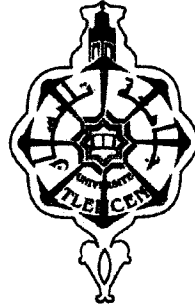


1532 9/04  
République Algérienne démocratique et populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la recherche scientifique  
Université Abou Bakr Belkaid - Tlemcen  
Faculté des sciences  
Département de Physique



Inscrit Sous le N°:  
Date: 1<sup>er</sup> JAN. 2015  
Code: 617

Inscrit Sous le N°:  
Date: 13/07/2010  
Code: 617

## MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention de Diplôme de :

**Master en physique**

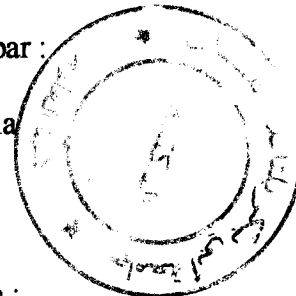
Spécialité : Physique Energétique et Matériaux  
(Parcours L.M.D)

Thème

**Analyse Numérique du Comportement Dynamique et Thermique  
De l'air utilisé comme fluide caloporteur circulant dans  
Un convertisseur thermo solaire plan muni  
Des chicanes sous forme de losanges**

Soutenu le 08 juillet 2010 par :

M<sup>elle</sup> GUENDOZ Nabila



Devant le jury composé de :

Président	M <sup>r</sup> A. ZERGA	Maître de conférences	(Université de Tlemcen)
Encadreur	M <sup>r</sup> R. SAIM	Maître de conférences	(Université de Tlemcen)
Examineur	M <sup>r</sup> A. MERAD	Maître de conférences	(Université de Tlemcen)



Année Universitaire 2009-2010



## **Sommaire**

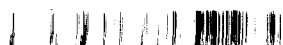
Introduction générale.....	01
Chapitre I : Généralité sur les capteurs solaires	
Introduction.....	03
I-1 Généralités sur les capteurs plans.....	03
▽I-1-1 Constitution du capteur plan .....	03
a) L'absorbeur.....	04
b) Les couvertures .....	04
c) L'isolant.....	05
d) Fluide caloporteurs.....	05
★ I-1-2 Caractéristiques techniques.....	06
a) L'absorbeur.....	06
b) Les couvertures .....	08
c) L'isolant.....	09
d) Fluide caloporteurs.....	11
I-1-3 Principales catégories (passif - actif).....	12
a) L'énergie solaire active.....	12
b) L'énergie solaire passive.....	12
I-2 Les capteurs solaires plans à air.....	12
I-2-1 Différents types des capteurs solaires plans à air.....	13
I-2-1-1 Capteur à absorbeur perméable (poreux).....	13
I-2-1-2 Capteur à absorbeur à géométrie variable (rainuré).....	14
I-2-1-3 Capteur à absorbeur plan.....	15
I-2-2 avantages et inconvénients.....	16
a) Avantages.....	16
b) Inconvénients.....	16
I-2-3 Utilisation des capteurs solaires plans à air.....	16
I-3 Bilan thermique global.....	17
I-3-1 Modélisation en régime stationnaire pour l'évaluation du rendement.....	19
I-3-2 Rendement d'un capteur solaire.....	19
I-4 Optimisation du rendement du capteur.....	20



I-4-1 Rendement optique.....	20
I-4-2 Diminution des coefficients des pertes.....	22
I-4-2-1 Perte thermique du capteur dans son environnement.....	22
I-5 Conclusion.....	23
Bibliographie.....	24
Webographie.....	24
Chapitre II : Etude bibliographique	
Bibliographie.....	31
Chapitre III : Position du problème et Modélisation Numérique	
Introduction.....	35
III-1 la géométrie a étudiée.....	36
III-2 Hypothèse Simplificatrices.....	37
III-3 Système d'équations.....	37
III-3-1 Conservation de masse.....	37
III-3-2 Conservation de la quantité de mouvement.....	38
III-3-3 Conservation d'énergie.....	38
III-3-4 Modèle de turbulence.....	38
III-4 Condition aux limites.....	39
III-5 Les pertes de charges en régime turbulent.....	41
III-6 Méthode des volumes finis.....	42
III-6-1 Maillage.....	44
III-7 Notice d'utilisation de Gambit.....	45
III-7-1 Maillage de Gambit.....	46
III-7-1-1 Démarrage de Gambit.....	46
III-7-1-1-1 Les commandes dans le gambit.....	47
a) Commandes pour la construction de la géométrie...	47
b) Commande d'un point.....	48
c) Commandes d'un segment.....	49
d) Commande relatives à une face.....	50
e) Commande relative à un volume.....	51
f) Commande de maillage.....	52
III-7-1-1-2 Spécification du schéma des éléments face	
III-7-1-1-3 Spécification du type de maillage des éléments	
Face.....	53



III-7-1-2 Construction de la géométrie.....	53
III-7-2 Choix de type de maillage.....	54
III-7-2-1 Maillage structuré (quadra/hexa).....	54
III-7-2-2 Maillage non structuré (tri/tétra).....	55
III-7-2-3 Maillage hybride.....	55
III-7-2-4 Techniques générales de génération du maillage.....	56
III-7-2-5 Qualité d'un maillage.....	56
III-7-2-6 Génération d'un maillage couche limite.....	56
III-7-3 Condition aux limites et définition de domaines.....	57
III-7-4 Simulation sous Fluent.....	58
III-8 Solution numérique.....	60
III-9 Conclusion.....	61
Bibliographie.....	62
<b>Chapitre IV : Résultats et interprétations</b>	
Introduction.....	63
IV-1 Validation du modèle numérique.....	63
IV-2 Aspect hydrodynamique.....	64
IV-2-1 Présentation de contour, vecteur de la vitesse axiale.....	64
IV-2-2 Profils de la vitesse axiale dans différents sections dans le Canal.....	65
IV-3 Aspect thermique.....	68
IV-3-1 Présentation de contour de la température totale.....	68
IV-3-2 Présentation des profils températures totales.....	69
IV-3-3 L'influence du coefficient de friction.....	71
IV-3-4 Vérification des pertes de charge $y^+$ .....	73
IV-3-5 L'influence des pertes.....	74
IV-4 Conclusion.....	75
Conclusion générale.....	76
Annexe : Equations caractéristiques des capteurs solaires plans à air.....	77
Bibliographie.....	83



## Nomenclature

---

### **Symbole :**

$L$  : longueur du canal ( $m$ ).

$L_1$  : Distance avant la première ailette ( $m$ ).

$L_2$  : Espacement entre la première et deuxième ailette ( $m$ ).

$L_3$  : Distance en aval de la deuxième ailette ( $m$ ).

$H$  : Hauteur du canal ( $m$ ).

$D_H$  : Diamètre hydraulique ( $m$ ).

$e$  : Hauteur d'ailette ( $m$ ).

$k$  : Energie cinétique turbulente ( $m^2/S^2$ ).

$P$  : Pression ( $Pa$ ).

$Pr$  : Nombre de Prandtl.

$Re$  : Nombre de Reynolds.

$Nu$  : Nombre Nusselt.

$T$  : La température ( $^{\circ}C$ ).

$T_{in}$  : La température d'admission ( $^{\circ}C$ ).

$T_W$  : La température des parois inférieur et supérieur ( $^{\circ}C$ ).

$U_{in}$  : Vitesse d'admission ( $m/s$ ).

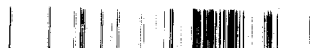
$u$  : Vitesse dans la direction  $x$  ( $m/s$ ).

$V$  : Vitesse dans la direction  $y$  ( $m/s$ ).

$C_{pf}$  : Chaleur massique du fluide ( $J/kg - K$ ).

$C_{ps}$  : Chaleur massique du solide ( $J/kg - K$ ).

$f$  : Le coefficient de frottement.



## Nomenclature

---

### **Symboles grecs :**

$\epsilon$  : L'énergie de dissipation turbulente ( $m^2/s^2$ ).

$\rho_f$  : Densité d'air ( $kg/m^3$ ).

$\rho_s$  : Densité du solide ( $kg/m^3$ ).

$\mu$  : Viscosité dynamique ( $Pa \cdot s$ ).

$\mu_t$  : Viscosité turbulente ( $Pa \cdot s$ ).

$\delta$  : Largeur d'ailette ( $m$ ).

$\lambda_s$  : Conductivité thermique du solide ( $W/m^{\circ}C$ ).

$\lambda_f$  : Conductivité de thermique du fluide ( $W/m^{\circ}C$ ).

$\nu$  : Viscosité cinématique ( $pl$ ).

$\sigma_k, \sigma_\epsilon$  et  $\sigma_t$  Valeur constante pour le modèle de turbulence de  $k - \epsilon$  standard.

### **Indice inférieurs et indice supérieurs :**

In : à l'entrée de la section de calcul.

atm : atmosphérique.

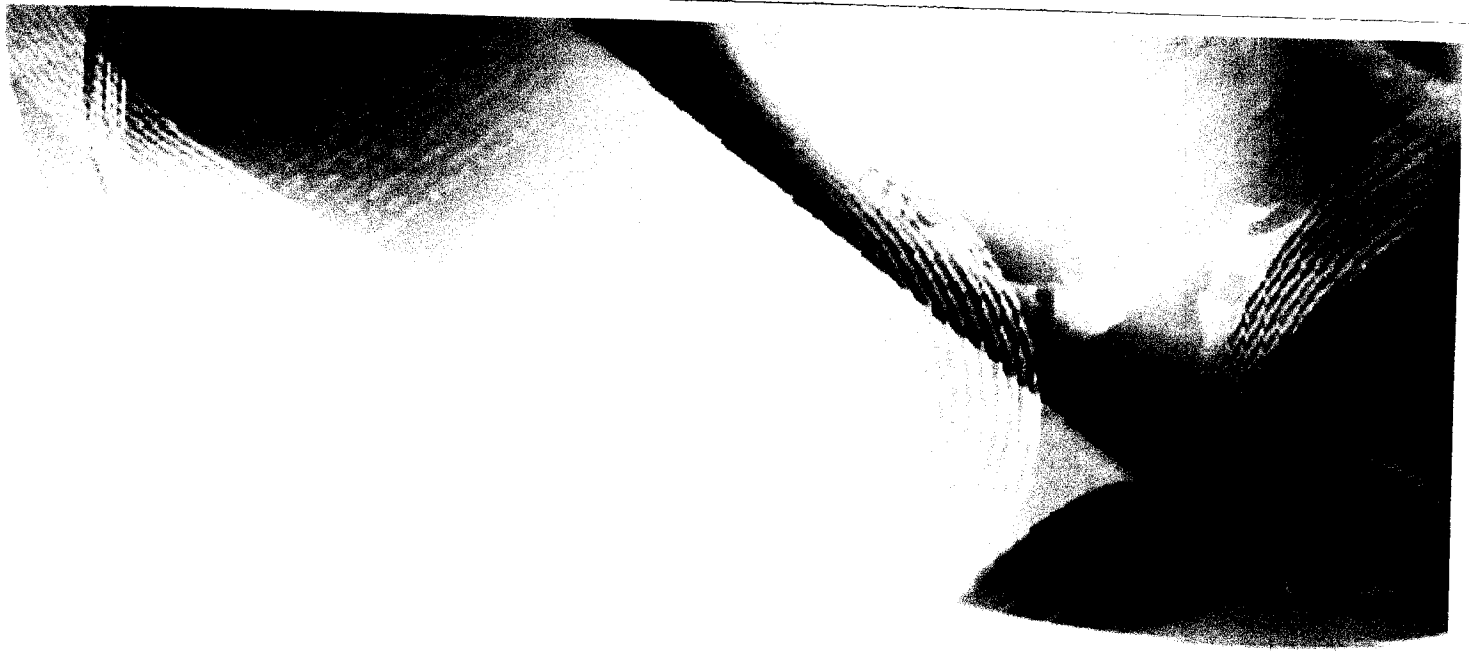
t : turbulent.

w : parois.

f : Fluide.

s : Solide.





# *Introduction générale*



## Introduction générale

Le soleil fournit une énergie colossale à la terre (10 000 fois l'énergie nécessaire) sous forme lumineuse.

L'appauvrissement des sources énergétiques traditionnelles (pétrole,,) due à une utilisation accrue de celle-ci et l'augmentation considérable du prix du pétrole, ... entraînent que l'étude des énergies renouvelables revet une importance cruciale pour les années à venir.

L'énergie solaire est une source d'énergie propre disponible dans presque tous les endroits du monde et aussi longtemps que le soleil brillera. L'énergie solaire est produite par des capteurs thermiques qui captent l'énergie du soleil et la convertisse en chaleur. L'énergie solaire est une énergie attrayante par ce que la technologie photothermique ne produit aucune pollution.

Le transfert de chaleur par convection est l'un des modes de transfert de chaleur que l'on rencontre fréquemment dans de nombreuses applications industrielles.

La convection forcée est un phénomène de transfert thermique associé aux écoulements de fluide. La présence de la convection forcée influe simultanément sur les champs thermiques et hydrodynamiques, le problème est ainsi couplé.

La convection forcée dans des géométries complexes trouve son imporatanace dans de nombreuses applications industrielles et plus particulièrement dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines et des composants électroniques.

Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs à faisceaux et à calandres. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour de chicanes. Ces études sont de nature aussi bien expérimentales que numérique. Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de Nusselt et de coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds.

D'une manière générale, dans le but d'obtenir des performances énergétiques élevées, il est nécessaire d'implanter des rangées d'ailettes dans la veine de l'écoulement dans les échangeurs de chaleur de façon à créer la turbulence et à prolonger la trajectoire des fluides en favorisant un meilleur échange thermique convectif et par voie de conséquence une amélioration notable de l'efficacité thermique.





## Introduction générale

Le modèle de turbulence a fait également l'objet de nombreuses études. On peut distinguer les travaux de Landau et Spalding qui ont proposé pour la première fois. Un modèle  $k - \varepsilon$  à bas nombre de Reynolds (LRN) et le modèle  $k - \omega$  ont été évalués par la résolution des équations de Navier-Stokes où il apparaît que ce modèle est celui qui prédit avec plus de précision les changements de l'écoulement dans la présence des chicanes.

Dans ce travail, on étudie numériquement les comportements dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent en convection forcée, dans un canal horizontal en présence de chicane sous forme losange.

On employant le modèle  $k - \omega$  standard pour étudier le champ dynamique et thermique d'un écoulement d'air en convection forcée turbulente passant dans un canal rectangulaire muni de deux ailettes transversales. On détermine en particulier le profil de la vitesse et de température de l'air dans le conduit de canal.

Le travail a été enchainé de la manière suivante :

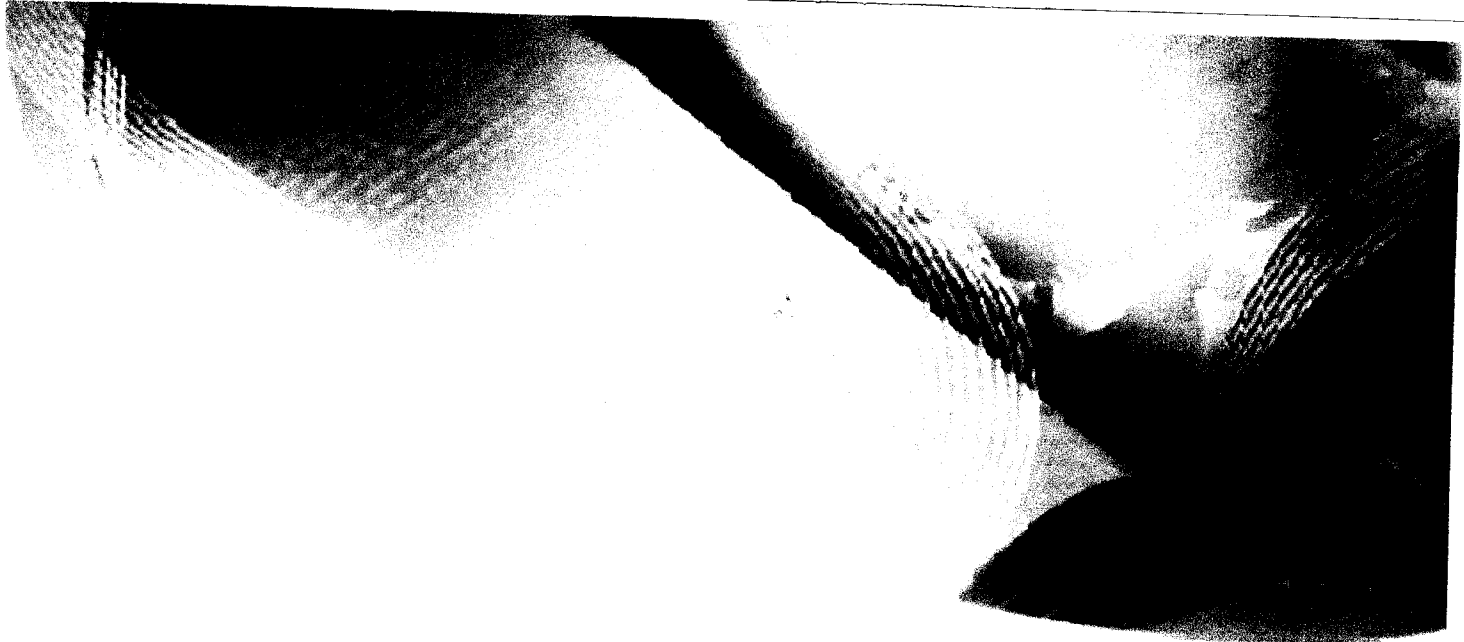
Le premier chapitre est consacré à l'étude général des capteurs solaire plan à air avec ses différent types

Le second chapitre est réservé à une étude bibliographique couvrant les études expérimentales et numériques sur la convection forcée.

Le troisième chapitre présente le système d'équation de conservation et la modélisation mathématique de la convection forcée pour un écoulement turbulent à l'intérieur d'une conduite chauffée par une température constante et uniforme. La configuration et les équations de conservation ainsi que les hypothèses retenues sont présentées ainsi un aperçu général sur la méthode des volumes finis qui est utilisée par le code FLUENT.

Les résultats numériques de cette étude et leurs exploitations seront présentés dans le quatrième chapitre. La validation du code de calcul par le confrontation avec différents travaux ont pris une part importante dans ce mémoire.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale dans laquelle seront relevées les particularités des résultats obtenus. En outre les perspectives pouvant s'ouvrir par le biais de ce travail seront aussi développées.



*Chapitre I*  
*Généralité sur les capteurs*  
*solaires*



## Introduction :

La technologie solaire thermique représente deux techniques distinctes pour la collection de l'énergie solaire : les capteurs solaires et les systèmes solaires à concentration.

Un capteur plan est relativement insensible aux conditions du ciel, dont le principe consiste à focaliser le rayonnement incident sur un absorbeur de surface réduite que la surface d'ouverture du collecteur, afin d'augmenter la concentration du rayonnement au niveau de l'absorbeur. Les capteurs plans utilisent le rayonnement diffus provenant du ciel et du sol. Par contre les concentrateurs n'utilisent que le rayonnement direct.

### I-1 Généralités sur les capteurs solaires plans :

Les capteurs solaires sont des appareils transformant du rayonnement solaire en énergie thermique. On peut ensuite utiliser cette chaleur comme celle de toutes les sources usuelles de chaleur. C'est-à-dire pour chauffer les locaux industriels ou les logements, fournir l'eau chaude sanitaire, activer les croissances des végétaux, sécher les grains et les fourrages, faire fonctionner des moteurs thermiques produisant de l'énergie mécanique ou de l'électricité [1].

#### I-1-1 Constitution du capteur plan :

Le capteur est essentiellement constitué de quatre parties :

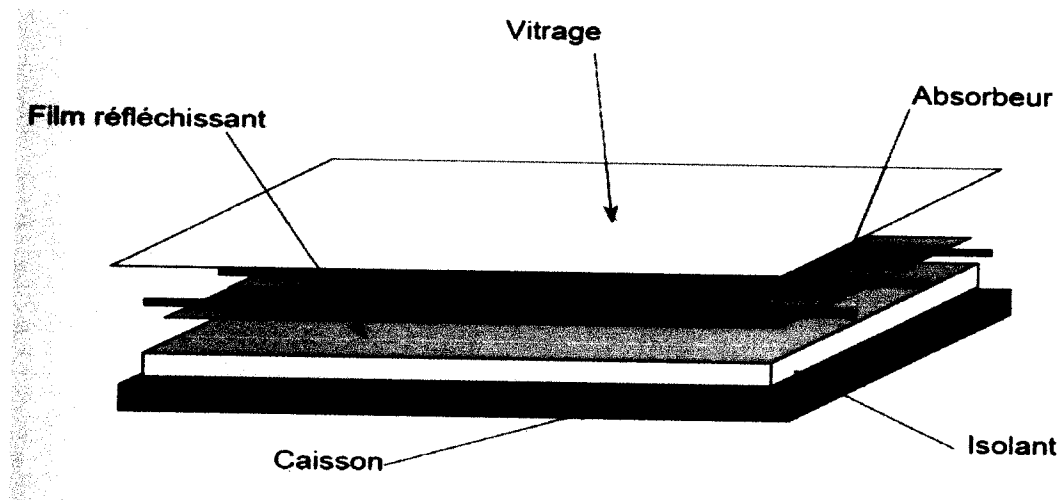
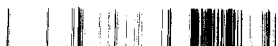


Figure I-1 : Vue éclatée d'un capteur solaire plan à air [2].



**a) L'absorbeur :**

Cet élément transforme le rayonnement solaire reçu en chaleur et chauffe celle-ci avec un fluide caloporteur. L'absorbeur est un élément essentiel dans le fonctionnement du capteur plan. De nombreuses recherches, ont été effectuées et sont en cours en vue d'améliorer son pouvoir d'absorption vis-à-vis le rayonnement solaire, par le traitement de la surface absorbante.

En effet l'absorbeur idéal est celui qui absorbe toute l'énergie correspondante au spectre solaire de longueur d'onde  $\lambda < 3\mu m$  et émet faiblement dans l'infrarouge lointain  $\lambda > 3\mu m$  [2].

Le choix de l'absorbeur revient à analyser son facteur d'absorption qui devrait être plus proche de l'unité.

On peut résumer de manière générale : un bon absorbeur doit satisfaire les conditions suivantes :

- Il doit avoir un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.
- Un facteur d'émission d'ordre thermique faible.
- Une bonne conductivité et diffusivité thermique.
- Une bonne résistance chimique vis-à-vis les fluides
- Une faible inertie thermique.

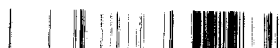
**b) Les revêtements :**

L'utilisation des couvertures transparentes permet de réduire les pertes thermiques par convection et par rayonnement vers l'extérieur.

Elles doivent d'une part être transparentes au rayonnement et laisser passer toute ou une partie de l'énergie solaire et d'autre part, piéger la partie émise par l'absorbeur une fois que l'équilibre thermique est atteint.

Le transfert thermique a le principe suivant :

- Le rayonnement solaire traverse la vitre.
- La plaque absorbe la partie transmise du rayonnement.
- Il y'a réémission du rayonnement par cette plaque dans le domaine de l'infrarouge.
- La plaque du verre réémet à son tour dans le domaine de grandes longueurs d'ondes ( $\lambda > 3\mu m$ ) moitié vers l'extérieur et moitié vers l'intérieur et ainsi de suite [2].



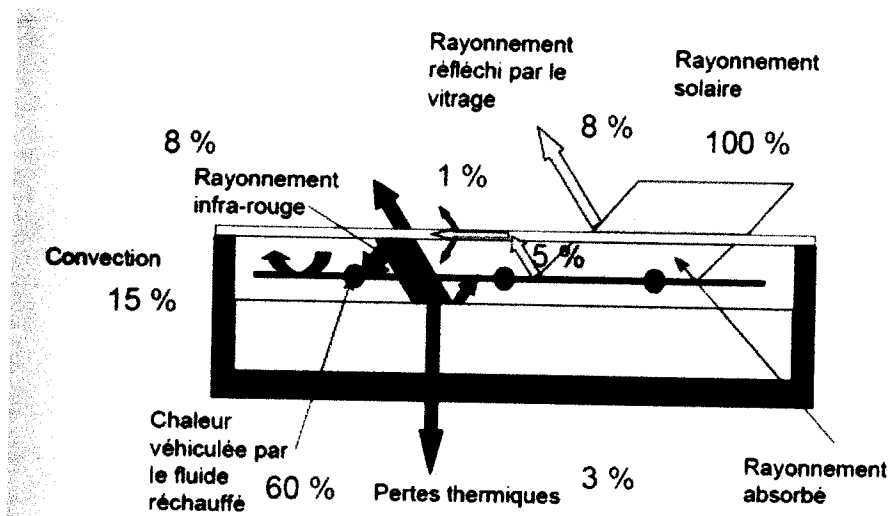


Figure I-2 : Schématisation de l'effet de serre avec un seul vitrage [3].

Un tel dispositif représente un véritable piège de rayonnement solaire qui peut être amélioré en munissant le capteur par une double couverture ou vitrage.

### c) L'isolant :

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques d'énergie solaire. Elle permet de limiter les pertes par conduction et par convection par le milieu environnant à coté et en bas du capteur.

L'isolant doit être opaque au rayonnement de grandes longueurs d'ondes, dans le domaine de l'infrarouge émis par la plaque absorbante [2].

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- Une faible conductivité thermique.
- Une faible densité (Pour une faible inertie thermique).
- La chaleur massique doit être basse.
- Une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.

### d) Fluide caloporteur :

Le fluide caloporteur a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée à l'absorbeur pour l'utiliser directement ou pour la stocker.



Le fluide caloporteur doit satisfaire les conditions suivantes :

- Une faible viscosité.
- Haut point d'ébullition et bas point de congélation.
- Coefficient de transfert de chaleur élevé.
- Stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage.
- Une grande capacité calorifique.
- Degré d'agressivité faible vis-à-vis les éléments constituant le capteur avec auxquels il est en contact [2].

### **I-1-2 Caractéristiques techniques :**

#### **a) L'absorbeur :**

En général, l'absorbeur est fabriqué de plaque plane ou de tube en plastique, en Cuivre, en Acier ou en Aluminium. On utilise aussi des surfaces avec du Zinc sur aluminium ou des surfaces traitées chimiquement. L'absorbeur est en général disposé de 25 mm à 30 mm de l'isolant.

- Cuivre (Cu) :

Le cuivre est le meilleur matériel utilisé pour l'absorbeur mais aussi le plus coûteux.

- Aluminium (Al) :

Sa légèreté et sa conductivité sont appréciables, il est parmi les métaux les plus résistants à la corrosion grâce à la couche d'alumine ( $Al_2O_3$ ).

La surface qui reçoit le rayonnement solaire est recouverte d'une couche mince de peinture noire mate afin d'augmenter le pouvoir d'absorption de la plaque.

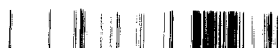
- Matières plastiques :

Elles ont l'avantage, par rapport aux métaux, d'être plus légères et insensibles à la corrosion.

Comme matières plastiques on distingue :

- ❖ Polypropylène :

Celle-ci résiste à température jusqu'à 150°C. Malgré sa conductivité thermique qui est 1500 fois plus faible que celle du Cuivre. Il est utilisé comme absorbeur dont les performances sont comparables à celle des capteurs à absorbeurs métalliques [2].



Matière	Conductibilité (W/m°C)	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Coefficient de dilatation (mm pour 1m et 100°C)
Aluminium	230	2700	2.38
Cuivre	380	8930	1.65
Zinc	112	7130	2.90
Acier	52	7900	1.15
Inox	52	7900	1.15
Plastique	0.2 à 0.4	1000 à 500	7 à 20

Tableau I-1 : Les matières les plus utilisables pour fabriquer l'absorbeur [5].

- **Le revêtement sélectif :**

Pour améliorer le rendement des capteurs, les absorbeurs sont recouverts d'un revêtement sélectif pour l'absorption et l'émission. Ces revêtements sont de couleur noire afin d'absorber le rayonnement solaire au maximum (coefficient d'absorption proche de 1)

Le coefficient d'émissivité est alors beaucoup plus faible que pour une peinture noire classique

Le rendement du capteur est nettement meilleur.

Généralement ces revêtements utilisent des oxydes de nickel ou de chrome [5].

- **Les principaux traitements sélectifs sur le marché :**

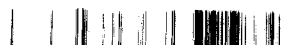
✚ Alanod : Mirotherm ( $\alpha = 0.95$  ,  $\varepsilon = 0.05$ ) sur aluminium : Allemagne

✚ Chrome Coat ( $\alpha = 0.95$  ,  $\varepsilon = 0.1$ ) sur cuivre : Danemark.

✚ MTI Krosol ( $\alpha = 0.96$  ,  $\varepsilon = 0.12$ ) sur cuivre : Etats Unis

✚ Tinox : Classic ( $\alpha = 0.95$  ,  $\varepsilon = 0.05$ ) sur cuivre : Allemagne.

✚ Sunstrip : ( $\alpha = 0.96$  ,  $\varepsilon = 0.07$  sur aluminium : Suède.



**b) Les couvertures :**

Comme couverture transparente utilisée dans la composition des capteurs solaires, on distingue :

- Le verre :

Ce type des couvertures laisse passer entre 84%-92% du rayonnement solaire sous une incidence normale.

Les couvertures en verre présentent quelques inconvénients :

- Elles sont très fragiles au choc thermique et mécanique.
- Elles ont une forte inertie thermique en comparaison avec le polycarbonate en raison de leur masse volumique.

- Le polycarbonate :

Sont des dérivées de matières plastiques à double et triple lames fines, reliées entre elles par une multitude de parois sous forme des cavités. Ces dernières réduisent le mouvement de l'air trouvant dans cet espace et permettent de minimiser les pertes thermiques par convection vers l'amant.

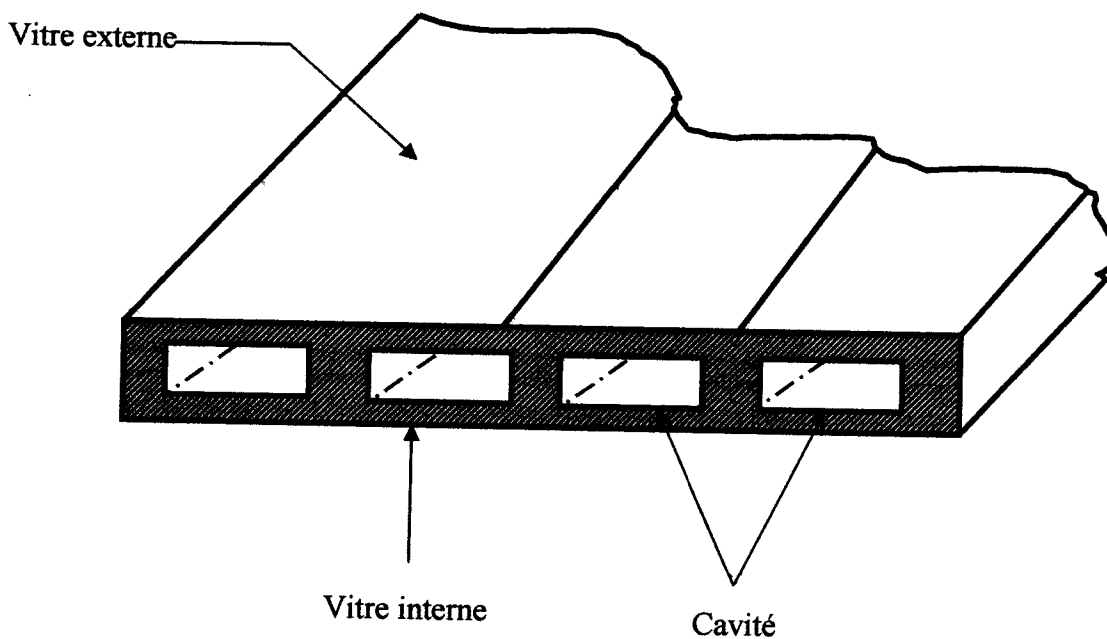
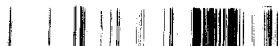


Figure I-3 : Coupe d'une couverture transparente en double parois en polycarbonate [2].





Le coefficient d'absorption :

$\alpha = 83\% \rightarrow 79\%$  Couverture neuve sous une incidence normale.

Le coefficient diminue avec le temps  $\alpha = 79\% \rightarrow$  (après 5ans)

Le polycarbonate en comparaison avec les couvertures en verre présente l'avantage d'avoir une bonne résistance au choc thermomécanique et une faible densité (faible inertie thermique).

### c) L'isolant :

On distingue trois types :

#### 1) Isolant minéraux :

- \* La pierre ponce est une roche volcanique qui est solidifiée en enfermant de nombreuses bulles d'air.
- \* La laine de verre est constituée de fibres de verre très fines commercialisée sous de nombreuses formes (en plaque, en rouleaux, enrobée dans du plâtre).

La conductivité thermique varie :  $\begin{cases} 0.034 \text{ W/m}^\circ\text{C} & \text{à } 0^\circ\text{C} \\ 0.053 \text{ W/m}^\circ\text{C} & \text{à } 200^\circ\text{C} \end{cases}$

La laine de verre est un matériel efficace mais désagréable à manipuler en raison des fibres qui s'échappent [2].

La laine de verre doit être gardée en sec, sous peine de perdre ses propriétés isolantes.

- \* Les vermiculites (mica) :

Sa conductivité thermique  $\lambda$  varie entre 0.12 à 0.6 W/m<sup>°K</sup> et qui se présente sous forme de granulés très légers.

#### Conclusion :

Ces trois types d'isolations minéraux sont de nature incombustible et non dégradables par la chaleur.

#### 2) Isolant d'origine végétale :



\* Bois sec :

Sa conductivité thermique est  $0.013 < \lambda < 0.4W/m K$

Ces qualités isolantes peuvent être améliorées s'il est utilisé sous forme de fibres agglomérées [2].

$$0.05 < \lambda < 0.1W/m K$$

\* Sciure de bois :

Sa conductivité thermique est de l'ordre  $\lambda = 0.11W/m K$

Ce matériel à deux incontinents :

Son inflammabilité et sa conductivité thermique qui ont tendance à augmenter avec la chaleur. Ce qui les rend incohérents pour l'isolation.

3) Isolants organiques :

Ils ont la propriété d'être insensibles à l'humidité ; ils dégagent cependant des gaz toxiques en cas d'incendie.

\* Matière plastique :

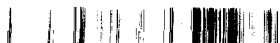
▪ Mousse :

- Mousse à haute densité :  $d=0.6$  très rigide  $\lambda = 0.08W/m K$ .
- Mousse à basse densité :  $d=0.03$  très légers et fragiles.  $\lambda = 0.025W/m K$ .

▪ Polystyrène :

Très léger et fragile de couleur blanche, utilisé généralement pour l'emballage. Ses propriétés isolantes sont légèrement moins bonnes par rapport à la mousse .  $\lambda = 0.04W/m K$ .

Il est nettement moins cher et se sublime à partir de  $90^{\circ}C$  [2].



La meilleure façon d'isoler les capteurs est de minimiser les pertes consistant à créer le vide, mais cette technique délicate est très coûteuse et est utilisée surtout dans certains capteurs solaires à haute performance, tels que les capteurs à concentration [2].

**d) Fluide caloporteur :**

On utilise généralement :

1) L'air :

Son abondance et sa gratuité lui donnent un avantage évident, son principal handicap est sa faible capacité calorifique (3000 l d'air = 1 l d'eau).

L'air, comme agent de transport de calories, a un avantage par rapport à l'eau : absence de problème de gel et de corrosion, ce qui donne aux capteurs une durée de vie importante et une facilité des travaux d'entretien [2].

2) L'eau :

Possède des propriétés physiques excellentes (sa chaleur massique  $C_p$  élevée, sa densité est élevée, sa faible viscosité). Cependant, elle pose des problèmes de fonctionnement aux températures extrêmes qui s'expliquent par le risque de gel et d'ébullition.

On note aussi que l'eau calcaire a l'inconvénient au fil de temps de donner naissance à des couches de tartre dans les canalisations surtout à  $T \geq 60^\circ\text{C}$ , ce qui diminue la qualité de transfert thermique [2].

3) Le gyltherm :

Ce sont des liquides organiques dont la température de fonctionnement varie selon le type utilisé.

Leur chaleur massique est environ de  $C_p = 0.5 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

Ils ont une faible viscosité, très mouillants (problèmes de fuite) et combustibles à haute température [2].



**I-1-3 Principales catégories (passif - actif) :****a) L'énergie solaire active :**

L'énergie solaire active se dit d'un principe de captage, de stockage et de distribution solaire nécessitant, pour son fonctionnement, l'apport d'une énergie extérieure (par opposition à l'énergie solaire passive).

**b) L'énergie solaire passive :**

L'énergie solaire passive se dit d'un principe de captage, de stockage et de distribution capable de fonctionner seuls, sans apport d'énergie extérieure.

L'architecture bioclimatique est définie comme le principe de conception architecturale visant à utiliser, au moyen de l'architecture elle-même, les éléments favorables au climat en vue de la satisfaction des exigences du confort thermique.

Par extension, l'environnement proche et la végétation font partie du concept. Ainsi, les arbres à feuilles caduques (qui tombent chaque année) laissent passer le soleil en hiver et peuvent servir de protection solaire en été.

Il existe différents types de capteurs solaires thermiques selon la nature du fluide caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre.

On distingue généralement les capteurs à air des capteurs à eau.

**I-2 Les capteurs solaires plans à air :**

C'est l'air qui circule et qui s'échauffe au contact des absorbeurs.

L'air ainsi chauffé est ensuite ventilé dans les habitats pour chauffage ou dans des hangars agricoles pour le séchage des productions.

**Propriété de l'air :**

On trouvera dans les tableaux au dessous les valeurs de la masse volumique  $\rho$ , la chaleur massique  $C_p$ , la conductivité thermique  $\lambda$ , le coefficient de la viscosité  $\mu$  et nombre de Prandtl pour l'air à différentes températures  $\theta$  en ( $^{\circ}\text{C}$ ) [1].



Propriétés de l'air à 1atm					
$\theta(^{\circ}C)$	$\rho(Kg/m^3)$	$C_p(J/Kg^{\circ}C)$	$\lambda(W/m.^{\circ}C)$	$10^5 \cdot \mu(pa.s)$	Pr
0	1.292	1006	0.242	1.72	0.72
20	1.204	1006	0.0257	1.81	0.71
60	1.059	1008	0.0287	1.99	0.70
100	0.946	1012	0.0318	2.18	0.69
140	0.854	1016	0.0345	2.34	0.69
180	0.779	1002	0.0372	2.50	0.69
220	0.700	1028	0.0399	2.64	0.68
260	0.662	1036	0.0425	2.79	0.68
300	0.616	1045	0.0450	2.93	0.68

Tableau I-2 : propriétés physiques de l'air à 1 atm [1].

Propriétés physiques de l'air à différentes températures  $\theta$  sont les suivants [1] :

- ❖  $\rho = \frac{353}{(\theta+273)} \quad (Kg/m^3)$
- ❖  $C_p = 1008 \quad (J/Kg.^{\circ}C)$
- ❖  $\lambda = 7.57 \cdot 10^{-5} \cdot \theta + 0.0242 \quad (W/p.^{\circ}C).$
- ❖  $\mu = 10^{-5}(0.0046 \cdot \theta + 1.7176) \quad (Pa.s).$
- ❖  $Pr = -2.54 \cdot 10^{-4} \cdot \theta + 0.7147$

### I-2-1 Différents types des capteurs solaires plans à air :

On distingue trois grandes catégories de capteurs solaires à air :

#### I-2-1-1 Capteur à absorbeur perméable (poreux) :

Il s'agit d'un capteur dont l'absorbeur est une matrice perméable ou poreuse, l'air pénètre et se déplace dans l'espace vitre- absorbeur. Dans ces conditions, l'échange thermique par convection aura lieu sous le vitrage et avec l'isolant durant son mouvement à travers l'absorbeur. On note que pour ce genre de capteur, la surface du capteur est assez importante.

La méthode d'amélioration du rapport de surface d'échange sur projection de la surface d'absorbeur consiste à utiliser un absorbeur poreux. On peut employer à cet effet du tissu noir, de la fibre de verre assemblage de lamelles [1].



Rayonnement solaire

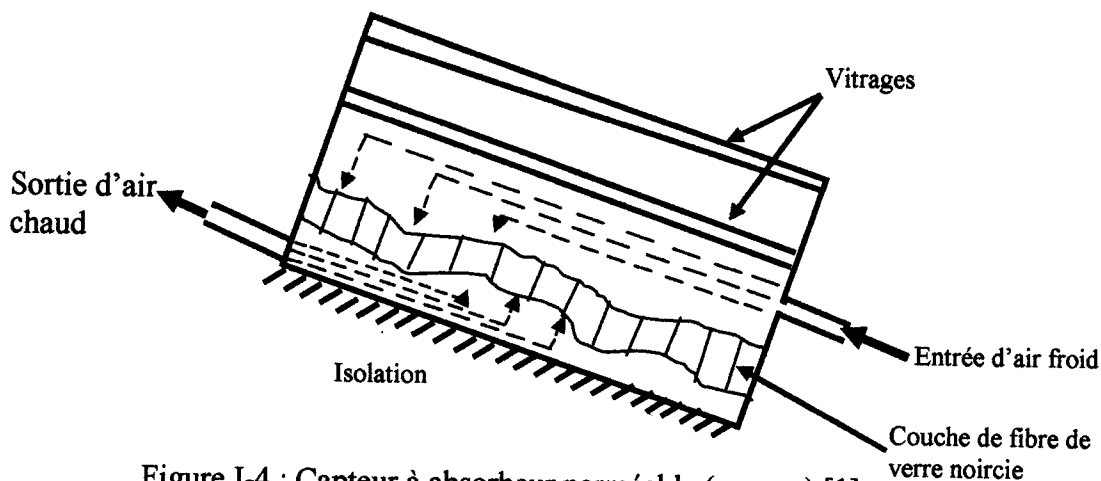


Figure I-4 : Capteur à absorbeur perméable (poreux) [1].

**I-2-1-2 Capteur à absorbeur à géométrie variable (rainuré) :**

On peut augmenter la surface d'échange de chaleur en donnant à l'absorbeur une surface striée ou rainurée Figure (I-4) on double par exemple la surface d'échange de chaleur et la protection de la surface absorbante en utilisant un absorbeur strié de rainures en "V" avec un angle de 60°. Le rainurage du fond du canal améliore encore l'échange de chaleur, la valeur de cette amélioration dépendant du coefficient de transfert de chaleur par convection dans le canal [1].

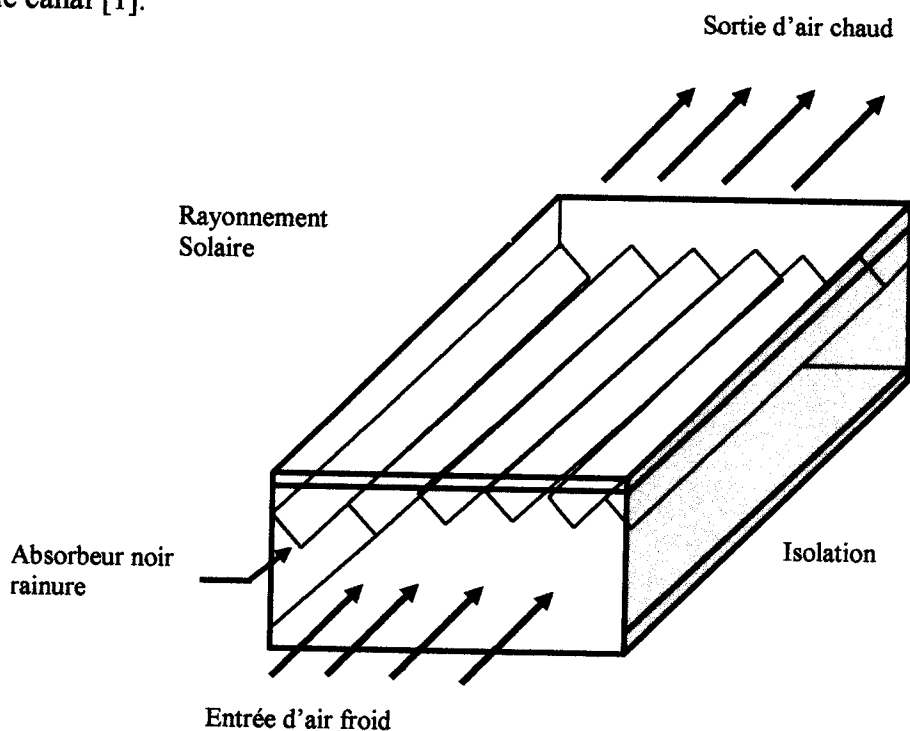


Figure I-5 : Capteur à absorbeur rainuré [1].



Le principe consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur en vue d'obtenir une surface d'échange considérable. Les formes les plus utilisées sont les suivantes [3]:

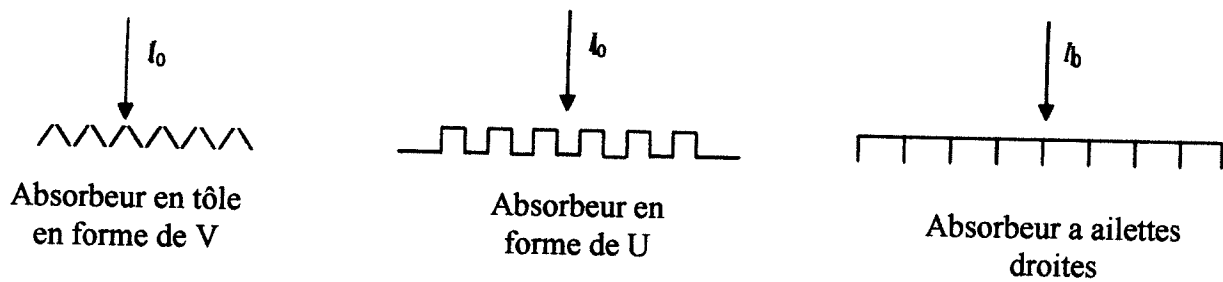


Figure I-6 : Différent types d'absorbeurs à géométrie variable [3].

**I-2-1-3 Capteur à absorbeur plan:**

Pour ce type de capteur, l'absorbeur est une plaque en tôle plane. Leur variété réside dans le nombre de vitres qui le composent et dans le nombre des veines de l'écoulement d'air.

On cite plusieurs sortes de capteurs selon leurs modes d'écoulement :

- L'écoulement est au dessus de l'absorbeur.
- L'écoulement est au dessous de l'absorbeur.
- L'écoulement est des deux cotés, en bas et en haut de l'absorbeur, dit aussi capteur à deux veines d'air mobile.

Pour cette catégorie de capteur, on distingue plusieurs critères : chaque type semble différent de l'autre par ses performances ou par son rendement thermique qui montre à quel point l'énergie solaire captée a été échangé puis véhiculé par le fluide caloporteur [3].

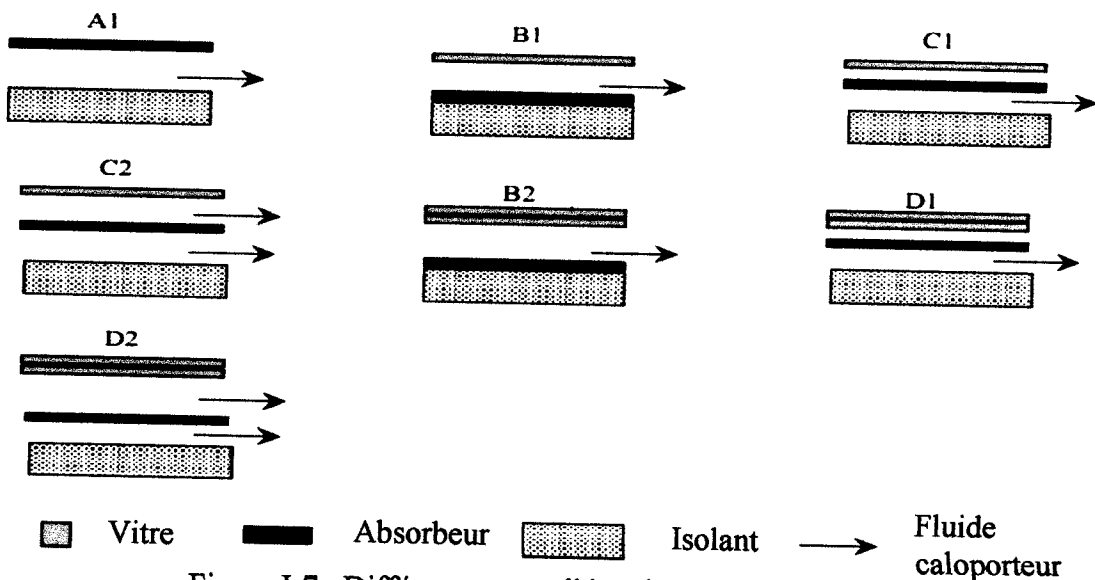


Figure I-7 : Différents types d'écoulement étudié [3].

**I-2-2 avantages et inconvénients :****a) Avantages:**

- Généralement moins chers.
- fort ensoleillement et différence de température absorbeur - air ambiant modeste.
- Outre, les économies d'énergie déjà énoncé, les capteurs solaires thermiques respectent l'environnement. [4]
- L'énergie solaire recueillie par les capteurs solaires thermiques est une énergie propre et renouvelable. Installer ce type de matériel permet de participer à la réduction des émissions de gaz à effet de serre [4].
- L'air a un bas point de congélation, une bonne inertie chimique, une bonne durabilité et sécurité d'emploi, ainsi qu'un bas prix [3].

**b) Inconvénients :**

- Si l'on classe les fluides de transfert de chaleur par niveau de performance technique, on trouve en tête les fluides possédant une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et un produit chaleur massique-masse volumique élevé. D'après ce classement, l'air est le moins efficace [3].

**I-2-3 Utilisation des capteurs solaires plans à air :**

Capteur solaire plan à air peut être décliné sous trois formes différentes:

- le chauffage solaire à air: nécessitant une adaptation architecturale de la maison. Celui-ci se compose d'une grande surface vitrée placée devant un mur sombre qui absorbera la chaleur et la redistribuera par la suite, ou d'un panneau à l'intérieur dans lequel l'air circulera et traversera un réservoir rempli de galets [6].
- la climatisation solaire : La chaleur captée par le panneau solaire est envoyée vers une machine à absorption. Ce système est plus écologique qu'une climatisation classique, de plus il s'agit d'une solution efficace et silencieuse à la fois [6].
- L'air est certainement un choix sensé pour tempérer ou chauffer une habitation si celle-ci est déjà équipée de bouches de ventilation d'un système à air chaud.
- Sécher les grains et les fourrage [3].





- Alimenter des machines de réfrigération destinées au conditionnement de l'air où à la conservation des aliments [3].
- chauffage direct de l'air [7].
- Utilisé généralement pour le préchauffage de l'air neuf (hall industriels par exemple) [7].
- Utilisation possible dans les systèmes ouverts pour la régénération du matériel de dessiccation [7].

### I-3 Bilan thermique global :

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit [1] :

$$\phi_{sa} = \phi_P + \phi_U + \phi_{st} \quad (I-1)$$

Où :

- $\phi_{sa}$  : Flux solaire absorbé.
- $\phi_P$  : Flux perdu par la paroi absorbante.
- $\phi_U$  : Flux utile transmis au fluide caloporteur
- $\phi_{st}$  : Flux stocké dans le capteur.

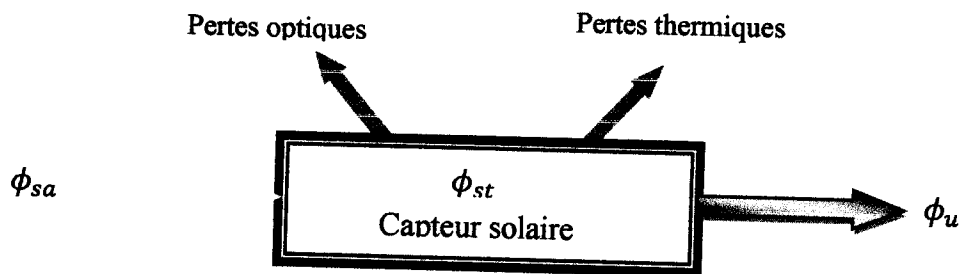


Figure I-8 : Bilan thermique d'un capteur

Le flux stocké dans le capteur s'écrit :

$$\phi_{st} = M_{air} C_{air} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (I-2)$$

- $M_{air}$  : Masse d'air du capteur définie par :  $\sum m_i C_{air} = m_{air} C_{air}$   
i : représente les différents éléments constitutifs du capteur.
- T : Température moyenne du capteur (K).
- t : Temps (s).
- $C_{air}$  : Capacité calorifique de l'air (J/Kg K).

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\phi_{sa} \approx \tau_{CS} \alpha_{PS} G_{(i,\gamma)}^* S \quad (I-3)$$

Où :

- $\phi_{sa}$  : Flux solaire absorbé par la surface exposée (W).
- $G_{(i,\gamma)}^*$  : Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur ( $W m^{-2}$ ).
- $\alpha_{PS}$  : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire.
- $\tau_{CS}$  : Coefficient de transmission du revêtement transparent par rapport au rayonnement solaire.
- $S$  : Surface de la paroi absorbante ( $m^2$ ).

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit :

$$\phi_U = q_{cf}(T_{fs} - T_{fe}) \quad (I-4)$$

Où :

- $q_{cf}$  : Débit calorifique du fluide caloporteur ( $W.K^{-1}$ ) = débit massique par capacités calorifique.
- $T_{fe}$  : Température d'entrée du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K).
- $T_{fs}$  : Température de sortie du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur (K).

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme :

$$\phi_P = h_P(T_{Pm} - T_a)S \quad (I-5)$$

Où :

- $h_P$  : Coefficient global de pertes du capteur ( $WK^{-1}m^{-2}$ ).
- $T_{Pm}$  : Température moyenne de la paroi absorbante (K).
- $T_a$  : Température de l'air extérieur (K).

Dans notre cas où le capteur est plan. La température  $T_{Pm}$  peut en première approximation être calculée par [1] :

$$T_{Pm} = \frac{3T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad (I-6)$$

Pour tenir compte de la non-linéarité de l'évolution de la température du fluide dans le capteur et de l'écart de température  $\Delta T$  existant entre le fluide et la paroi absorbante [1].

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$\tau_{CS} \alpha_{PS} G_{(i,Y)}^* S = h_p (T_{pm} - T_a) S + q_{cf} (T_{fs} - T_{fe}) + M_{air} C_{air} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (I-7)$$

### I-3-1 Modélisation en régime stationnaire pour l'évaluation du rendement :

Le bilan thermique en régime stationnaire du capteur exprime que le flux solaire absorbé se répartit entre flux utile et les pertes thermiques [1] :

$$\tau_{CS} \alpha_{PS} G_{(i,Y)}^* S = h_p (T_{pm} - T_a) S + q_{cf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (I-8)$$

### I-3-2 Rendement d'un capteur solaire :

Les rendements d'un capteur sont définis par rapport au flux solaire incident de la manière suivante [1] :

- Le rendement global :

$$\eta = \frac{\phi_U}{G_{(i,Y)}^* S} \quad (I-9)$$

- Le rendement interne :

$$\eta = \frac{\phi_U}{\phi_{sa}} \quad (I-10)$$

- Le rendement optique :

$$\eta = \frac{\phi_{sa}}{G_{(i,Y)}^* S} \quad (I-11)$$

On définit également des rendements moyens sur une période donnée (jour, mois, année). Pour ce faire, on intègre la relation du bilan (II-17) sur la période choisie :

$$\int_0^t \phi_{sa} dt = \int_0^t \phi_U dt + \int_0^t \phi_P dt \quad (I-12)$$

Soit :

$$\phi_{sa} = \phi_U + \phi_P \quad (I-13)$$

On définit alors les rendements global  $\eta$  ; interne  $\bar{\eta}_i$  et optique  $\bar{\eta}_0$  moyen du capteur sur la période considérée par :

$$\bar{\eta} = \frac{\phi_U}{\int_0^t G_{(i,Y)}^* S dt} \quad (I-14)$$

$$\bar{\eta}_i = \frac{\phi_U}{\phi_{sa}} \quad (I-15)$$

$$\bar{\eta}_0 = \frac{\phi_{sa}}{\int_0^t G_{(t,\gamma)}^* S dt} \quad (I-16)$$

Ces rendements sont à considérer lors d'un calcul de dimensionnement d'un capteur solaire. Il ne faut pas les confondre avec les rendements instantanés qui sont toujours plus élevés (un rendement journalier moyen tient compte du refroidissement nocturne par exemple) [1].

## I-4 Optimisation du rendement du capteur :

### I-4-1 Rendement optique :

Les pertes du capteur solaire sont aussi de type « optique »

On tient compte de l'atténuation de la puissance du rayonnement solaire qui traverse la couverture translucide et de la capacité de transformation en chaleur par l'absorbeur.

Le rendement optique dépend de :

- Des réflexions au passage de couverture translucide (généralement du verre).
- De l'absorption du rayonnement par cette couverture.
- Ces deux atténuations sont reprises dans le facteur global de transmission du rayonnement solaire dans tout son spectre de longueurs d'onde :  $\tau$  (valeur entre 81% et 95%).
- De l'absorption du rayonnement par l'absorbeur :  $\alpha$  (valeur entre 85% et 95%).
- Des réflexions de miroirs s'il y en a des dispositifs optiques de cette nature.
- De l'efficacité du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.  $F$  (valeur entre 80% et 97%) [8].

La productivité théorique des capteurs est calculée à partir de deux coefficients.

- Le Coefficient B :

Le coefficient  $\beta$  qui caractérise le rendement optique du capteur (en France sa valeur est établie expérimentalement par le CSTB, ou par un autre laboratoire sous le label SolarKeymark) [9].



- Le Coefficient global d'échange thermique K :

Le coefficient K qui caractérise les déperditions thermiques du capteur.

Afin d'assurer un rendement élevé d'un capteur : le Coefficient "B" doit être grand et le Coefficient "K" petit [8].

MARQUES de CAPTEURS "plan"	Avis Technique	Coef. B	Coef. K W/m <sup>2</sup> .°C
<b>BUDERUS - Logasol SKS</b>	14-00/577	0,79	4,89
<b>CLIPSOL - TGD Y1200</b>	AT 14 + 5/03-839	0,73	4,26
<b>DE DIETRICH - Sol 1</b>	4-00/576	0,68	3,82
<b>GASOKOL - Enersol GKAN et GKAQ</b>	14/02-716	0,77	3,86
<b>GIORDANO - C8 HI</b>	14/07-1155	0,76	3,71
<b>PHÖNIX - Infinity 21</b>	14+5/02-756	0,72	3,54
<b>SOLAHART - Solahart Ko</b>	14/01-672	0,79	4,76
<b>SONNENKRAFT - SK500</b>	14+5/04-924*01 Ext	0,82	3,90
<b>SUNMASTER - SK20 LM (New Point Products)</b>	14/01 - 650	0,77	4,17
<b>TISUN - FM-S</b>	SolarKeymark : 09-08/D	0,79	3,75
<b>VISSMANN - Vitosol 100 S1,7</b>	14/00-584	0,76	4,34
<b>WAGNER - EURO C20 AR</b>	14/03-844	0,85	3,34
<b>WEISHAUP - WTS-F</b>	14+5/03-793	0,77	2,75
<b>ZENIT - Thermic</b>	14+5/01-609	0,77	3,62

Tableau I-5 : La productivité théorique des capteurs plan [9].



## I-4-2 Diminution des coefficients des pertes :

### I-4-2-1 Perte thermique du capteur dans son environnement :

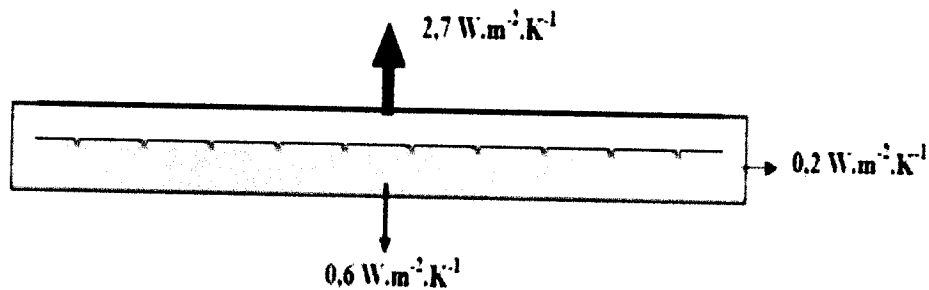


Figure I-9: Perte thermique du capteur plan [8].

Les pertes thermiques d'un capteur solaire sont :

- 1) Les pertes par conduction :
  - Face avant.
  - Face arrière.
  - Et travers la surface latérales.
- 2) Les pertes par convection naturelle du fluide (air) entre l'absorbeur et la vitre.
- 3) Les pertes radiatives émissent par l'absorbeur vers la couverture vitrée [8].

#### ❖ Les pertes par conduction :

De la face arrière et à travers la surface latérale sont réduites par des isolants de faible conductivité ( $\lambda$  de l'ordre de grandeur de  $25\text{mW/m K}$ ) qui résistent aux températures maximales dans un capteur.

Il faut considérer que sans extraction d'énergie du capteur, celui-ci va élever sa température jusqu'au moment où les pertes totales composent l'énergie solaire incidente.

Cette température est la température de stagnation.

C'est à cette température que doivent résister les composants internes du capteur [8].

#### ❖ Les pertes par convection :

La circulation d'air chaud est indiquée sur l'image des températures ci-dessus

Le bas est l'absorbeur solaires et le haut est la vitre.

Le calcul est réalisé pour un capteur incliné à  $45^\circ$ .

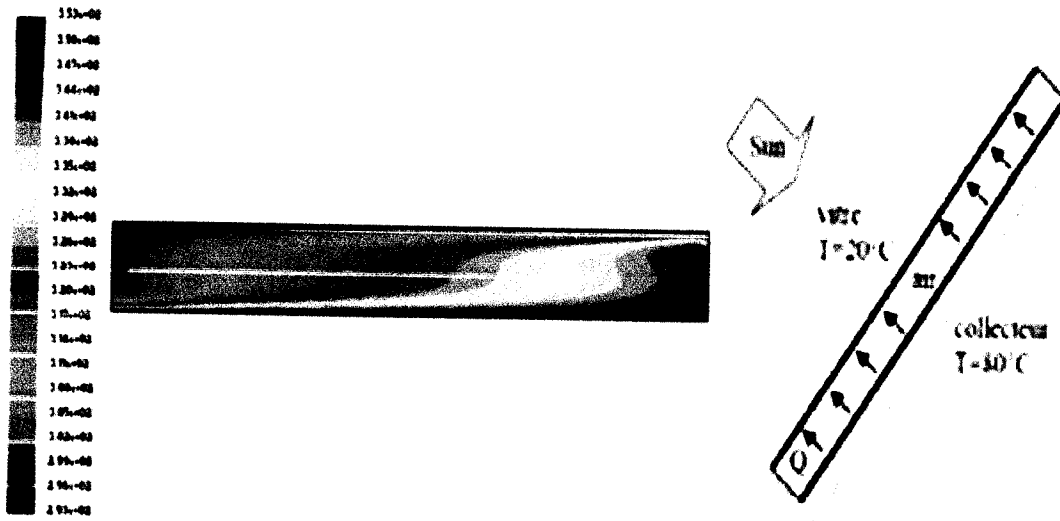


Figure I-10 : Contour de la température statique FILUENT 6.1 et Face avant d'un capteur [8]

Les pertes du capteur par convection sont en fonction de la taille de capteur plan.

❖ Les pertes radiatives :

La puissance des pertes radiatives entre l'absorbeur « chaud », l'émetteur et la vitre « froide » le récepteur est donné par l'équation suivante :

$$P = \sigma(T_{abs}^4 - T_{verre}^4) / (1/\epsilon_{abs} + (1/\epsilon_{verre}) - 1) \quad (II-17)$$

Les pertes radiatives émises par l'absorbeur vers la couverture vitrée sont en fonction de :

- Constante de Stéphane Boltzmann  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$
- De l'émissivité de l'émetteur  $\epsilon$  (ici l'absorbeur) dans la gamme des longueurs d'ondes d'émission.
- De l'émissivité du récepteur (ici le verre de couverture) qui est de 90% dans la gamme des longueurs d'ondes infrarouge longs [8].

**I-5 conclusion:**

Dans ce chapitre, on a fait une analyse du capteur solaire en étudiant ses composants, on s'est intéressé à l'aspect thermique.

En fin, on a présenté brièvement comment optimiser le rendement d'un capteur et minimiser les pertes.



**Bibliographie :**

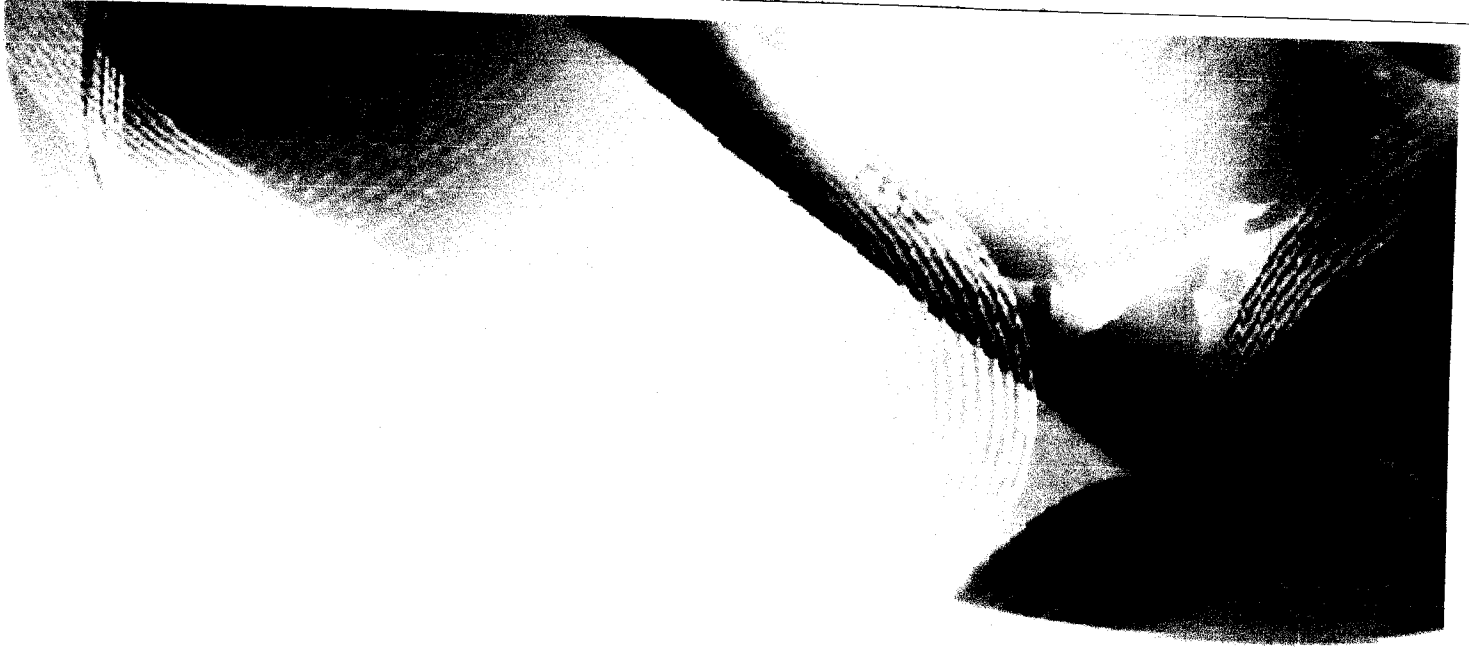
- ✕ [1] Y.MENNI.2009 « La conception d'un capteur photo-thermique alimenté par fibres optique » Projet de fin d'étude, Département de physique, Université Tlemcen.
- ✕ [2] D.R.SAIM. « Cours de Conversion photo thermique » Chapitre 2, Université de Tlemcen, 2008/2009.
- ✕ [3] Article. « Caractéristiques techniques des capteurs solaires ».
- ✕ [4] A.BOURICHE.2009 « transfert radiatifs d'un capteur solaire a aérogel de silice » Projet de fin d'étude, Département de physique, Université Tlemcen.
- [5] N.Guendouz.2010 « Séminaire : conversion photothermique ». Département de physique, Université Tlemcen.

**Webographie :**

- [6] Site web : [www.tpanneauxsolaires.unblog.fr](http://www.tpanneauxsolaires.unblog.fr)
- [7] Site web: [www.raee.org](http://www.raee.org)
- [8] Site web: [www.eso-solar.com](http://www.eso-solar.com).
- [9] Site web: [www.outilssolaires.com](http://www.outilssolaires.com)







*Chapitre II*  
*Etude bibliographique*



La convection forcée dans des géométries complexes trouve son importance dans de nombreuses applications industrielles et plus particulièrement dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, les chauffe eau à énergie solaire, le refroidissement des turbomachines, des composants électroniques les échangeurs à faisceaux et à calandre. Tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour de chicanes.

Parmi les études on peut citer les travaux de:

\* **Putra , Ahn ,Kang [1]** ont effectué une étude numérique en trois dimensions sur les caractéristiques transfert thermique turbulent dans le canal rectangulaire avec différents types de chicanes. Les chicanes inclinées ont une largeur de 19,8 cm, l'orifice de type losange a un côté d'une longueur de 2,55 cm et un angle d'inclinaison de 5°. Le nombre de Reynolds varie entre 23 000 et 57 000. La validité des résultats numériques est confirmée par des mesures expérimentales. Les résultats numériques montrent que les modèles d'écoulement entourant les différents types de chicanes sont complètement différents et que cela a des répercussions importantes sur les caractéristiques de transfert thermique local. Les caractéristiques du transfert thermique et du facteur de friction sont considérablement influencées par la densité de perforation de la chicane. Cette étude démontre que la chicane de type II (à 3 orifices) peut accentuer les vitesses de transfert thermique les plus élevées et offrir certains avantages du point de vue du rendement global.

**Patankar et al [2]** ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans un conduit. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé.

Analyse numérique de l'écoulement laminaire avec transfert de chaleur entre les plaques parallèles avec des chicanes a été réalisé par **Kellar et Patankar [3]**. Les résultats montrent que l'écoulement est caractérisé par fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, Nombre de Nusselt montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille des chicanes et avec la diminution de l'espacement entre chicane.

**Berner et al [4]** ont montré cela pour un canal avec des chicanes, avec un écoulement laminaire à nombre de Reynolds inférieur à 600.

**Webb et Ramadhyani [5]** ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al.

Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par **Lopez et al [6]**. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0,5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds  $Re$ .

**Chang et Huang [7]** ont étudié la convection forcée entre deux plaques planes munies d'ailettes transversales (chicane transversales) qui ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative à des rangées de chicanes est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec de grandes tailles.

**Chang et Hang [8]** ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés.

**Guo et Anand [9]** ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée.

Récemment, **Bazdidi-Tehrani et Naderi-Abadi [10]** ont présenté une analyse numérique de comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicane » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

\* **Yang et Hwang [11]** ont effectué un travail intéressant portant sur des chicanes pleines et poreuses dans un canal bidimensionnel pour un régime turbulent d'écoulement. Leurs résultats pour le cas poreux sont meilleurs par rapport au cas pleins.

**Hwang et al [12]** ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent dans une conduite contenant un obstacle, en utilisant le modèle  $k - \epsilon$ . Les résultats numériques

prouvent que la prolongation de la région de recyclage en amont de l'obstacle ne dépend pas de sa longueur dans le sens de l'écoulement. La zone de recycle est fortement influencée par la longueur de l'obstacle, cette zone diminue quand la longueur d'obstacle est augmentée.

✦ Des canaux semblables avec des tiges de perturbations « au lieu des ailettes » ont été numériquement étudiés par **Yuan et Tao [13]** pour série de nombre de Reynolds de 50 à 700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.

✦ **Tsay et al [14]** ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane d'un écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement est fonction de la position de la chicane.

Une étude expérimentale sur les caractéristiques de l'écoulement turbulent et le transfert thermique à l'intérieur de la cellule périodique formée entre les chicanes segmentées chancelées dans un conduit rectangulaire a été étudiée par **Habib et al [15]**. Le flux de chaleur est uniformément appliqué sur les parois inférieure et supérieure. Les résultats expérimentaux ont indiqué que la perte de pression augmente en fonction de la taille de chicane. Pour un débit donné, les paramètres locaux et moyens du transfert thermique augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Les travaux de **Founti et Whitelaw [16]** qui ont employé la technique LDA (Laser Doppler anemometry) pour déduire le champ de vitesse dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre avec chicanes transversales. Les distributions semblables de la vitesse moyenne et de l'intensité turbulente de l'écoulement ont été trouvées après que deux ensembles de chicanes de l'entrée de canal.

**Antoniou et Bergeles [17]** ont analysé l'écoulement autour de prismes avec plusieurs rapports de dimensions utilisant la technique du fil chaud. Leur investigation expérimentale a montré qu'avec l'augmentation du rapport  $L/H$  l'écoulement se réattache autour de la surface

du prisme avec une réduction en aval de la longueur de la zone de recirculation et de l'intensité turbulente.

**Li et Kottke [18,19]** ont mené une série de travaux expérimentaux sur des échangeurs de chaleur à faisceau de tubes et calandre pour analyser le coefficient de transfert (HTC) et le coefficient de la perte de pression coté calandre. Les paramètres de l'étude expérimentale étaient le nombre de Reynolds et la distance entre chicane. Les résultats ont montré que, pour une valeur constante du nombre de Reynolds, le coefficient d'échange thermique et le coefficient de frottement augmentent avec l'augmentation de la distance entre chicanes.

Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par **Acharya et al [20,21]**. Le modèle  $k - \varepsilon$  est utilisé dans leur simulation numérique.

**Yuan et al [22]** ont également étudié expérimentalement un cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal et un autre cas avec des ailettes en dérivé **Yuan et al [23]**. Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison celui obtenu pour conduit lisse.

Un critère général pour déterminer l'espacement optimum de chicane pour tous les types d'échangeurs de chaleur à faisceau et calandre a été établi par **Saffar-Awal et Damangir [24]**.

La compréhension et la maîtrise de la dynamique des écoulements turbulents dans les géométries complexes tel que les échangeurs de chaleur et les convertisseurs thermosolaires sont d'un intérêt capital dans le domaine des applications aérodynamiques et thermiques, par la complexité des phénomènes mis en jeu, mais aussi parce que très répandue dans notre vie pratique, a savoir diverses applications domestiques et technologiques telles que les l'industrie agroalimentaire, pétrochimique, nucléaire et même dans les centrales thermiques et aéronautiques.

En particulier, les chicanes et les ailettes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur. En conséquence, ils ont été le sujet de considérables études expérimentales et numériques. Plusieurs travaux qui ont été entreprises dans des conduites munies des chicanes. Commenant par l'étude expérimentale de **Wilfried Roetzeli [25]**, pour traiter le rôle des chicanes sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur tubulaire,

ainsi que l'influence de la distance entre les chicanes eux même et entre les chicanes et la calandre sur les performances thermiques.

Une autre étude expérimentale du transfert de chaleur et les frottements dans un canal rectangulaire, asymétrique, contient des chicanes perforées a été analysé par **Rajendra Karwa et al [26]**, ils ont trouvé une amélioration de 73.7-82.7% du nombre de Nusselt sur un conduit muni des chicanes solides. L'utilisation d'une chicane de forme hélicoïdale a été approuvée par **Gupta [27]**.

Dans un minéral à membrane, une augmentation de plus de 50% en flux est accordée comparé à celui sans chicane à la même puissance hydraulique dissipée. Les caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec un seule chicane hélicoïdal ont été étudiées tant expérimentalement que numériquement dans le travail de **Yong-Gang Lei et al [28]**, ils ont assuré une comparaison de la performance de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales. **Kang-Hoon Ko et al [29]**, ont mené une étude expérimentale pour mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses. Ils ont conclu que L'utilisation des chicanes poreuses abouties à mise en valeur de transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane. **Ahmet Tandiroglu [30]** a étudié l'effet des paramètres géométriques sur la convection forcée transitoire à convection forcée turbulente dans un tube circulaire muni des chicanes. Il a utilisé neufs chicanes en total pour tester l'effet de leurs orientations et leurs espacements sur l'amélioration du transfert thermique. Une étude expérimentale est menée par **MOLKI et al. [31]** afin d'évaluer le transfert de chaleur et la chute de pression dans une conduite rectangulaire avec des chicanes chevauchées. Ils ont constaté que les chicanes augmentent la chute de pression beaucoup plus rapidement et augmentent le aussi le coefficient de transfert de chaleur.

Le transfert de chaleur et les frictions dans un canal rectangulaire asymétrique chauffée avec des ailettes moitiés et entièrement perforées à différentes hauteurs été l'objet du travail élaboré par **Rajendra Karwa et al [32]**. Cette étude approuve une amélioration de 79 à 169% du nombre de Nusselt sur la conduite pour les chicanes entièrement perforé et 133-274% pour les chicanes moitiés perforées tandis que le coefficient de frottement pour les chicanes entièrement perforé est de 2,98 c'est-à-dire 4,42 à 17,5 fois pour les chicanes moitié perforés. Les auteurs ont achevés cette étude par des corrélations qui peuvent êtres utilisées

pour le développement des appareils de chauffage solaire à air à haute performance et ils ont conclu que les chicanes moitiés perforées donne le plus grand avantage de performance.

× Autres auteurs a étudié l'effet de la taille de chicanes et de l'orientation sur le renforcement de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tube, prenant l'exemple le travail de **Nasiruddin et al [33]**, qui ont examiné trois orientations différentes de chicanes, le premier cas est une chicane verticale, le deuxième inclinée vers le côté en aval, et le troisième incliné vers le côté en amont, aussi **Prashanta [34]** ont menés une étude expérimentale des pertes par frottement et le comportement de transfert de chaleur de l'écoulement turbulent dans un canal rectangulaire avec chauffage iso flux de la surface supérieure, ils ont utilisé dans son travail deux chicanes inclinées solides et perforées avec des tailles , des positions et orientations différentes.

La plupart des études précédentes ont été axées sur le comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un canal munie des générateurs de vortex plane , peu d'étude traite l'effet de l'inclinaison et la forme sur la structure dynamique de l'écoulement et sur le perfectionnement thermique .

### **Résumé de la recherche bibliographique :**

La turbulence est une science interdisciplinaire à large domaine d'application, elle explique les variations des courants marins et des vents atmosphériques. Elle est aussi étudiée en aéronautique (jets des réacteurs, chambres de combustion, sillages des aubes et compresseurs, etc.), dans l'industrie chimique (efficacité considérable du processus de mélange turbulent), ainsi qu'en acoustique, en géophysique, etc.

La convection forcée se trouve dans de nombreuses applications. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour des chicanes. Ces études sont de natures aussi bien thermiques, expérimentales, que numériques (Dermartin et al (2004).( Roetzel et lee(1933)). (Habib et al (1994)) et (Berner et al. (1984)) que (1991)) et (Webb et al).(1985)). Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmente avec le nombre de Reynolds.



**Bibliographies:**

- ✱ [1] A. Putra , S. Ahn , H.Kang (2009) : «A numerical study on heat transfer and friction in rectangular channel with inclined perforated baffles» The Canadian Journal of Chemical Engineering. Vol 87, pp. 415 - 421
- [2] Patankar S.V.,Liu ,C.H.and Sparrow , E.M. (1997), « fully developed flow and heat transfer in duct having streamwise-periodic variations of cross-sectional area», journal of heat transfer, Vol.99,pp.186.
- [3] Kellar, K.M., Patankar, SV., (1987), «Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins» , journal of Heat Transfer». Vol 109, pp.25-30.
- [4] Berner,C., Durst ,F., McEligot, DM. (1984) « Streamwise-periodic flow around baffles», in: proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Application of laser Anemometry to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal».
- [5] Webb et Ramadhyani , S.,(1985) « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs», Int.J. Heat Mass transfer, Vol 28, pp.1679-1687.
- [6] Lopez et al lopez, J.R., Anand, N.K., Flecher, L.S., (1996) « heat transfer in a three-dimensional channel with baffles», Numerical heat transfer, Vol 30,pp.189-205.
- [7] Chang chin-Hsiang andet Huang Wen-Hsiung,(1991) «Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with tranverse fin arrays», International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 34, Issue11, pp.2739-2749.
- [8] Chang chin-Hsiang andet Huang Wen-Hsiung (1991), Int J Heat Mass Transfer Vol 20, pp.1315.
- [9] Guo,Z.et Anand, N.K., (1997) « Three Dimensional heat transfer in a channel with a Baffle in Entrance Region » Numerical Heat Transfer, Part A, Vol.31, pp.21-30.
- [10] Bazdidi-Tehrani, F., et Naderi-Abadi, M., « Numerical Analysis of laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channal with Transverse fins », International Communications in Heat Mass. Transfer, Vol 31, No.2, pp.211-220.
- ✱ [11] Yang, YT, Hwang CZ. (2003) « Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-based channel » , Int J. Heat Mass Transfer, Vol 46, pp.771-80.



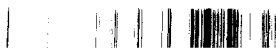
- [12] Hwang, R. R., Chow, Y.C., Peng, Y.F. (1999) « Numerical study of turbulent flow over two dimensional surface-mounted ribs in a channel », International journal for Numerical Methods in Fluids. Vol 37, pp.767-785.
- ✕ [13] Yang, Y.T., Hwang C.Z. (2003) « calculation of turbulent flow and heat transfer in a prouss-based channel », Int J. Heat Mass Transfer, vol 46, pp.771-80
- ✕ [14] Tsay, Y.L., Cheng, T.S., Cheng, J.C., (2005) « Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall », Acta Mech. Vol 174, pp.63-76.
- [15] Habib, M.A., Moubarak, A.M., Sallak, Abdel, Hadi, E.A., Affity R.I., (1984) « Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different heights », trans ASME j. Heat transfer, Vol 116, pp.363-368.
- [16] Founti, M.A., Whitelaw, J.H., (1981) « Shell side flow in a model disc and doughnut heat exchanger » tech. Raport FS/81/37, Mech. Eng. Dept., Imperial College, London, UK.
- [17] Antoniou, J. and Bergeles, G., (1988) « Development of the Reattached flow behind surface mounted two dimensional prisms », journal of fluid engineering, vol.110, pp.127.
- [18] Li, H., Kottket, V. (1998) « Effect of baffle spacing on prossure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement ». Int.J. Heat Masse Transfer, Vol 41, pp.1303-1311.
- [19] Li, H., Kottket, V. (1998) « Effect of baffle spacing on prossure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement ». Int.J. Heat Masse Transfer, Vol 41(2), pp.425-433.
- [20] Acharya, S., Dutta, S. and Myrum, T.A., (1998) « Heat Transfer in Turbulent Flow Past a surface-mounted Two-Dimensional Rib », Transaction of the ASME, vol(120), 724-734.
- [21] Acharya, S., Myrum, T.A., Qiu, X. and Sihna, S., (1997) « Developing and Periodically Developed Flow », Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, vol(40), 461-479.

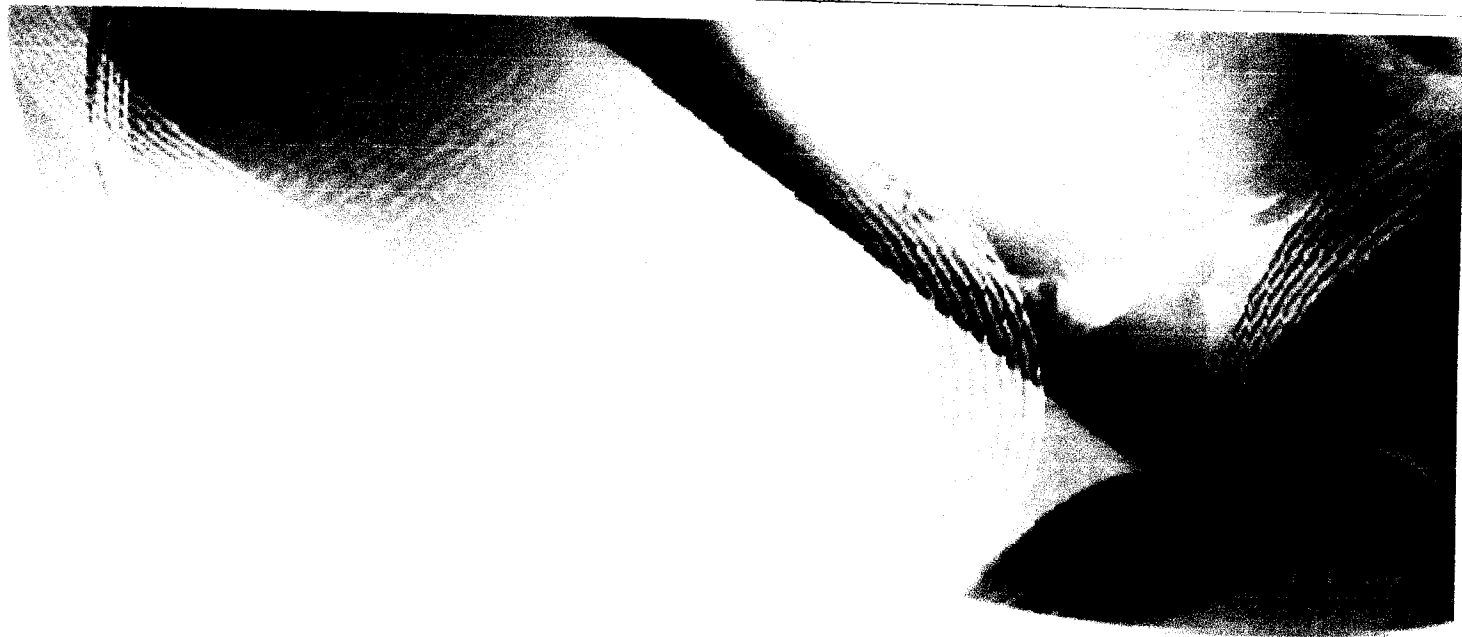


- [22] Yuan, Z.X., Tao, W.Q. and Wang, Q.W., (1999) «Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins». Pro. First Int. Conference of Engineering Thermophysics, 21-23 August, Beijing, China, pp-457-63.
- [23] Yuan, Z.X., Tao, W.Q. and Wang, Q.W., (1998) «Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction», Pro .11<sup>th</sup> IHTC, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol 5, pp.327-32
- [24] Saffar-Awal et Damangir, E., (1995) « A general correlation for determining optimum baffle spacing for all type of shell and tube exchangers». Int. J. Heat Mass Transfer Vol 38, pp.2501-2506.
- [25] Wilfried Roetzel , Deiyng W. Lee,(1994) «Effet of baffle/shel leakage flow on heat trasfert in shell-and-tube heat exchanger», Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 8 pp.10-20.
- ✕ [26] Rajendra Karwaa, B.K. Maheshwarib, Nitin Karwac , (2005) «Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles» , International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol32, pp 275–284
- [27] B.B.Gupta, J.A.Howell, D. Wu, R.W.Field , (1995) «A helical baffle for cross-flow microfiltration», Journal of Membrane Science, Vol 99, pp. 31-42.
- ✕ [28] Yong-Gang Lei, Ya-Ling He, Pan Chu, Rui Li (2008) «Design and optimization of heat exchangerswith helical baffles » Chemical Engineering Science, Vol 63, pp.4386-4395
- ✕ [29] Kang-Hoon Ko, N.K. Anand, (2003) «Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel » International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol46.pp 4191–4199
- ✕ [30] Ahmet Tandiroglu , (2006) «Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts», International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 49, pp. 1559–1567
- [31] M. Molki and a. R. Mostoufizadeh, (1989) «Turbulent heat transfer in rectangular ducts with repeated-baffle blockages», Inl.J. Heat Mass Tranfer. Vol. 32, No. 8, pp. 1491-1499, 1989



- x [32] **Rajendra Karwa, B.K. Maheshwari** ,(2009) «Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches», International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 264–268.
- x [33] **Nasiruddin, M.H. Kamran Siddiqui**, (2006) «Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle», International Journal of Heat and Fluid Flow , Vol 28, pp. 318-328.
- [34] **Prashanta Dutta, Sandip Dutta**, (1998) «Effect of baffle size, perforation, and orientation on internal heat transfer enhancement », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol41, pp. 3005-3013





*Chapitre III*  
*Position du problème et*  
*Modélisation Numérique*



## Introduction :

La convection forcée dans les écoulements internes en présence d'une paroi épaisse présente un intérêt considérable en raison de ses nombreuses applications qui concernent par exemple les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des centrales nucléaires.

Une revue de la littérature révèle que les études théoriques sur la convection forcée se limitent à des conditions aux limites imposées à la surface extérieure de la paroi constante et uniforme. D'une façon générale ces études montrent une redistribution du flux de chaleur à l'interface paroi-fluide du canal directement chauffée sous l'influence du terme de la conduction axiale dans la paroi.

En pratique le flux de chaleur ou la température imposée à la surface extérieure de la paroi peut varier le long de la direction axiale ou radiale. Le manque d'information sur le comportement thermique et hydrodynamique du système sous l'effet combiné d'une condition aux limites variable et du terme de conduction axiale dans la paroi nous a incitées à présenter cette étude, en montrant l'influence des propriétés physiques et géométriques sur les grandeurs énergétiques et hydrodynamiques suivant :

Le profil de vitesse axiale et la température du fluide le long de l'axe de la conduite.

En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser les lois classiques de conservation, à savoir :

- Conservation de masse.
- Conservation de la quantité de mouvement.
- Conservation d'énergie.

Résoudre complètement un problème de convection revient à déterminer en tout point du domaine d'étude les grandeurs caractéristiques du fluide étudié (ici l'air), soit :

- Le champ de vitesse.
- La température.
- Dans ce chapitre, nous présentons la géométrie du problème et les équations qui régissent le phénomène de la convection en régime turbulent à l'intérieur d'une conduite rectangulaire. Nous nous intéressons aux équations de bilan régissant le mouvement du fluide sur la résolution de ces équations. Donc on va aboutir vers la fin à un système d'équations. Pour résoudre toutes les équations considérées dans cette

étude, il est nécessaire de spécifier les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement.

La résolution d'équation de la dynamique des fluides se fait par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation.

### III-1 la géométrie à étudier :

La géométrie du problème est présentée sur la figure (III-1) Il s'agit d'un conduit rectangulaire muni de deux chicanes de forme rectangulaire traversé par un écoulement d'air turbulent stationnaire. En se basant sur les travaux expérimentaux de Dermatini et al(2004).

L'écoulement de l'air est sous effectué les conditions suivantes :

- Longueur du canal  $L = 0.554m$ .
- hauteur du canal  $H = 0.146m$ .
- Hauteur des ailettes =  $0.08m$ .
- Longueur entre l'entrée du canal et la première ailette  $L_1 = 0.223m$ .
- Espacement entre les deux ailettes  $L_2 = 0.152m$ .
- Longueur entre la sortie et la deuxième ailette  $L_3 = 0.179m$ .
- Diamètre hydraulique  $D_h = 0.167m$ .
- Nombre de Reynolds  $R_e = 8.57 \cdot 10^4$ .
- Vitesse d'entrée  $U_{in} = 7.8m/s$ .

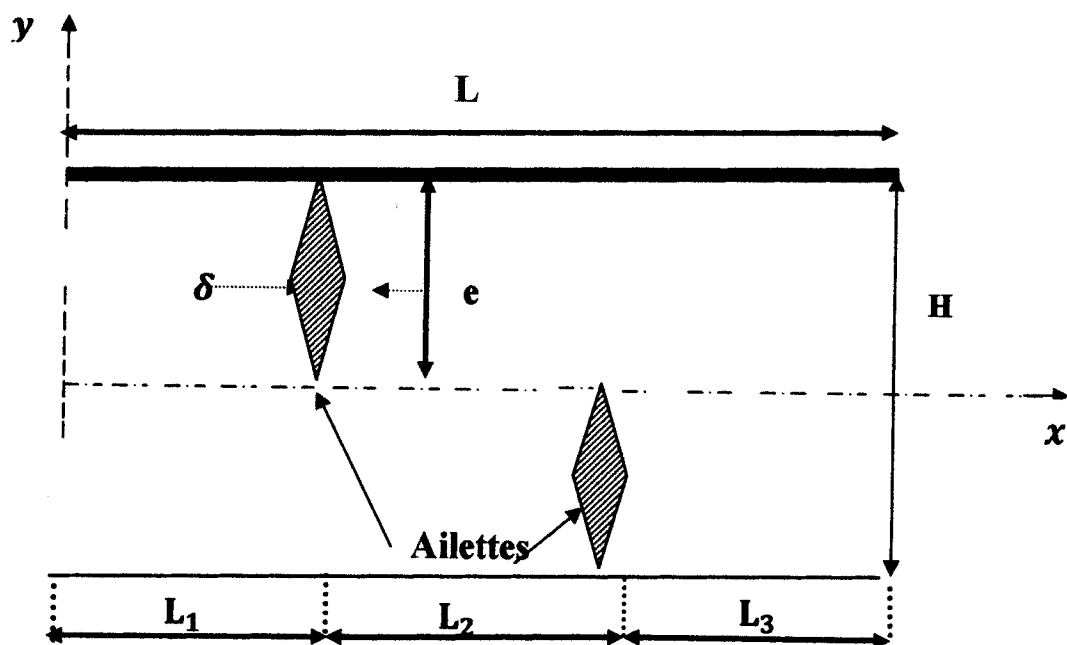


Figure III-1 : Schémas représentatif du problème.

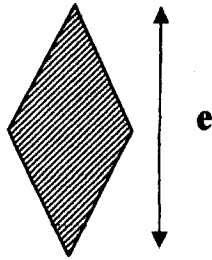


Figure III-2 Ailette sous forme losange.

### III-2 Hypothèses Simplificatrices :

Pour construire des modèles suffisamment détaillés et précis, il faut parfois tenir compte d'un certain nombre d'hypothèse simplificatrices. Pour cela, on suppose :

1. L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels (pas de variation azimutale).
2. L'écoulement est incompressible et stationnaire.
3. Les propriétés thermo-physique du fluide ( $C_{pf}, \mu, \lambda_f, \rho_f$ ) et du solide ( $C_{ps}, \lambda_s, \rho_s$ ) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.
4. Profil de vitesse et de température uniformes.
5. Températures des parois supérieures et inférieures sont constantes [2].
6. Fluide visqueux Newtonien (En considérant un écoulement, la viscosité dynamique d'un fluide Newtonien est indépendante du taux de déformation et dépend uniquement des températures et des pressions considérées).
7. Le rayonnement thermique est négligeable.

### III-3 Systèmes d'équations :

D'après les hypothèses simplificatrices présentées précédemment, on peut considérer que les équations de transport suivantes décrivent le phénomène de la convection forcée à l'intérieur de la conduite rectangulaire.

Dans le cas de l'écoulement stationnaire et bidimensionnel, le système d'équation relativement à un système de coordonnées cartésiennes peuvent s'écrire sous les formes suivantes :

#### III-3-1 Conservation de masse :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (\text{III-1})$$

Ou  $u$  et  $v$  sont les composantes de la vitesse du fluide dans les directions  $x$  et  $y$  respectivement.

### III-3-2 Conservation de la quantité de mouvement :

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{III-2})$$

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale:

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{III-3})$$

### III-3-3 Conservation d'énergie :

Conservation d'énergie dans le fluide :

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (\text{III-4})$$

Conservation d'énergie dans la paroi :

$$\left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{III-5})$$

### III-3-4 Modèle de turbulence :

D'après une étude comparative de quatre modèles de turbulence, à savoir le modèle Spalart Allamaras, le modèle k- $\epsilon$ , le modèle k- $\omega$  et le modèle aux tensions de Reynolds ont été évalués par la résolution des équations de Navier-Stokes, il apparaît que le modèle k- $\omega$  est celui qui prédit avec plus de précision les changements de l'écoulement dans la présence de chicanes (Nasiruddin et Kamran, 2007).

Le modèle k- $\omega$  est définie par deux équations de transport, l'un pour l'énergie cinétique turbulente,  $k$  et l'autre pour le taux de dissipation  $\epsilon$  spécifiques, comme indiqué ci-dessous. (Nasiruddin et Kamran, 2007) [2].

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (\text{III-6})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (\text{III-7})$$

Avec :

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (\text{III-8})$$



$$G_{\omega} = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (\text{III-9})$$

Et

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (\text{III-10})$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (\text{III-11})$$

En règle générale, les principales sources d'erreurs dans les résultats des nombres de Nusselt sont l'incertitude statistique de la surface moyenne des températures et température de la masse du fluide. Considérant que le calcul est enfermé dans un cycle et la différence entre température de la paroi et en vrac (moyenne) de la température [2].

$$T_{f,m} = T_b(x) = \frac{\int_A u(x,y).T(x,y).dA}{\int_A u(x,y).dA} \quad (\text{III-12})$$

Les correspondants en moyenne le nombre de Nusselt sont les suivants:

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} = \frac{q_w D_h}{\lambda_f(T_w - T_b)} \quad (\text{III-13})$$

Et

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_h}{\lambda_f} \quad (\text{III-14})$$

Le nombre de Reynolds pour le conduit rectangulaire est alors défini par :

$$Re = \frac{D_h U_{in} \rho}{\mu} \quad (\text{III-15})$$

Le coefficient de frottement et de chute de pression dans les différentes sections sont calculées en utilisant la relation:

$$f = \frac{2\tau_{\omega}}{\rho U^2} \quad (\text{III-16})$$

$$\Delta P = \frac{f L \rho U^2}{2h} \quad (\text{III-17})$$

#### III-4 Condition aux limites :

Ce travail adopte un écoulement turbulent d'air a des conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sont choisies en se basant sur les travaux de Demartini-al(2004) et Nasiruddin (2007).

- Une vitesse uniforme unidimensionnelle est appliquée en tant que condition aux limites hydrauliques à l'entrée du canal.

- La pression à l'entrée de la conduite a été fixée à la jauge de zéro.
- Une température constante de 102°C (375K) a été appliquée sur les deux parois horizontales du domaine de calcul qu'autant qu'une condition à la limite thermique.
- La température de fluide utilisé été fixé à 27°C (300K) à l'entrée du canal.

Le domaine de calcul et les limites sont présentés comme suit:

Les paramètres  $U$ ,  $k$ , ont été obtenus par un calcul numérique qui utilise le modèle  $k - \omega$  à bas nombre de Reynolds.

Les conditions aux limites par l'ensemble d'équation régissant sont présentées ci-dessus [1] :

a) A l'entrée du canal ( $y = 0$ ) :

$$u = u_{in} , v = 0 , T = T_{in} \tag{III-18}$$

b) Les parois inférieure et supérieure de la conduite sont maintenues à une température constante ( $T_w$ )

c) A l'interface de solide/fluide, les conditions suivantes sont appliquées :

$$\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{\bar{N}} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{\bar{N}} \tag{III-19}$$

$$T_f \Big|_{\bar{N}} = T_s \Big|_{\bar{N}} \tag{III-20}$$

Où  $\bar{N}$  est le vecteur vertical à la surface de l'interface considérée.

d) Condition à la sortie du canal :

A la sortie, on assume que tous les gradients sont nuls.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = 0 \tag{III-21}$$

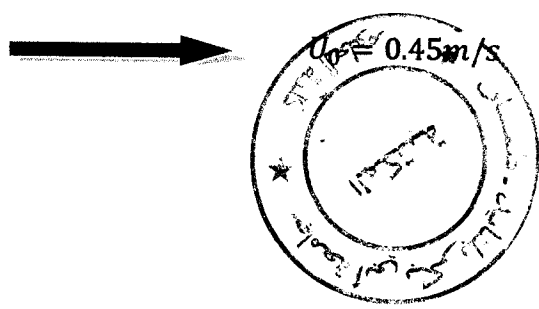
Où  $n$  est le vecteur vertical à la surface de l'interface considérée.

$$Re = \frac{\rho D_H U_0}{\mu} \tag{III-22}$$

$$5000 < Re < 20000$$

**Pour  $Re = 5000$**

$$U_0 = \frac{Re \mu}{\rho D_H}$$



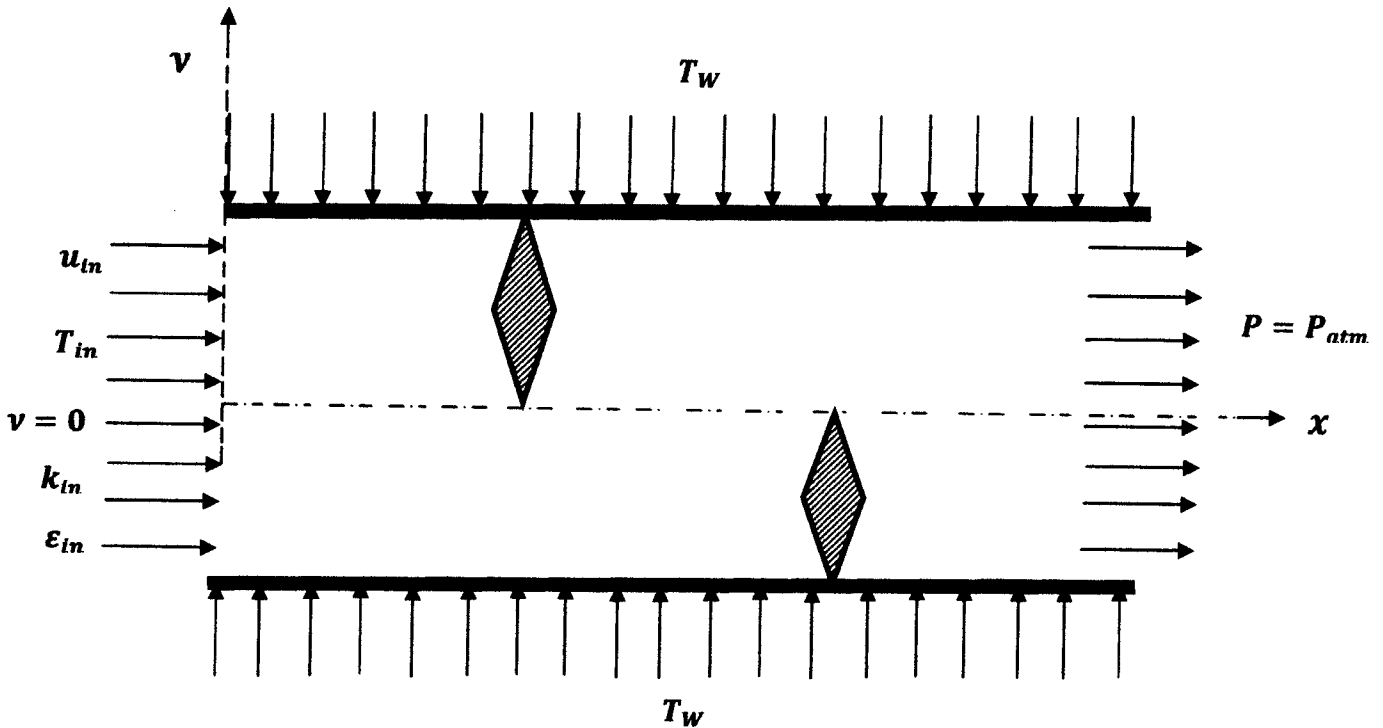


Figure III-2 : Schémas représentatif des conditions aux limites.

### II-5 Les pertes de charges en régime turbulent :



La transition d'un régime laminaire à un régime turbulent s'observe pour  $Re \approx 2000 = Re_c$  (nombre de Reynolds critique).

Pour un régime turbulent Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds  $Re$  est grand.

Les frottements exercés par le fluide sur les parois sont beaucoup plus importants en écoulement turbulent. En régime établi, l'essentiel des frottements est du à l'existence d'une toute petite zone au voisinage des parois, appelée couche limite visqueuse, où les gradients de vitesse sont très élevés, donc où les phénomènes de viscosité jouent un très grand rôle.

Puisque les pertes de charge sont liées aux contraintes de frottement à la paroi de la conduite, elles dépendent non seulement des paramètres de l'écoulement, mais de l'état de surface (plus ou moins lisse ou rugueux) de cette paroi [6].

### III-6 Méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation qui convient pour la simulation numérique des différents types d'équations de lois de conservation.

Cette méthode est largement utilisée dans les phénomènes qu'étudient le physicien et l'ingénieur, tel que la mécanique des fluides. Le transport de masse et de chaleur ou la pétrochimie. Quelques-unes des caractéristiques importantes de la méthode des volumes finis sont similaires à celles de la méthode des éléments finis : elles peuvent être utilisées sur la géométrie arbitraires, utilisant des maillages structurés ou non-structurés et elles mènent aussi à des schémas robustes.

Une caractéristique supplémentaire est la conservativité locale des flux numériques c.à.d. le flux est conservé d'une cellule à une autre voisine [3].

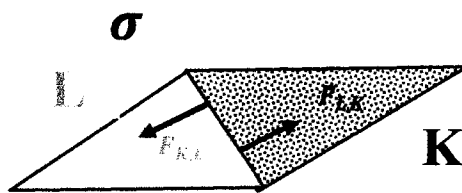


Figure III-3 : Le flux numérique échangé entre les volumes de contrôle K et L [3].

Cette dernière caractéristique rend la méthode des volumes finis très intéressante lorsqu'on considère un problème pour lequel le flux est important, c'est le cas en mécanique des fluides, simulation des dispositifs semi-conducteurs, transfert de masse et de chaleur, etc...

La méthode des volumes finis est localement conservative, car elle est basée sur une approche « balance » ! La balance locale est écrite sur chaque cellule de discrétisation, qui sera appelée « volume de contrôle ». Par la formule de divergence, une formulation intégrale des flux sur le bord du volume de contrôle est alors obtenue.

Principe de la méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis consiste à transformer les dérivées en expressions algébriques faciles à résoudre. La résolution par cette méthode passe par quatre étapes principales :

- 1- effectuer un maillage du domaine d'étude : ceci se fait en plaçant un certain nombre de nœuds dans ce domaine et en construisant un volume fini ou un volume de contrôle autour de chaque nœud. Ce volume de contrôle est délimité par des interfaces.

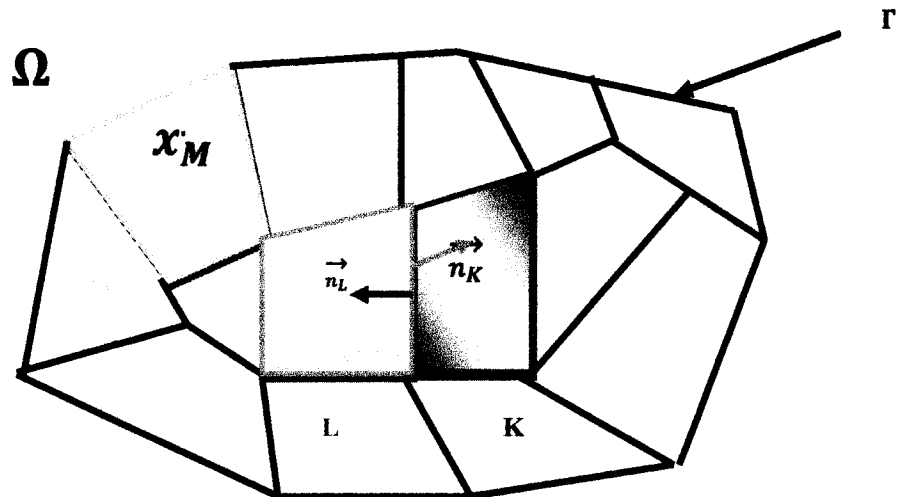


Figure III-4 : Maillage du domaine d'étude [5].

- 2- intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle.
- 3- Choisir un profil de variation de la quantité à trouver (par exemple : température, pression, etc....) entre deux nœuds consécutifs pour pouvoir évaluer les dérivées à l'interface.

Ceci nous conduit à l'obtention d'une équation algébrique simple appelée « équation discrétisée » qui est propre à chaque nœud du domaine.

Donc, si celui-ci est constitué de  $n$ -nœuds, on aurait  $n$ -équations algébrique à résoudre, il y a donc, autant de nœud que volumes de contrôle d'où la performance de la méthode des volumes finis comparativement aux autre méthodes.

- 4- Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébrique linéaires (Gauss-Seidel, Thomas, etc....).

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, la méthode de volume fini comporte essentiellement :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.

- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations.
- Le modèle doit être stable et convergent [5].

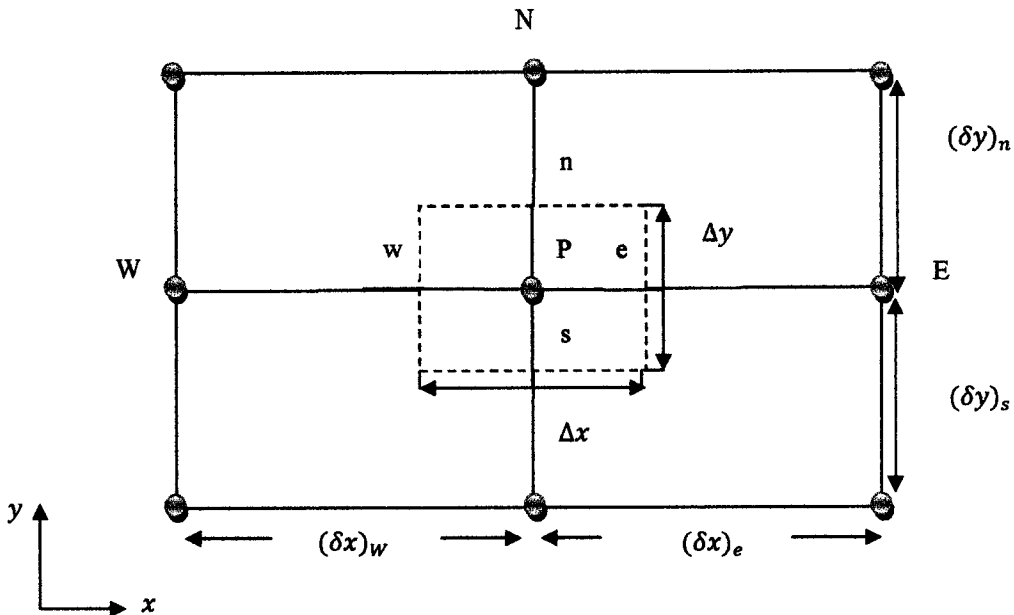


Figure III-5 : volume de contrôle bidimensionnel [4].

Le volume de contrôle est montré par la figure (III-5) pour un nœud principal P les point E et W (E= Est, W=Ouest) sont des voisins dans la direction  $x$ , tandis que Net S (N=Nord, S=Sud) sont ceux dans la direction  $y$ . Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction  $x$ , n et s dans la direction  $y$ .

### III-6-1 Maillage :

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud. Où on trouve la variable P et les composantes U et V du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de point « nœud ». Ainsi un élément de volume « Volume de contrôle » est défini autour de chaque nœud [5].

Les grandeurs scalaires pression et fraction liquide température sont stockées dans le nœud P du maillage. Tandis que les grandeurs vectorielles U et V sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composantes de vitesse.



Le volume de contrôle de la composante longitudinale  $U$  est décalé suivant la direction  $x$  par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale  $V$  est décalé suivant la direction de  $y$ . Ce type de maillage dit « maillage décalé » permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

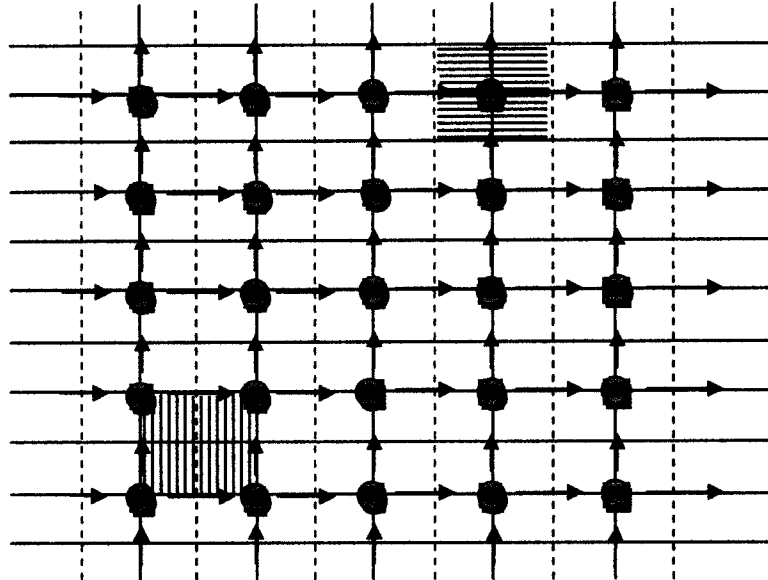


Figure III-6 : Schéma du maillage décalé [4].

D'où :

- Nœud de vitesse.
- Nœud des variables scalaires.
- ▢ (à l'horizontale) Volume de contrôle pour les variables scalaires.
- ▢ (à la verticale) Volume de contrôle pour  $U$ .
- ▢ (vide) Volume de contrôle pour  $V$ .

### III-7 Notice d'utilisation de Gambit :

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler le bon vouloir de l'utilisateur (2D/3D), ainsi il permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational fluid Dynamics). Il génère des fichiers\*.msh pour Fluent [6].

Fluent est un logiciel qui permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode de volume finis.



Le Gambit regroupe trois fonctions :

- Définition de la géométrie du problème.
- Le maillage et sa vérification.
- La définition des frontières (Type de conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

### III-7-1 Maillage de Gambit :

#### III-7-1-1 Démarrage de Gambit :

Le chemin d'application de Gambit est le suivant :

:/Flent .Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe

Vous pouvez créer un raccourci dans la barre des tâches. Si y a un problème d'exécution, supprimez tous les fichiers\*. Lok dans le répertoire:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86 et relancez Gambit.exe.

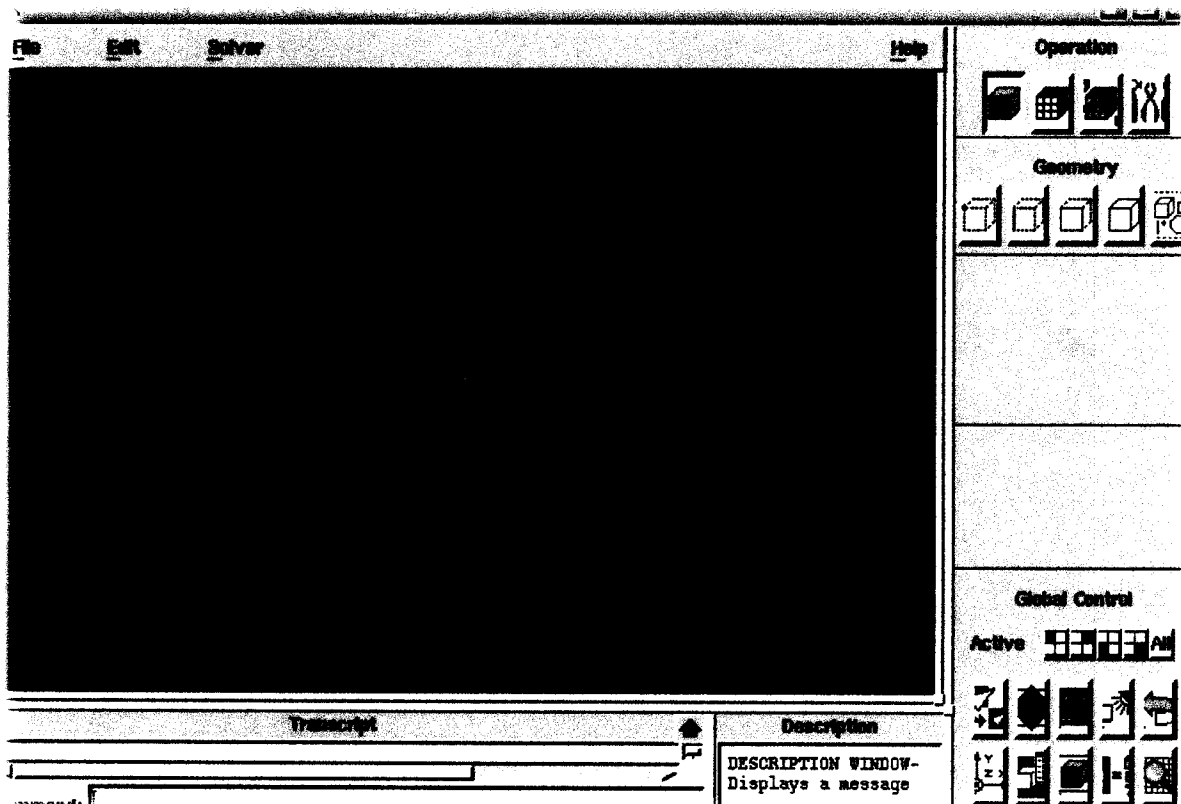


Figure III-7 : Lancement du Gambit [5].







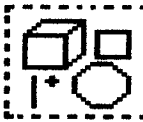
Astuce :

La première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire de telle manière de ne pas le perdre bêtement.

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il fait prendre les menus en haut à la droite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite (où normalement vous devriez avoir fini votre maillage).



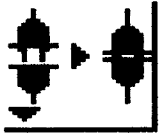





**III-7-1-1-1 Les commandes dans le gambit :**

**a) Commandes pour la construction de la géométrie :**

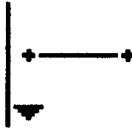
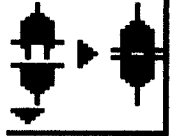






Symbole	Commande
	Point
	Segment
	Face
	Volume
	Group




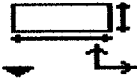

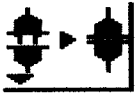


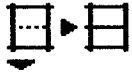



b) Commande d'un point :

Symboles	Commande	Description
	Créer point	Crée un point réel aux coordonnées spécifiées
	Glisser un point virtuel	Change la position d'un point virtuel au long d'un segment ou d'une face.
	Connecter / séparer des points	Connecte des point réels ou virtuels/ sépare des points qui sont communs à deux ou plus d'une entité.
	Modifier la couleur d'un point	Change la couleur d'un point
	Déplacer / Copier un point	Déplace et / ou copie des points
	Convertir des points	Convertit les points non réels en points réels
	Récapituler Contrôle des points Recherche de points	Affiche les informations d'un point
	Supprimer un point	Supprime un point réel ou virtuel










c) Commandes d'un segment :

Symboles	Commande	Description
	Créer un segment	Crée un segment réel à partir de point existants
	Connecter / séparer des segments	Connecte des segments réels ou virtuels/ sépare des points qui sont communs à deux ou plus d'une entité.
	Modifier la couleur d'un segment	Change la couleur d'un segment
	Déplacer / Copier un segment	Déplace et / ou copie des segments
	Split Edges Merge Edges	Fractionner des segments ou merger des segments
	Convertir des segments	Convertit les segments non réels en segments réels
	Récapituler Contrôle des segments Recherche de segments	Affiche les informations d'un segment
	Supprimer un segment	Supprime un segment réel ou virtuel

d) Commande relatives à une face :






Symboles	Commande	Description
	Former une face	Crée une face réelle à partir de segments existants
	V. Créer une face	Créer une face à partir d'une forme primitive
	Opération booléennes	Union. Soustraction et intersection de faces
	Connecter / séparer des faces	Connecte des faces réels ou virtuels/ sépare des points qui sont communs à deux ou plus d'une entité.
	Modifier la couleur d'une face	Change la couleur d'une face
	Déplacer / Copier une face	Déplace et / ou copie des faces
	Split faces	Fractionner des segments ou merger des segments
	Convertir des faces	Convertit les faces non réels en faces réels
	Récapituler Contrôle des faces Recherche des faces	Affiche les informations d'une face
	Supprimer une face	Supprime une face réelle ou virtuelle

e) Commande relative à un volume :

Symboles	Commande	Description
	Former un volume	Créer un volume réel à partir des faces existantes
	créer un volume	Créer un volume à partir d'une forme primitive
	opération booléennes	Union. Soustraction et intersection de volumes
	Modifier la couleur d'un volume	Change la couleur d'un volume
	Déplacer / Copier un volume	Déplace et / ou copie des volumes
	Split volumes Merge volumes	Fractionner des volumes
	Convertir des volumes	Convertit les volumes non réels en volumes réels
	Récapituler Contrôle des volumes Recherche des volumes	Affiche les informations d'un volume
	Supprimer un volume	Supprime un volume réel ou virtuel



f) Commande de maillage :

Symbole	commande
	Couches limites
	Segment
	Face
	Volume
	Group

III-7-1-1-2 Spécification du schéma des éléments face :

Gambit spécifié un type d'élément de maillage surfacique, chaque élément est associé avec un type de maillage.

Option	Description
Quad	Spécifier que le maillage contient seulement des éléments quadrilatéraux
Tri	Spécifier que le maillage contient seulement des éléments triangulaires
Quad / Tri	Spécifier que le maillage est composé d'éléments quadrilatéraux mais peut contenir des éléments triangulaires

**III-7-1-1-3 Spécification du type de maillage des éléments face :**

Gambit vous donne les types de maillage suivant :

Option	description
<b>Submap</b>	Crée un maillage régulier et structuré
<b>Pave</b>	Divise une face de géométrie complexe en régions plus régulières et crée un maillage structuré en chaque région.
<b>Tri primitive</b>	Crée un maillage non structuré
<b>Wedge Primitive</b>	Crée des éléments triangulaires à l'extrémité d'un visage en forme de coin et crée un maillage radial vers l'extérieur de la pointe

Type	Eléments		
	Quad	Tri	Quad /Tri
Map	×		×
Submap	×		
Pave	×	×	×
Tri Primitive	×		
Wedge Primitive			×

**III-7-1-2 Construction de la géométrie :**

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

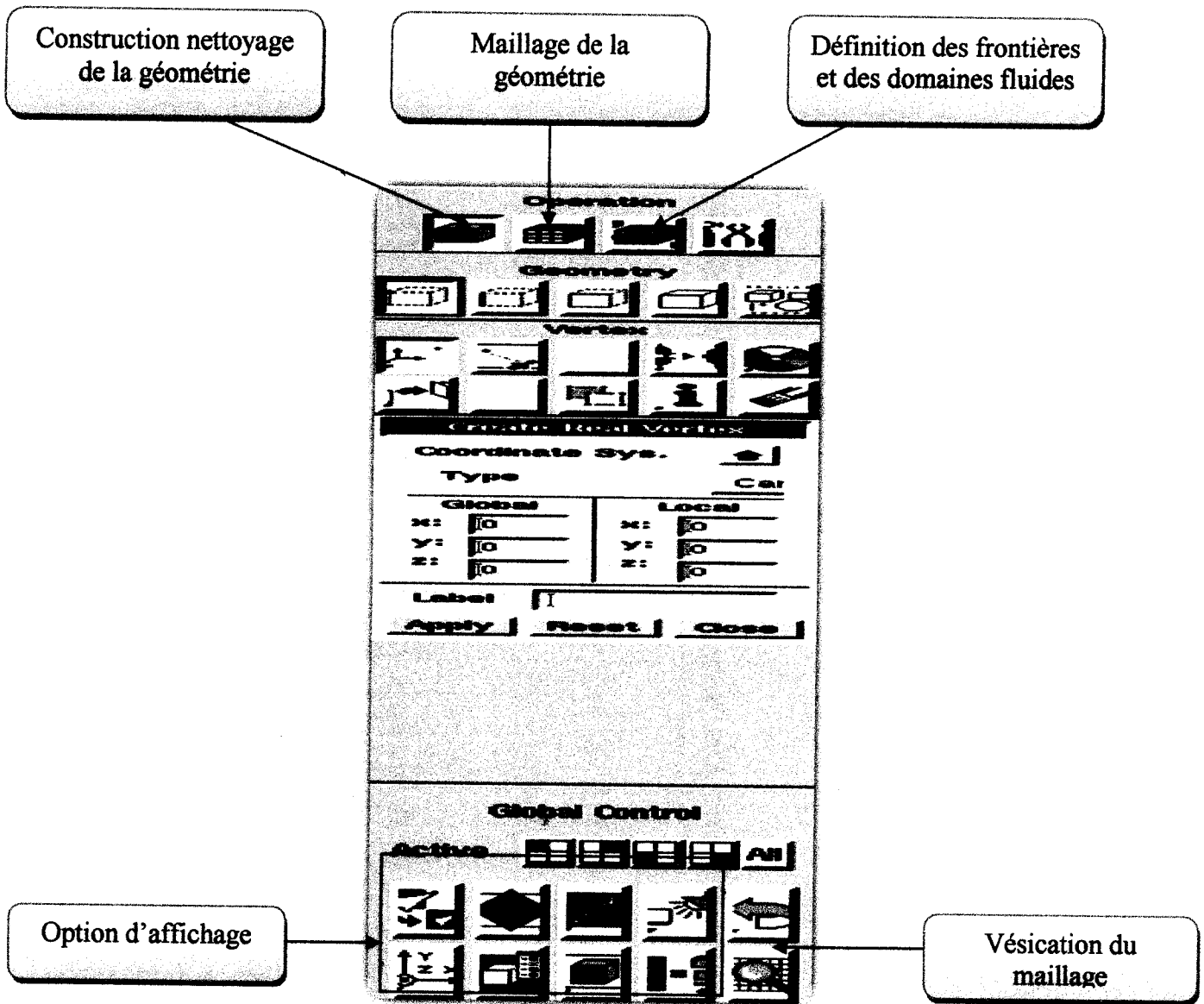


Figure III-8 : les opérations pour construire une géométrie [5].

### III-7-2 Choix de type de maillage :

#### III-7-2-1 Maillage structuré (quadra/hexa) :

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage son structuré équivalent.



Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage. Ses inconvénients :

- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes [4].

### III-7-2-2 Maillage non structuré (tri/tétra) :

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Avantage :

- Peut être généré sur une géométrie complexe tout de maillage (tri/tétra) sont très automatisés

Inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré
- engendre des erreurs numériquement (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.

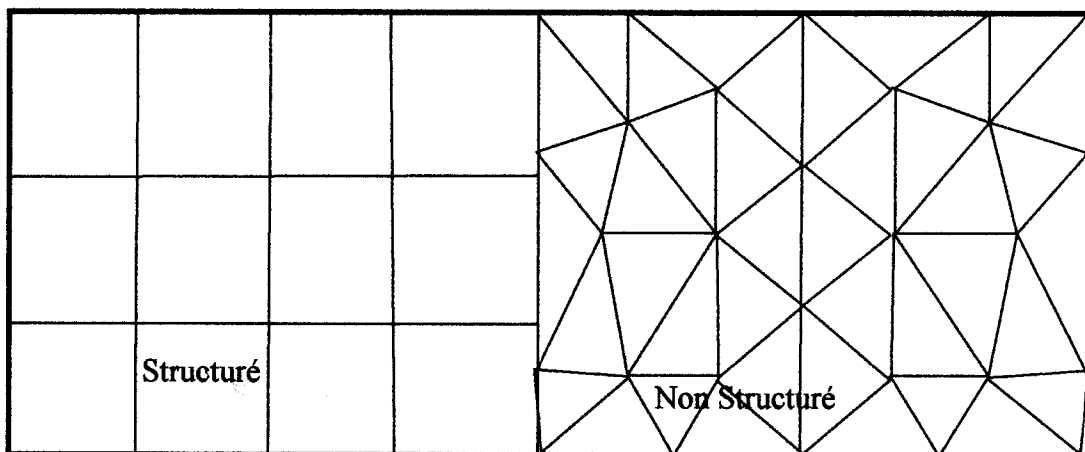


Figure III-9 : maillage structuré et non structuré [4].

### III-7-2-3 Maillage hybride :

Maillage généré par un maillage d'élément de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Avantage :

- combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré [4].

**III-7-2-4 Techniques générales de génération du maillage :**

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles ainsi [4] :

- maintenir une bonne qualité des éléments.
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient.
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable).

**III-7-2-5 Qualité d'un maillage :**

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et significatif.

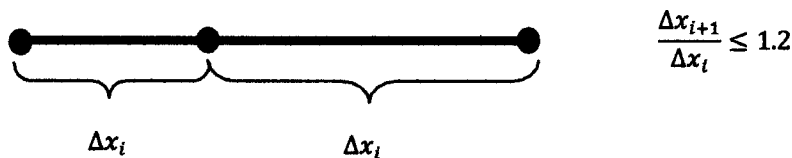
Une bonne qualité de maillage repose sur :

- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc.....etc.)

Enfin, la qualité de maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul [4].

- lissage :

Le changement dans la taille des éléments de maillage d'une zone maillée à une autre doit être graduel, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacents ne doit pas dépasser 20%.

**III-7-2-6 Génération d'un maillage couche limite :**

La notion de résolution concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient, ainsi bonne résolution permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones telles que les ondes de choc, ou les phénomènes liés à la couche limite.

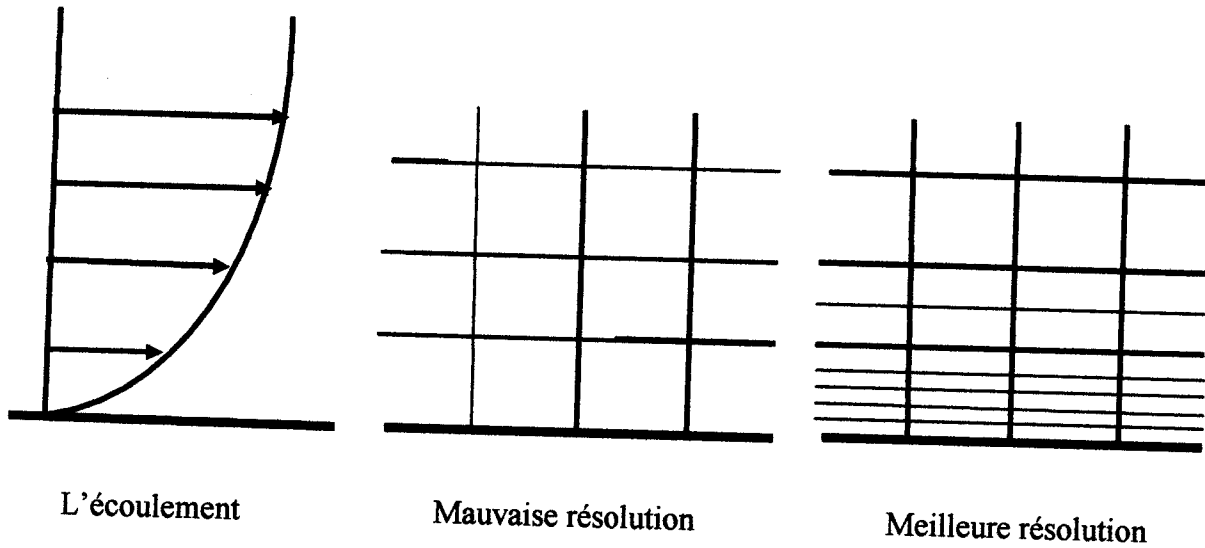


Figure III-10 : Génération d'un maillage couche limite [4].

*le meilleur*

### III-7-3 Condition aux limites et définition de domaines :

Le meilleur Gambit peut générer des maillages que beaucoup de solveurs peuvent utiliser, ainsi nous devons spécifier le logiciel solveur avec lequel on veut traiter le fichier maillage. Comme conditions aux limites, on peut imposer un débit massique à l'entrée de la machine, en utilisant la condition Mass flow Intel ou une Velocity intel. La pression à la sortie en utilisant la condition Pressure Outlet.

La figure suivante résume les différentes conditions qu'on impose pour un écoulement d'air en convection forcée turbulente. Ensuite, on procède à la définition des domaines de calcul.

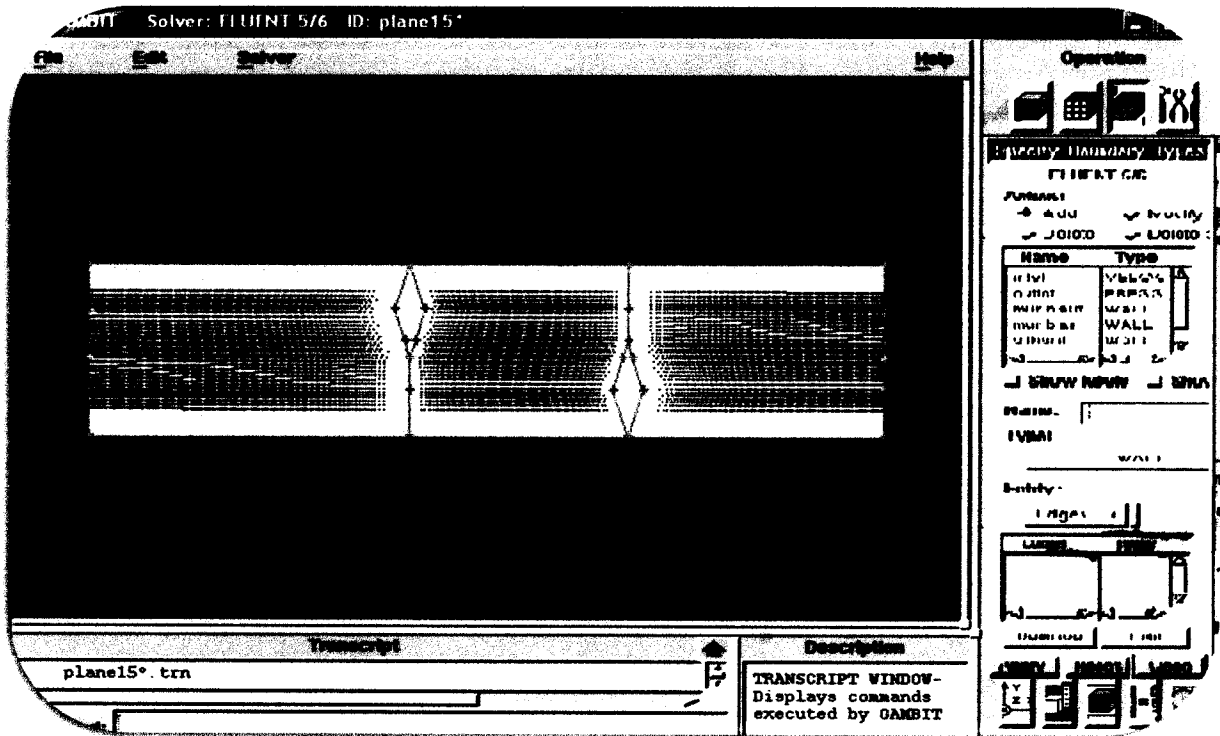


Figure III-11 : Définition des conditions aux limites.

**III-7-4 Simulation sous Fluent :**

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est juste le solveur, le logiciel permet la mise en place de script pour automatiser le processus de calcul. Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de fluide, ce code CFD commercial très utilisé dans l'industrie car il est assez simple à utiliser. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...) mais aussi de faire de la combustion. La présente notice est une démonstration non exhaustive de la façon de résoudre un problème de mécanique des fluides. Ainsi, il ne sera présenté par les fonctionnalités de base de fluent dans cette notice [5].

Après la présentation du problème é le maillage de la géométrie en gambit on va mettre le problème sous le Fluent.

La figure suivante représente la géométrie sou fluente. Alors le maillage devrait y ressembler :

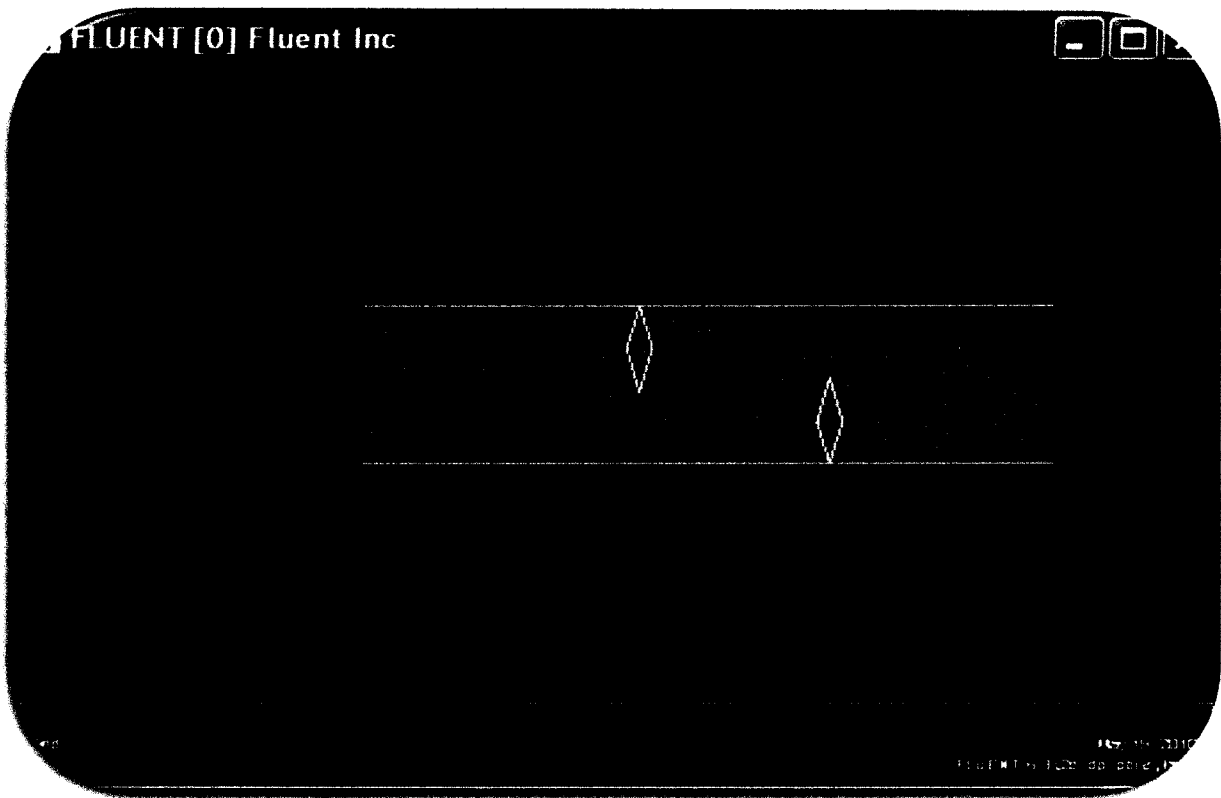


Figure III-12 : La géométrie sous le fluent.

Après vérification et l'affichage de maillage on va suivre les étapes suivant :

- Détermination le modèle de solver .
- L'instruction énergie qui nous permet d'intervenir l'équation de l'énergie et l'étude du champ thermique.
- Choix le modèle de turbulence.
- Définition les caractéristiques du fluide.
- Définition des conditions aux limites usuelles.
- Choix l'ordre des équations et l'algorithme.
- Choix des critères de convergence.
- Lancement de calcul et l'itération jusqu'à la convergence.

Les résidus sont calculés à partir des corrections dans les variables : pression, vitesse, température... du problème entre la présente itération et l'itération précédente. Le résiduel pour chaque itération est imprimé aussi bien que tracé dans la fenêtre graphique comme ils sont calculés.

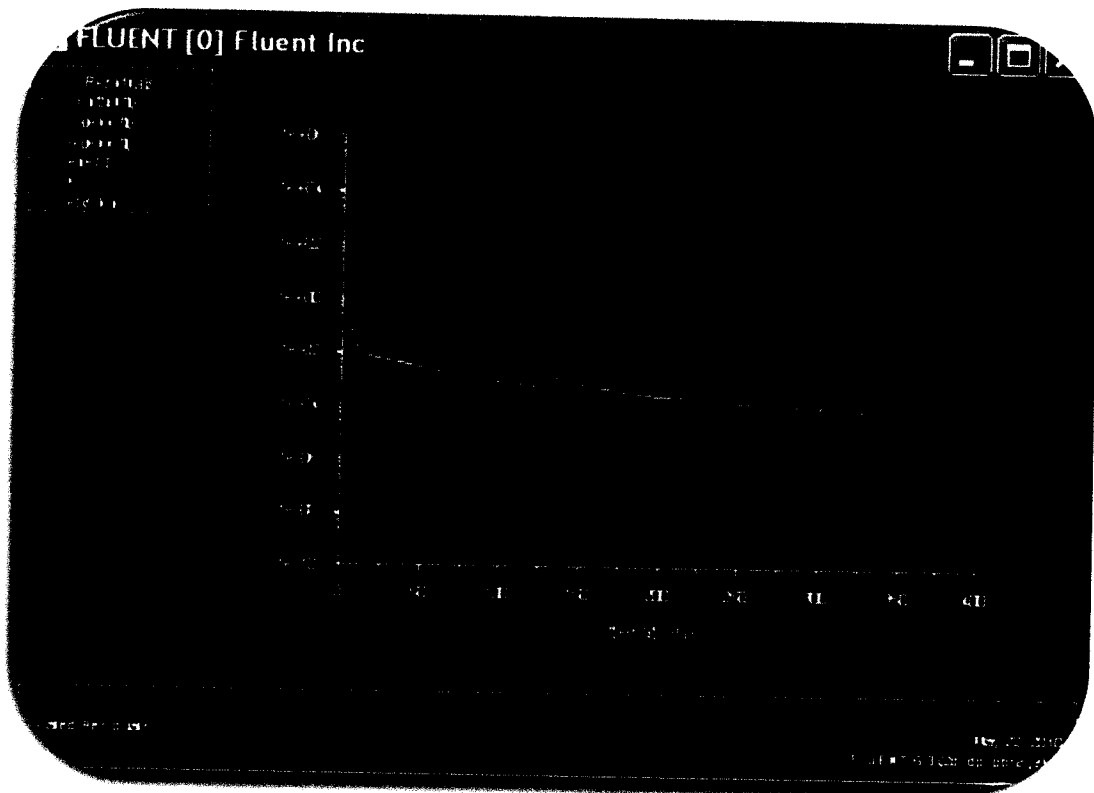


Figure III-13 : Allures de l'évolution des résidus de calcul.

### III-8 Solution numérique :

Des simulations numériques ont été testées en faisant varier le nombre d'éléments de calcul, on a atteint à une stabilité de la convergence du modèle pour tout les maillages, maillages structurés avec des éléments de type quadrilatéral qui ont été utilisé car ils se sont avérée être la plus adéquate pour la géométrie proposée.

La méthode des volumes finis, basée sur l'algorithme SIMPLEC pour le couplage vitesse pression et est utilisée pour résoudre le système d'équation muni des conditions aux limites ci-dessus. Les termes de diffusion correspondant aux équations de quantité de mouvement et de turbulence sont discrétisés en utilisant le schéma numérique QUICK de Patankar, (1980). Et pour les termes de pression un système de deuxième ordre a été appliqué aux interpolations.

La solution itérative est poursuivie jusqu'à ce que les résidus pour toutes les cellules de calcul soient devenus moins à  $10^{-3}$  pour toutes les variables dépendantes.

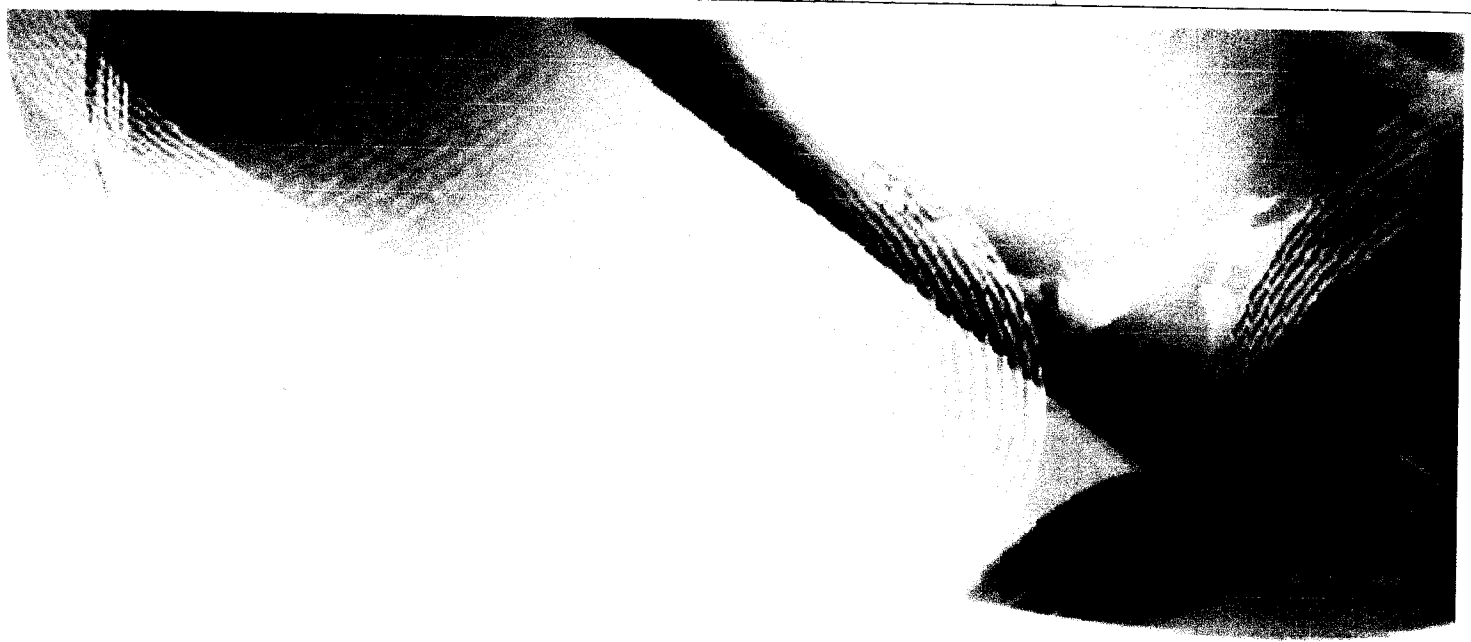
**III-9 Conclusion :**

Après avoir présenté la géométrie du problème et les équations qui régissent le phénomène de la convection en régime turbulent à l'intérieur d'une conduite rectangulaire. Nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se fait par l'utilisation de la méthode numérique volume fini.

**Bibliographies:**

- [1] L.C. Dermatni, H. A. Vielmo and S. V. Moller, (2004) « Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates », J. of the Braz. Soc. London Ser . A186 , pp.123-64.
- [2] Nasiruddin , M.H. Kamran Siddiqui,(2006) « Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle », International Journal of Heat and Fluid Flow, Issue 2 ,Vol 28, pp.318-328.
- [3] C. Aboura (2002) « résolution numérique d'un modèle de dynamique des fluides par la méthode des volumes finis ». Thèse de magistère, Département de mathématiques
- [4] M. Korti. M. Ogbi (2008) « simulation numérique de la forme de l'interface métal liquide-air dans un cylindre d'injection d'une machine de coulée par injection ». Diplôme d'ingénieur d'état. Département de génie mécanique.
- [5] O.Balima , T.Fontfreyde , E. George , S.Marinhas , A.Rezgui « étude de la convection naturelle dans une cavité carrée en 2D et 3D sous fluent et Gambi ». Projet méthode numérique.
- [6] article « mécanique des fluides ». Licence de Physique et Application. CEA/Saclay.





*Chapitre IV*  
*Résultats et interprétations*



## Introduction :

Nous présentons dans ce chapitre les résultats de la simulation numérique obtenus par le code de calcul utilisé. Le problème consiste comme cité au paravent à l'analyse et l'étude du comportement d'un écoulement d'air en convection forcée turbulent passant dans un canal rectangulaire de diamètre hydraulique  $D_H$  et de longueur  $L$  muni de deux ailettes transversales, dont la première ailette située dans la partie supérieure du canal à  $x = 0.223m$  et la deuxième située dans la partie inférieure du canal à  $x = 0.375m$  de l'entrée.

La géométrie considérée et les conditions aux limites ont été présentées dans le chapitre III ainsi que la distribution des points du maillage et la simulation numérique ont été faite respectivement dans un meilleur Gambit et un code de simulation Fluent sont présentés en détail dans le chapitre précédent.

### IV-1 Validation du modèle numérique :

La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de Dermatini et al. Présenté sur la figure (IV-1), pour une position axiale  $x = 0.159m$  et  $x = 0.525m$  montre une bonne concordance entre les vitesses axiales.

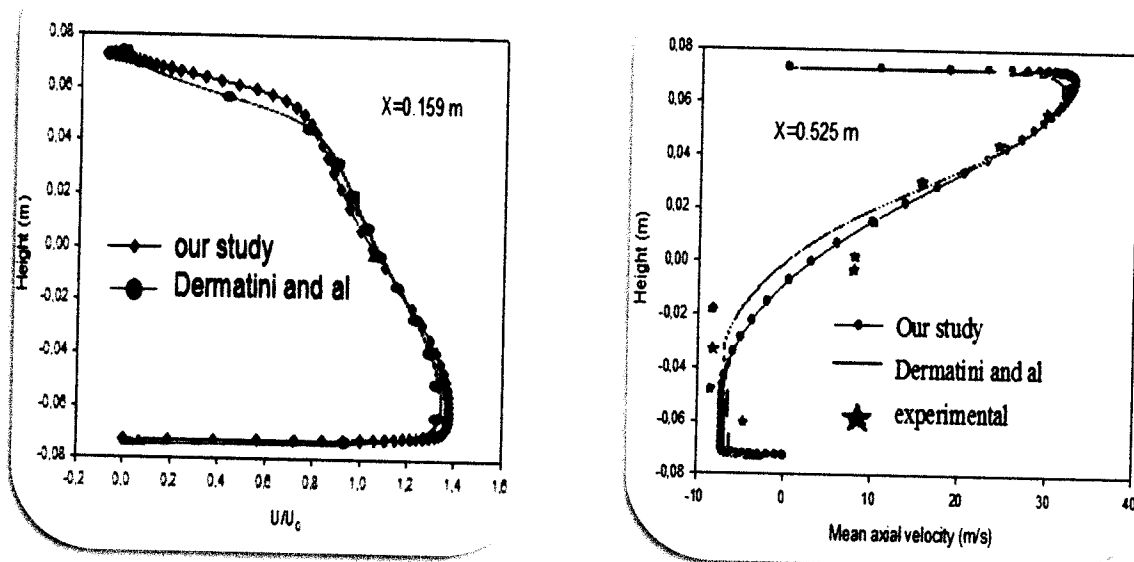


Figure IV-1 : validation de la simulation numérique avec les résultats numériques et expérimentaux de Dermatini et al [1].

Les résultats de la modélisation sont en bon accord avec les résultats expérimentaux rapportés par Demartini et al. (2004). Plus important encore, il est conclu que les profils de vitesse ne dépendent pas de manière significative sur la forme de l'obstacle.

### IV-2 Aspect hydrodynamique :

#### IV-2-1 Présentation de contour, vecteur de la vitesse axiale :

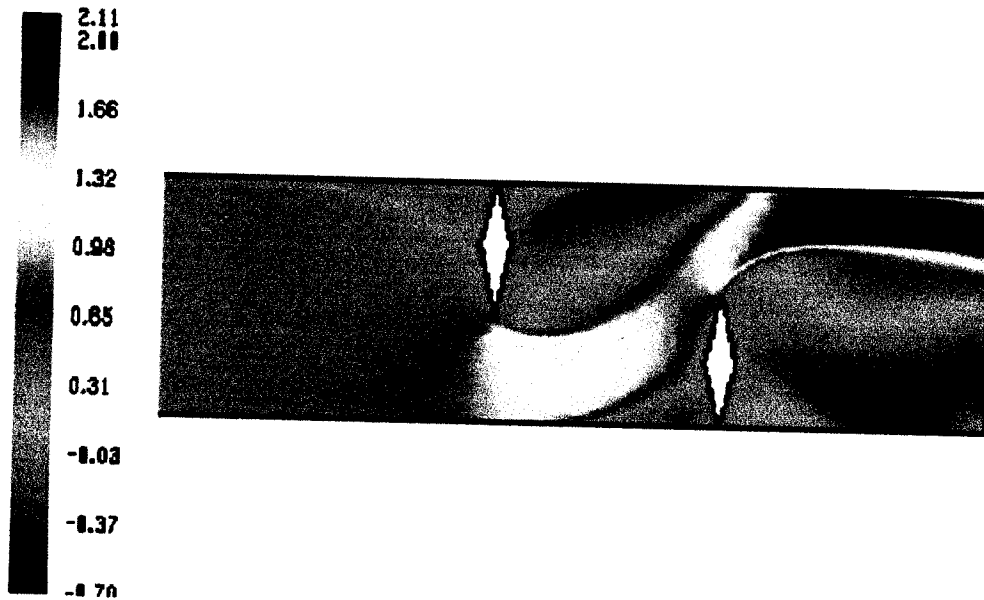


Figure IV-2 : Contour de la vitesse axiale.

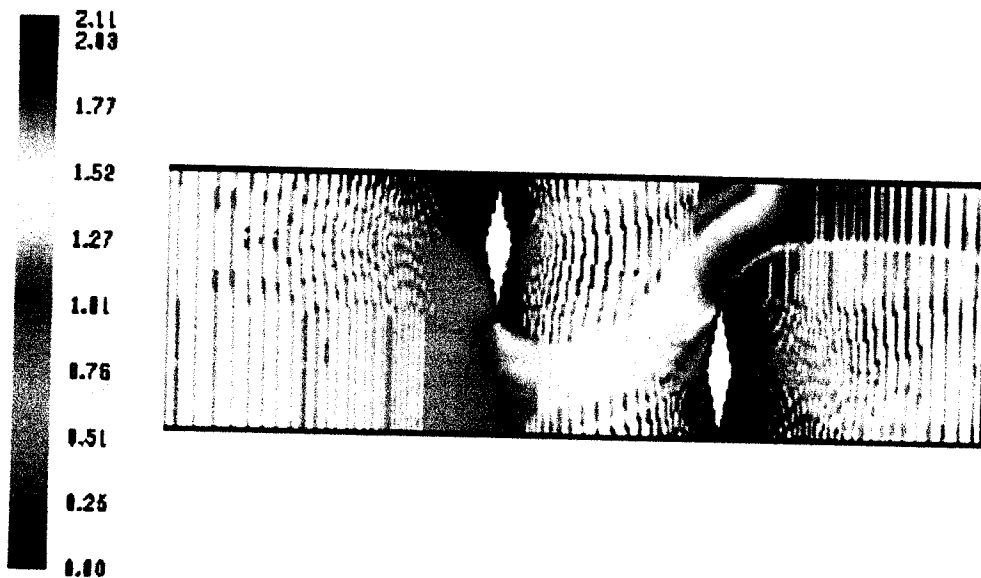


Figure IV-3 : Vecteur de la vitesse axiale.

Les Figures (IV-2) et (IV-3) montrent que les valeurs de vitesse sont très faibles au voisinage des deux chicanes surtout dans les régions situées en aval, en raison de la présence des zones de recirculation.

On remarque l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque chicane et les parois du canal, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement

Les plus hautes valeurs de vitesse apparaissent près du haut du canal avec un processus d'accélération qui commence juste après la seconde chicane.

#### IV-2-2 Profils de la vitesse axiale dans différentes sections dans le canal :

Cinq sections ont été choisies pour l'étude hydrodynamique. Sont respectivement :  $x = 0.159m$  ,  $x = 0.189m$  ,  $x = 0.225m$  ,  $x = 0.285m$  ,  $x = 0.315m$  ,  $x = 0.345m$  ,  $x = 0.525m$ , par rapport à l'entrée du canal ( $x = 0m$ ).

- en amont de la première ailette :

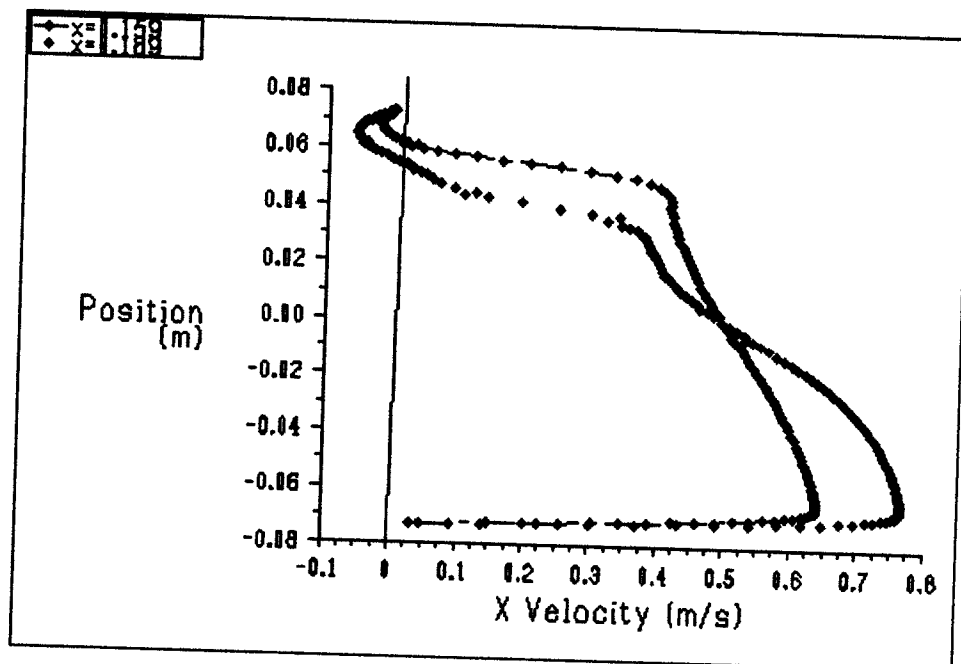


Figure IV-4 : Profil de la vitesse axiale en amont de la première ailette.

Les résultats numériques représentés par les profils de la vitesse axiale pour les sections  $x = 0.159m$  ,  $x = 0.189m$  , sont indiquées dans la figure (IV-4). Ces sections sont situées en amont de la première ailette, situé à  $x = 0.223m$  de l'entrée.

La présence de la première chicane qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte diminution de la vitesse, paradoxalement dans la moitié inférieure, là où on constate une augmentation du débit et surtout au voisinage du passage sous la chicane

Les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation derrière la première chicane.

- Entre les deux ailettes :

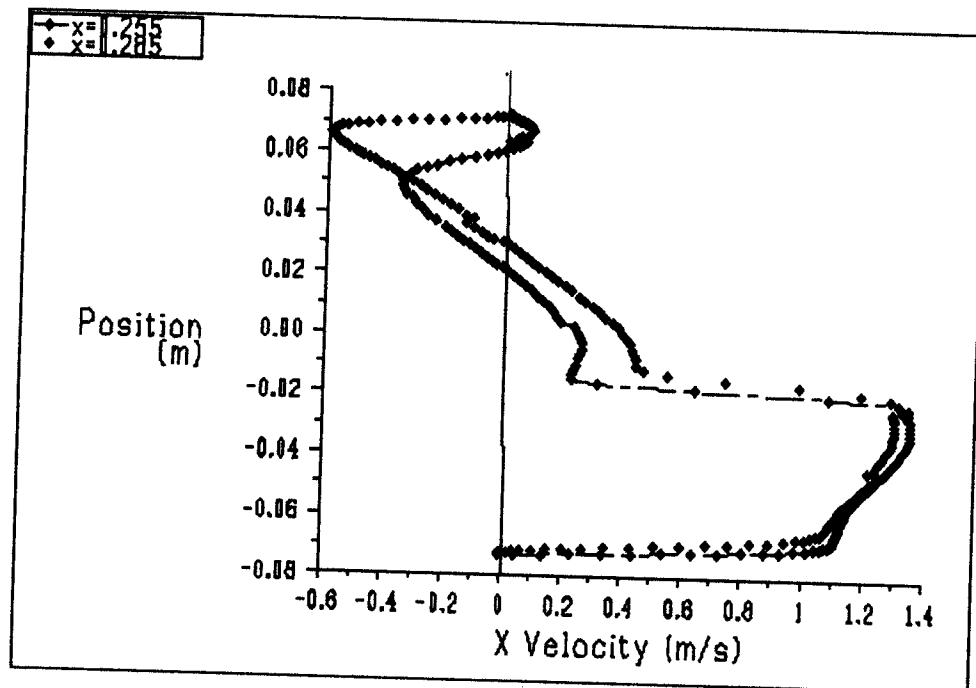


Figure IV-5 : Profil de vitesse axiale en aval de la première ailette.

Entre les deux ailettes, dans les lieux  $x = 0.225m$  et  $x = 0.285m$  de l'entrée. L'écoulement est caractérisé par des vitesses très élevées au plus basse partie du canal comme indiqué la Figure (IV-5).

Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation derrière la première ailette.

• En amont de la deuxième ailette :

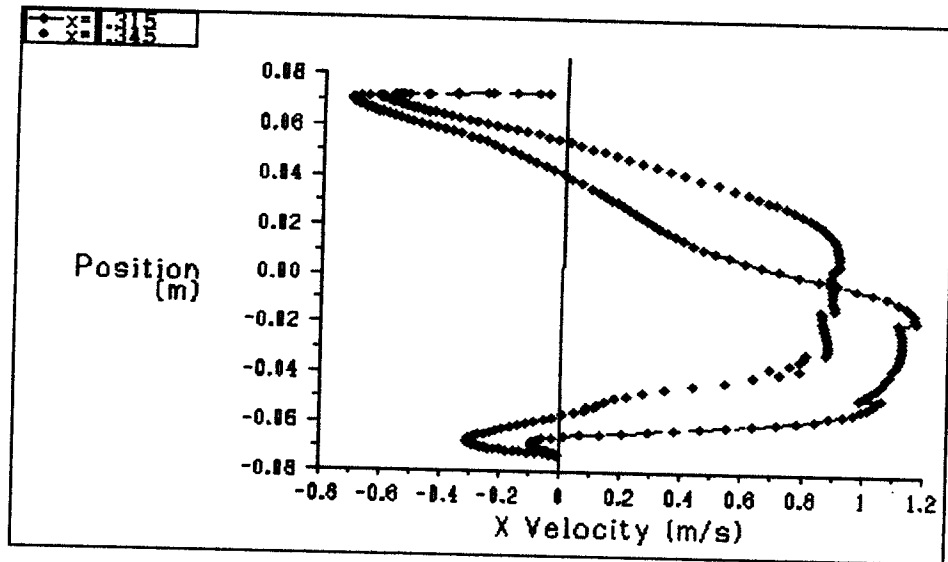


Figure IV-6 : Profils de vitesse axiale en amont de la deuxième ailette.

La Figure (IV-6) montre les profils de vitesse aux positions donnée par  $x = 0.315m$  et  $x = 0.345m$  avant la deuxième ailette.

On constate que l'écoulement en se rapprochant de la deuxième chicane, sa vitesse est réduite dans la partie inférieure du canal, tandis que dans la partie supérieure est augmentée, par rapport aux deux sections précédentes. Cette limitation dépend considérablement des zones de recirculation en amont et aval de la deuxième chicane, caractérisé par des valeurs négatives observées sur la Figure (IV-6).

• Prés de la sortie du canal :

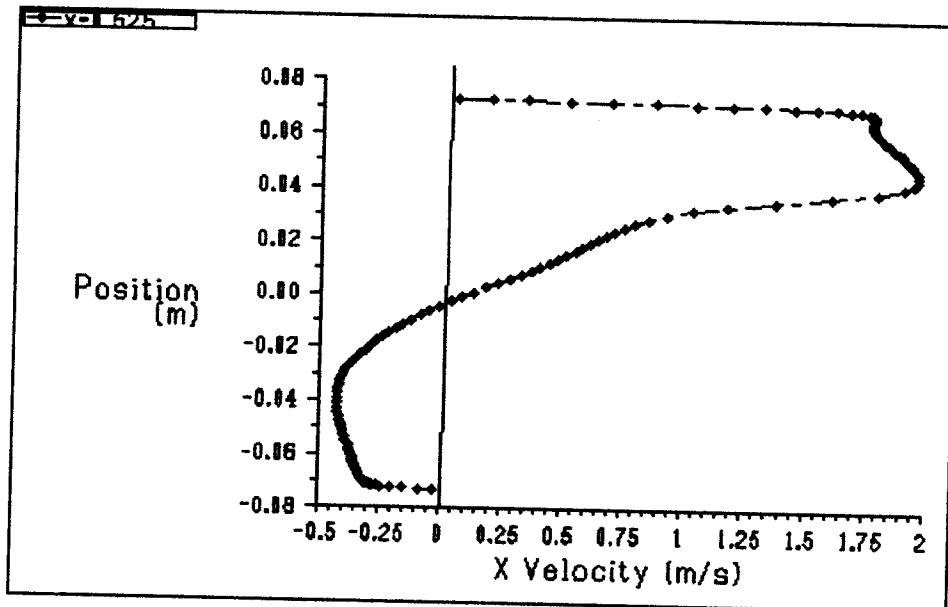


Figure IV-7 : Profil de vitesse près de la sortie du canal.

À la sortie du canal, pour  $x = 0.525m$  on a présenté les profils de vitesse sur la Figure (IV-7). Les valeurs maximales de la vitesse axiale plus que 4 fois la vitesse de référence  $U_0$ . Ces valeurs sont engendrées en raison de la forte recirculation de l'écoulement dans la face arrière de la seconde chicane.

### IV-3 Aspect thermique :

#### IV-3-1 Présentation de contour de la température totale :

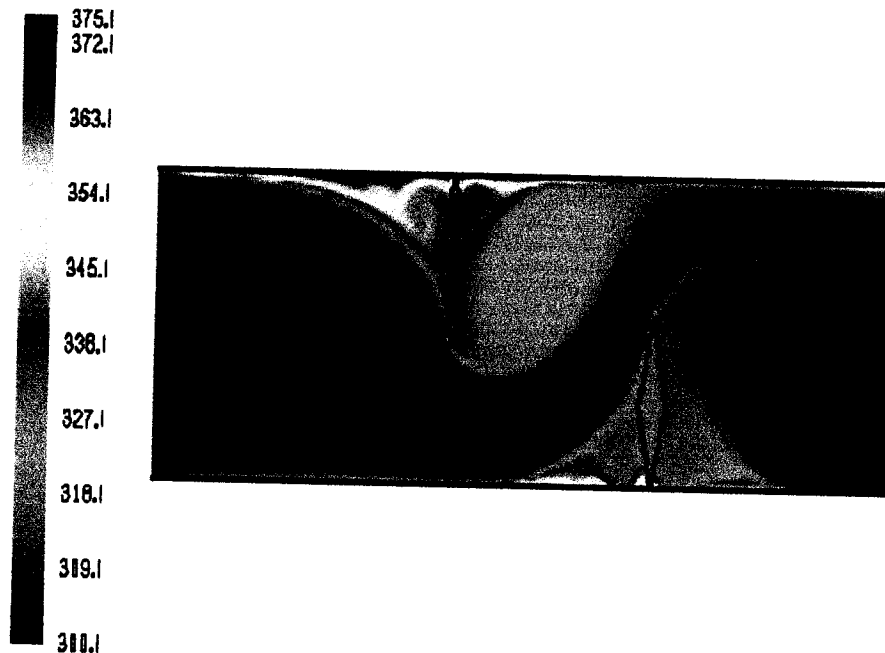


Figure IV-8 : Distribution de champ de température dans le canal.

La Figure IV-8 montre que la température de l'air dans les zones de recirculation (après chaque ailette) est sensiblement élevée. Une baisse température dans les zones situées en amont de chaque ailette est observée. Les zones les plus chaudes sont, pour la plupart, localisées au voisinage des parois et aux extrémités des ailettes.

IV-3-2 Présentation des profils températures totales :

- en amont de la première ailette :

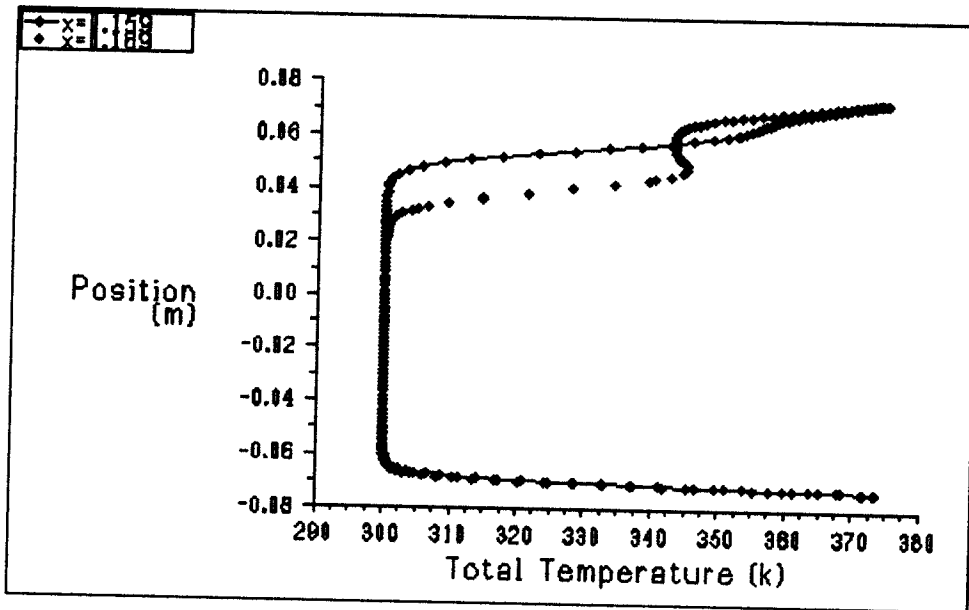


Figure IV-9 : Profil de la température en amont de la première ailette.

Les résultats numériques représentés par les profils de la température pour les sections  $x = 0.159m$   $x = 0.189m$ , sont indiquées dans la figure (IV-9). Ces sections sont situés en amont de la première ailette, situé à  $x = 0.223m$  de l'entrée.

La présence de la première chicane qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte augmentation de la température.

- Entre les deux ailettes :

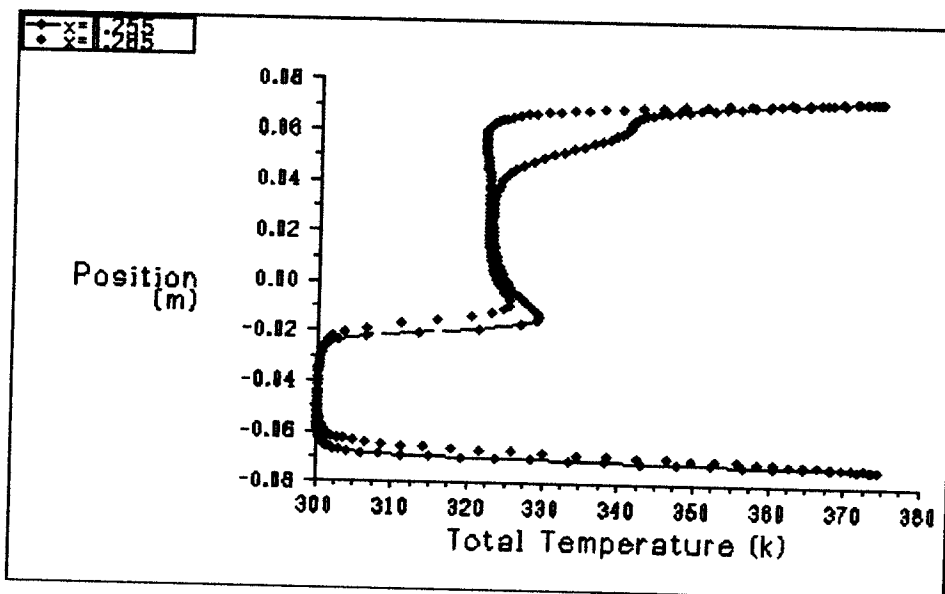


Figure IV-10 : Profil de température en aval de la première ailette.



Entre les deux ailettes, dans les lieux  $x = 0.225m$  et  $x = 0.285m$  de l'entrée. L'écoulement est caractérisé par des températures très élevées par ce que les sections les plus proches des ailettes est toujours mieux chauffée comme indiqué la Figure (IV-10).

- En amont de la deuxième ailette :

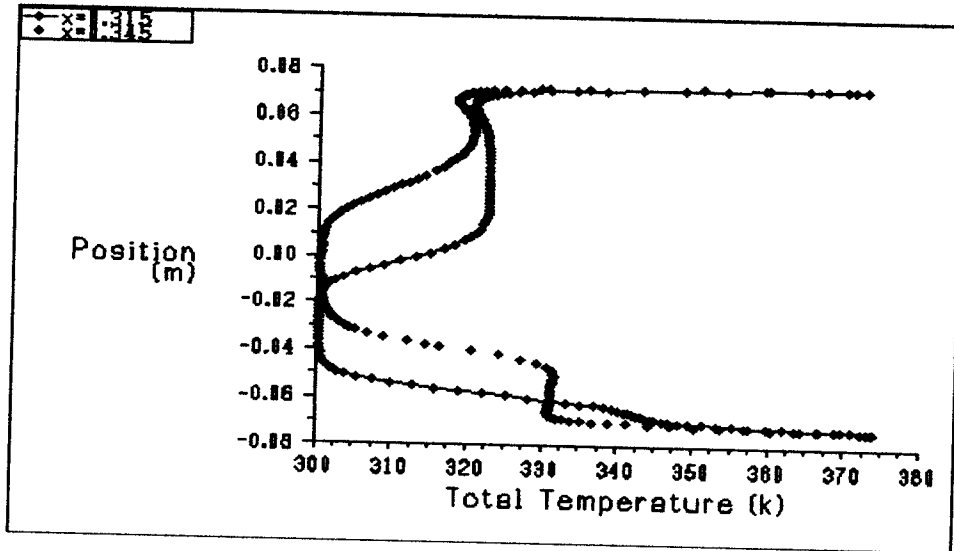


Figure IV-11 : Profils de la température en amont de la deuxième ailette.

La Figure (IV-11) montre les profils de température aux positions donnée par  $x = 0.315m$  et  $x = 0.345m$  avant la deuxième ailette.

On constate que l'écoulement en se rapprochant de la deuxième chicane, sa température est augmente dans la partie inférieure du canal,

- Près de la sortie du canal :

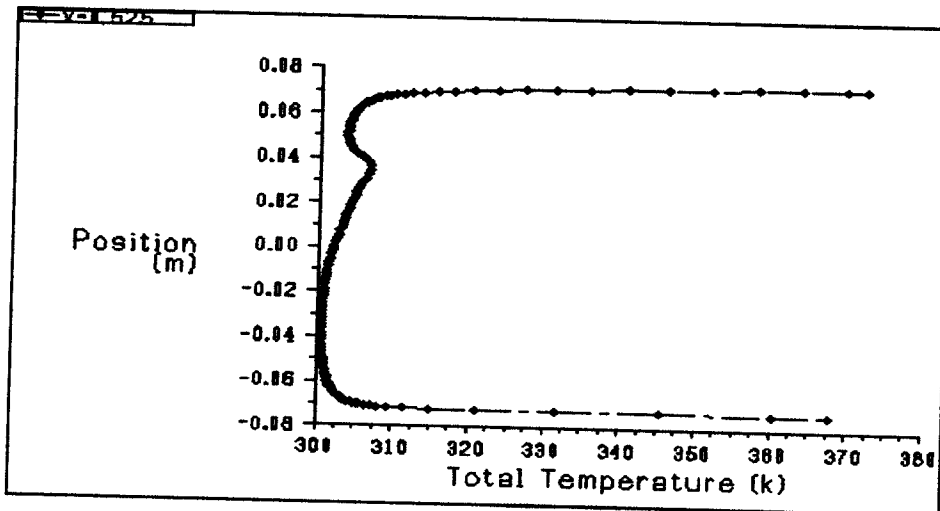


Figure IV-12 : Profil de température près de la sortie du canal.

À la sortie du canal, pour  $x = 0.525m$  on a présenté les profils de température sur la Figure (IV-12). Les valeurs des températures sont diminuées puisque on a près de la sortie du canal. La section est éloignée par rapport aux ailettes.

**Remarque :**

- D'après l'analyse des résultats numériques des profils de la vitesse axiale, et celle des profils de la température totale pour différentes sections. En remarque que la température est liée à la vitesse. Plus la vitesse élevée, la température diminue. Autrement dit qu'il existe une proportionnalité inverse entre l'élévation de la vitesse axiale d'air et la température dans chaque sections transversale.

### IV-3-3 L'influence du coefficient de friction :

- **Mur bas :**

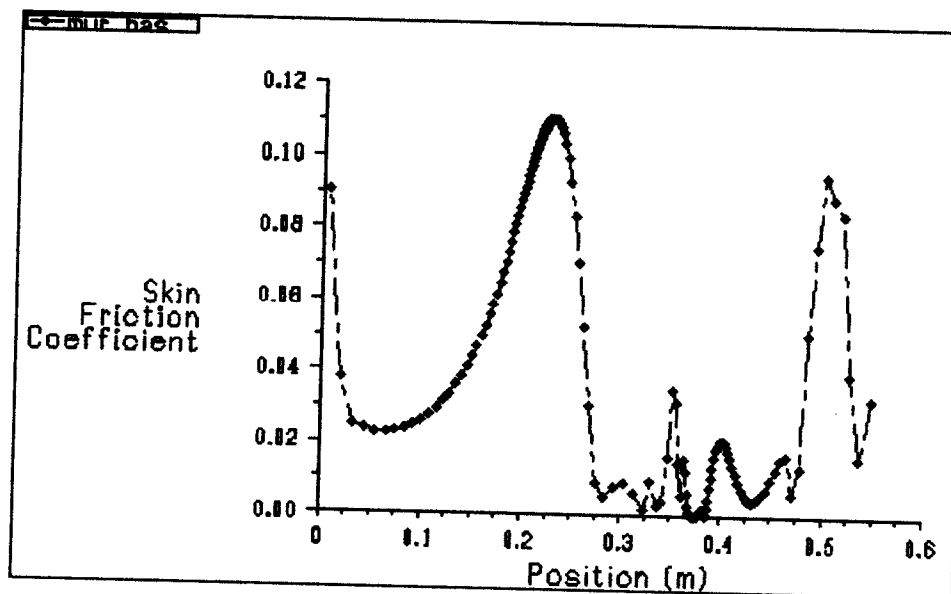


Figure IV-13 : l'influence du coefficient de friction sur la paroi inférieure.

La Figure (IV-13) montre l'influence du coefficient de friction le long de la paroi inférieure.

On constate que les valeurs les plus élevées, se trouvent en amont de la première chicane et à la sortie. Cette dernière est causée par l'orientation de l'écoulement par la deuxième chicane vers la partie inférieure du canal avec des grandes vitesses.

La moyenne de coefficient de friction à la paroi inférieure est :

$$\sum C_f = 0.037612408$$

- Mur haut :

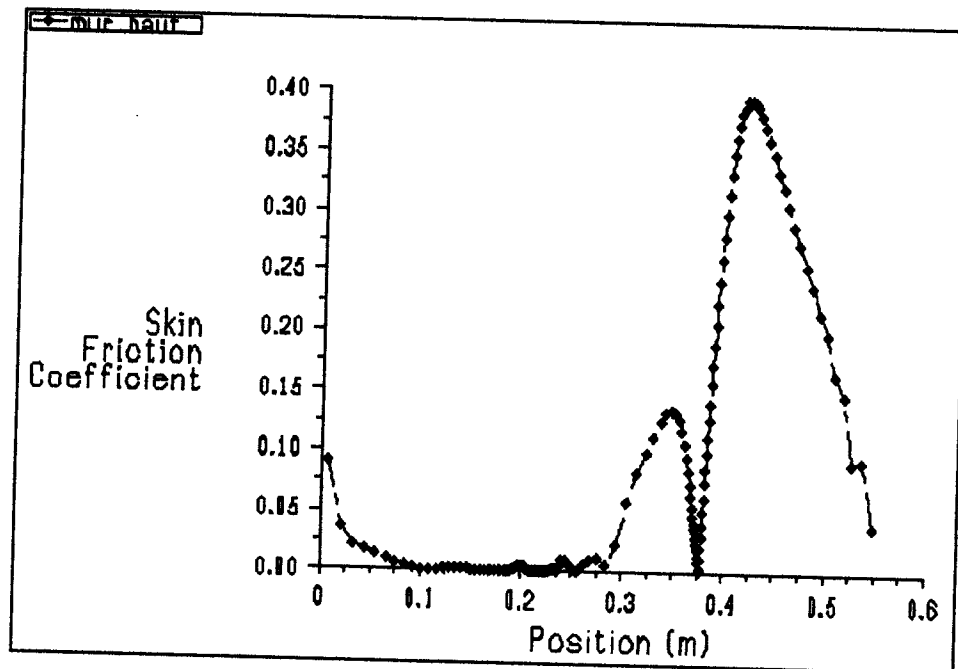


Figure IV-14 : l'influence du coefficient de friction sur la paroi supérieure.

En général, l'augmentation de transfert de la chaleur est concernée avec la pénalité dans les termes de coefficient de friction qui induit une augmentation de la chute de pression. La Figure (IV-14) montre la variation du coefficient de frottement le long de la paroi haute.

On remarque que les valeurs les plus élevées se trouvent dans la zone intermédiaire à cause de la recirculation du fluide et à la sortie. Cette dernière est causée par l'orientation de l'écoulement par la deuxième chicane vers la partie supérieure du canal avec des grandes vitesses.

On constate aussi que les faibles valeurs de coefficient de frottement se localisent en amont de la première chicane et se sont causées par l'absence des obstacles.

La moyenne de coefficient de friction à la paroi supérieure est :

$$\sum C_f = 0.094597556$$

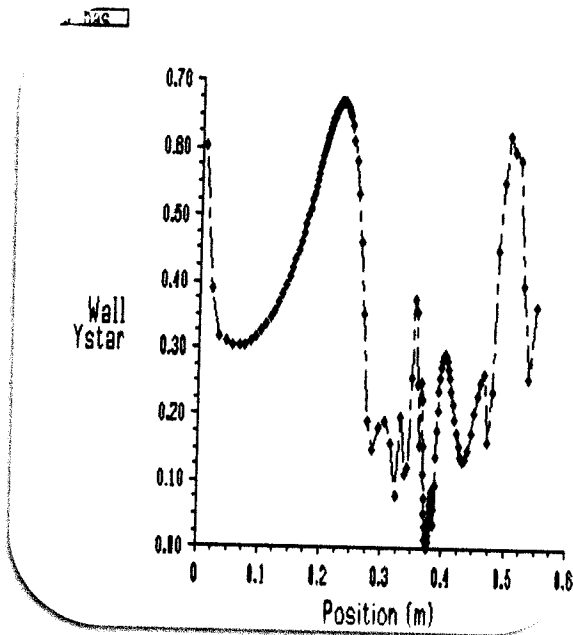
IV-3-4 Vérification des pertes de charge  $y^+$  :

Figure IV-15 : la variation des pertes de charge sur la paroi inférieure.

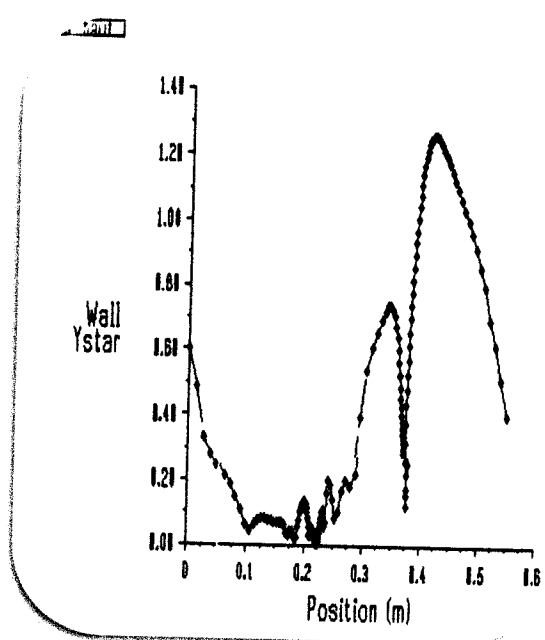


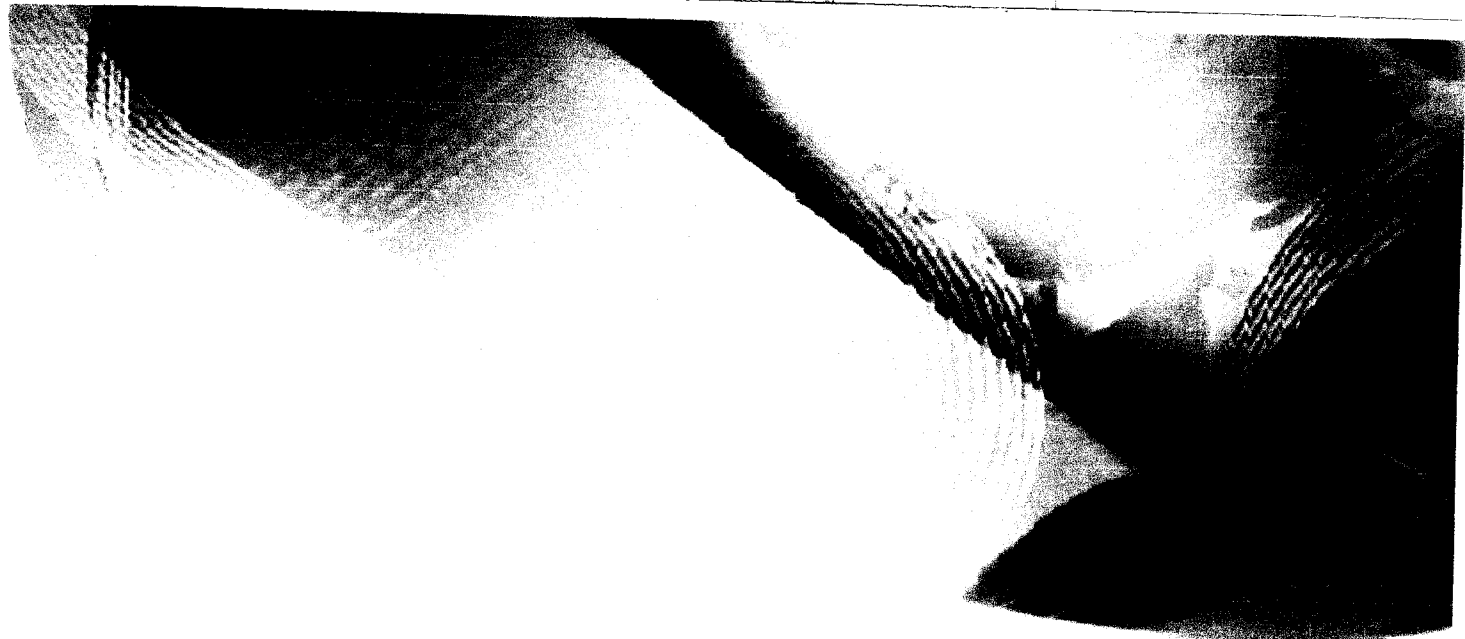
Figure IV-16 : la variation des pertes de charge sur la paroi supérieure

Les Figures (IV-15) et (IV-16) montrent la variation des pertes de charge le long des parois supérieures et inférieures.

On constate des faibles valeurs de  $Y^+$  donc on a un maillage trop fine. la condition est vérifiée

$$0 < Y^+ < 5$$

Dans la couche limite près des parois, les pertes de charge sont liées aux contraintes de frottement.



## *Conclusion générale*

## Conclusion générale

Dans ce mémoire, une étude numérique d'un écoulement turbulent incompressible bidimensionnel d'air en convection forcée turbulente traversant une conduite rectangulaire munie des ailettes sous forme losanges, sur chaque paroi chauffée à une température constante a été présentée en utilisant le modèle de turbulence  $k - \omega$ .

Les équations qui régissent l'écoulement sont les équations de la conservation de la quantité de mouvement et de la conservation de la masse (continuité). Basées sur le modèle  $k - \omega$  utilisé pour modéliser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLEC.

Les profils et les champs de la vitesse axiale, ainsi que les profils et la distribution de la température totale dans le conduit ont été obtenus pour toute la géométrie en amont, en aval et entre les deux ailettes.

Les résultats numériques, obtenus sont validés et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de l'écoulement.

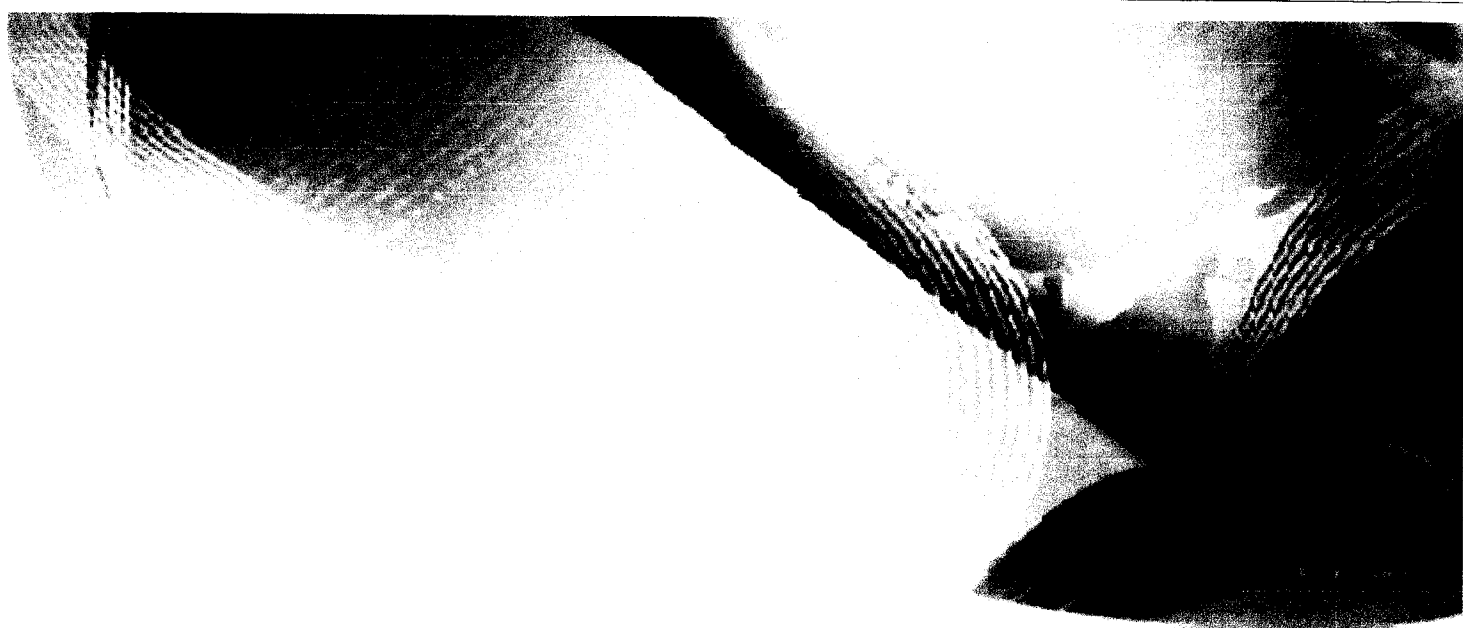
Les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers aval.

En se rapprochant de l'ailette, Les profils de vitesses sont de plus en plus affectés par ce dernier et le fluide s'accélère de plus en plus en se dirigeant vers la sortie du canal.

Aussi ce cas nous assure une vitesse très élevée à la sortie du canal, mesure plus de quatre fois la vitesse de référence, et le plus important c'est garantir les moins actions de choc qui induit sur les frottements et sur les chutes de pression.

La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane, ces zones de tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces des parois.

Enfin, et en perspective, cette étude peut être étalé à d'autres études qui s'intéressent à d'autres conditions au limites et ou en utilisant une autre forme d'ailettes, comme par exemple un flux de chaleur variable dans le temps et dans l'espace.



# *Annexe*



## 1- Coordonnées d'un capteur :

Un capteur quelconque (R) est défini par deux angles  $(\alpha, \gamma)$  en coordonnées horizontales.

$\gamma$  : La hauteur de la normale du capteur

C'est l'angle que fait la normale du capteur et sa projection sur le plan horizontal [1].

$$\gamma \text{ Varie entre } -90^\circ \text{ et } +90^\circ : \begin{cases} \gamma > 0 & \text{Plan tournée vers le haut} \\ \gamma < 0 & \text{plan tournée vers le bas} \\ \gamma = +90^\circ & \text{plan horizontal tournée vers le haut} \\ \gamma = -90^\circ & \text{plan horizontal tournée vers le bas} \\ \gamma = 0 & \text{plan vertical} \end{cases}$$

$\alpha$  : Azimut du capteur

C'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud.

$$\alpha \text{ Varie entre } -180^\circ \text{ et } +180^\circ : \begin{cases} \alpha > 0 & \text{vers l'ouest} \\ \alpha < 0 & \text{vers l'est} \\ \alpha = 0 & \text{plan sud} \\ \alpha = -90^\circ & \text{plan est tournée vers l'est} \\ \alpha = \pm 180^\circ & \text{plan nord orienté vers le nord} \\ \alpha = +90 & \text{plan ouest vers l'ouest} \end{cases}$$

$$\text{L'inclinaison du capteur } \beta \text{ est donnée par : } \beta = \gamma - 90 \quad (\text{I-1})$$

## 2- Angle d'incidence sur un capteur plan :

Par définition, l'angle d'incidence  $i$  est l'angle de la direction du soleil avec la normale au plan.

Cet angle peut être déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident  $(\vec{u})$  et la normal  $(\vec{n})$  en coordonnées horizontale

$$\vec{n} \begin{cases} \cos(\gamma) \sin(\alpha) \\ \cos(\gamma) \cos(\alpha) \\ \sin(\gamma) \end{cases} \quad \vec{u} \begin{cases} \cos(h) \sin(a) \\ \cos(h) \cos(a) \\ \sin(h) \end{cases}$$

Le produit scalaire du  $\vec{u}$  et  $\vec{n}$  détermine l'angle d'incidence  $i$ .



$$\cos(i) = \vec{u} \cdot \vec{n} \begin{pmatrix} \cos(\gamma) \sin(\alpha) \\ \cos(\gamma) \cos(\alpha) \\ \sin(\gamma) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos(h) \sin(a) \\ \cos(h) \cos(a) \\ \sin(h) \end{pmatrix} \quad (I-2)$$

$$\cos(i) = \sin(\alpha) \cos(\gamma) \sin(a) \cos(h) + \cos(\alpha) \cos(\gamma) \cos(a) \cos(h) + \sin(\gamma) \sin(h)$$

$$\cos(i) = \cos(\alpha - a) \cos(\gamma) \cos(h) + \sin(\gamma) \sin(h) \quad (I-3)$$

Connaissant l'équation de passage d'un système de coordonnées à un autre on peut écrire l'angle en coordonnées horaires [6].

$$\begin{cases} \sin(h) = \cos(\delta) \cos(H) \cos(\varphi) + \sin(\delta) \sin(\varphi) \\ \sin(a) = \cos(\delta) \sin(H) / \cos(h) \end{cases}$$

En coordonnées horaire l'angle d'incidence est donnée par :

$$\cos(i) = \sin(\alpha) \cos(\gamma) \sin(H) \cos(\delta) + \cos(\alpha) \cos(\gamma) [\cos(H) \cos(\delta) \sin(\varphi) - \sin(\delta) \cos(\varphi)] + \sin(\gamma) [\cos(H) \cos(\delta) \cos(\varphi) + \sin(\delta) \sin(\varphi)] \quad (I-4)$$

### 3- Durée d'ensoleillement d'un capteur $(\alpha, \gamma)$ :

Pour un plan  $(\alpha, \gamma)$ , un lieu  $\varphi$  et un jour  $\delta$  donné,  $i$  est uniquement fonction de l'angle horaire  $H$ , on exprimera donc  $\cos i$  en faisant bien apparaître la variable  $H$ .

$$\cos(i) = A \sin(H) + B \cos(H) + C \quad (I-5)$$

Avec :

$$\begin{cases} A = A' \cos(\delta) \\ B = B' \cos(\delta) \\ C = C' \sin(\delta) \end{cases} \quad \begin{cases} A' = \sin(\alpha) \cos(\gamma) \\ B' = \cos(\alpha) \cos(\gamma) \sin(\varphi) + \sin(\gamma) \cos(\varphi) \\ C' = -\cos(\alpha) \cos(\gamma) \cos(\varphi) + \sin(\gamma) \sin(\varphi) \end{cases}$$

Le lever  $H_L$  et le coucher  $H_C$  du soleil sur un capteur sont définis pour  $i = \pm 90^\circ \Rightarrow \cos(i) = 0$

$$\Rightarrow A \sin(H) + B \cos(H) + C = 0 \quad (I-6)$$

La résolution de cette équation nous donne deux solutions : une pour le lever et l'autre pour le coucher :

$$H'_L = \rho(\alpha) \arccos \left( \frac{B'}{D'} \right) - \arccos \left( \frac{-C'}{D'} \operatorname{tg}(\delta) \right) \quad (I-7)$$

$$H'_C = \rho(\alpha) \arccos \left( \frac{B'}{D'} \right) + \arccos \left( \frac{-C'}{D'} \operatorname{tg}(\delta) \right) \quad (I-8)$$

Avec :

$$D' = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$\rho(\alpha) = \text{signe de } \alpha$

$A', B', C'$  Sont donnée pour quelque plan dans le tableau suivant :

Plan ( $\alpha, \gamma$ )	$A'$	$B'$	$C'$
Horizontal (0,90)	0	$\cos \varphi$	$\sin \varphi$
TEL (0,90 - $\varphi$ )	0	1	0
Vertical sud (0,0)	0	$\sin \varphi$	$-\cos \varphi$
Vertical S-0 (ou S-E) ( $\pm 45,0$ )	$\pm(\sqrt{2}/2)$	$(\sqrt{2}/2) \sin \varphi$	$-(\sqrt{2}/2) \cos \varphi$
Vertical oust ou est ( $\pm 90,0$ )	$\pm 1$	0	0
Vertical N-0 (ou N-E) ( $\pm 135,0$ )	$\pm(\sqrt{2}/2)$	$-(\sqrt{2}/2) \sin \varphi$	$(\sqrt{2}/2) \cos \varphi$
Vertical Nord ( $\pm 180,0$ )	0	$-\sin \varphi$	$\cos \varphi$

Tableau I-3 : les valeurs de  $A', B', C'$  pour différents capteurs [1].

La durée d'ensoleillement d'un capteur est donnée par

$$D_j' = \frac{H_2 - H_1}{15} \quad \text{Avec} \quad \begin{cases} H_1 = H_L' & \text{si } |H_L'| \leq |H_L| \\ H_1 = H_L' & \text{si } |H_L'| \geq |H_L| \\ H_2 = H_C' & \text{si } |H_C'| \leq |H_C| \\ H_2 = H_C' & \text{si } |H_C'| \geq |H_C| \end{cases} \quad (\text{II-9})$$

#### 4- Energie reçue par un capteur plan :

Le rayonnement global (G) reçu par un capteur ( $\alpha, \gamma$ ) est composé de deux rayonnements, direct (S) et diffus (D). Ces rayonnements varient aléatoirement en fonction de la hauteur du soleil, de l'angle d'incidence, des intempéries et de l'état de visibilité de l'atmosphère [7].

Le calcul de ces rayonnements est très compliqué. On utilise des méthodes approchées pour l'estimation.

Pour l'Algérie la méthode empirique de PERRIN DE BRICHAMBAUT donne de bons résultats pour l'estimation de l'énergie reçue par un capteur [1].

## 5 Estimation de l'énergie instantanée :

Les puissance du rayonnement direct ( $E_S$ ), diffus ( $E_D$ ) et global ( $E_G$ ) reçues par un capteur ( $\alpha, \gamma$ ) incliné de  $\beta$  par rapport au plan horizontal sont données par les relations suivantes :

$$\begin{cases} E_S = A \cos(i) e^{\frac{-1}{\beta \sin(h-2)}} \\ E_D = \left(\frac{1+\cos(\beta)}{2}\right) D_H + \left(\frac{1-\cos(\beta)}{2}\right) a^* G_H \\ E_G = E_S + E_D \end{cases} \quad \text{Avec} \begin{cases} D_H = A'(\sin(h))^{0.4} \\ G_H = A''(\sin(h))^{\beta''} \end{cases} \quad (\text{I-10})$$

$$[E_S] = [E_D] = [E_G] = W/m^2$$

$D_H$  : Éclairement diffus reçu par une surface horizontal.

$G_H$  : Éclairement global reçu par une surface horizontale.

$a^*$  : étant l'albédo du sol (coefficient de réflexion du sol).

$$a^* = \begin{cases} 0.9 \text{ à } 0.8 & \text{neige} \\ 0.8 \text{ à } 0.4 & \text{sol clair} \\ 0.4 \text{ à } 0.2 & \text{verdure} \end{cases}$$

Pour Tlemcen  $a^*_{\text{moy}} = 0.2$

$A, B, A', A'', B''$ , Sont des constantes qui dépendent de l'état de l'atmosphère.

Etat de l'atmosphère	A	B	A'	A''	B''
Ciel très pur	1300	6	87	1150	1.15
Ciel moyen	1230	4	125	1080	1.22
Ciel pollué	1200	2.5	187	990	1.25

Tableau I-4 : les constantes caractérisent l'état de l'atmosphère [1].

## 6- Estimation de l'énergie journalière :

L'énergie journalière reçue par un capteur ( $\alpha, \gamma$ ) s'obtient par l'intégration des formules de  $E_S, E_D, E_G$  sur toute la durée d'ensoleillement.

$$E_{jS} = \int_{H_L'}^{H_C'} E_S dH \quad E_{jD} = \int_{H_L'}^{H_C'} E_D dH \quad E_{jG} = \int_{H_L'}^{H_C'} E_G dH \quad (\text{I-11})$$

L'intégration tout au long de la journée ne fournit pas une bonne valeur, car il est difficile d'apprécier correctement les intempéries.

On utilise des formules simplifiées pour avoir un ordre de grandeurs [1].

- Pour un capteur horizontal (par ciel clair).

$$\begin{cases} E_{jG} = 3250[2 + tg[\varphi + 0.01(18 - \delta)^2]]\cos^2(\varphi - \delta) & \text{en Wh/m}^2 \\ E_{jS} = 0.96 E_{jG} e^{\frac{1}{7.2 \cos(\varphi - \delta + 2)}} & \text{en Wh/m}^2 \\ E_{jD} = E_{jG} - E_{jS} & \text{en Wh/m}^2 \end{cases} \quad (\text{I-12})$$

- Pour un capteur qui suit le soleil :

$$E_{jS} = 8.4 \cos(\varphi - 16) + 11.5 tg(\varphi - \delta) \sin(\delta) \quad \text{en Wh/m}^2 \quad (\text{I-13})$$

- Pour un capteur d'orientation quelconque, l'énergie reçue dépend du nombre d'heures d'ensoleillement qu'on ne peut pas prévoir.

Dans la pratique on admet une répartition sinusoïdale de l'éclairement en fonction du temps (orientation face au sud).

$$\begin{cases} E_{jS} = \int_t^{tC} E_S dt = \frac{2}{\pi} D_j' E_S \max \\ E_{jD} = \int_{tI}^{tC} E_D dt = \frac{2}{\pi} D_j' E_D \max \\ E_{jG} = \int_{tI}^{tC} E_G dt = \frac{2}{\pi} D_j' E_G \max \end{cases} \quad (\text{I-14})$$

- $G_{max}$  Désigne l'éclairement énergétique maximum.
- $D_j$  Désigne la durée d'ensoleillement du capteur.

La formule (II-4) applicable pour une orientation face au sud.

Pour l'estimation de l'énergie journalière incidente sur un capteur d'orientation quelconque nous avons entrepris une méthode numérique qui donne de bons résultats pour le site de Tlemcen :

$$E_{jS} = \frac{1}{K} \Delta T \sum_K E_S \quad E_{jD} = \frac{1}{K} \Delta T \sum_K E_D \quad E_{jG} = \frac{1}{K} \Delta T \sum_K E_G \quad (\text{I-15})$$

- $E$  : l'énergie instantanée (directe, diffus et globale) incidente sur un capteur.
- $K$  : le nombre d'intervalle entre le lever et le coucher du soleil sur ce capteur.
- $\Delta T$  : La différence entre le temps du lever et du coucher sur un capteur [7].

## 7- Estimation de l'énergie annuelle :

L'énergie annuelle reçue par un capteur d'orientation quelconque donnée par la somme des énergies journalières [1].

$$\begin{cases} E_{aS} = \sum_I^N E_{jS} \\ E_{aD} = \sum_I^N E_{jD} \\ E_{aG} = \sum_I^N E_{jG} \end{cases} \quad (I-16)$$

## 8- Choix de l'orientation et l'inclinaison :

Peut être guidé par des préférences architecturales. Cependant d'une manière optimale, les capteurs sont orientés plein sud (dans l'hémisphère nord).

Bien entendu plus les capteurs se rapprochent de la verticale, plus l'orientation aura de l'importance

La présence de masques (montagnes au lever ou au coucher de soleil) peut aussi influencer l'orientation [2].

**Bibliographie :**

[1] S.Medjdoub. 2001 « Simulation des rayons solaire incidents sur un capteur pour le site de Tlemcen. Estimation des paramètres photosolaire.». Thèse de magistère. Département de physique, Université Tlemcen.

[2] N.Guendouz.2010 « Séminaire : conversion photothermique ». Département de physique, Université Tlemcen.