la modélisation mathématique d'une ailette sphérique à savoir le modèle physique de l'ailette et les équations de bilan et différentielles, et les résultats de simulation sont présentés.
- A la fin, une conclusion générale résume les principaux résultats obtenus.

I.1. Définition d'une ailette

L'ailette est un dispositif qui permet de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite) mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique

I.2. Formes des ailettes

Les formes des ailettes sont tellement variées qu'il est important de les citer. WEBB, BERGLES ET JUNKHAN identifient 329 formes d'ailettes brevetées aux U. S. A. [1] l'auteur note qu'il existe plus de 180 profils et géométrie d'ailette en Aluminium dans le monde. La recherche de nouvelles formes est en développement continu. On distingue classiquement les formes :

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

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

I.3. Types d'ailettes

Plusieurs structures 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 fig.1 nous illustre quelques Types classiques.

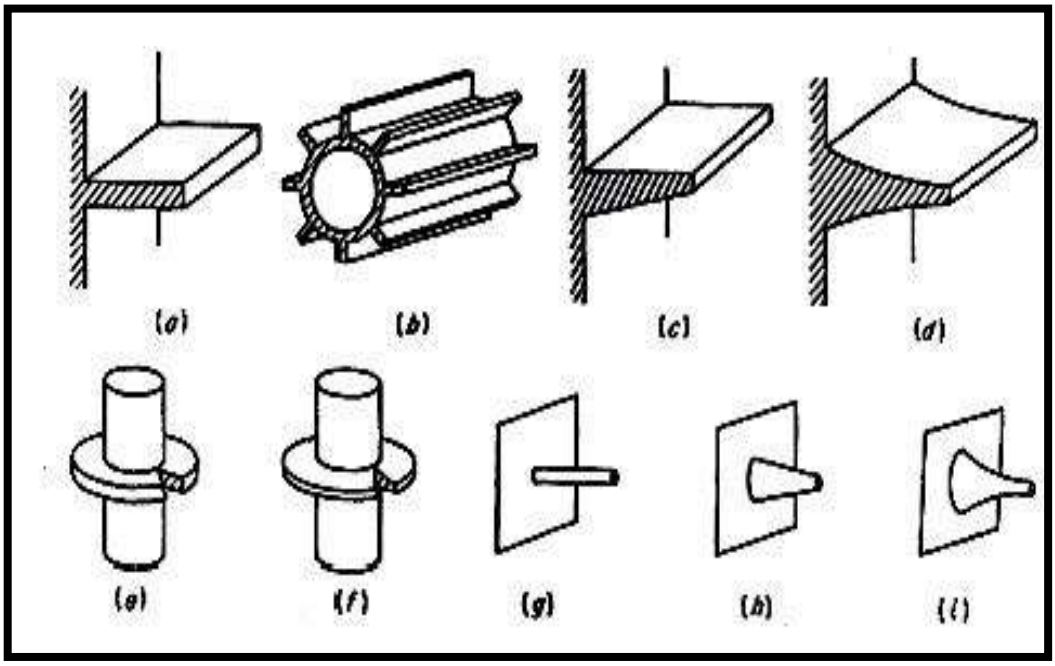
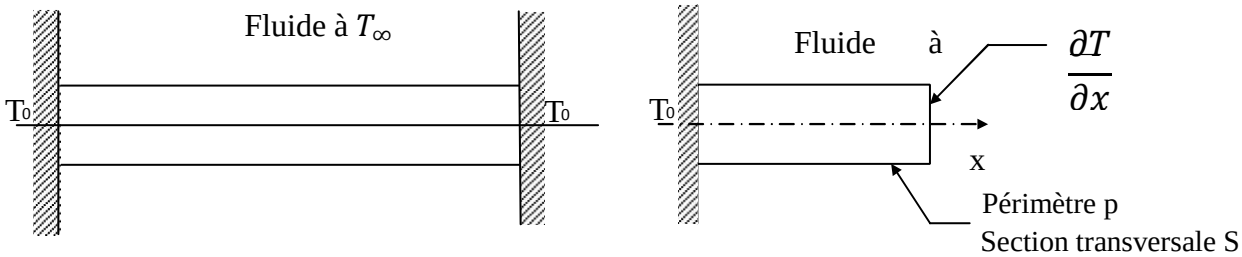


Figure I.1 : Types d'ailettes [2]
(a) ailette longitudinale à profil rectangulaire, (b) tube cyli.ndrique avec ailette de type (a), ailette longitudinale à profil triangulaire(c) ; parabolique (d), Tube cylindrique équipé d'une ailette radiale à profil rectangulaire(e) trapézoïdal(f), Épine cylindrique(g) ; conique(h), parabolique (i).

I.4. L'équation de la barre

Le problème de la barre encastrée schématise le problème pratique important du refroidissement d'un solide par des ailettes.

Considérons une barre de section constante (épaisseur e et largeur ℓ) encastrée entre 2



surfaces

Figure I.2 : Représentation d'une barre encastrée et schéma simplifié

La symétrie du problème montre l'existence d'un extremum de la température au milieu de la barre ce qui

permet de simplifier la géométrie et de ne considérer qu'une demi barre avec condition de flux nul à l'extrémité située en contact avec le milieu à T_∞ (figure 2).

La barre est supposée de section suffisamment faible pour qu'il n'y ait pas de variation de température dans une même section droite à une distance x de l'encastrement dans la paroi à T0.

Effectuons un bilan d'énergie sur le système constitué par la portion de barre comprise entre les abscisses x et x+dx (nous retenons l'hypothèse du régime permanent et nous négligeons le rayonnement) :

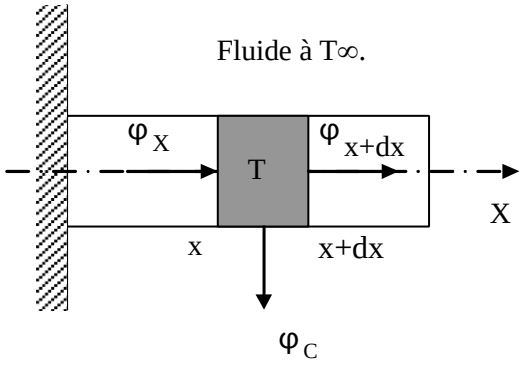


Figure I.3 : Représentation des flux élémentaires sur une barre encastrée

Avec :

φ_x: Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse x

$$\varphi_x = -(\lambda s \frac{dT}{dx})_x \qquad (I.1)$$

φ_{x+dx} : Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse x+dx

$$\varphi_{x+dx} = -(\lambda s \frac{dT}{dx})_{x+dx} \qquad (I.2)$$

φ_c Flux de chaleur transmis par convection à la périphérie de la barre entre x et x+dx

$$\varphi_c = h\, p_e dx[T(x) - T\infty)] \qquad (I.3)$$

Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\varphi_x = \varphi_{x+dx} + \varphi_C \qquad \text{(I.4)}$$

Soit :

$$(\lambda s \frac{dT}{dx})_x - (\lambda s \frac{dT}{dx})_{x+dx} = h\, p_e dx[T(x) - T\infty)] \qquad \text{(I.5)}$$

Si λ et S sont indépendants de l'abscisse x, nous obtenons :

$$\lambda s \frac{(\frac{dT}{dx})_{x+dx} - (\frac{dT}{dx})_x}{dx} = h\, p_e[T(x) - T\infty)] \qquad \text{(I.6)}$$

Donc T(x) est solution de l'équation différentielle suivante appelée équation de la barre :

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h\, p_e}{\lambda\, s}(T - T_\infty) = 0 \qquad \text{(I.7)}$$

(ailettes). L'ailette est d'autant plus performante que sa conductivité thermique λ est élevée. Le choix des ailettes résulte finalement d'un compromis entre le prix, les pertes de charge et les qualités de chaleur échangés

I.5. Flux extrait par une ailette

Une ailette est un milieu bon conducteur de la chaleur dont une dimension est grande devant les autres, exemple : barre d'épaisseur e et de longueur L, avec e<< L. Elles sont utilisées à chaque fois que des densités de flux élevées sont à transmettre dans un encombrement réduit : refroidissement de composants électroniques, refroidissement d'un moteur par air,… On a établi l'équation différentielle vérifiée par la température T(x) d'une ailette encastrée dans un mur à la température T0 et baignant dans un fluide à la température T∞ :

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h\, p_e}{\lambda\, s}(T - T_\infty) = 0 \qquad \text{(I.7)}$$

En posant : $W^2 = \frac{h\, p_e}{\lambda\, s}$ et $\theta = T - T_\infty$

Elle peut encore s'écrire : $\frac{d^2\theta}{dx^2} - w^2\theta = 0$

Si la section S est constante, c'est une équation différentielle du 2nd ordre à coefficients constants dont la solution générale est de la forme :

$$\theta = A \exp(wx) + B \exp(-wx) \qquad (I.8)$$

ou

$$\theta = A_1 \cosh(wx) + B_1 \sinh(wx) \qquad (I.9)$$

I.5.1 Ailette rectangulaire longue de section constante

Dans le cas de l'ailette longue, on émet l'hypothèse que : T(x=L) = T∞, où L'est la longueur de l'ailette.

Les conditions aux limites s'écrivent alors :

en x = 0 : $\theta(0) = T0 - T\infty$

en x = L : $\theta(L) = 0$

(b) ⇒ A = 0

(a) ⇒ B = T0 - T∞

D'où : $$\frac{T(x) - T\infty}{T_0 - T\infty} = \exp(-wx) \qquad (I.10)$$

Le flux dissipé sur toute la surface de l'ailette peut être calculé par intégration du flux de convection local: $\varphi_p = \int_0^L h\, p_e (T(x) - T\infty)\, dx$ (I.11)

Ou plus facilement en remarquant que dans le cas du régime permanent, c'est le même que celui transmis par conduction à la base de l'ailette soit :

$$\varphi_p = \sqrt{h p_e \lambda s}(T_0 - T\infty) \qquad (I.12)$$

I.5.2. Ailette rectangulaire de section constante isolée à l'extrémité

La solution générale obtenue est identique au cas précédent, ce sont les conditions aux limites qui différent :

La solution s'écrit :

$$\begin{cases} T(x=0)= T_0 \\ -hs\left(\frac{dT}{dx}\right)=0 \quad \text{(conservation du flux de chaleur en x=L)} \end{cases}$$

La solution s'écrit :

$$\frac{T(x)-T\infty}{T0-T\infty} = \cosh(w\,x) - \tanh(w\,L)\sinh(w\,x) = \frac{\cosh[w(L-x)]}{\cosh(w\,L)} \qquad (I.13)$$

Et le flux total dissipé par l'ailette a pour expression :

$$\varphi_p = wS\lambda \tanh(w\,L)\,(T0 - T\infty) \qquad (I.14)$$

Remarque : si l'épaisseur e de l'ailette est faible devant sa largeur ℓ,

$$W=\sqrt{\frac{2h}{\lambda e}} \qquad (I.15)$$

I.5.3. Ailette rectangulaire de section constante avec transfert de chaleur à l'extrémité

La solution générale obtenue est identique ce sont les conditions aux limites qui différent :

$$\begin{cases} T(x=0)= T_0 \\ -hS\left(\frac{dT}{dx}\right)= hS\,[T(x=L) - T\infty] \text{(conservation du flux de chaleur en x=L)} \end{cases}$$

La solution s'écrit :

$$\frac{T(x)-T\infty}{T0-T\infty}=\frac{\cosh[W(L-X)]+\frac{h}{w\lambda}sinw(L-X)}{cosh(w\,L)+\frac{h}{w\lambda}sinh(wL)} \qquad (I.16)$$

Et le flux total dissipé par l'ailette a pour expression :

$$\varphi_p = ws\lambda\,(T_0 - T\infty)\frac{\tanh(wL)+\frac{h}{w\lambda}}{1+\frac{h}{w\lambda}\tanh(wL)} \qquad (I.17)$$

Remarque :

Dans le cas où l'épaisseur e de l'ailette est faible devant sa largeur ℓ (ce qui est en général vérifié) :

$\frac{h}{w\lambda}=\sqrt{\frac{he}{\lambda}}$. Les ailettes étant en général réalisées en matériau bon conducteur (λ élevé) et ayant une épaisseur

I .5.4 .Ailette circulaire de section rectangulaire

Ces d'ailettes destinées à améliorer le transfert de chaleur entre la paroi externe d'un tube et le milieu ambiant (exemple : tubes de radiateur d'automobile) peuvent être schématisées de la manière suivante :

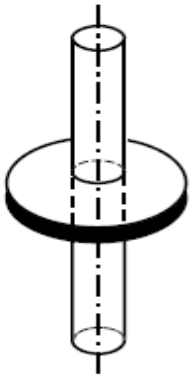


Figure I.4 : Schéma d'une ailette circulaire

Effectuons un bilan thermique sur l'élément d'ailette compris entre les rayons r et r+dr : Le bilan d'énergie s'écrit (cf. fig 5) : $\varphi_r = \varphi_{r+dr} + \varphi_c$

φ_r: Flux de chaleur transmis par conduction au rayon r

$$\varphi_r = -\lambda 2\pi re\left(\frac{dT}{dr}\right)_r \qquad (I.18)$$

φ_{r+dr}:Flux de chaleur transmis par conduction au rayon r + dr

$$\varphi_{r+dr} = -\lambda 2\pi(r+dr)\left(\frac{dT}{dr}\right)_{r+dr} \qquad (I.19)$$

φ_c : Flux de chaleur transmis par convection sur la surface de l'ailette entre r et r + dr

$$\varphi_c = 2[h2\pi rdr(T(r) - T\infty)] \qquad (I.20)$$

Si λ est indépendant du rayon r, nous obtenons

$$\frac{1}{r}\frac{(r+dr)\left(\frac{dT}{dr}\right)_{r+dr} - r\left(\frac{dT}{dr}\right)_r}{dr} = \frac{2h}{\lambda e}\,[T(x) - T\infty] \qquad (I.21)$$

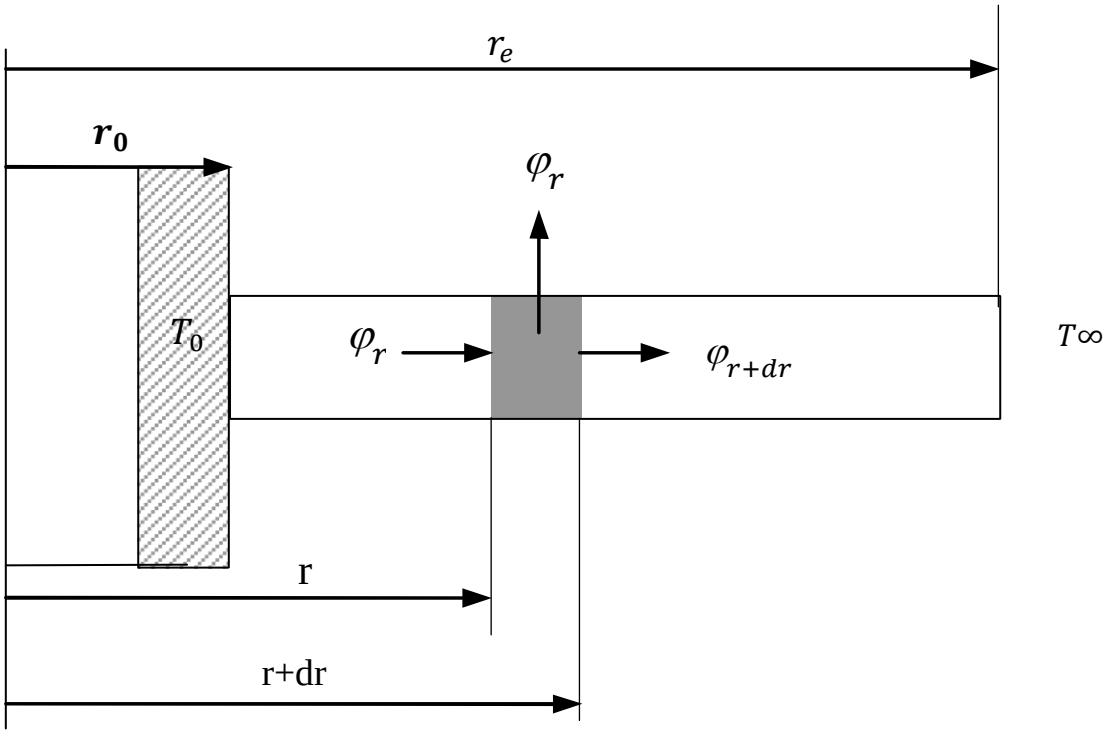


Figure I.5 : Représentation des flux élémentaires sur une ailette circulaire

Soit encore : $\frac{d^2\Theta}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{d\Theta}{dx} - \frac{2h}{\lambda e}\Theta$ (I.22)

Où

$$\Theta = T - T\infty$$

C'est une équation de Bessel dont la solution s'écrit sous la forme :

$$\Theta = c_1 I_0(\omega r) + c_2 K_0(\omega r) \text{ où } \omega = \sqrt{\frac{2h}{\lambda e}} \quad \text{(I.23)}$$

C1 et C2 étant déterminés par les conditions aux limites :

En r = r_0 : $\Theta = T - T\infty$

En r = r_0 : h $\Theta(r_0) = -\lambda \frac{d\Theta}{dx}(r_0)$

(Cas le plus général : transfert de chaleur à l'extrémité)

On en déduit les valeurs de C1 et de C2 :

$$C1 = \frac{K_1(\omega r_0) - \frac{h}{\lambda\omega}K_0(\omega r_e)}{I_1(\omega r_e)K_0(\omega r_0) + I_0(\omega r_e)K_1(\omega r_e) + \frac{h}{\lambda\omega}[I_0(\omega r_e)K_0(\omega r_0) + I_0(\omega r_0)K_0(\omega r_e)]} \quad \text{(I.24)}$$

$$C2 = \frac{1 - c_1 I_0(\omega r_0)}{K_0(\omega r_0)} \quad \text{(I.25)}$$

Dans le cas où l'on peut faire l'hypothèse du flux nul à l'extrémité : $\sqrt{\frac{he}{\lambda}} << 1$, on aboutit à l'expression simplifiée suivante :

$$\frac{T(r) - T\infty}{T - T\infty} = \frac{K_1(\omega r_e)I_0(\omega r) + I_1(\omega r_e)K_0(\omega r)}{I_1(\omega r_e)K_0(\omega r_0) + I_0(\omega r_0)K_1(\omega r_e)} \quad \text{(I.26)}$$

Et le flux total dissipé par l'ailette a alors pour expression :

$$\varphi_p = \lambda 2\pi r_0 e\, \omega\, (T_0 - T\infty) \frac{I_1(\omega r_e)K_1(\omega r_0) - K_1(\omega r_e)I_1(\omega r_0)}{I_1(\omega r_e)K_0(\omega r_0) + I_0(\omega r_0)K_1(\omega r_e)} \quad \text{(I.27)}$$

I.6. Choix des ailettes

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

D'une façon générale, l'usage des ailettes est :
- peu utile pour les liquides car h est grand,
- utile dans le cas des gaz car h est faible.

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

I.7. Thermique de l'ailette

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

I.7.1. Distribution de la température dans l'ailette

La distribution de la température dans l'ailette n'est pas constante cela est due à la résistance au transfert thermique dans le matériau d'ailette [3], un profil typique de la température est montré sur la figure 6.

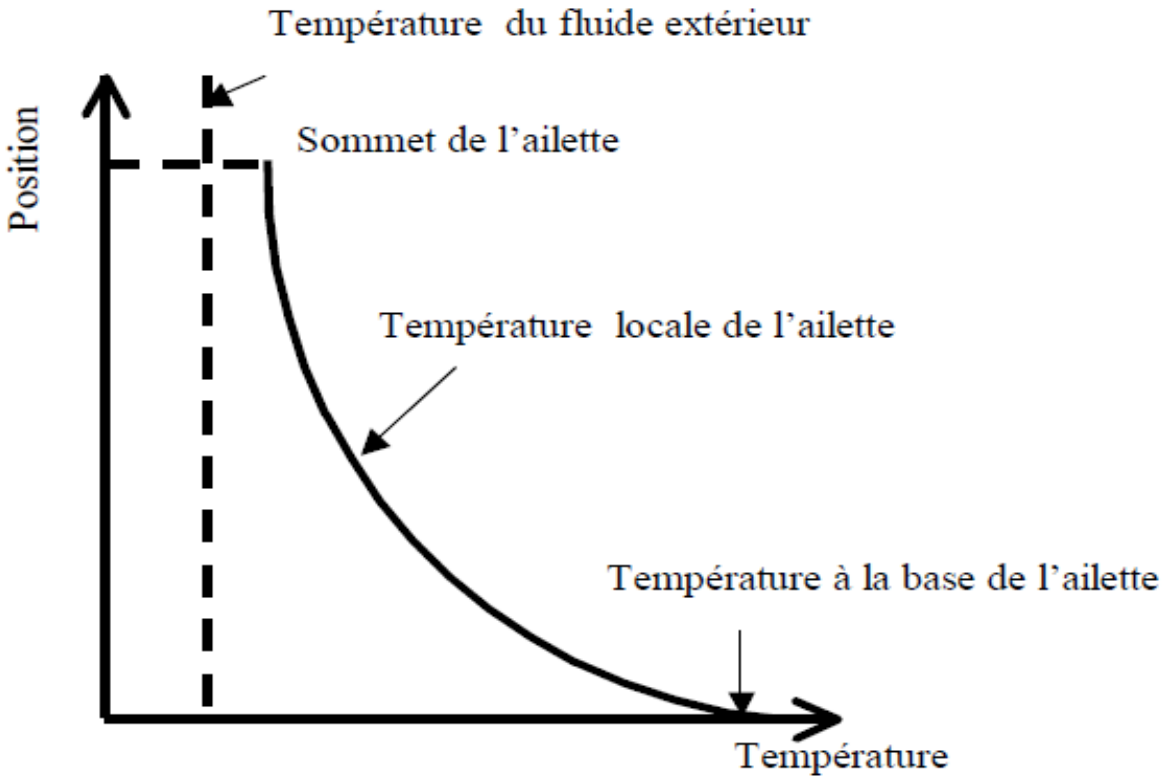


Figure I.6 : Distribution des températures le long d'une ailette. [3]

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

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

La distribution de la température dans l'ailette n'est pas constante cela est due à la résistance au transfert thermique dans le matériau d'ailette [2], un profil typique de la température est montré sur la figure 6.

Pour des ailettes de section uniforme, on effectue le changement de variables $\Theta = T - T_f$, l'équation différentielle qui permet de résoudre le problème de l'ailette de section uniforme A, (Fig. 7), et de périmètre P s'écrit :

$$\frac{d^2\Theta}{dx^2} - m^2\Theta = 0 \qquad \text{(I.28)}$$

OU $m^2 = \frac{hP}{KA}$ appelé paramètre de l'ailette

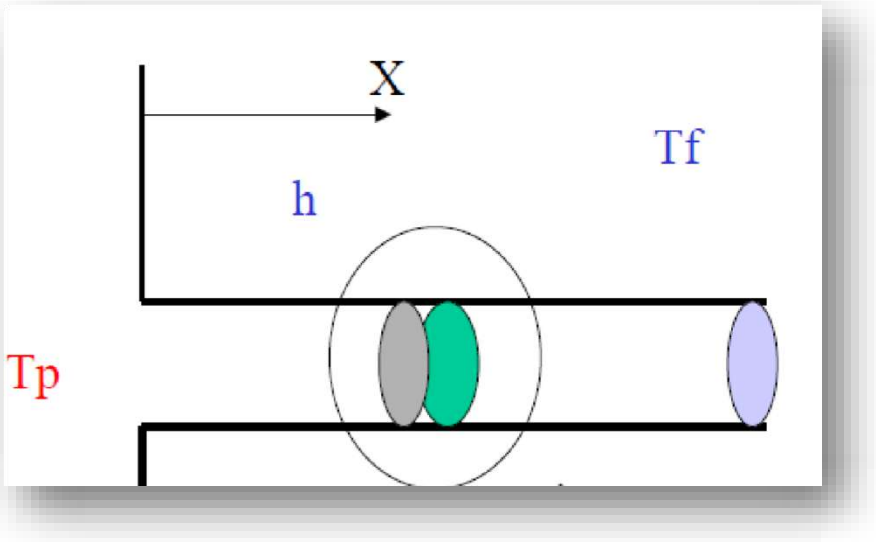


Figure I.7 : Schématisation d'une ailette

La base de l'ailette étant à la température du mur T_p, la solution dépend en définitive de la condition à la limite imposée au bout de l'ailette de longueur L. θ_b c'est la température adimensionnelle à la base de l'ailette (paroi).

I.7.1.1. Cas où l'on considère la convection au bout de l'ailette

. La Distribution de température s'écrit :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cos h\, m(L-x) + \frac{h}{mk} \sin h\, m(L-x)}{\cos h\, mL + \frac{h}{mk} \sin h\, mL} \qquad \text{(I.29)}$$

Le flux de chaleur est :

$$q = \sqrt{hpKA}\,\theta_b \, \frac{\sin h\, mL + \frac{h}{mk} \cos h\, mL}{\cos h\, mL + \frac{h}{mk} \sin h\, mL} \qquad \text{(I.30)}$$

I.7.1.2.Cas où l'on impose la température ou bout de l'ailette

La Distribution de température s'écrit :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\sin h\ m(L-x)+\frac{\theta_l}{\theta_b}\sin h\ mx}{\sin h\ mL} \quad \text{(I.31)}$$

Le flux de chaleur est :

$$q = \sqrt{hpKA}\,\theta_b \frac{\cos h\ mL - \frac{\theta_l}{\theta_b}}{\sin h\ mL} \quad \text{(I.32)}$$

I.7.1.3 Cas où l'on considère la température ou bout de l'ailette adiabatique

La Distribution de température s'écrit :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cos h\ m(L-x)}{\cos h\ mL} \quad \text{(I.33)}$$

Le flux de chaleur est :

$$q = \sqrt{hpKA}\ \theta_b \tan h\ ml \quad \text{(I.34)}$$

I.7.1.4. Cas limite d'une ailette infinie

La Distribution de température s'écrit :

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = e^{-mx} \quad \text{(I.35)}$$

Le flux de chaleur est :

$$q = \sqrt{hpKA}\ \theta_b \quad \text{(I.36)}$$

I.7.2 Coefficient de convection

Les flux d'énergie évacués d'une pièce ou d'un système par transfert conducto-convectif dépendent fortement du type de fluide utilisé (air ou eau pour se limiter aux fluides les plus usuels) et du type de convection considéré (forcée ou naturelle) : on se reportera au tableau 1 pour trouver des plages de variation du coefficient de transfert. Le cas de la convection naturelle avec de l'air est à cet égard doublement défavorable. Or c'est le seul type d'échange énergétique envisageable dans de nombreuses applications industrielles pour des raisons de fiabilité (la convection naturelle se produit quoiqu'il arrive tandis que la convection forcée est tributaire du fonctionnement d'organes mécaniques ou de brèches de circuit de

refroidissement par eau par exemple). A ces raisons de fiabilité s'ajoutent des raisons économiques évidentes [4].

Le coefficient de transfert convectif à une paroi ne dépend pas en général de la nature de la paroi ; il dépend uniquement des propriétés thermodynamiques du fluide et de la nature de l'écoulement. Cette grandeur peut, dans de nombreuses applications, être considérée comme constante, tant que la température de fluide ne varie pas trop : en géométrie fermée, cette approximation est justifiée loin de l'entrée du conduit ; en géométrie ouverte (plaque plane...), on prend un coefficient de transfert h moyenné sur toute la longueur du système.

Nous avons, à titre indicatif, regroupé dans le tableau 1 les ordres de grandeur des valeurs atteintes par le coefficient de transfert convectif h, suivant le type de convection, la nature du fluide et le régime d'écoulement. Le cas d'échange diphasique est également évalué.

Tableau I.1 : Ordre de grandeur des coefficients de transfert convectif h [5].

Type de transfert	**Fluide**	h $(Wm{-}2K{-}1)$
Convection naturelle	gaz	5-30
	eau	100-1000
Convection forcée	gaz	10-300
	eau	300-12000
	huile	50-1700
	métal liquide	6000-110000
Changement de phase	ébullition	3000-60000
	condensation	5000-110000

I.7.3. Ailette à profil optimal

Sur le plan économique, les ailettes peuvent présenter un profil optimal très variable en fonction de grandeur prise en référence et du type d'ailette considérée (par exemple poids de métal, nature de métal, prix de métal, encombrement, mise en œuvre ou technique de fabrication, etc...). Sur le plan thermique, le profil optimal de l'ailette est

beaucoup plus facile à définir, en général, ce profil défini d'après les considérations thermiques est celui qui donnera le plus grand flux de chaleur dissipée pour ce profil.

L'étude faite par RIGOT [4] portera sur deux facteurs pris comme référence tant sur le plan économique que sur le plan thermique :

- le facteur de référence sur le plan économique sera considéré comme étant le poids de métal composant l'ailette.
- Le profil optimal sur le plan thermique sera donné par le plus grand flux qu'une ailette est capable de dissiper.

Il est évident que ces facteurs ne sont nullement limitatifs et qu'ils serviront uniquement à montrer la forme d'étude nécessaire à la découverte des profils optimaux. En générale, le poids de l'ailette est un critère majeur du prix de revient. Les métaux constituant les ailettes sont habituellement choisis comme ayant une bonne conductibilité thermique, une bonne résistance mécanique et à la corrosion.

Ces paramètres imposent des métaux relativement chers pour le choix du métal économique en première approximation

La grandeur G, qui est le rapport de la conduction thermique au prix de revient de la masse utilisée est un facteur déterminant.

A volume égal, le métal présentant le plus grand G sera le plus intéressant (sous réserve que ce même métal convienne aux autres critères). Cette recherche de profil théorique et les résultats auxquels elle conduit sont souvent pratiquement impossibles à obtenir pratiquement. Toutefois, elle permet une bonne appréciation des dimensions et des formes à donner aux ailettes.

I.8. Rendement de l'ailette

Rappelons que l'ailette est utilisée pour augmenter le transfert thermique par l'augmentation de la surface effective, de quelque manière, l'ailette elle-même représente une résistance de conduction au transfert thermique de la surface primaire. Pour cette raison il y'a aucune assurance de l'augmentation de flux thermique par l'utilisation de l'ailette. Une estimation de ce transfert peut être faite par l'évaluation du rendement ε_f de l'ailette qui est définie comme le rapport du flux

thermique d'ailette au flux thermique qui existerait sans ailette [6], [7,8]. Par conséquent :

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{h A_{cb} \Theta_b} \qquad \text{(I.37)}$$

Pour n'importe quelle conception la valeur de ε_f doit être le plus grand possible, et en général l'utilisation de l'ailette peut rarement être justifié pour une $\varepsilon_f \geq 2$ L'installation des ailettes fait changer le coefficient extérieur de convection, cet effet est généralement négligé. Par conséquent, supposant le coefficient de convection à la surface d'ailettes équivalent à celui des parois, donc pour une ailette de longueur infinie :

$$\varepsilon_f = \left(\frac{KP}{h A_c}\right)^{1/2} \qquad \text{(I.38)}$$

Plusieurs importantes tendances peuvent être trouvées à partir de ce résultat. Evidemment, le rendement d'ailettes est augmenté par le choix d'un matériau d'une conductivité thermique élevée, bien que le cuivre soit supérieur du point de vue conductivité thermique, les alliages d'Aluminium sont le choix le plus commun en raison des avantages additionnels liés au coût

Inférieur et de poids. Le rendement d'ailettes est également augmenté en utilisant un grand rapport périmètre section. Pour cette raison l'utilisation des ailettes minces, mais étroitement espacées, est préférée, à condition que l'espace entre ailettes ne doit pas être réduit à une valeur pour laquelle l'écoulement entre les ailettes est sévèrement empêché, réduisant de ce fait le coefficient de convection. Il s'agit alors de la juxtaposition des couches aux limites.

L'équation (I.38) montre également que l'utilisation des ailettes puisse mieux être justifiée dans les conditions pour lesquelles le coefficient de convection h est petit. Par conséquent du tableau 5, il est évident que le besoin d'ailettes soit plus fort quand le fluide est un gaz plutôt qu'un liquide et en particulier quand le transfert thermique extérieur est par convection libre. Si des ailettes doivent être employées sur une surface séparant un gaz et un liquide, ils sont généralement placés du côté de gaz, qui est le côté du coefficient défavorable de convection. Un exemple commun est la tuyauterie dans un radiateur d'automobile. Des ailettes sont appliquées à la surface externe de tube, au-dessus de laquelle il y a écoulement d'air ambiant (petite h), et pas sur la surface intérieure, par laquelle il y a écoulement de l'eau (grande h).

Que $\varepsilon_f > 2$ est employé comme critère pour justifier la performance des ailettes, l'équation (I.38) rapporte la condition que (KP/ h A_c)> 4

L'équation (I.38) fournit une limite supérieure de ε qui est atteinte pour *L* proche de l'infini. Cependant, il n'est certainement pas nécessaire d'employer les ailettes très longues pour obtenir le maximum de flux thermique. Quand un état adiabatique à l'extrémité est considéré, l'équation de flux thermique et le tableau 5 nous indiquent qu'un flux thermique maximal de 98% est réalisé pour *mL* = 2,3. Par conséquent il semblerait peu raisonnable de prolonger les ailettes au delà de L = 2.3 /m [6].

I.9. Résistance de l'ailette

La performance de l'ailette peut également être mesurée en termes de résistance thermique. Traitant la différence de température entre la base et le fluide comme potentiel de conduite, une résistance d'ailette peut être définie comme :

$$R_{t,f} = \frac{\theta_b}{q_f} \qquad \text{(I.39)}$$

Ce résultat est extrêmement utile, particulièrement en représentant une surface à ailettes par un circuit thermique. Notons que, selon l'état de bout d'ailette, une expression appropriée pour q f peut être obtenue à partir du tableau.

De l'équation (I.39) l'expression de la résistance thermique due à la convection à la base est :

$$R_{t,b} = \frac{1}{h\, A_f.b} \qquad \text{(I.40)}$$

Et substituant de l'équation (I.37), il suit cela :

$$\varepsilon_f = \frac{R_{t,b}}{R_{t,f}} \qquad \text{(I.41)}$$

Par conséquent le rendement d'ailette peut être interprété comme rapport des résistances thermiques, et pour l'augmentation de ε_f il est nécessaire de réduire la résistance de conduction/convection de l'ailette. Si l'ailette doit augmenter le transfert thermique, sa résistance ne doit pas excéder celle de la base exposée.

I.10. expression des efficacités des ailettes suivant le type et la forme

I.10.1.Définition L'efficacité de l'ailette

On définit l'efficacité d'une ailette comme le rapport du flux qu'elle échange sur le flux

Qu'elle échangerait si sa température était uniforme.

$$\eta = \frac{q\ transmise\ dans\ l'ailette}{q\ idéale} \qquad (I.42)$$

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

$$q_i = A_\alpha h\theta_b \qquad (I.43)$$

où $\boldsymbol{q_i}$ est le flux de chaleur idéal, Aa Surface totale de l'ailette et $\theta_b = T_b - T_\infty$

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

on aura :

$$\eta = \frac{th\ mL}{mL} \qquad (I.44)$$

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

Si on a plusieurs

ailettes :

$$q_{total} = q\ ailettes + sans\ ailettes \qquad (I.45)$$

$$q_{total} = \eta A_\alpha\ h\theta_b + (s_t - A_\alpha)\ h\theta_b \qquad (I.40)$$

S_t est la surface totale sujette au transfert thermique, comprenant les surfaces contenant les ailettes et celles ne contenant pas les ailettes

Tableau I. 2 : Expressions des efficacités des ailettes et des épines [9]

Ailettes droites	rectangulaire $y=\delta$		$\eta=\frac{1}{ml}\tanh ml,\ m=\sqrt{h/k\delta}\qquad A=2\delta L$
	Parabolique $y=\delta_1(1-x/l)^{1/2}$		$\eta=\frac{1}{ml}\frac{I_{\frac{2}{3}}(m_1 l)}{I_{\frac{1}{3}}(m_1 l)},\quad m_1=\sqrt{h/k\delta_1}\quad A=\frac{4}{3}\delta_1 L$
	triangulaire $y=\delta_1(1-x/l)$		$\eta=\frac{1}{ml}\frac{I_1(2m_1 l)}{I_0(2m_1 l)},\qquad A=\delta_1 L$
	Parabolique $y=\delta_1(1-x/l)^2$		$\eta=\frac{2}{\sqrt{4(m_1 l)^2+1}+1}\qquad A=\frac{2}{3}\delta_1 L$
Ailettes annulaires	Rectangulaire $y=\delta$		$\eta=\frac{2}{ml\left(r_t/r_1+1\right)}\left[\frac{I_1(m_1 r_1)K_1(mr_t)-I_1(mr_t)K_1(mr_1)}{I_0(mr_1)K_1(mr_t)+I_1(mr_t)K_0(mr_1)}\right]$
	Hyperbolique $y=\delta_1(r_1/r)$		$\eta=\frac{2}{ml\left(r_t/r_1+1\right)}\left[\frac{I_{\frac{2}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\right)I_{-\frac{2}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_t\sqrt{r_t/r_1}\right)-I_{\frac{2}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\sqrt{r_t/r_1}\right)I_{-\frac{2}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\right)}{I_{\frac{1}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\right)I_{\frac{2}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\sqrt{r_t/r_1}\right)-I_{\frac{2}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\sqrt{r_t/r_1}\right)I_{-\frac{1}{3}}\left(\frac{2}{3}m_1 r_1\right)}\right]$
Epines (a section circulaire)	Rectangulaire $y=\delta$		$\eta=\frac{1}{\sqrt{2}\ ml}\tanh\sqrt{2}\ ml,$
	Parabolique $y=\delta_1(1-x/l)^{1/2}$		$\eta=\frac{2}{\left(2\sqrt{2}\ m_1 l\right)}\frac{I_2\left(\frac{4}{3}\sqrt{2}\ m_1 l\right)}{I_1\left(\frac{4}{3}\sqrt{2}\ m_1 l\right)},$
	Triangulaire $y=\delta_1(1-x/l)$		$\eta=\frac{4}{\left(2\sqrt{2}\ m_1 l\right)}\frac{I_2\left(2\sqrt{2}\ m_1 l\right)}{I_1\left(2\sqrt{2}\ m_1 l\right)},$
	hyperbolique		$\eta=\frac{1}{\sqrt{2}\ ml}\tanh\sqrt{2}\ ml,$

II.1 Mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes

Afin de maintenir sa température dans des limites où la performance et le Fonctionnement ne sont pas compromis, le refroidissement d'un composant générant de la chaleur est essentielle. D'une manière générale, un transfert de chaleur a lieu par trois mécanismes qui sont la conduction, la convection.et rayonnement En matière d'évacuation de chaleur par conduction, la technique des plaques de fibres de carbone orientées (conduction anisotrope) est incontestablement la plus performante, mais à ce jour réservée à l'aéronautique et au spatial pour une question de coût. Plus usuellement,

la chaleur est transmise à l'air ambiant par des radiateurs et des ventilateurs.
Si la charge thermique imposée à l'air ambiant est trop importante, on confine cette chaleur directement dans un fluide caloporteur par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur.
Le transfert de chaleur au fluide réfrigérant peut alors fonctionner soit en mode monophasique en utilisant un liquide ou un gaz (eau simple, eau + glycol, CO2...), soit en mode diphasique (C4 F10, glace binaire (mélange d'eau, méthanol et glace)...)

II.2.convection et Conduction et rayonnement dans une ailette

II.2.1Convection

Lorsqu'au sein d'un même fluide (liquide ou gaz) se produit une différence de température, la densité du fluide n'est plus égale partout du fait de la poussée d'Archimède "Tout corps plongé dans un fluide reçoit de la part de ce fluide une poussée verticale dirigée du bas vers le haut, égale au poids du volume de fluide déplacé", cette différence de densité produit un mouvement au sein du liquide. Ce mouvement de brassage, dans lequel les parties les plus chaudes du fluide ont tendance à s'élever et les parties froides et denses à descendre, s'appelle convection, plus précisément la convection naturelle.
Les mouvements dus uniquement à des différences de température du fluide constituent la convection naturelle comme les mouvements des grandes masses d'air autour de la terre, l'action des vents, la formation des nuages, les courants

océaniques ou plus simplement le phénomène d'aspiration d'une cheminée.

La convection forcée est obtenue en soumettant le fluide à une augmentation de pression, qui favorisera le brassage du fluide.

Lorsqu'un fluide de température T_∞ est placé en contact avec une surface S de température T_P, il se crée un flux de chaleur q de la zone chaude vers la zone froide donné par la relation suivante :

$$\varphi = h\,S\,(T_P - T_\infty) \qquad \text{(II .1)}$$

φ : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($Wm^{-2}°C^{-1}$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

T_∞ : Température de surface du solide (°C)

T_P : Température du fluide loin de la surface du solide (°C)

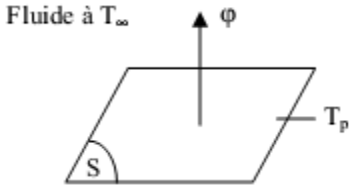


Figure II.1 : Schéma du transfert de chaleur convectif

On remarque clairement dans cette relation que deux facteurs favorisent la convection : la surface de contact et le coefficient h.

Le coefficient h, exprimé en W/ (m^2. K), est la conductance thermique de convection, ou

Coefficient d'échange thermique par convection. Ce coefficient est assez difficile à calculer car il dépend de la conduction entre les particules du fluide qui se rencontrent et le mélange naturel et/ou forcé du fluide.

Au niveau de la surface de contact on observe un phénomène de conduction entre le solide et le fluide, il est cependant exclu des calculs car il est moindre comparé au transfert convectif.

De façon générale la convection dépend de la surface de contact et des caractéristiques du fluide :

- o Vitesse du fluide
- o Masse volumique du fluide
- o Viscosité dynamique du fluide
- o Conductivité thermique du fluide

Concernant la convection entre un radiateur et l'air, on ne peut évidemment pas choisir le fluide en question. Par contre on peut agir sur sa vitesse à l'aide d'un ventilateur mais il ne faut pas non plus que le ventilateur soit trop puissant sinon, on risque une perte de charges trop importante. Il en va de même pour un système à refroidissement liquide (parfois appelé water-cooling), la pompe ne doit pas être sur dimensionnée par rapport au système. [11]

II.2.2.Conduction

La conduction thermique est le phénomène de transport de la chaleur mis en jeu dans les solides ; elle est également présente dans les liquides immobiles et à un moindre degré dans les gaz. Le phénomène microscopique (à l'échelle atomique) intervenant dans la conduction thermique est la propagation de l'agitation thermique des particules des zones plus chaudes vers celles des zones plus froides. Le mécanisme microscopique consiste dans la vibration moléculaire ou atomique (liquides, gaz) et la vibration cristallin ainsi que dans le déplacement des électrons libres (métaux).

La conduction thermique est donc le phénomène par le quel l'énergie est transférée des zones à haute température vers des zones à basse température. La loi de Fourier (pour un milieu isotrope, à travers une surface isotherme) montre quele flux thermique, par conduction, dans une direction donnée est proportionnel à l'aire S normale à la direction du flux thermique et au gradient de température à cette direction. Le flux thermique, conformément à la loi de Fourier est donné par la relation :

$$\varphi=\frac{\lambda S}{e}(T_2 - T_1) \qquad \text{(II.2)}$$

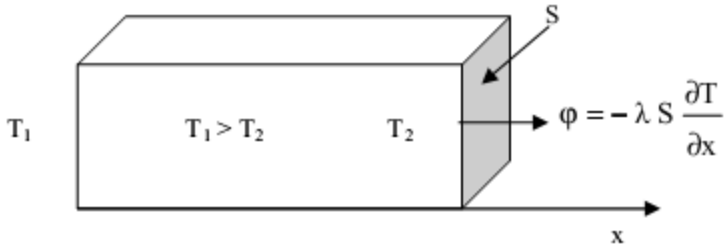


Figure II.2 : Schéma du transfert de chaleur conductif

Le coefficient de proportionnalité, appelé coefficient de conductivité thermique, Dépend de la substance (nature, structure, température, pression, densité, etc.) ; il se mesure enWm²/K et il est toujours positif car la chaleur se transmet des zones chaudes vers les zones froides. Si la température décroît dans la direction positive x, alors dT/ dx est négatif.

Le flux thermique ϕx et la densité du flux thermique φx étant des quantités positives dans la direction positive x

En général la conductivité thermique varie en fonction de la température. A des basses températures, cette variation peut être négligée. [11]

II.2.3.Le rayonnement

Le rayonnement est l'émission par un corps d'ondes électromagnétiques qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infrarouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation.

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur

Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est

Constitué de radiations de différentes longueurs d'onde [12]

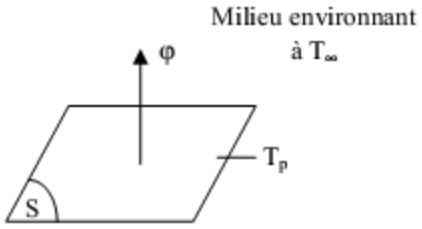


Figure II. 3 : Schéma du transfert de chaleur radiatif

$$\varphi_r = \delta\ \varepsilon_p S\ (T_p^4 - T_\infty^4) \qquad \text{(II.3)}$$

Avec

φ_r: Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

δ: Constante de Stefan (5,67. 10^{-8}W$m^{-2}K^{-2}$)

ε_p: Facteur d'émission de la surface

T_P : Température de la surface (K).

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

S : Aire de la surface (m^2)

II.3.humidité et transfert de masse

Lorsqu'on a la condensation d'une vapeur sur un corps (liquide ou solide), on dit qu'on a un transfert de chaleur et de masse simultané.

II.3.1.Condensation

La condensation est le processus par lequel une vapeur est convertie à son état liquide. En raison de la différence d'énergie interne importante entre les états liquide et vapeur, une quantité importante de chaleur peut être libérée pendant le processus de condensation. Pour cette raison, le processus de condensation est utilisé dans de nombreux systèmes thermiques. En général, une vapeur va se condenser en liquide quand elle est refroidie suffisamment ou lorsqu'elle est en contact avec un corps (un fluide ou un solide)
qui est en dessous de sa température de saturation. La condensation peut s'établir sous trois modes, en film, en gouttelettes, ou dans un mode mixte.

II.3.1.1. Condensation en film

Dans ce mode de condensation sur une paroi verticale, le condensât mouille entièrement la surface, l'épaisseur du film croit et le film s'écoule le long de la surface. Il existe un gradient de température dans ce film, il représente alors une résistance en terme de transfert de chaleur.

II.3.1.2. Condensation en gouttes

Dans ce mode de condensation, la vapeur se condense sur une surface qui n'est pas mouillée par le condensât. Le condensât ne s'étale pas mais forme sur la surface des gouttes discrètes. La condensation en goutte est plus efficace que celle en film. Les coefficients de transfert de chaleur lors de la condensation en gouttelettes sont alors beaucoup plus grands que ceux trouvés en condensation en film

II.3.1.3 .Condensation mixte

Il existe un troisième mode de condensation qui est la condensation mixte, il préexiste alors à la surface de condensation des gouttes isolées et un film de condensât. Ce mode de condensation peut avoir lieu lors de la transition entre la condensation en gouttelettes dans un premier temps et la condensation en film.

III.1. L'air humide

L'air qui nous entoure renferme toujours une proportion d'eau sous forme de Vapeur ; on qualifie cet air « d'air humide » par opposition au cas (idéal) d'un « Air sec » qui ne renfermerait pas de vapeur d'eau.

L'air humide renferme une quantité de vapeur d'eau variable mais limitée ; lorsque cette quantité est maximale, on parle « d'air saturé ».

La quantité maximale d'eau que peut renfermer un air « saturé » dépend des conditions de température et de pression dans lesquelles il se trouve.
Toutes les variétés d'air humide se situent entre le cas idéal d'un air parfaitement sec et un air saturé.

- On considère l'air humide comme un mélange de deux gaz parfaits, cette hypothèse permet de simplifier les calculs et de comprendre la construction d'un diagramme psychrométrique réel :

- L'air sec (indice **as)**
- La vapeur d'eau (indice **v)**
- Pour le mélange, considéré comme un gaz parfait, on utilise l'indice **m**.

- Les grandeurs seront, fréquemment, rapportées à l'unité de masse d'air sec ; on parle, alors, de grandeurs spécifiques. **[INT1]**

III.2 Grandeurs relatives à l'air humide

III.2.1 Pressions partielles

La pression p_m du mélange est égale à la somme des pressions partielles des deux Constituants.

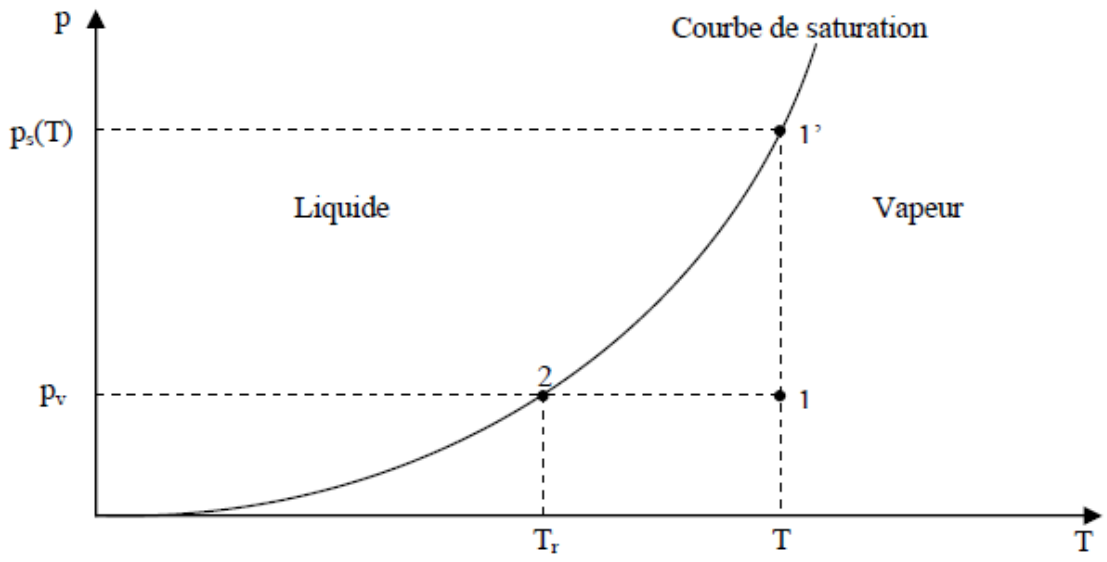
$$p_m = p_v + p_{as} \qquad \text{(III.1)}$$

Avec : $p_m v = m\frac{RT}{M_m}$; $p_{as} v = m_{as}\frac{RT}{M_{as}}$; $p_v v = m_v\frac{RT}{M_v}$

Le volume **V** d'air humide est quelconque et dans ce volume**,** on a une masse m d'air humide. La température est quelconque.
Il est à noter que les masses molaires des deux constituants valent respectivement :
Masse molaire de l'air sec $M_{as} \cong 29 g.mol^{-1}$
Masse molaire de l'eau $M_v \cong 18 g.mol^{-1}$

III.2.2 Pression de vapeur saturante et degré hygrométrique

La quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air a une température et pression donnée ne peut dépasser une certaine valeur. Au-delà, toute quantité d'eau est supplémentaire ne peut apparaitre que sous forme liquide a cette valeur, l'air est dit saturé.



FigureIII.1 : courbe de saturation

Dans l'air saturé, à la température T, la pression partielle de la vapeur d'eau est égale à la pression de vapeur saturante de l'eau (d'équilibre liquide vapeur), à cette température, on note $P_s(T)$. On peut également utiliser la ***formule de Dupré*** valable entre -50°C +200°C pour calculer $P_s(T)$:

$$p_s(T)=\exp\left[46.784-\frac{6435}{T+273.15}-3.868\ln(T+273.15)\right] \qquad \text{(III.2)}$$

On relie alors pour un air humide, à la même température T, la pression Partielle de la vapeur d'eau et la pressions de saturation par l'humidité relative :

$$w=\frac{p_v(T)}{p_s(T)} \qquad \text{(III.2)}$$

Un volume v quelconque d'air humide, à la pression P_m et à la température T, contient une masse m_v de vapeur d'eau, si l'air était saturé, dans les mêmes

conditions de température et de pression, il contiendrait une masse m_s de vapeur d'eau.

On aurait : $$m_{sat} = \frac{p_s V}{RT} M_V \quad \text{(III.4)}$$

$$m_v = \frac{p_v V}{RT} M_V \quad \text{(III.5)}$$

Dans ces conditions le degré hygrométrique s'écrit aussi :

$$w = \frac{m_v}{m_s} \quad \text{(III.6)}$$

- L'air parfaitement sec est au degré hygrométrique w=0
- L'air saturé est au degré hygrométrique w = 1 ou (100%)
- un air humide à, en général, un degré hygrométrique compris entre 0 et 1

III.2.3 Humidité absolue

On appelle humidité absolue d'un air humide, le rapport entre la masse m_v de vapeur d'eau et la masse m_{as} d'air sec contenues dans un volume quelconque V d'air humide $w = \frac{m_v}{m_{as}}$ Kg d'eau/Kg d'air sec

III.2.4. Températures

III.2.4.1. Température sèche

C'est la température réelle de l'air humide observé à l'aide d'un thermomètre ou d'un capteur de température. C'est la température de l'air indiquée par un thermomètre non affecté par l'humidité d'air, notée T.

III.2.4.2. Température humide ou température « bulbe humide »

On définit la température humide T_h de l'air : c'est la température enregistrée par un thermomètre ou le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau, figure 2 Les températures humides sont toujours inférieures aux températures sèches et le seul cas ou elles sont identiques est avec une humidité relative à 100%

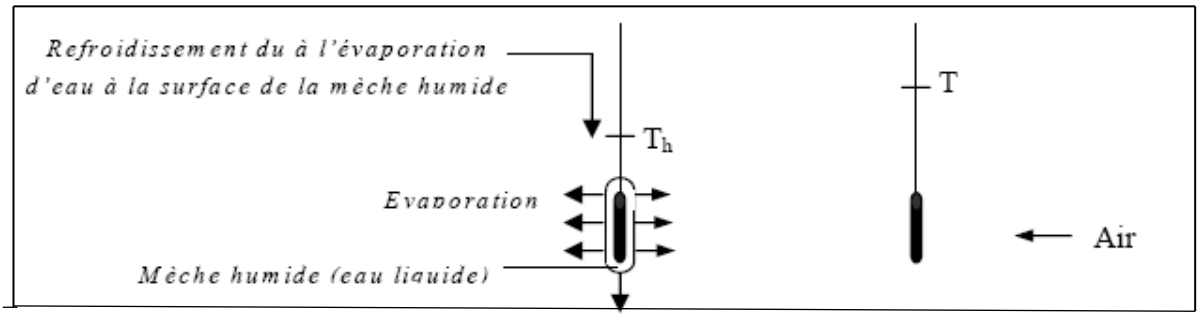


Figure III. 2 : température sèche et humide

La différence $(T - T_h)$ est représentative de l'humidité relative HR de l'air car :

- Elle est nulle si l'air est saturé en vapeur d'eau soit W = 100% : pas d'évaporation possible.
- Elle augmente avec la différence $[P_s(T) - P_v]$ qui est le terme moteur du transfert de masse donc elle diminue quand l'humidité relative augmente.

III.2.4.3. Température de rosée

Imaginons de l'air qui serait refroidi, tout en gardant son humidité absolue constante.

Cet air va perdre de plus en plus la faculté de porter de l'eau à l'état vapeur. Au moment ou l'air sera saturé, et que diminuer encore la température engendrerait la condensation partielle de la vapeur d'eau, on sait que l'on a atteint la température de rosée de l'air son symbole est T_r.

III.3. Chaleur totale de l'air humide

Quand on refroidit de l'air, il ne se produit aucune variation de sa teneur en eau tant que son point de rosée n'est pas atteint dans ce cas, il suffit de considérer la chaleur sensible.

D'autre part si de l'air doit être refroidie au-dessous de son point de rosée alors il faut éliminer la chaleur sensible plus une autre quantité d'énergie nécessaire pour le changement de phase (condensation de la vapeur d'eau) appelée chaleur totale qui n'est autre que l'enthalpie de l'air humide.

III.4. L'enthalpie

L'enthalpie est la fonction d'état extensive suivante :

$H=U+PV$

On utilise en pratique l'enthalpie spécifique **i** de l'air humide qui est l'enthalpie par unité de masse d'air sec. C'est la chaleur totale contenue dans une masse (1+w) d'air humide, l'origine des enthalpies correspondant à de l'air sec et à de l'eau liquide à 0°C. [INT1]

*L'**enthalpie spécifique i*** s'écrit donc :

$$i(T ; w)=c_{pa}T+w\,(L_0+c_{pV}T) = 1006T + w\,(2501 + 18.40T) \qquad (III.7)$$

III.5. Masse volumique

Considérons une masse (1+w) kg d'air humide d'humidité absolue w, de température T et de pression partielle de vapeur d'eau P_v,la pression totale étant p et le volume occupé V.

La masse volumique de cet air s'écrit :

$$\rho = \frac{1+W}{V} \qquad (III.8)$$

En appliquant la loi des gaz parfaits de l'air sec et la vapeur d'eau on obtient

$$\begin{cases} P_{as}\,V=1\frac{R}{M_{as}}\,T \\ P_V\,V=w\frac{R}{M_v}\,T \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} M_{as}P_{as}=\frac{RT}{V} \\ \frac{M_V P_v}{W}=\frac{RT}{V} \end{cases}$$

Par sommation, on obtient

$$\frac{1+w}{V}=\frac{1}{R\,T}\,(M_{as}P_{as}+M_V P_v)=\frac{M_{as}}{RT}\,(P_{as}+\frac{M_V}{M_{as}}P_v) \qquad (III.9)$$

$$P_{as}=(P-P_v) \text{ et } \frac{M_V}{M_{as}}=w$$

$$\text{Donc : } \rho=\frac{M_{as}}{RT}\,(P-P_v+W\,P_v) \qquad (III.10)$$

III.6. Diagramme de l'air humide

La mesure de l'humidité relative est la propriété atmosphérique la plus difficile mesurable de manière précise. Différentes techniques de mesure ont été mises au point mais l'obtention d'enregistrements fiables dans des conditions difficiles pose Toujours problème.

III.6.1 But des diagrammes

Le but est de construire un diagramme qui permette, par simple lecture et sans effectuer aucun calcul, de déterminer la valeur de toutes les grandeurs caractérisant l'air humide connaissant deux d'entre elles, figure 3

Le diagramme permet en fonction de deux éléments d'entrées de connaitre tous les autres paramètres d'un état de l'air humide, soit en fonction :

- de la température sèche et de l'humidité relative
- de la température sèche st de la température humide
- de la température sèche et l'humidité spécifique
- de la température sèche et de l'enthalpie
- de l'humidité relative et de l'humidité spécifique
- de l'humidité spécifique et de l'enthalpie **[INT2]**

III.6.2. Utilisation d'un diagramme de l'air humide

Il existe plusieurs types de diagramme, par exemple :

- Le diagramme de Mollier : p_v, h
- Le diagramme de Veron : T, w à coordonnées obliques à 92°
- Le diagramme de Missenard : h, w…
- le diagramme de Mollier-Ramzin (l'enthalpie en fonction de la teneur en eau en fonction de la température en coordonnées obliques)
- le diagramme de Mollier-Ramzin (l'enthalpie en fonction de la teneur en eau en fonction de la température en coordonnées obliques)

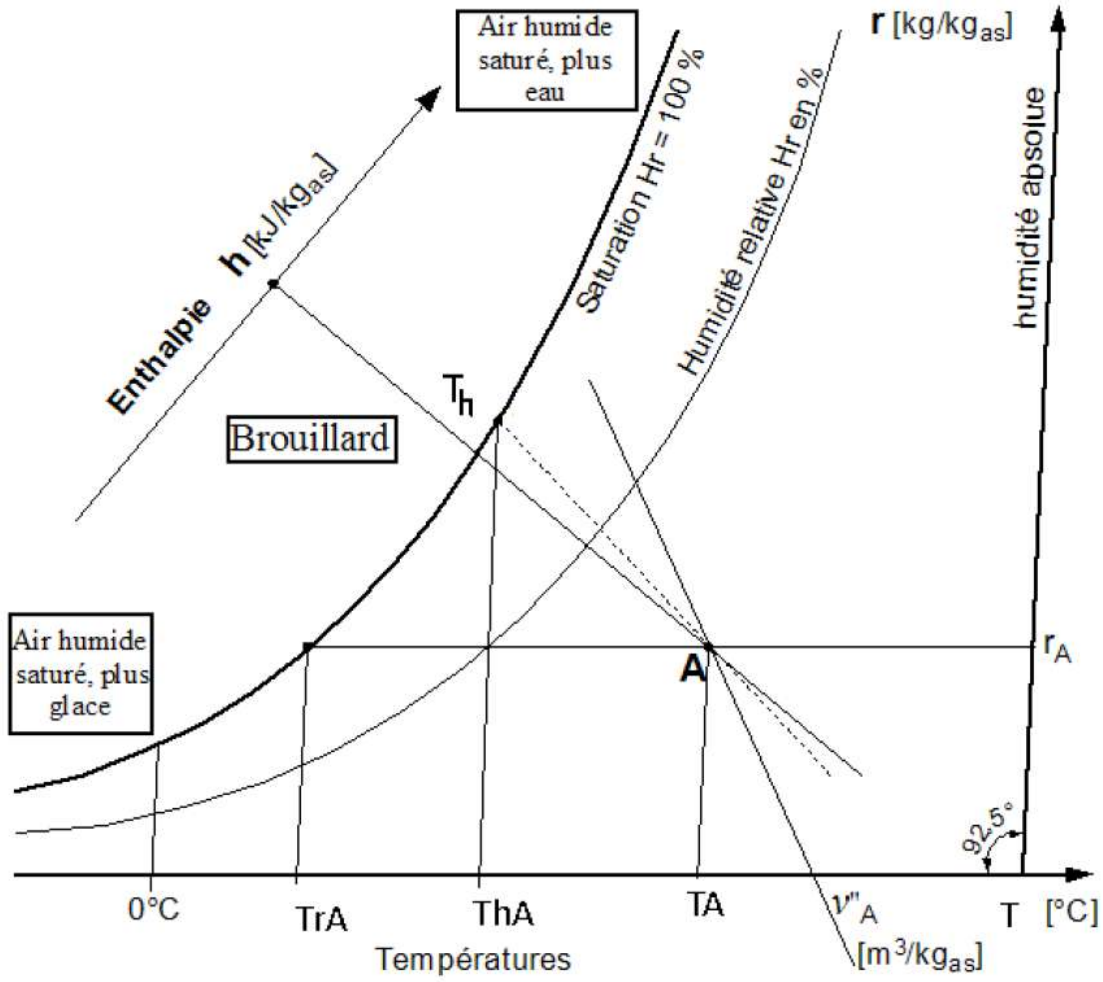


Figure.III 3. : Lecture d'un diagramme psychrométrique

- le diagramme de Mahn (l'enthalpie en fonction de l'humidité relative)
- le diagramme de Höhn (l'enthalpie en fonction de la température) Un exemple de diagramme est donné à la figure 3.

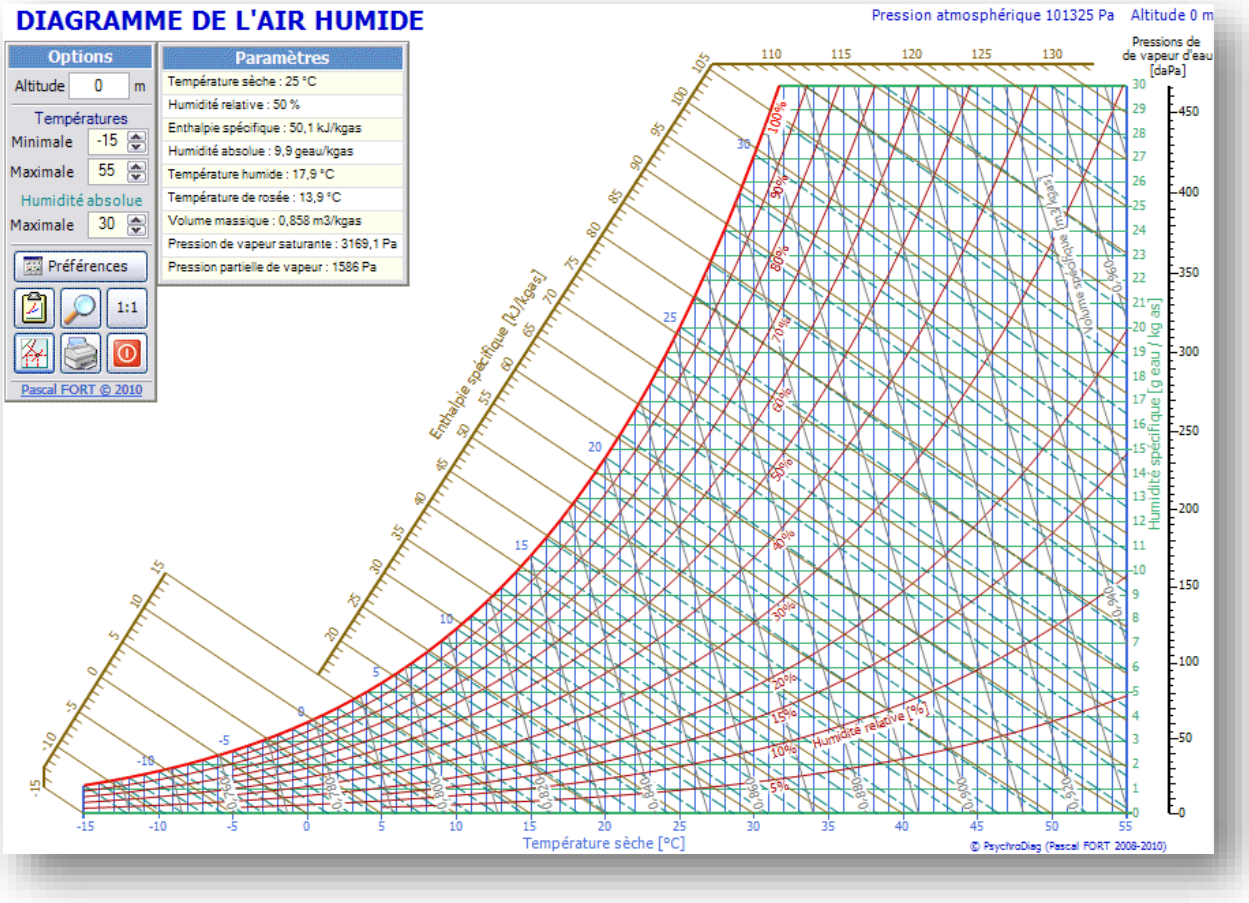


Figure III.4. diagramme de psychrométrique

III.7.programme «air humide»

Il peut également être intéressant d'écrire un programme (utilisable sur un micro-ordinateur ou une

(Calculatrice programmable) pour calculer l'ensemble des grandeurs caractéristiques de l'air humide connaissant deux d'entre elles et qui se substitue donc au diagramme de l'air humide.

On trouvera un programme écrit en Basic pour une calculatrice de poche, il permet de résoudre les 3 types de problèmes les plus couramment rencontrés dans la pratique :

- On connaît p, T et HR →Thermohygromètre
- On connaît p, T et Th →Thermomètres sec et humide
- On connaît p, T et pv →Données météorologiques, échauffement à pression constante.

Le programme « Air Humide » présenté calcule, quelque soit le cas, toutes les grandeurs caractéristiques de l'air humide, à savoir : T, Th, Tr, HR, x, pv, i et ρ.
L'avantage de l'utilisation de ce programme réside dans sa simplicité d'utilisation et dans la meilleure précision des résultats par rapport à une lecture sur le diagramme. Il permet également de tenir compte de la pression atmosphérique du lieu considéré qui peut être sensiblement différente de 760 mmHg. Le diagramme de
l'air humide reste toutefois très utile pour visualiser les différentes transformations de l'air.

III.8. Mesure de l'humidité

Le psychromètre ou thermomètre à bulbe humide est montré à la figure 3.4. Un psychromètre est constitué de deux thermomètres ventilés par l'air humide dont On vaut déterminer la pression partielle de vapeur d'eau et l'humidité relative. Un Des deux thermomètres est recouvert d'un manchon humidifié avec de l'eau distillée (à défaut déminéralisé). L'évaporation de l'eau provoque un refroidissement du Thermomètre jusqu'à une température d'équilibre dite : **température humide.**
L'autre thermomètre mesure la température de l'air humide dite par opposition : **Température sèche**.



Figure 5 : psychromètre

Certaines précautions doivent toutefois être prises :

- Le thermomètre humide doit toujours être recouvert d'eau liquide. Si l'on tarde trop, la mèche s'assèche, sa température s'élève et ne correspond plus à T_h.
- La vitesse de circulation de l'air doit être supérieure à 2 m/s pour que les effets du rayonnement soient négligeables vis-à-vis de la convection.
- Le thermomètre sec ne doit pas être perturbé par le thermomètre humide qui refroidit un peu l'air. [INT2]

Conclusion

- L'air humide avec le degré hygromètre sont des paramètres nécessaires pour évaluer les caractéristique de l'aire
- L'air et l'humidité sont des éléments de base dans le domaine de conditionnement d'air (chauffage, ventilation, humidification, climatisation...)
- Le diagramme de l'air humide permet de connaitre rapidement et simplement les paramètres de l'air d'un état initial à un état final et par différence de savoir la quantité d'eau à ajouter ou à soustraire pour changer d'état.
- L'état physique de l'air humide, régi par les lois des gaz parfaits, de Dalton et par un certain nombre de règles de la thermodynamique, peut être exprimé par d'autres paramètres que la température et l'humidité. L'interdépendance de ces paramètres peut être visualisée de façon simple sur le diagramme de l'air humide ou diagramme psychrométrique
- on modélisera grâce à ce diagramme, tous les traitements climatiques, c'est-à-dire toutes les transformations de l'air en température, en enthalpie, en humidité et en volume.
- Les grandeurs représentées sont les suivantes :
  - ✓ température sèche
  - ✓ température de rosée
  - ✓ température humide
  - ✓ humidité spécifique
  - ✓ humidité relative
  - ✓ enthalpie spécifique
  - ✓ volume spécifique

Dans cette partie, nous procédons à la modélisation des ailettes semi-sphériques avec un transfert de chaleur ayant pour origine deux phénomènes :

Le premier est du au transfert par convection à cause d'une différence de température entre l'air et l'ailette. Le second est du à une source de chaleur issue de la condensation de la vapeur contenue dans l'air humide en eau et à cause de la température en dessous du point de rosée et qui va aussi se transférer.

Il est décrit le modèle physique, puis une modélisation basée sur un élément sur lequel on établi un bilan thermique. Ensuite, le lien entre le transfert de masse en termes d'humidité et le transfert de chaleur en termes de températures est modélisé suivant une analogie de Chilton-Colburn et rapportée par Threlkeld.

Le passage des humidités vers les températures sera facilité par le modèle de Charqawy& Zubair. On dressera les caractéristiques de l'air nécessaires aux calculs pour plusieurs exemples d'humidité relatives selon cette méthode.

En dernier lieu, un programme sera écrit et implémenté en environnement MATLAB et les résultats de la simulation seront visualisés au mieux par les figures et intéresseront plusieurs aspects.

IV.1.Modèle physique d'ailette semi-sphérique

Dans le cas de l'ailette semi-sphérique, diverses opérations très importantes entre les ailettes et l'air humide ont lieu. Si la température de l'air humide est supérieure à la température à l'intérieur de l'ailette, ceci conduit à un transfert thermique. Si la température atteinte est inférieure à la température de rosée, alors il ya condensation de vapeur avec la chaleur latente est alors libérée. En résumé, un transfert thermique a lieu et un transfert de masse va aussi donner naissance à une quantité de chaleur que doit se déplacer.

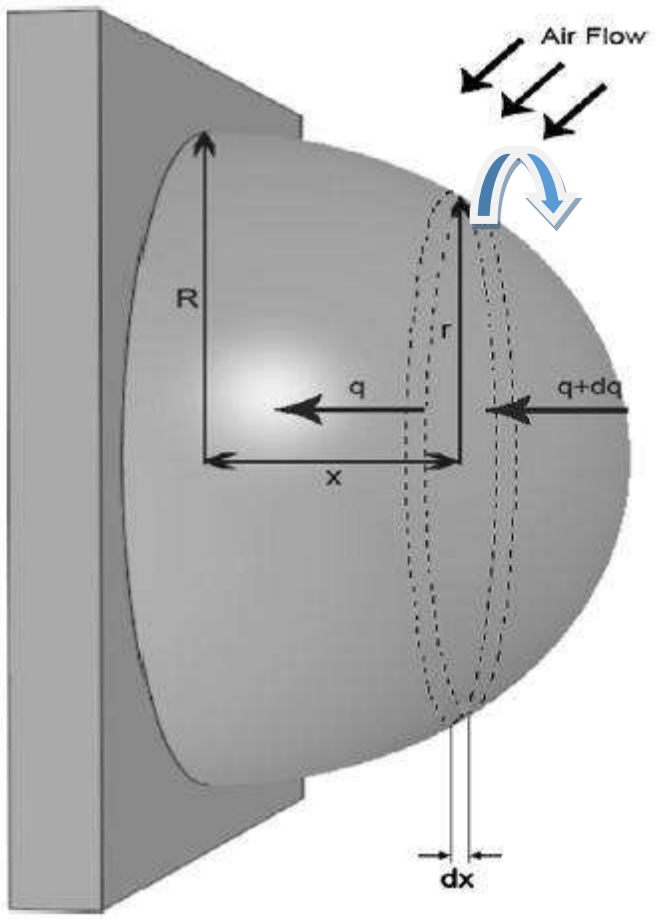


Figure : IV.1.Schéma d'une ailette semi-sphérique

IV.1.1. Les caractéristiques de domaine physique de l'écoulement

On utilise la longueur variable x comme la variable indépendante et reliée aux autres dimensions à savoir r et R. dans la nomenclature tous les paramètres seront indiqués.

- Le rayon appartient àr = 0 : R
- La conductivité thermique K
- Ecoulement est supposé permanent

IV.2.équation de bilan

Pour un élément, on peut voir sur la figure que le net de conduction est équilibré par la convection selon h et selon la chaleur latente issue du transfert de masse après transformation de phase.

$$(q + dq) + 2\pi r h(T_a - T_s)dx + 2\pi r h_d i_{fg}(w_a - w_s)dx - q = 0$$

Elément dx à surface dA :

$$r = \sqrt{(R^2 - x^2)}$$

$$dA = 2\pi\sqrt{(R^2 - x^2)}dx\ldots$$

L'entrée de chaleur est$q + dq$ et la sortie est q

Ta : température de l'ailette

Et A la surface A=2π r dx

La partie humide donne un transfert 2π r dxh_D

Avec h_D : Transfer de masse par conduction

Le transfert de masse par convection de l'air humide :

$2\pi r h_d i_{fg}(w_a - w_s)dx$=0

Avec i_{fg} est la chaleur latente devaporisation de l'eau

En résumé, le transfert de chaleur est par convection avec air :

$2\pi r h(T_a - T_s)dx$=0

Une relation entre h et h_D est toujours utilisée

$$\frac{h}{h_D} = c_p Le^{2/3}$$

Liée avec le nombre de Lewis et la chaleur spécifique

IV.3. Modélisation finale

Si on raisonne sur l'élément précédent avec une limite de dr vers 0, alors suivant la loi de Fourier connue,

$$q = \pi r^2 k \frac{dT_s}{dX}$$

Le bilan sera donc:

$$(R^2 - X^2)\frac{d^2\Theta}{dx^2} - 2x\frac{d\Theta}{dx} - m_0^2 R\sqrt{(R^2 - X^2)}\Theta - m_0^2 RB\sqrt{(R^2 - X^2)}(w_a - w_s)=0$$

Avec les grandeurs et paramètres suivants:

$$m_0 = \sqrt{\frac{2h}{kR}}$$

$$B = \frac{i_{fg}}{c_p le^{2/3}}$$

$$\Theta = (T_a - T_s)$$

IV.4. Le lien entre l'humidité et de la chaleur

A présent, il faut un passage des humidités aux températures équivalentes

1er cas (McQuiston) [14]

$$w_a - w_s = c(T_a - T_s)$$

2èmeCas (Sharqawy et Zubair) [15] modèle plus précis

$$w_s = a_2 + b_2 T_s$$

Avec :

$$a_2 = w_{s,b} - \frac{w_{s,dp} - w_{s,b}}{T_{dp} - T_b} T_b$$

$$b_2 = \frac{w_{s,t} - w_{s,b}}{T_{dp} - T_b}$$

Finalement :

$$\left(\frac{(R^2 - X^2)}{R}\right)\frac{d^2\Theta}{dx^2} - \left({}^{2x}/_{R}\right)\frac{d\Theta}{dx} - m^2\sqrt{(R^2 - X^2)}\Theta = m_0^2 BC_2\sqrt{(R^2 - X^2)}$$

Les conditions aux limites:

$\Theta = \Theta_b$; x=0

$\frac{d\Theta}{dx} = 0$; x= R

Avec :

$$m^2 = m_0^2(1 + b_2 B)$$

$$C_0 = w_a - a_2 - b_2 T_2$$

IV.5 Présentation de modèle mathématique

La modélisation se présente comme une équation différentielle ordinaire avec les deux conditions aux limites,cependant sur traitement passepar unevoienumérique. Danstous les cas, il faudrait savoir les conditions de l'air pour pouvoir déterminer les caractéristiques nécessaires au modèle.

IV.5.1. détermination des paramètres liés à l'air (Sharqawy et Zubair)

- ***1er cas*** H_a***= 90%***

T_a(°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
5	90	0.0049	3.2	0.0042	20	0.00133
10		0.0067	8.5	0.0061		
15		0.0098	13.6	0.0088		
20		0.0132	18.5	0.0117		
25		0.018	22.8	0.0158		
30		0.024	28	0.0214		
33		0.029	31	0.0258		

On se donne la température de l'air avec l'humidité relative en %, ce qui permet à partir du psychrométrique diagramme de l'air de savoir les humidités de l'air, la température de rosée et l'humidité correspondante à la température de rosée à la surface de l'ailette. Ensuite selon, la température de la base de l'ailette, on a l'humidité qui se rapporte.

On calcule a_2 , b_2 et C_0 par les formules suivantes :

- $a_2 = w_{s,b} - \frac{w_{s,dp} - w_{s,b}}{T_{dp} - T_b} T_b$
- $b_2 = \frac{w_{s,t} - w_{s,b}}{T_{dp} - T_b}$

et

$$C_0 = w_a - a_2 - b_2 T_2$$

H_a	90						
a_2	0.0025	0.0008	-0.0008	-0.008	-0.0046	-0.0070	-0.0094
b_2	0.0005	0.0006	0.00054	0.0001	0.0017	0.0013	0.00142
C_0	-0.0001	-0.0001	0.0025	0.0192	-0.00199	-0.008	-0.0078

Ce tableau donne donc les valeurs calculées pour chaque température de l'air

- ***2emeCas : H_a = 80%***

T_a(°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
10	80	0.006	6.5	0.0049	15	0.0085
20		0.0115	16.5	0.0090		
25		0.016	21.5	0.0130		
30		0.0217	26.4	0.0172		
35		0.0288	31	0.0228		

H_a	**80**				
a_2	0.0021	0.0035	-0.0019	-0.003	-0.005
b_2	0.0003	0.002	0.0012	0.0012	0.0013
C_0	0.0009	-0.032	-0.0121	-0.0113	-0.017

- **3^{eme} *cas :*** $H_a = 70\%$

T_a(°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
5	70	0.0037	0.9	0.0028	18	0.009
10		0.0054	5.5	0.0037		
15		0.0076	10	0.0053		
25		0.014	19.6	0.0098		
35		0.025	27.8	0.0178		

H_a	70				
a_2	0.0025	0.0014	0.0007	-0.0047	-0.0072
b_2	0.0003	0.00031	0.0002	0.0031	0.00163
C_0	-0.0003	0.001	0.0039	-0.0589	-0.0249

- **4^{eme} *cas :*** $H_a = 60\%$

T_a(°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
10	60	0.0046	3	0.0028	20	0.0088
20		0.0086	12	0.0052		
25		0.0117	17	0.0074		
30		0.0159	21.5	0.0099		
40		0.0284	31	0.017		

Ha	**60**				
a_2	0.0017	-0.0002	-0.0042	-0.0059	-0.0061
b_2	0.00024	0.00025	-0.0006	0.0047	0.00178
C_0	0.0009	0.0083	0.0309	-0.1192	-0.0367

- **5^{eme}: cas H_a = 50%**

T_a (°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
5	50	0.0029	- 4	0.0015	23	0.0089
10		0.0038	0.9	0.002		
25		0.01	14	0.005		
40		0.0235	27.5	0.0114		
44		0.0294	31.5	0.0142		

Ha	**50**				
a_2	0.0026	0.0017	-0.0011	-0.0039	-0.0054
b_2	0.0002	0.00023	-0.00012	0.0032	0.0024
C_0	-0.0007	-0.0002	0.00141	-0.1006	-0.0708

- **6^{eme}cas : H_a = 40%**

T_a (°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
10	40	0.003	3.5	0.0015	16	0.0047
20		0.0058	6.5	0.0025		
35		0.0140	19.5	0.0055		
40		0.0187	24	0.0078		
49		0.003	31.5	0.0115		

Ha	**40**				
a_2	0.0006	0.0010	0.0011	-0.0015	0.0079
b_2	0.00013	-0.0001	0.0027	0.0018	0.00163
C_0	0.0011	0.0026	-0.0816	-0.0518	-0.0578

- ***7eme cas : H_a = 30%***

T_a (°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
20	30	0.0043	2.5	0.0014	25	0.0059
30		0.0079	10.5	0.0025		
35		0.0105	15	0.0032		
40		0.0136	19	0.0041		
50		0.0234	27.5	0.0068		

Ha	**30**				
a_2	0.0009	0.0004	-0.0009	-0.0016	-0.0031
b_2	0.0001	-0.0001	0.0005	-0.0013	0.007
C_0	0.0032	0.0105	-0.0156	0.0672	-0.3235

- ***8eme cas : H_a = 20%***

T_a(°C)	H_a	w_a	$T_{d.p}$(°C)	$w_{s.dp}$	T_b(°C)	$w_{s.b}$
15	20	0.002	- 8	0.0003	14	0.002
20		0.0029	- 3	0.0009		
40		0.0092	13	0.0019		
50		0.015	21	0.0030		
54		0.019	24	0.0038		

Ha	**20**				
a_2	0.0009	0.0011	0.0006	-0.002	-0.0005
b_2	0.0001	0.0005	-0.0072	0.0019	0.0017
C_0	-0.0004	0.01813	0.2966	-0.078	-0.0723

IV.6.Résultats

Les équations précédentes ont été introduits dans le logiciel «MATLAB» et diverses simulations ont été effectuées

IV.6.1.Effet du rayon de l'ailette R

On remarque dans la figure, que plus le rayon de l'ailette semi-sphérique est grand, plus la température entre la base de l'ailette et le bout différent considérablement. Ceci est physiquement acceptable car une grande convection s'effectue sur l'ailette à rayon élevée.

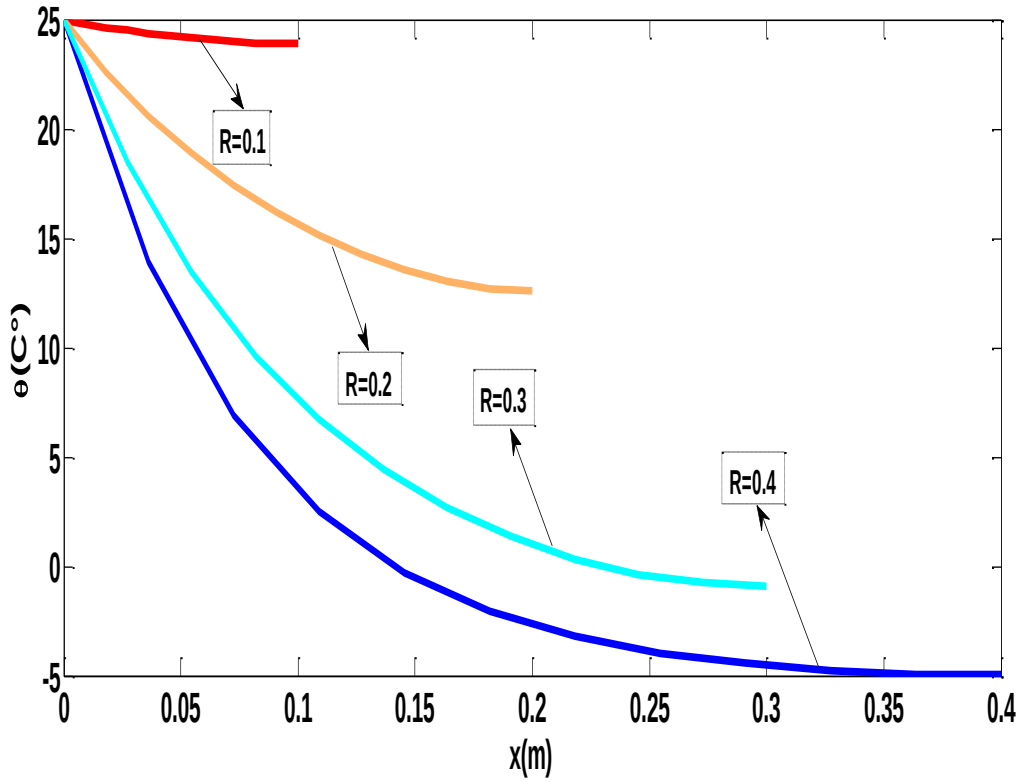


Figure : IV.2 Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents R

IV.6.2.Effet du paramètre de l'ailette m_0 :

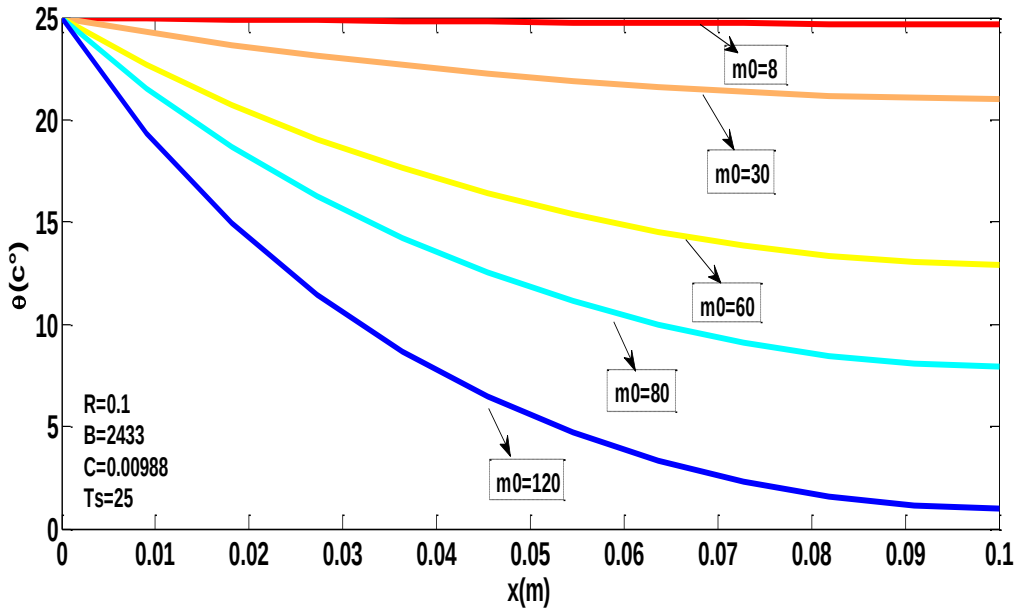


Figure : IV.3.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètres m_0

Plus l'ailette a un paramètre élevée, plus les températures sont différentes à la surface de l'ailette. Un petit paramètre m_0 qui signifie un petit coefficient de convection ou bien une ailette avec une grande conductivité thermique ou encore un grand R rend l'ailette très efficace avec une température uniforme.

Par rapport à la figure précédente, le rôle du rayon R est controversé, alors une optimisation est nécessaire quant à sa valeur la plus optimale.

IV.6.3.Effet des caractéristiques de l'air

Les caractéristiques de l'air influent beaucoup sur les distributions des températures de l'ailette semi-sphérique.

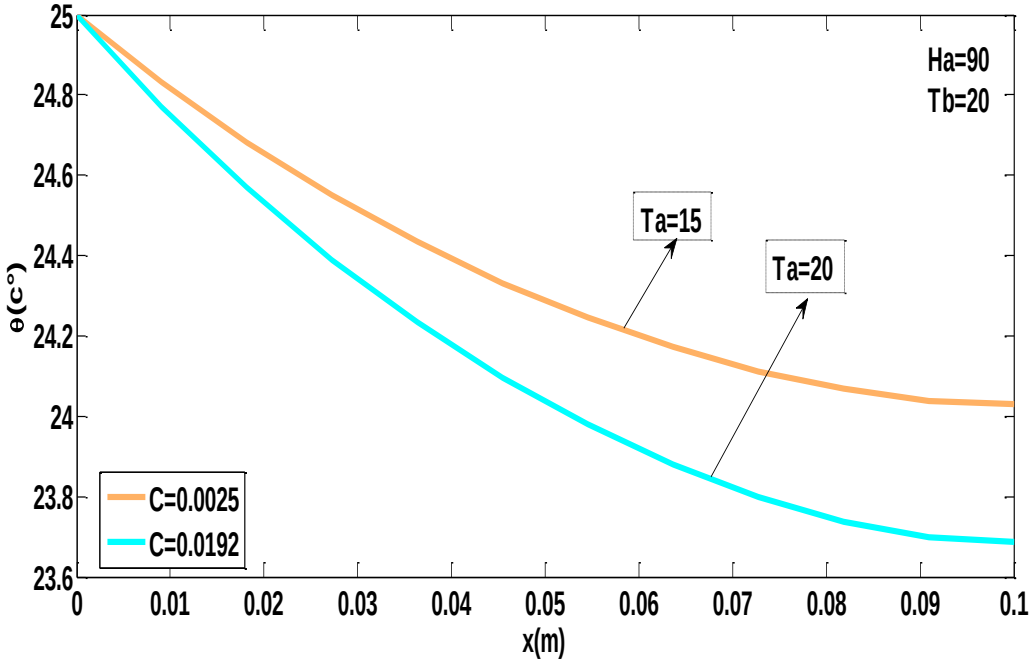


Figure : IV.4.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 90%

Les figures 4à 11 montrent que les caractéristiques de l'air vont changer la distribution des températures dans l'ailette si l'humidité de l'air est différente. Suivant que l'on est en présence d'un climat très humide ou sec, l'effet est complètement différent. On a établit ces courbes pour deux températures de l'air 15 et 20°C, 20 et 30°C…. Par exemple à la figure 6, les conditions sont telles que l'ailette absorbe de la chaleur à 25°C (temp.air) alors qu'elle rejette à l'extérieur la chaleur pour une température d'air de 10°C. Dans certains cas, l'efficacité de l'absorption est bonne comme à la figure 6 et le rejet se passe avec une efficacité médiocre, toujours sur la même figure. L'effet est inversée pour les conditions de la figure 9 par exemple et là l'ailette est mieux exploitée en rejection qu'en absorption.

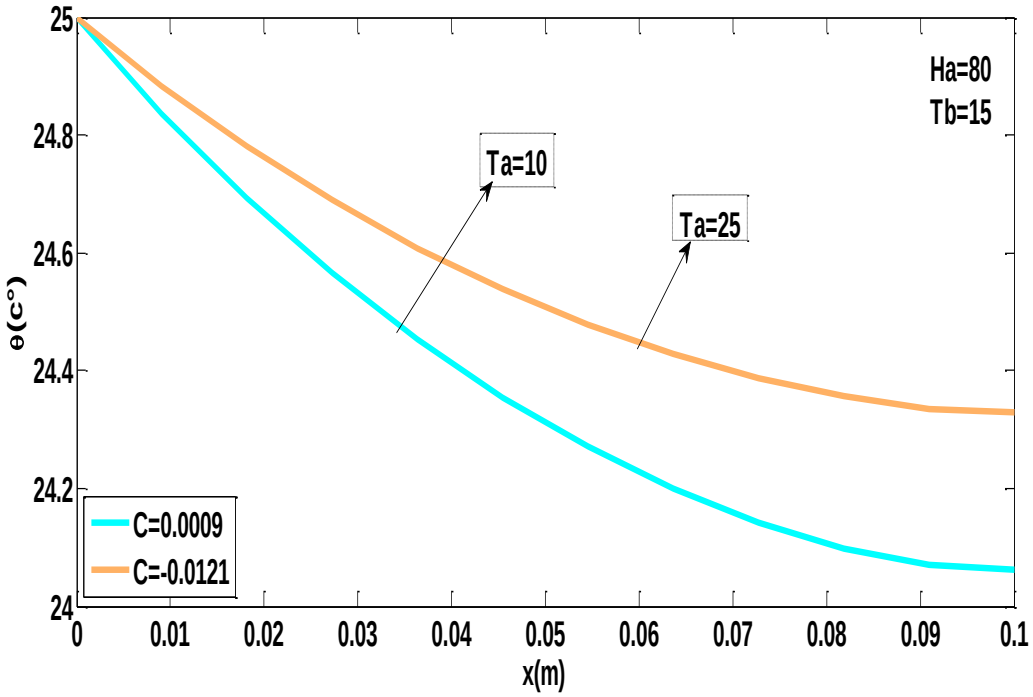


Figure .IV.5.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 80%

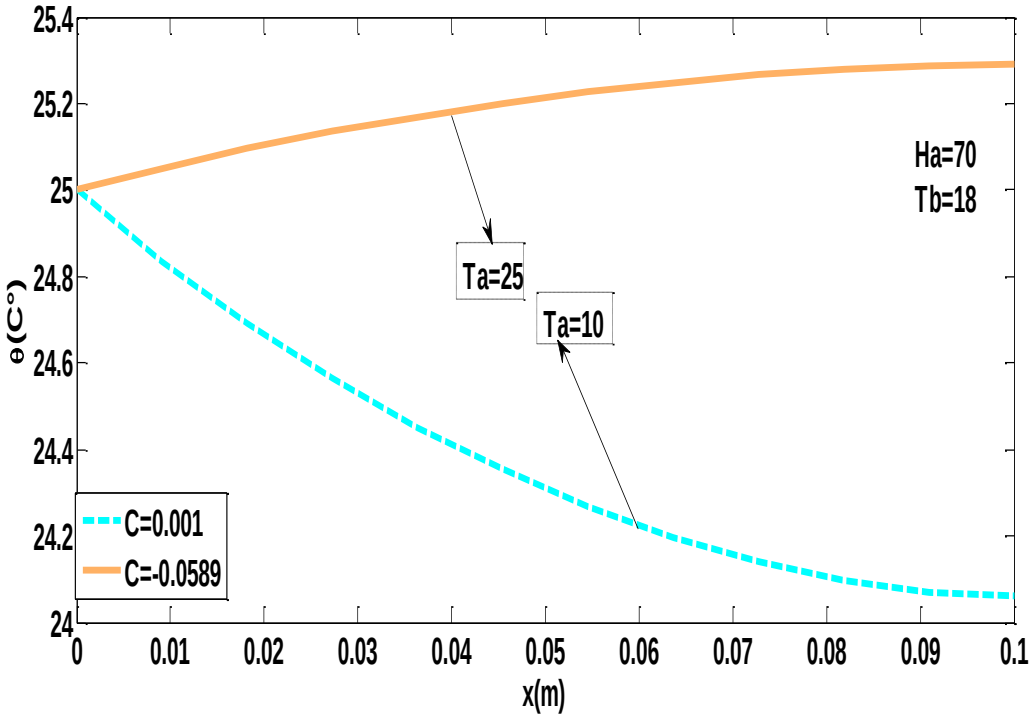


Figure : IV.6.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 70%

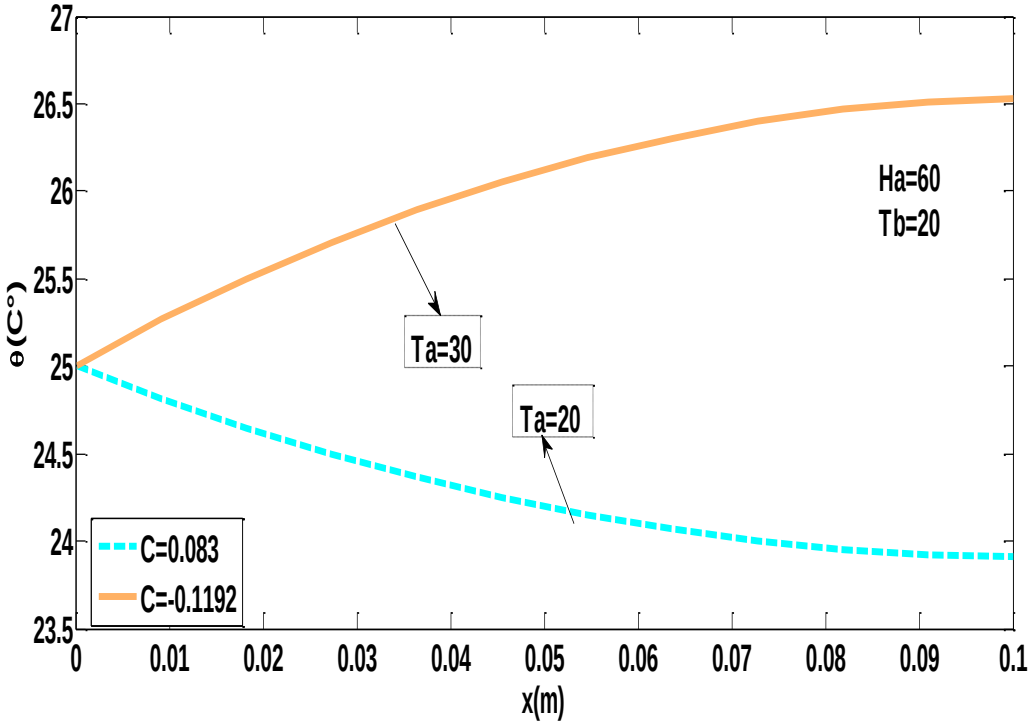


Figure :IV.7.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 60%

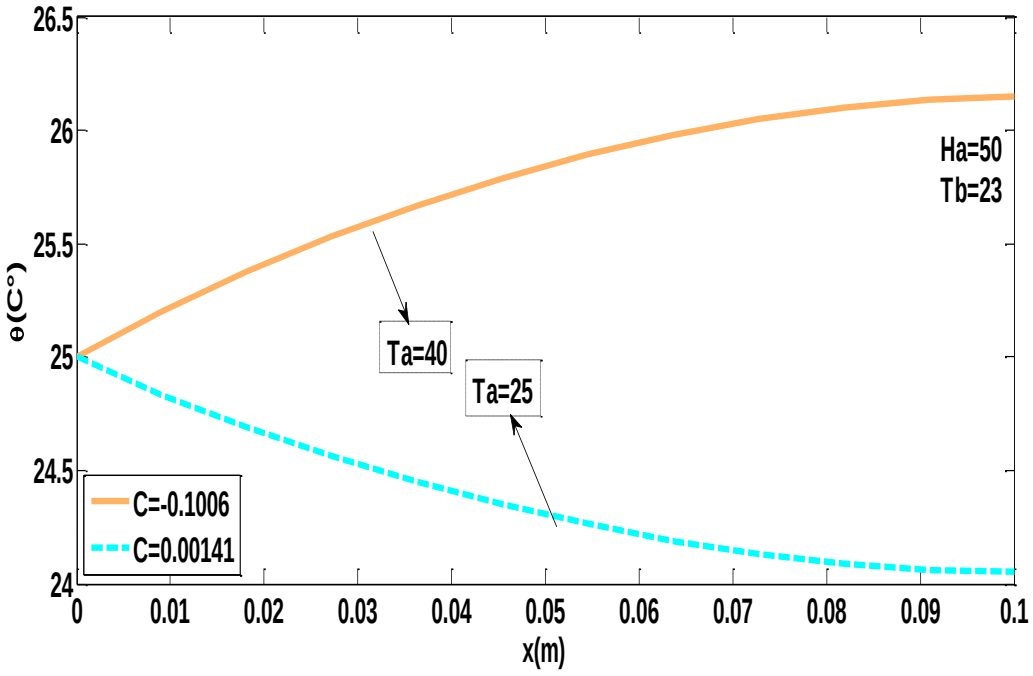


Figure .VI.8.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 50%

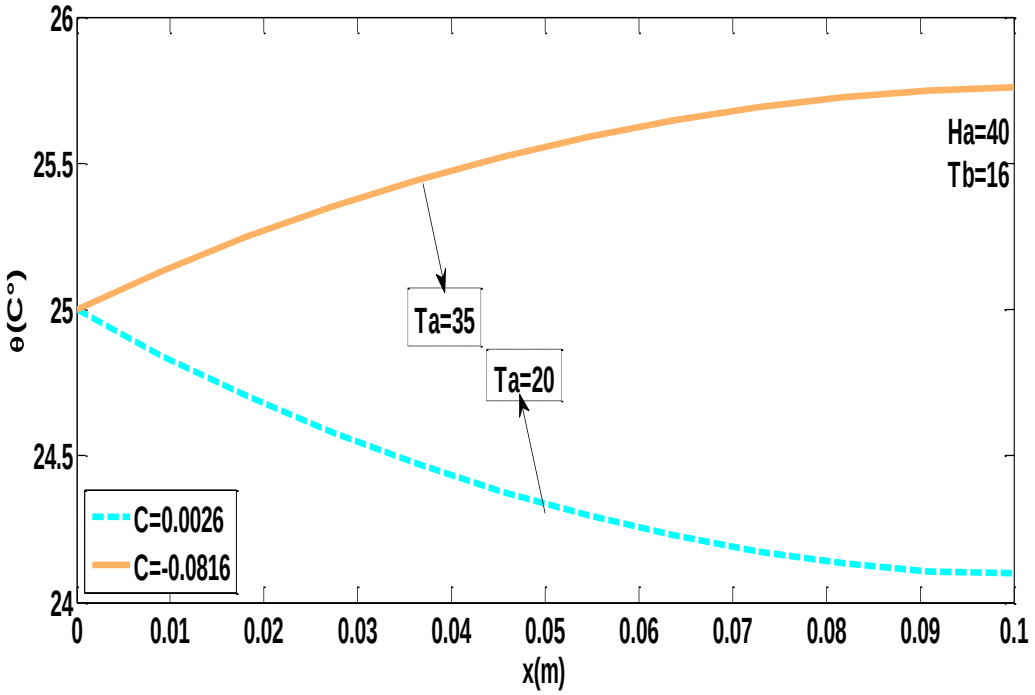


Figure : IV.9.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 40%

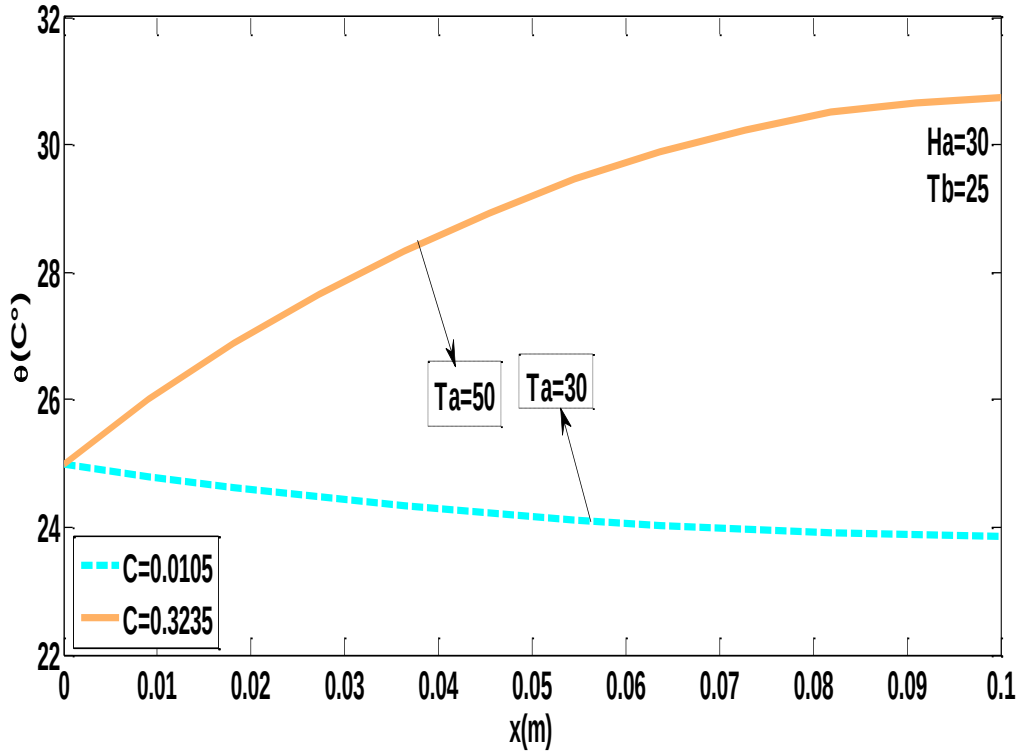


Figure. IV.10.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 30%

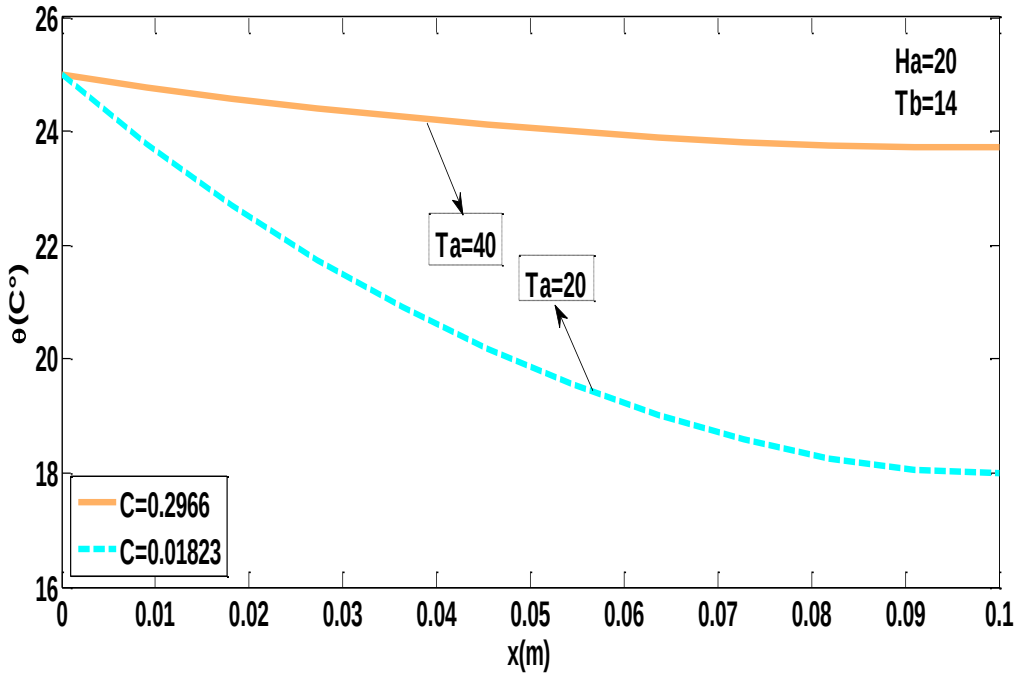


Figure . IV.11.Distribution de la température adimensionnelle le long d'une ailette semi-sphérique pour différents paramètre C, Ha= 20%

Dans ce mémoire on s'est intéressé à l'ailette semi-sphérique. L'ailette est utilisée avantageusement pour augmenter les transferts thermiques dans de nombreuses applications.

Cette forme est nouvelle et après avoir pris les connaissances nécessaires sur les ailettes classiques, on a étudié l'air humide ainsi que ses caractéristiques qui sont déterminées entièrement par le diagramme de l'air. Il est entendu que l'air est toujours humide et sous certaines conditions du point de rosée une transformation de phase se passe. Dans ce cas, un transfert de masse s'effectue et la libération de la chaleur doit être prise en compte.

La modélisation de cette ailette avec de l'air humide a été entreprise et un programme en Matlab a été établi. Les résultats de la simulation ont montré que :

- Le rayon de l'ailette est un paramètre important
- Le paramètre de l'ailette détermine la distribution des températures et donc des efficacités.
- Les caractéristiques de l'air influent beaucoup sur cette distribution de telle sorte qu'une ailette qui initialement est d'origine convective de rejet devient selon des conditions spécifiques d'humidité et de la température de l'air une ailette qui absorbe de la chaleur.

Ainsi, il est possible d'exploiter cet effet et en perspective de comparer les efficacités par rapport à celles classiques.

Chapitre I

Généralités sur le Comptage Du gaz naturel

Chapitre II

Caractéristiques physico-chimiques des gazs

Chapitre III

Choix d'un type de comptage

Chapitre IV

Diagnostic de l'état d'un système comptage de gaz