

Nomenclature

Nomenclature

C_p : Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg.K]
F_i : Force suivant la direction i par unité de volume	[N.m-3]
g : Accélération de la pesanteur	[m.s-2]
H : Hauteur du canal	[m]
w : Dimensions d'ailettes	[m]
i, j : Indices	[-]
K : Energie cinétique turbulent	[m ² /s ²]
L_1 : Longueur entre l'entrée du canal et les ailettes	[m]
L_2 : Longueur entre la sortie du canal et les ailettes	[m]
L_3 : Longueur des ailettes	[m]
L : Longueur du canal	[m]
l : Longueur caractéristique	[m]
Nu : Nombre de Nusselt	[-]
E : Espace entre les ailettes	[m]
P_0 : Pression atmosphérique	[Pa]
P : Pression	[Pa]
Pr :Nombre de Prandtl	[-]
Gr : Nombre de Grashof	[-]
Re : Nombre de Reynolds	[-]
Ri : Nombre de Richardson	[-]
T_0 : Température ambiante	[K]
θ : Température adimensionnelle	[-]
t : Temps dimensionnel	[s]
u, v : Composantes de la vitesse dimensionnelle	[m.s-1]
U : la vitesse de l'écoulement	[m.s-1]

Symboles grecs

α : Diffusivité thermique..... [m².s⁻¹]

β : Coefficient d'expansion thermique à pression constante..... [K⁻¹]

φ : Variable dépendante générale [-]

μ : Viscosité dynamique [kg.m⁻¹.s⁻¹]

ν : Viscosité cinématique..... [m².s⁻¹]

ρ : Masse volumique [kg.m⁻³]

ρ_0 :Masse volumique [kg.m⁻³]

ΔT : Différence de température..... [K]

Γ : Coefficient de diffusivité [-]

Sommaire

Sommaire

Résumé

المخلص

Abstract

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale 1

Chapitre I : Généralités sur la convection et mécanismes de transferts

Introduction	4
I.1. Convection.....	4
I.1.1. Définition	4
I.1.2. la convection naturelle.....	4
I.1.3. la convection forcée	5
I.1.4. Régime d'écoulement.....	5
I.1.5. Grandeurs Fondamentales Liées à La Convection	9
I.2. Turbulence	11
I.2.1. Définition de la turbulence	11
I.2.2. Importance et champ d'application	12
I.2.3. Nature de la turbulence	12
I.2.4. Modèles de turbulence.....	13
I.2.4.1. Le modèle de longueur de mélange : Prandtl (1925)	14
I.2.4.2. Modèles à une équation de transport	15
I.2.4.3. Modèle à 2 équations de transport $k \epsilon$	15
I.3. Applications.....	15
I.4. Bibliographie	17

Chapitre II : Formulation mathématique et présentation du logiciel

II.1. Formulation mathématique	40
Introduction.....	40
II.1.1. Géométrie du problème	40
II.1.2. Equation mathématique.....	41
II.1.2.1. Equation de continuité.....	41
II.1.2.2. Equations de quantité de mouvement.....	42
II.1.2.3. Equation de l'énergie	42
II.1.3. Forme dimensionnelles des équations	43
II.1.3.1. Hypothèses.....	43
II.1.3.2. Equation de continuité.....	43
II.1.3.3. Equation de quantité de mouvement suivant x	43
II.1.3.4. Equation de quantité de mouvement suivant y.....	43
II.1.3.5. Equation de l'énergie.....	43
II.1.4. Conditions aux limites	43
II.2 Présentation du logiciel.....	46
Introduction	46
II.2.1. Présentation de Gambit	47
II.2.1.1. Démarrage de Gambit.....	47
II.2.1.2. Construction de la géométrie	47
II.2.1.3. Maillage.....	52
II.2.1.3.1. Maillage structuré (quadra/hexa)	52
II.2.1.3.2. Maillage non structuré (tri/tétra)	52
II.2.1.3.3. Maillage hybride.....	53

II.2.1.4. Définition des frontières.....	53
II.2.1.5. Exportation du maillage	54
II.2.2. Présentation de Fluent.....	55
II.2.2.1. Importation de la géométrie.....	55
II.2.2.2. Vérification du maillage importé	55
II.2.2.3. Vérification de l'échelle	56
II.2.2.4. Choix du solveur	57
II.2.2.5. L'équation de l'énergie.....	58
II.2.2.6. Choix du modèle de turbulence.....	58
II.2.2.7. Définition des caractéristiques du fluide.....	59
II.2.2.8. Operating conditions.....	60
II.2.2.9. Conditions aux limites	61
II.2.2.10. Choix d'ordre des équations et l'algorithme	63
II.2.2.11. Initialisation.....	64
II.2.2.12. Choix des critères de convergence.....	64
II.2.2.13. Lancement du calcul	65

Chapitre III : Résultats et interprétations

Introduction.....	68
III.1.Présentation des résultats	68
III.1.1. Présentation des contours.....	70
III.1.1.1. contour de la vitesse axial.....	70
III.1.1.2. contour des lignes de courant.....	71
III.1.1.3. contour de pression.....	72
III.1.1.4. contour de température	73

III.1.2. Présentation des profils.....	73
III.1.2.1. Profils de la vitesse axial dans différentes sections du canal.....	74
III.1.2.2. Profils de coefficient de friction	77
III.1.2.3. Profils de la température dans différentes sections du canal	78
III.1.2.4. Profils du nombre de Nusselt	80
III.2. Comparaison du résultats pour des différentes vitesses à l'entrée du canal	81
Introduction	81
III.2.1. Influence du vitesse d'entrée sur la vitesse axial	81
III.2.2. Influence du vitesse d'entrée sur la température pour la position $x=27$	82
III.2.3. Influence du vitesse d'entrée sur la température pour la position $x=64.5$	83
<u>Conclusion générale</u>	85
<u>Références bibliographiques</u>	86

Introduction générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur est une science contient des concepts pratiques dans les applications industriels, L'étude et le fonctionnement des appareils tels que ; les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs de chaleur, les condenseurs,etc est devenue dépend les phénomènes de transfert de chaleur due à leur importance décisive.

Le transfert de chaleur tente à prédire le transfert d'énergie entre les molécules de la matière à différentes températures, c'est la transmission de l'énergie d'une région à une autre région .Il peut s'effectuer au moyen de trois modes différents, la conduction, la convection et le rayonnement.

La convection consiste en la transmission de l'énergie par le mouvement et par le déplacement macroscopique d'un fluide d'une région à autre. Ce mode est accompagné par le transfert d'énergie due au mouvement moléculaire. On a deux types de convection : la **convection naturelle (convection libre)** et **convection forcée** ; la convection naturelle c'est les particules sont en mouvement à cause aux différence de température qui sont imposée au fluide, cette différence de température provoque une différence de masse volumique (déplacement des particules dilatation), exemple (chauffage de l'eau dans un récipient), la convection forcée où le mouvement des particules résulte de la pression appliquée au fluide par des moyens mécaniques (d'une pompe) par exemple .

Les avancées et l'évolution technologique récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composantes qui deviennent plus en plus performants et plus en Plus petits. Cela entraine des contraintes de fonctionnement pour les composantes.

Particulièrement au niveau de seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaine de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude. L'objectif de ce travail consiste donc à étudier numériquement la convection forcée dans un canal horizontal bidimensionnel contenant des sources de chaleurs simulant des ailettes à dimensions variable. Ainsi, on procédera à examiner l'influence de quelques paramètres sur le taux de transfert de chaleur au niveau de ces composants pour leur assurer les meilleures conditions de fonctionnement.

Le présent rapport est structuré principalement en trois chapitres. Faisant suite à cette introduction générale qui présente essentiellement cette étude, le premier chapitre est consacré à des généralités sur la convection. On trouve aussi une synthèse bibliographique concernant certains travaux antérieurs sur cette thématique.

Le deuxième chapitre comprend le domaine d'étude (géométrie du problème), ainsi que la formulation mathématique du problème fondée sur les équations de la mécanique des fluides.

couplées avec l'équation de l'énergie et nous avons donné une idée brève sur le code de calcul FLUENT, et le logiciel qui réalise la géométrie et le maillage, ou le préprocesseur : GAMBIT.

Dans le dernier chapitre, et la partie plus importante de ce mémoire. Elle comporte la simulation et l'interprétation des résultats numériques obtenus dans la configuration étudiée.

Finalement, nous terminons avec une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus de cette étude.

Chapitre I

Généralités sur la convection et mécanismes de transferts

Introduction :

De nombreux travaux pratiques et théoriques sont réalisés dans des milieux hétérogènes ceci est dû au transfert de chaleur (conduction - convection).

C'est également la convection la plus ciblée dans certains domaines, tels que le refroidissement des équipements électroniques par transfert thermique, qui revêt une grande importance pour l'industrie et la technologie. En particulier dans le domaine des moteurs thermiques et refroidissement des réacteurs nucléaires, des études ont conduit à des améliorations significatives du système industriel.

Il existe des avantages dans les échangeurs de chaleur compacts qui ont un effet direct et sont petits, moins coûteux et plus légers pour augmenter l'efficacité thermique de ces échangeurs tels que l'utilisation de tube ondulés.

L'utilisation de cette technique permet d'augmenter considérablement le transfert de chaleur. En particulier dans le domaine des moteur thermique et du refroidissement des réacteurs nucléaires, des études conduit à des améliorations significatives du système industriel.

I.1. Convection :

I.1.1. Définition :

La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement.

un solide baignant dans un fluide en mouvement. Si le solide et le fluide ne sont pas à la même température provoque, de la chaleur est échangée entre le solide et les particules fluides qui sont à son contact. Cet échange se fait par conduction. Mais la particule de fluide, dès qu'elle a échangé de la chaleur, se déplace et est remplacée, au contact du solide, par une autre particule. Par ailleurs, la particule fluide initiale rencontre, au cours de son déplacement, d'autres particules fluides avec lesquelles elle échange de la chaleur par conduction. Le mécanisme élémentaire de transfert de chaleur est la conduction thermique mais le phénomène global, qui est la convection thermique, résulte de la combinaison de cette conduction avec les mouvements du fluide qui obéissent à des lois spécifiques. [1]

Deux types de convection sont généralement distingués :

I.1.2. la convection naturelle :

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide

avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide ;

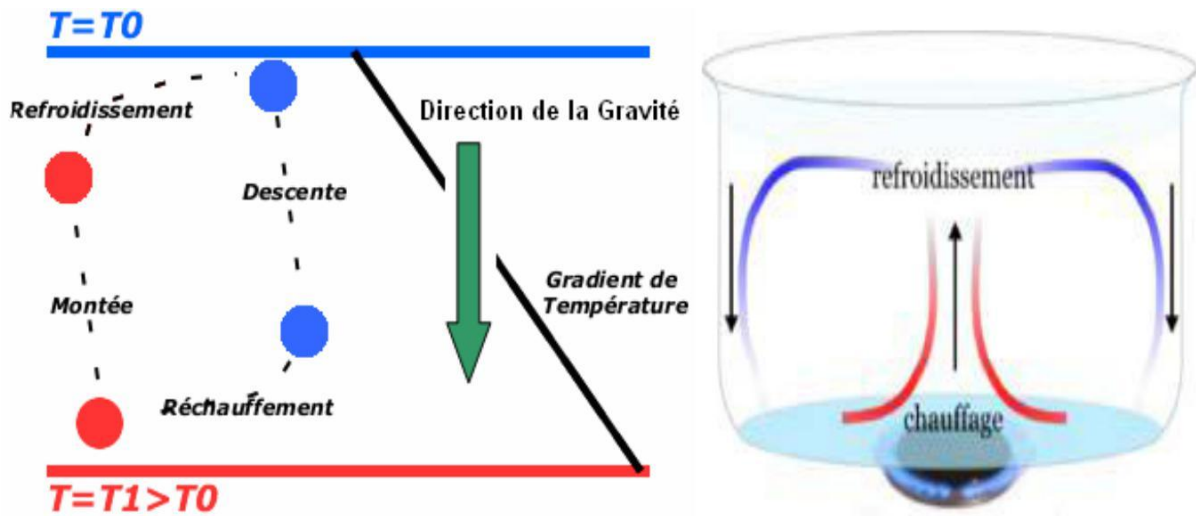


Figure I.1- Principe physique de la convection naturelle

I.1.3. la convection forcée :

Dans ce type de convection le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques (compresseur, pompe, ventilateur, etc...) ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

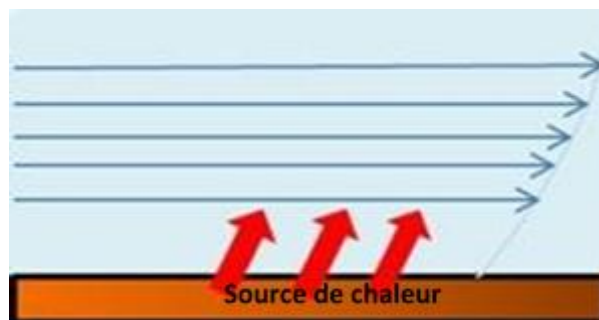


Figure I.2- schéma représentatif de la convection forcée

I.1.4. Régime d'écoulement :

Compte-tenu du lien entre le transfert de quantité de mouvement et le transfert de chaleur, on doit considérer le régime d'écoulement. Considérons l'exemple d'écoulement d'un fluide dans une conduite :

- **En régime laminaire** : l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes.

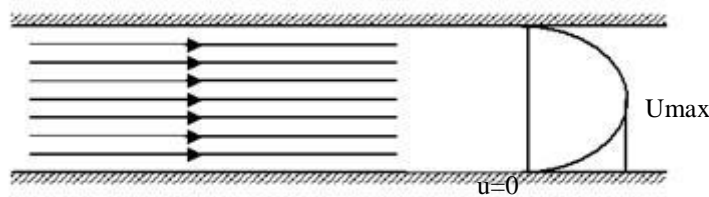


Figure I.3- Ecoulement laminaire

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc : Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.

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

- **En régime turbulent** : l'écoulement n'est pas unidirectionnel

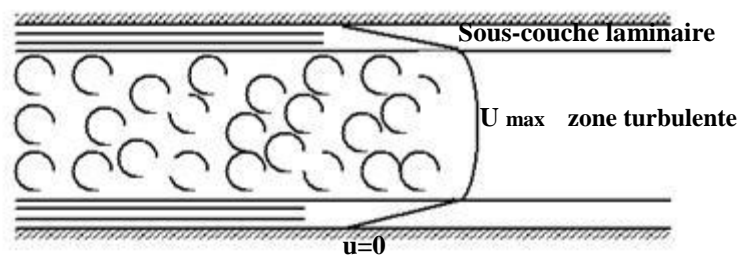


Figure I.4- Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent

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

Analogie de Reynolds :

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la chaleur par la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduisent à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude.

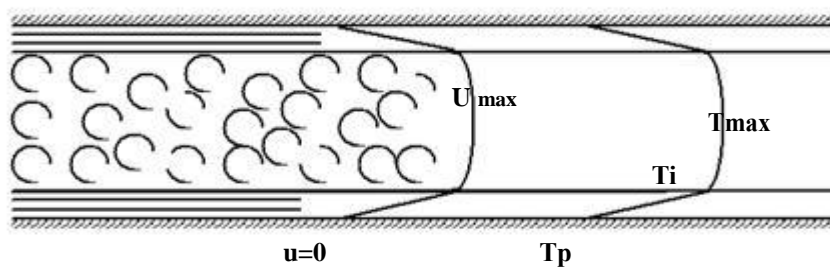


Figure I.5- Analogie des transferts de quantité de mouvement et de la chaleur

Couches limites dynamiques et thermiques :

Quelque soit le régime d'écoulement, il demeure une sous-couche laminaire (couche limite dynamique) dont l'épaisseur est d'autant plus réduite que le nombre de Reynolds est grand. L'épaisseur de cette couche limite varie en fonction de nombreux paramètres : nature du fluide, température, rugosité de la paroi... L'analogie de Reynolds montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi, c'est à dire dans la sous-couche laminaire. Quelque soit le régime d'écoulement du fluide on considère que la résistance thermique est dans le film laminaire qui joue le rôle d'isolant (couche limite thermique).

Expression du Flux de Chaleur :

On considère que la résistance thermique R ($\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$) est équivalente à celle que le flux de chaleur rencontrerait en conduction à travers une paroi dont l'épaisseur serait celle du film laminaire et qui a les mêmes caractéristiques thermiques que le fluide soit :

$$R = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{I-1})$$

Avec :

e : épaisseur du film laminaire (m).

λ : conductivité thermique du fluide ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{C}$).

Rigoureusement, le flux de chaleur par unité de surface s'écrit :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} (T_p - T_i) \quad (\text{I-2})$$

Où T_i est la température à la limite du film laminaire.

Pour un régime thermique bien établi, on peut considérer en première approximation que par suite des courants de convection la masse fluide au-delà du film laminaire est à une température constante et prendre comme loi de la densité de flux de chaleur (en $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$) la relation :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} (T_p - T_\infty) \quad (\text{I-3})$$

avec : T_∞ : Température du fluide loin de la paroi ($^{\circ}\text{C}$).

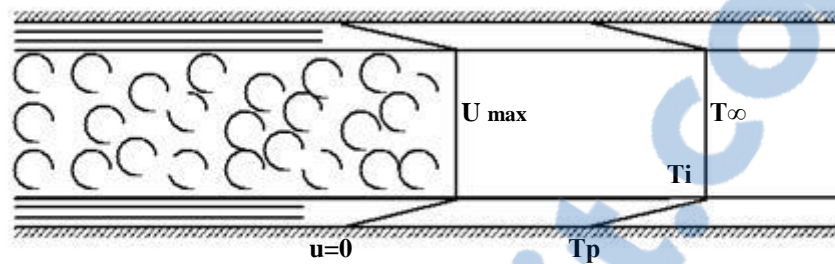


Figure I.6- Définition de T_∞

Dans le cas de la circulation d'un fluide dans une canalisation, T_∞ dépend du régime d'écoulement et est égale à la température moyenne du fluide dans une section perpendiculaire à l'écoulement. Dans le cas d'échange paroi fluide, on prendra pour T_∞ la température du fluide loin de la paroi.

Loi de Newton. Valeur du coefficient de transfert :

Cette loi simple présente néanmoins une énorme difficulté dans son application puisque l'on ne connaît pas l'épaisseur e du film laminaire. C'est ce qui amène à définir un coefficient de transfert superficiel ou coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{Wm}^{-2} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$) par :

$$h = \frac{\lambda}{e} \quad (\text{I-4})$$

Quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur $\phi(\text{W})$ est donné par la relation dite loi de:

$$\phi = h S \Delta T \quad (\text{I-5})$$

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

Valeurs de h :

Pour estimer la valeur du coefficient d'échange, il existe deux méthodes:

- soit on calcule (analytiquement ou par une méthode numérique) h à partir d'une expression existante de h .
- soit on trouve h expérimentalement. Dans ce cas on cherche à tracer le nombre de Nusselt

Nu sous la forme d'un produit de nombres sans dimensions: $Nu = CRe^n.Pr^m$ On trouve dans la littérature des tables exprimant ces relations. Le but des expériences est de fournir des formules approchées (dites empiriques) ou de déterminer h par des expériences et de tabuler les résultats. Ensuite, on peut faire des calculs simplifiés en veillant à ce que les hypothèses posées pour établir l'expression de h soient à peu près respectées.

(pour la lecture des tables de coefficients h il faudra faire très attention aux températures de référence, car h dépend de la température!).

1.1.5. Grandeurs Fondamentales Liées à La Convection :

Lorsqu'une étude de transfert de chaleur, faisant intervenir le phénomène de convection, est à réaliser, il est important de prédire le type de régime d'écoulement dans lequel nous nous trouvons: La convection peut être libre ou forcée et l'écoulement peut être laminaire ou turbulent. Dans ce but, ont été définies des grandeurs sans dimensions: **[1-2]**

Le rapport Gr/Re^2 détermine le type de régime de convection:

$$\frac{Gr}{Re^2} > 1 \quad \text{La convection libre est prépondérante.}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \quad \text{La convection forcée est prédominante.}$$

Sinon, le régime est mixte et dans ce cas, la modélisation devient complexe. Il est alors nécessaire de procéder à des expérimentations à l'aide de prototypes (ou par calculs numériques).

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{UD}{\nu} = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (I-6)$$

avec:

μ : Viscosité du fluide.

ρ : Masse volumique du fluide.

D : Dimension caractéristique.

U : Vitesse du fluide.

Ce nombre exprime le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité. **[1-2-3]**

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélation mathématiques $Nu = f(Re, Pr)$ qui permettent de calculer h_c par :

$$h_c = Nu \frac{\lambda}{L} \quad (I-7)$$

Le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta L^3 \Delta T}{\mu^2} \quad (I-8)$$

Avec :

β : Coefficient d'expansion thermique.

T : Différence de températures entre la surface du solide et la surface libre du fluide.

L : Longueur caractéristique.

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité.

D'autres grandeurs sans dimension interviennent dans l'étude des écoulements de fluide accompagnés de transfert thermiques:

Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (I-9)$$

λ : Conductivité thermique du milieu ($m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

μ : viscosité dynamique en (Pa).

C_p : chaleur massique en (J/kg.K).

Ce nombre représente le rapport de la diffusivité mécanique ν à la diffusivité thermique a . Un fluide peu visqueux mais bon conducteur thermique, aura un Pr très faible et vice-versa.

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (I-10)$$

Avec :

D est une dimension caractéristique.

Ce nombre exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction, λ_f ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr , Nu dépend non seulement de la

nature du fluide à travers λ_f , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique D et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h . Tout comme pour h , on définit un nombre de Nusselt moyen Nu et un nombre de Nusselt local.[4]

Re: le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Pr: le nombre de Prandtl caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Nu: le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Convection libre :

La relation générale pour la convection libre est $Nu = f(Gr.Pr)$. Le transfert de chaleur qui s'effectue suivant ce type de convection, obéit donc à la relation suivante (écoulement laminaire ou turbulent):

$$Nu = c(Gr.Pr)^n = c(Ra)^n \quad (I-11)$$

Où **c** et **n** sont des constantes dépendant des caractéristiques géométriques du problème et du fluide et où

Ra est le nombre de Rayleigh.

Convection forcée :

La relation générale pour la convection forcée est $Nu = f(Re.Pr)$. Le nombre du Nusselt obéit à la relation suivante :

$$Nu = c.Re^n.Pr^m \quad (I-12)$$

Où **c**, **n** et **m** sont des constantes dépendant des caractéristiques géométriques du problème et du fluide.

I.2.Turbulence :

I.2.1.Définition de la turbulence :

Le régime turbulent n'a pas à proprement parlé une définition spécifique, il est surtout défini par rapport au régime laminaire.

Le régime laminaire présente un écoulement organisé. Le régime turbulent présente un écoulement désorganisé, irrégulier dans le temps et dans l'espace.

L'écoulement turbulent est non prédictible : une petite modification entraîne de grands changements ultérieurs.

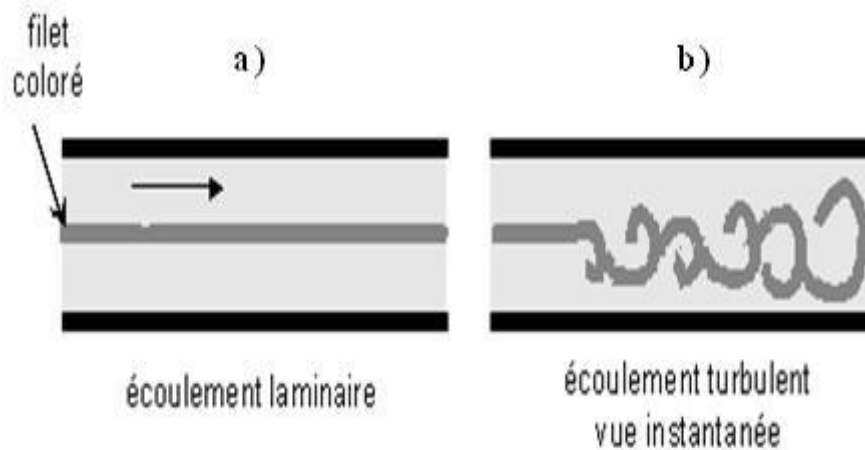


Figure I.7- Exemple d'écoulements laminaires et turbulents

I.2.2. Importance et champ d'application :

L'étude de l'écoulement des fluides peut être arrangée en une séquence allant du plus simple au plus compliqué :

Écoulement sans frottement (Euler) \Rightarrow écoulement visqueux laminaire (Navier Stokes) \Rightarrow écoulement turbulent (Reynolds).

La même séquence a été suivie historiquement. C'est au début des années 50 que l'étude des écoulements turbulents a connu un important développement. Pourtant la plupart des écoulements qui se produisent dans la nature et dans les applications techniques est turbulente. Les recherches ont permis d'avancer d'une façon très importante dans la compréhension et la description des écoulements turbulents, mais les problèmes sont tellement compliqués qu'on est loin de les avoir résolus de façon satisfaisante.

Les champs d'applications sont très nombreux : Atmosphère, Océans, Hydraulique : rivières, fleuves, écoulement dans les pipes lignes.

I.2.3. Nature de la turbulence :

Le régime turbulent apparaît lorsque le nombre de Reynolds de l'écoulement ($Re = U.D / \nu$) est suffisamment grand :

$Re > Re_{cr}$ (nombre critique de Reynolds).

Reynolds (1883), était le premier à déterminer les conditions de passage laminaire - turbulent dans une conduite. La valeur $Re_{cr}=2320$ provient des recherches ultérieures par L. Schiller (1921) et

elle concerne les valeurs moyennes pour les tuyaux très lisses. Le nombre de Reynolds critique est susceptible d'être modifié par de nombreux facteurs, comme les suivants:

- la pulsation de l'écoulement à l'entrée du tuyau.
- la répartition de vitesse à l'entrée du tuyau.
- la vibration des parois.
- les aspérités de paroi.

Une turbulence « idéale » est atteinte lorsque le nombre de Reynolds est très grand. Les transferts d'énergie se font entre grandes structures et petites structures. L'apport d'énergie se fait par l'écoulement moyen. Sa dissipation en chaleur se fait à travers une chaîne continue de tourbillons de plus en plus petits par un mécanisme non linéaire.

La turbulence est une caractéristique de l'écoulement et non du fluide. En conséquence la dynamique de la turbulence est la même pour tous les fluides, liquides ou gazeux. Puisqu'il n'y a pas de solution générale des équations de Navier-Stokes, il n'y a pas de solution générale aux problèmes des écoulements turbulents.

I.2.4.Modèles de turbulence :

Ces modèles étudient les équations statistiques aux dérivées partielles obtenues par passage à la moyenne des équations de Navier-Stokes. On obtient alors un système ouvert. Mais ce passage engendre une perte d'informations, il convient alors de choisir judicieusement les schémas de fermeture pour qu'ils réintroduisent les informations perdues dans un nouveau système, fermé celui-ci, que l'on pourra résoudre numériquement.

On peut classer ces modèles suivant deux critères : on distingue les modèles par leur ordre (un ou deux en général) et par le nombre d'équations de fermeture supplémentaires (plutôt une ou deux selon la complexité du modèle de fermeture).

Les modèles de type k-epsilon sont mal adaptés aux écoulements à bas Reynolds que l'on trouve près des parois (écoulement de couche limite) où dans le cas de présence de force volumique

(Cf. Instabilités de Rayleigh Bénard).

Il existe une grande variété de modèles de turbulence. On distingue en général les différentes méthodes de fermeture en fonction de leur complexité relative. Les modèles les plus simples utilisent des relations purement algébriques pour spécifier les contraintes turbulentes. Ces modèles s'appuient sur le concept de viscosité turbulente, dont la détermination est effectuée à l'aide de formules empiriques simples (modèles de Goertler, Prandtl, Cebeci-Smith,...).

Dans les modèles à une équation de transport, la détermination des contraintes de Reynolds nécessite l'intégration d'une équation aux dérivées partielles. On considère généralement une équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente et on exprime la viscosité turbulente en fonction de cette quantité (modèle de Prandtl-Kolmogorov).

Les modèles à deux équations de transport, comme le modèle k-epsilon, ou le modèle k- ω^2 , font intervenir deux équations aux dérivées partielles pour déterminer la viscosité turbulente. On utilise encore une équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente et une 2ème équation qui décrit la dissipation ou la pseudo-vorticité.

Les modèles précédents s'appuient tous sur la notion de viscosité turbulente. Ce concept est mis en défaut dans divers types d'écoulements, ce qui conduit à spécifier les contraintes de Reynolds à l'aide d'un système complet d'équations de transport. On parle alors de **modèles de second ordre ou modèles RSM**(« Reynolds Stress Modèles »).

Il existe aussi des modèles intermédiaires qui utilisent deux équations de transport et un ensemble de relations algébriques pour calculer les éléments du tenseur de Reynolds.

I.2.4.1. Le modèle de longueur de mélange : Prandtl (1925) :

Soit une couche turbulente mince. Dans cette situation, le modèle de Prandtl consiste à représenter μ_t , coefficient de proportionnalité entre la contrainte et le gradient de vitesse, sous la forme :

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \quad (\text{I-13})$$

La contrainte de Reynolds devient alors :

$$-\rho \overline{u'v'} = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (\text{I-14})$$



Figure I.8- Longueur de mélange dans une couche limite

La longueur de mélange lm doit être déterminée de façon empirique.

Le choix de la longueur de mélange lm dépend du type d'écoulement envisagé et, de ce fait, les modèles de turbulence basés sur cette notion n'ont pas un degré de généralité élevé. Des améliorations de ce modèle (Van Driest, Cebeci-Smith..) permettent cependant l'analyse de la plupart des écoulements turbulents cisailés simples.

I.2.4.2. Modèles à une équation de transport :

La quasi-totalité des modèles utilisent majoritairement la proposition de Prandtl et

Kolmogorov selon laquelle :

$$\mu_t = C_\mu \rho k^{1/2} l \quad (I-15)$$

C_μ est une constante et l représente une échelle de longueur qui reste donnée par une relation algébrique. Ainsi la viscosité de turbulence dépend-elle, dans ce cas, de l'énergie cinétique de turbulence dont la racine carrée est prise comme une échelle de vitesse significative.

La valeur de cette quantité, variable dans le champ de l'écoulement, est obtenue en résolvant une équation supplémentaire de transport sur k , d'où la terminologie de modèle à une équation.

I.2.4.3. Modèle à 2 équations de transport : k - ϵ

L'utilisation d'une seule équation de transport ne permet pas la détermination de l'échelle caractéristique l . Comme la distribution de cette échelle n'est pas connue a priori, la spécification empirique de l s'avère difficile. Pour lever cette difficulté, on peut rechercher une nouvelle équation de transport permettant la détermination de cette échelle.

Rapport-gratuit.com 
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

I.3. Applications :

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur. La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques, voire des sècheurs à air chaud.

La convection naturelle est rencontrée dans plusieurs situations. En effet, elle est toujours présente tant que la température du fluide est variable ainsi que quand il y a un champ d'accélération tel que la gravité. Dans quelques applications, le transfert de chaleur en convection naturelle est parfois petit, comparé aux autres modes de transfert de chaleur (conduction - rayonnement), par conséquent, il peut être négligé ; Sinon il est le mécanisme le plus dominant en transfert de chaleur.

Il y a des situations où on a besoin de supprimer la convection naturelle, comme dans le cas de la chaleur perdue par la vapeur depuis une canalisation, depuis des fenêtres, ou depuis des collecteurs solaires. Mais d'autre part on cherche à augmenter le transfert de chaleur par convection naturelle afin de refroidir les composants microélectroniques dégageant de la chaleur par effet Joule.

Le refroidissement des composants électroniques tels que les modules de **RAM** de PC, ...etc, est l'une des principales barrières au développement rapide et fiable des systèmes électroniques compacts. Pour la majorité des ordinateurs, la dissipation de chaleur est le problème technique majeur dans l'atteinte des vitesses optimales de calcul par microprocesseurs.

Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petites dimensions. Bien que la convection forcée reste le principal mode de refroidissement, il est toutefois important de déterminer avec certitude le processus de transport du fluide dans l'absence de courte durée d'un écoulement externe forcé quand il y a interruption temporaire du système de refroidissement par ventilation.

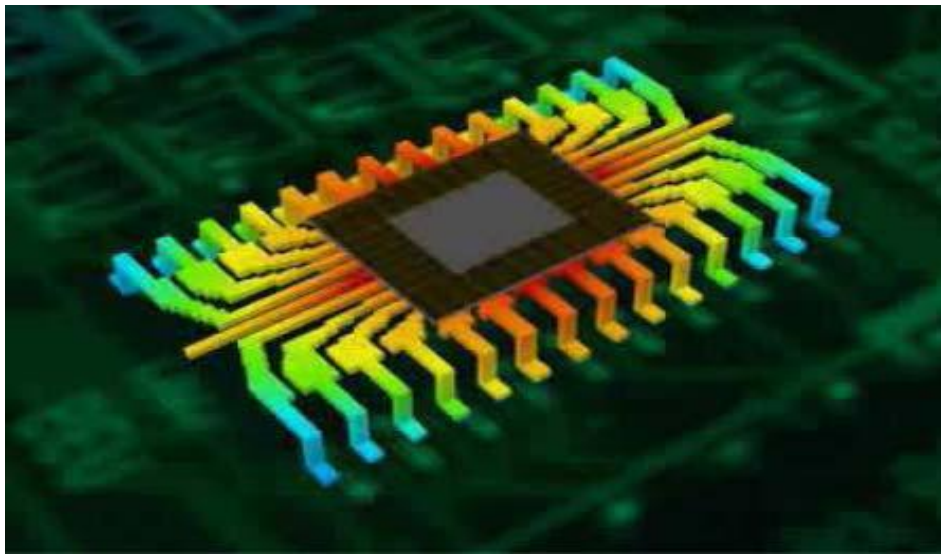


Figure I.9- Emanation de chaleur sur une puce électronique

D'après la revue scientifique **YEH'S REVIEW**, une étude de l'U.S. Air force a indiqué que plus de **52%** des défauts des systèmes électroniques sont étroitement liés la hausse incontrôlée des températures. Quant aux ventilateurs installés sur les PC , bien qu'ils soient souvent bon marché en matière de coûts , il représentent des inconvénients majeurs car ils font du bruit et requièrent de l'espace, donc peu efficaces et peu fiables.

Les études de convection sont donc nécessaires à la gestion des flux thermiques et la conception des équipements (équipements électroniques, fabrication des films fins décomposition des vapeurs chimiques et bien d'autres domaines...).

I.4. Bibliographie :

Les problèmes de dissipation thermique a une grande importance dans le domaine de l'industrie électronique l'étude et la maitrise de ces problèmes est indispensable afin d'assurer les garanties de fonctionnement et la fiabilité. la génération excessive de la chaleur nécessite une bonne et suffisante évacuation de la chaleur, sinon la durée de vie des composants électroniques sera affectée par cette génération excessive de chaleur (**Bouttout,[5]**).

Un grand nombre des travaux numériques et expérimentaux ont été effectué par les chercheurs et les scientifiques concernant la convection sous ses trois formes, parmi ces travaux : **Icoz et Jaluria [6]**. , qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle en deux dimensions, dans un canal rectangulaire ouvert et contenant deux sources de chaleur identiques (figure I.10). L'objectif de cette étude est la simulation exacte des conditions aux limites proches de la réalité dans un canal. Les effets de la température des sources, des dimensions du canal, de l'emplacement des sources ainsi que le début de l'instabilité ont été étudiés. Les résultats indiquent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement du fluide. Par contre leurs effets sur le transfert de chaleur sont relativement petits, l'augmentation de la hauteur du canal, donne un écoulement moins stable et par conséquent elle conduit à une diminution du nombre de Grashof critique.

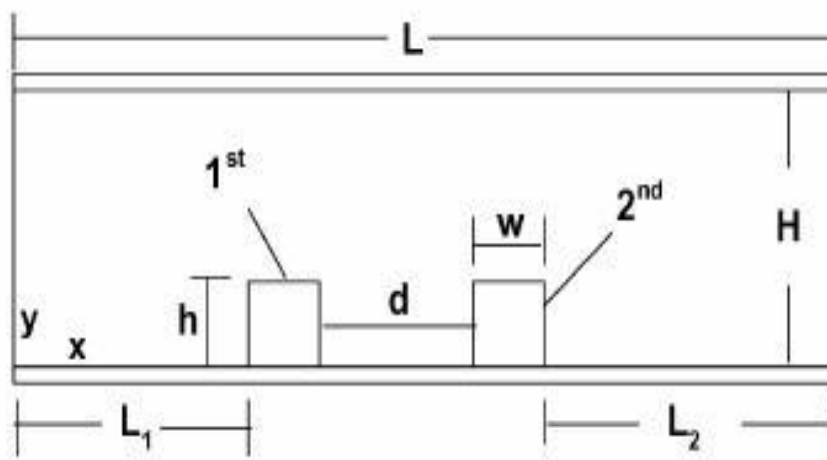


Figure I.10- Canal horizontal contenant deux composants électroniques [6]

Adel et Rachid [7] ont étudié numériquement le refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal rectangulaire horizontal. Ils ont étudié l'effet de nombre de Richardson, l'effet de variation des dimensions de l'élément de blocage effet de la position de l'élément de blocage et ainsi que l'effet de blocage partiel de l'écoulement sur le transfert de chaleur.

Il ont trouvé que le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson et aussi lorsque un élément de blocage est utilisé .Il ont aussi trouvé que l'emplacement de l'élément de blocage entre les deux composants est très favorable pour l'amélioration de transfert de chaleur.

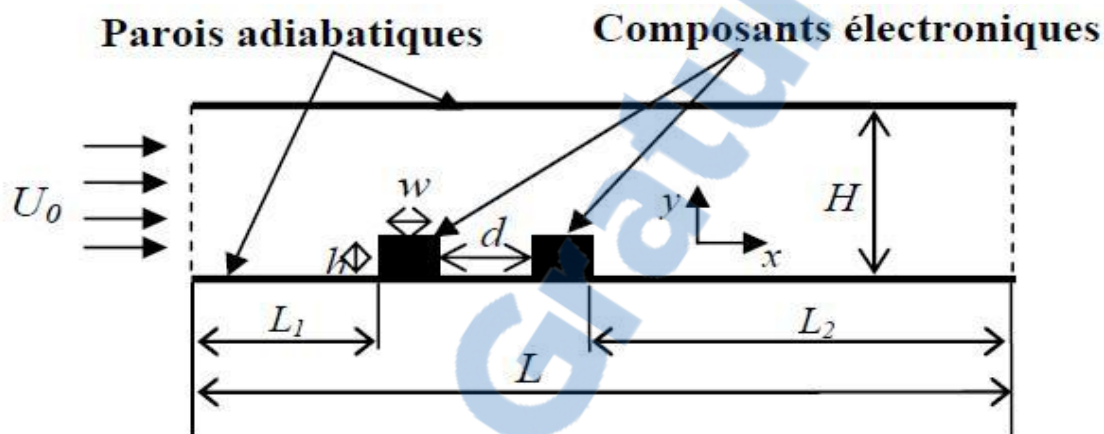


Figure I.11- Canal Horizontal contenant deux composants électroniques [7]

Manca et al. [8] Ont fait une étude expérimentale de l'effet de la distance entre une plaque chauffée discrètement et une autre placée parallèlement à la première sur la convection. Trois bandes de sources chaudes étaient localisées en différentes positions, et plusieurs paramètres sont mis en jeu. La distance b variant de 4 à 7 mm, entre les parois, deux différentes valeurs du flux de chaleur dissipée par les sources chaudes et plusieurs angles d'inclinaison des deux plaques ont été pris. L'analyse a montré que pour des angles un peu plus grands que 85° , l'augmentation de b ne réduit pas la température de la paroi ; par contre, pour des angles très supérieurs à 85° , le résultat obtenu est totalement opposé.

Bazylak et al. [9] ont fait une analyse numérique estimative du transfert de chaleur dû à des sources disposées sur la paroi inférieure d'une enceinte horizontale. Ils ont trouvé que les taux optimums de transfert de chaleur et le début de l'instabilité thermique dépendent de la longueur et de l'espacement des sources et du rapport d'aspect de l'enceinte. La transition du régime conductif au régime convectif est caractérisée par une gamme de valeurs du nombre de Rayleigh ; et cette dernière diminue en augmentant la longueur de la source. Seulement, pour de petites longueurs de la source la structure de la cellule de Rayleigh – Bénard se transforme en de petites cellules larges, ce qui veut

dire que nous sommes en présence d'un important transfert de chaleur à la suite duquel, une bifurcation caractérisée par l'existence d'instabilités dans le système physique a été obtenue.

Gunes[10] A fait une étude analytique de la convection naturelle dans un canal vertical contenant des sources de chaleur ,il a tiré des expressions analytiques décrivant les variations des champs de variables en régime stationnaire, en deux et en trois dimensions. Il a trouvé que pour de petits nombres de Grashof, ces expressions sont en excellent accord avec les solutions numériques dans tout le domaine de calcul. L'expression analytique du débit volumique à travers le canal et la variation du nombre de Nusselt a été obtenue par l'auteur.

Calgani et al. [11] ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur en convection naturelle dans des enceintes carrées chauffées par le bas et refroidies à partir des parois latérales. Leur étude est concentrée sur l'effet de l'augmentation de la longueur de la source sur le développement de l'échange de chaleur. Les études numérique et expérimentale.

montrent un transfert conductif pour $Ra \leq 10^4$ (nombre de Rayleigh), alors que le phénomène convectif se développe complètement pour $Ra \approx 10^5$, et le nombre de Nusselt local Nu est évalué à la surface de la source de chaleur et présente une allure symétrique près des sources de chaleur.

D'Orazio et al. [12] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle, remplie d'air, chauffée par le bas et refroidie par le haut. Les simulations numériques ont été réalisées pour différents rapports d'aspect et pour une gamme du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$). Les résultats montrent qu'en augmentant le nombre de Rayleigh progressivement, la nature de l'écoulement évolue comme suit : -une cellule stable, deux cellules stables, deux cellules périodiques, une à deux cellules périodiques et trois cellules périodiques.

-Chaque bifurcation se caractérise par une symétrie/asymétrie et plus important encore, chaque bifurcation est accompagnée par une différence qui est plus ou moins grande du nombre Nusselt.

Furukawa et Yang [13] ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement thermique d'un fluide s'écoulant entre dans deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble de circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état qui est complètement développé en un certain bloc à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

Bhowmik et Tou [14] ont effectué des expériences sa fin d'étudier le transfert de chaleur en régime transitoire monophasé en convection forcée. Le dispositif expérimental comporte quatre (4) sources de chaleur montées dans un canal vertical rectangulaire.

L'eau est utilisée comme fluide de refroidissement et l'écoulement comprend une large gamme du nombre de Reynolds basé sur la longueur de la source de chaleur, en régime laminaire, variant de 800 à 2625. Les résultats expérimentaux indiquent que le transfert de chaleur est fortement lié au nombre de sources et au nombre de Reynolds. Les résultats montrent aussi que plus la hauteur du composant est grande, plus le transfert de chaleur est plus important.

Fu et Tong[15] ont fait une simulation numérique de la convection forcée, en étudiant l'influence d'un cylindre oscillant sur le transfert de chaleur dans un nombre de sources de chaleur soumises à un écoulement dans un canal horizontal. La méthode Lagrange - Euler de description cinématique a été adoptée pour décrire les champs d'écoulement et de température, et la méthode des éléments finis a été appliquée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et s'améliore remarquablement pour une grande oscillation du cylindre.

Timothy et Vafai [16] ont fait une investigation détaillée sur le refroidissement par convection forcée d'un ensemble de sources de chaleur sur la paroi inférieure d'un canal. L'étude emploie les variations de la hauteur, de la largeur de la source, également sa conductivité thermique normalisée K_s / K_f où K_s est la conductivité thermique de la source et K_f du fluide, et aussi l'influence du nombre de Reynolds. Les résultats de cette investigation montrent que la forme et le matériau de la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique.

Kim et al. [17] ont effectué une investigation numérique dans un canal contenant deux blocs chauffés d'un écoulement pulsatoire et des caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent (figure I.12). A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme T_c , animé d'une vitesse $U_i = U_0(1 + A \sin \omega \tau)$, (où U_0 est la vitesse d'un cycle de l'écoulement à l'entrée, A est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée, ω la vitesse angulaire et τ est le temps). Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_h . Les résultats obtenus indiquent que la recirculation des écoulements derrière les blocs situés en aval et entre les blocs est affectée substantiellement par le nombre de Reynolds, par le nombre de Strouhal, $St = fH/U_0$, f étant la fréquence des oscillations, par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

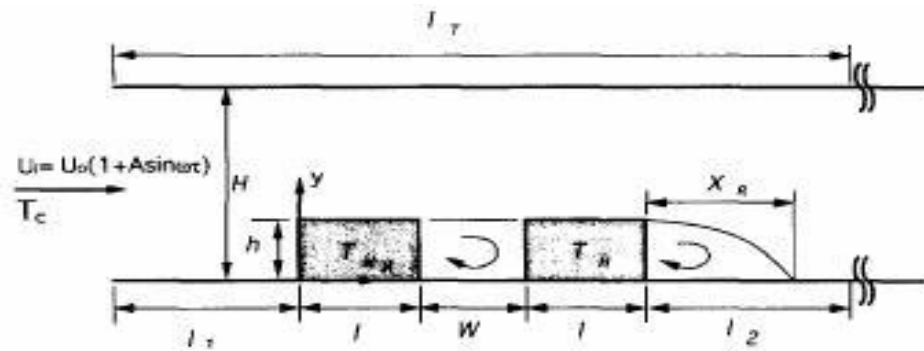


Figure I.12- Canal horizontal contenant des blocs

Chauffés en présence d'un écoulement pulsatoire[17]

Young et Vafai [18] ont fait une investigation numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal muni d'obstacles chauffés et montés sur sa paroi inférieure (figure I.13). Ils ont étudié les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen des composantes de la vitesse et de la distribution de la température au sein du fluide.

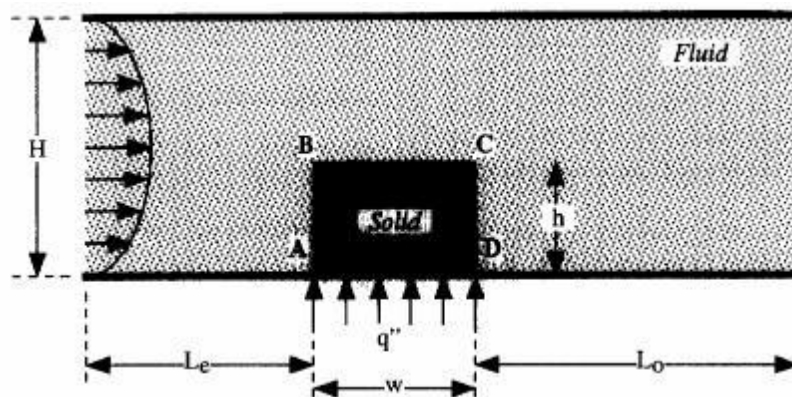


Figure I.13- Canal contenant un seul obstacle Chauffé [18]

Mohamed [19] a fait une investigation expérimentale dans le but de connaître les caractéristiques du refroidissement à air dans un dispositif de refroidissement. Quatre dispositifs de 9, 16, 25 et 36 modules placés dans la même région et mis en saillie. Les résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente légèrement avec l'augmentation de la température du dispositif du module, mais l'augmentation est considérablement plus élevée avec l'augmentation des vitesses d'écoulement de l'air et de la hauteur du module.

Korichi et al. [20] ont fait une étude numérique de la convection forcée laminaire transitoire, dans un canal en présence d'un cylindre de section carrée. Les calculs ont été effectués pour le cas de l'air ($Pr=0.71$) et un rapport de blocage $(H/D) = 0.1$. Les résultats permettent de conclure que l'écoulement est permanent pour $Re \leq Re_{cr}$ et donne naissance à des tourbillons alternés pour $Re > Re_{cr}$. La valeur de Re_{cr} dépend du rapport H/D . Pour $Re_{cr}=60$, le transfert de chaleur est maximal le long de la face frontale et faible le long de face arrière située dans la zone du sillage. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Papanicolaou et Jaluria [21] ont fait une simulation numérique de la convection mixte transitoire du régime stationnaire laminaire au régime périodique dans une cavité bidimensionnelle aérée et soumise à un échauffement local. Les résultats montrent que dès que le nombre de Grashof critique Gr_{cr} est dépassé, une situation instable surgit. Les résultats montrent que les effets thermiques affectent essentiellement les paramètres de l'écoulement comme la fréquence des oscillations qui est proportionnelle au nombre Grashof et inversement au nombre de Reynolds. Les résultats montrent aussi que la fréquence et l'amplitude des oscillations ne dépendent pas des conditions initiales ni de l'incrément de temps, mais un grand maillage donnera des fréquences et des amplitudes très grandes.

Bhowmik et al.[22] ont effectué des expériences à l'état stationnaire pour étudier le transfert de chaleur en convection mixte de quatre éléments électroniques chauffants placés dans un canal rectangulaire vertical, utilisant l'eau comme fluide caloporteur. Les effets du flux de chaleur, du débit, des paramètres géométriques et du nombre d'éléments chauffants ont été examinés. Les résultats expérimentaux indiquent que le transfert de chaleur est fortement lié au nombre de Reynolds. Des corrélations empiriques ont été développées pour des relations utilisant les nombres de Nusselt, de Reynolds et de Grashof basés sur le diamètre hydraulique du canal.

Icoz et Jaluria [23] ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de modélisation numérique, notamment, le nombre Reynolds et la dimension des composants ont été utilisés pour obtenir une conception acceptable et optimale. Deux configurations simples ont été utilisées pour démontrer cette approche, Fig. I.14a et Fig. I.14 b. Cette investigation montre qu'on peut utiliser les résultats qui permettent de réaliser des géométries adéquates et optimales dans le but d'avoir le meilleur dispositif de refroidissement des composants électroniques.

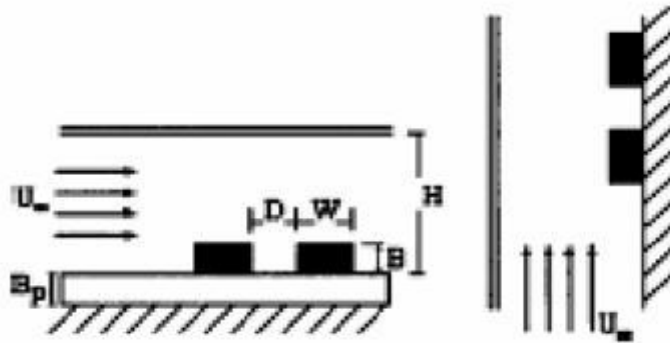


Figure I.14a- Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques [23]

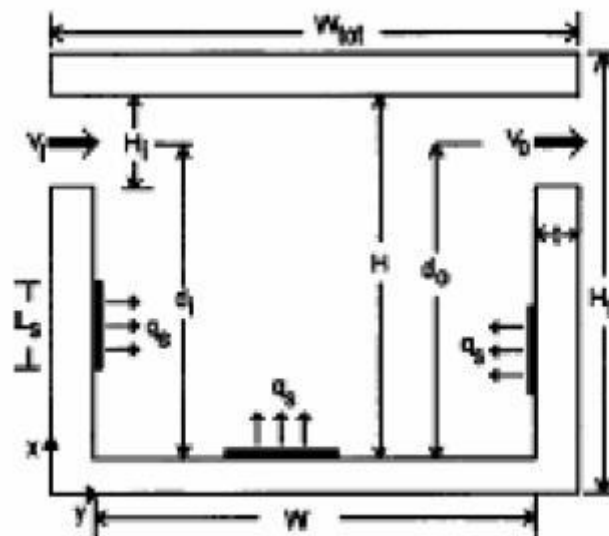


Figure I.14b- Cavité carrée contenant des sources de chaleur [23]

Wang et Jaluria [24] ont étudié numériquement le transfert de chaleur conjugué dans une conduite rectangulaire tridimensionnelle avec deux sources de chaleur dans le cadre du refroidissement des équipements électroniques (figure I.15). Le nombre de Grashof est fixé à 10^6 , et le fluide utilisé est de l'air. Les résultats montrent que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques, $K=K_s/K_{air}$, ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur. Les magnitudes des échanges thermiques par conduction et par convection ont été comparées pour différentes combinaisons paramétriques.

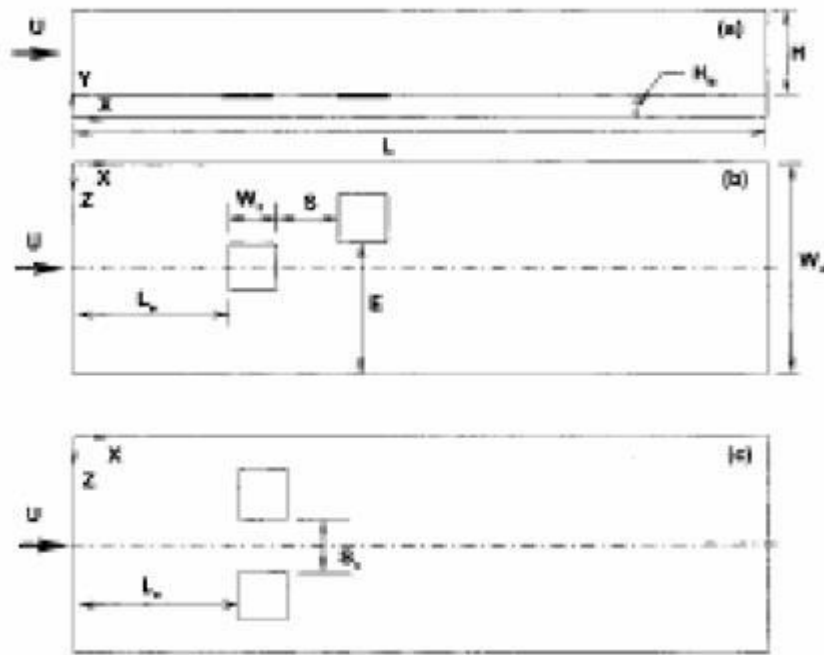


Figure I.15- Différentes configurations géométriques [24]

H : hauteur de la conduite	s : espace entre les sources parallèlement
Wb : largeur de la source	L : longueur de la conduite
Wd : largeur de la conduite	Le : longueur de la conduite à l'entrée
Sh : espace entre les sources transversalement.	

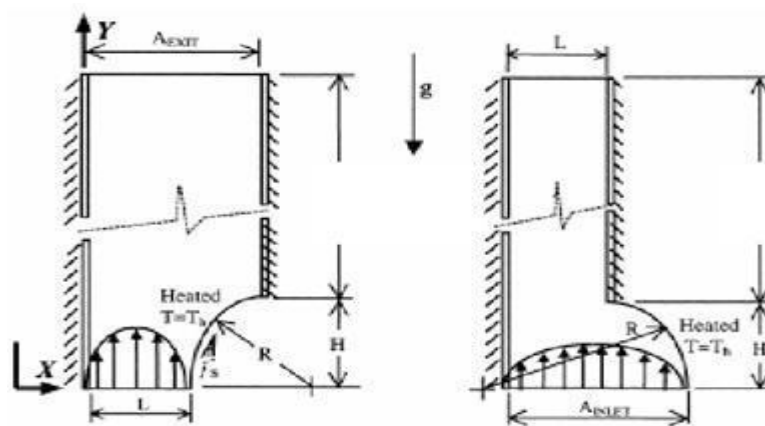
Wang et Jaluria [25] ont étudié par une simulation numérique la stabilité en convection mixte tridimensionnelle dans une conduite horizontale rectangulaire à faibles nombres de Reynolds. Des sources de chaleur sont montées sur la surface d'en bas, modélisant les éléments du circuit intégré. Le fluide considéré est l'air. Les résultats montrent qu'il y a quatre types d'écoulements, c-à-d en rouleaux longitudinaux, en rouleaux transversaux, en mélange et en écoulement chaotique. Les rouleaux longitudinaux et rouleaux transversaux coexistent pour des nombres de Reynolds supérieurs à 3 et des nombres de Grashof de l'ordre de 10^4 .

L'écoulement devient chaotique pour des $Re < 3$ et des nombres de Grashof très élevés.

Le transfert de chaleur par convection mixte a été étudié numériquement par **Moukalled et al**

[26] dans deux canaux verticaux, ayant des parois courbées considérées comme des sources de chaleur. La première a une forme concave et l'autre une forme convexe (figure I.16). Les résultats ont été obtenus pour plusieurs rapports de courbure (R/L) (concave et/ou convexe) et pour certaines valeurs du nombre de Richardson $Ri = Gr/Re^2$, et ont été comparés avec ceux des canaux droits. Ils montrent que le transfert global dans la surface convexe est toujours

plus grand que celui dans un canal droit à égale hauteur pour de faibles rapports (R/L) et des Ri élevés. Cependant, au-dessous d'une valeur critique, Ri_{cr} , l'amélioration du transfert de chaleur est obtenue avec les surfaces concaves.



a) Canal avec une entrée convexe; (b) canal avec une entrée concave

Figure I.16- Géométrie de la référence [26]

Wu et Perng [27] ont étudié numériquement l'effet d'une plaque oblique sur l'amélioration du transfert de chaleur en convection mixte, au-dessus de blocks chauffés dans un canal horizontal en régime stationnaire (figure I.17). Cette plaque est installée pour modifier l'écoulement à l'intérieur du canal en produisant un tourbillon. Les résultats indiquent que l'installation d'une plaque oblique et l'association de l'effet de flottabilité au tourbillon a des influences profondes sur l'amélioration des caractéristiques du transfert de chaleur et l'instabilité du champ d'écoulement.

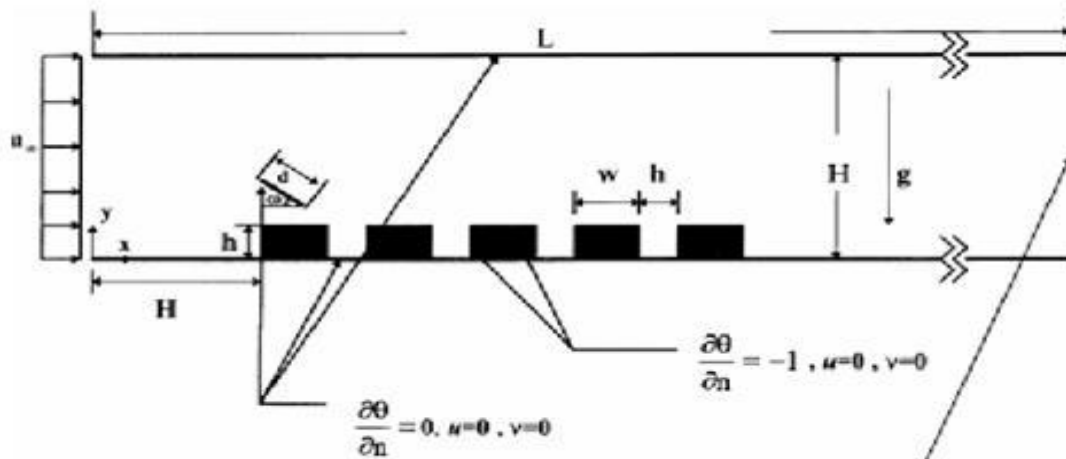


Figure I.17- Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique [27]

Une étude numérique a été présentée par **Islam et al.**[28] sur le transfert de chaleur par convection mixte en régime stationnaire laminaire, et particulièrement, à l'entrée de la partie annulaire horizontale de deux cylindres coaxiaux, utilisant l'air et l'eau comme caloporteurs. Les conditions aux limites choisies essentiellement sont que le flux de chaleur soit uniforme à la paroi interne et que la paroi externe soit adiabatique. Les études révèlent que l'augmentation du nombre Rayleigh améliore le transfert de chaleur, que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le rapport d'aspect et avec le nombre de Prandtl lorsque la longueur axiale Z est au-dessus d'une certaine valeur, et que l'effet du nombre de Reynolds est très minime sur le nombre de Nusselt moyen aussi bien que sur le coefficient de frottement.

Fang [29] a fait une investigation numérique dans laquelle il a étudié l'effet de la convection mixte sur l'enlèvement hydrodynamique transitoire d'un contaminant dans une cavité (fig. I.18). Le fluide utilisé est l'eau. Le processus de renouvellement du fluide dans la cavité a été modélisé par une solution numérique des équations de Navier – Stokes. Les résultats montrent que le processus de nettoyage est amélioré en augmentant le nombre de Grashof et que pour des valeurs du nombre de Grashof supérieures à 4000, un comportement oscillatoire de l'écoulement est observé.

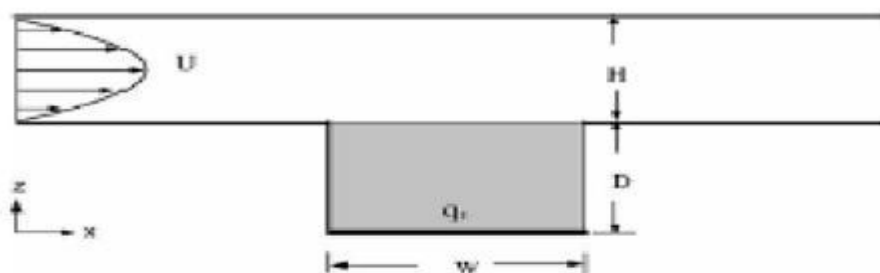


Figure I.18- Conduit horizontal avec cavité rectangulaire ayant une source de chaleur [29]

Chen et al. [30] ont fait une combinaison qui consiste en la visualisation expérimentale et la mesure de la température, pour pouvoir étudier la stabilisation possible et l'élimination de l'instabilité due à la force de flottabilité, en convection mixte, dans une conduite horizontale. Ceci a été fait en plaçant une plaque chauffée en haut de cette conduite. Les résultats montrent que pour des nombres de Reynolds variant entre 1 et 50 et des nombres de Rayleigh fixés à 8000, 6000 et 4000, la plaque chauffée produit un grand effet de stabilisation et d'élimination du vortex des écoulements. Ainsi, en augmentant la température de cette plaque, l'écoulement tourbillonnaire pourra être régularisé et devenir périodique et même stationnaire.

Lin et Chen [31]. Ont fait une étude numérique de l'instabilité thermique dans un écoulement en convection mixte sur des plaques horizontales et inclinées. Les résultats montrent que l'augmentation de l'inclinaison stabilise l'instabilité thermique et n'a pas d'effets prononcés sur le nombre de Nusselt et fait augmenter la valeur du nombre de Grashof critique.

Bousedra et al. [32] ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un écoulement laminaire d'eau dans la région d'entrée d'une conduite semi circulaire avec des inclinaisons ascendante et descendante, d'un angle variant entre -20 et +20, en imposant un flux de chaleur constant et axial. L'expérience a été conçue pour déterminer l'effet de l'inclinaison, en particulier, descendante sur la température de la paroi et sur les nombres de Nusselt local et global pour trois valeurs du nombre de Reynolds 500, 1000 et 1500 et pour différents nombres de Grashof. Les résultats révèlent que pour les inclinaisons ascendantes, le nombre de Nusselt et la température de la paroi augmentent avec le nombre de Grashof. Pour les inclinaisons descendantes, le nombre de Reynolds a un effet très important sur le nombre de Nusselt moyen.

Barletta [33] a fait une étude d'analyse de la convection mixte dans un canal vertical en tenant compte de l'effet de la dissipation visqueuse. Les deux parois verticales ont été considérées isothermes ou différentiellement chauffées. Les champs de vitesses et de températures adimensionnels et le nombre de Nusselt ont été évalués dans les deux cas. Les résultats montrent que l'effet de la dissipation visqueuse peut être important, spécialement, dans le cas de l'écoulement ascendant. L'une des conséquences des termes de la dissipation visqueuse et que le transfert de chaleur n'est pas dû simplement à la conduction pure comme dans le cas où on néglige la dissipation visqueuse.

YOO [34] a présenté une étude numérique de la convection mixte de l'écoulement de l'air, entre deux cylindres concentriques maintenus à des températures constantes puis différentes. L'écoulement forcé est induit par le cylindre extérieur froid qui tourne lentement avec une vitesse angulaire constante. Les investigations ont été faites pour différentes combinaisons de Ra , Re et du rapport du diamètre du cylindre intérieur sur l'écart des diamètres intérieur et extérieur σ , pour $Ra < 10^5$,

$Re < 1500$ et $0.5 < \sigma < 5$. Les résultats montrent qu'il y a trois types d'écoulements : écoulements à deux tourbillons, écoulements à un tourbillon et à aucun tourbillon. La circulation du fluide dans la direction de rotation des cylindres diminue en augmentant le nombre de Rayleigh. Le transfert de chaleur global à la paroi est rapidement réduit lorsqu'on atteint la valeur critique du nombre de Reynolds à la transition.

Barletta et Zankini [35] ont étudié analytiquement la convection mixte laminaire avec dissipation visqueuse dans un canal incliné, dont les parois sont maintenues respectivement aux températures T_1 et T_2 . Deux cas sont considérés : en premier lieu, la convection forcée avec dissipation visqueuse et les effets des forces de buoyance pour des valeurs fixes du nombre de Brinkman.

$Br = \Delta T / (T_2 - T_1)$, où $\Delta T = \mu U_o^2 / k$ la différence de température de référence, U_o est la vitesse à l'entrée, μ est la viscosité dynamique du fluide et k est la conductivité thermique. En second lieu, la convection mixte sans dissipation visqueuse et les effets du nombre de Brinkman pour des valeurs fixes du nombre de Grashof ont été analysés. Les résultats montrent que la dissipation visqueuse améliore les effets des forces de buoyance et vice versa.

Kim et al. [36], ont étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur en convection mixte dans un canal avec des sources de chaleur attachées à une paroi du canal. La géométrie de l'écoulement modélise le processus de refroidissement des microplaquettes intégrées, de hautes densité de puissances montées sur un système de circuits imprimés multi - couches (Figure I.19). Les résultats trouvés du nombre de Nusselt local le long des surfaces des sources et de la distribution de la température et la densité du flux de chaleur sur la surface des plaques, indiquent qu'on peut affirmer que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques.

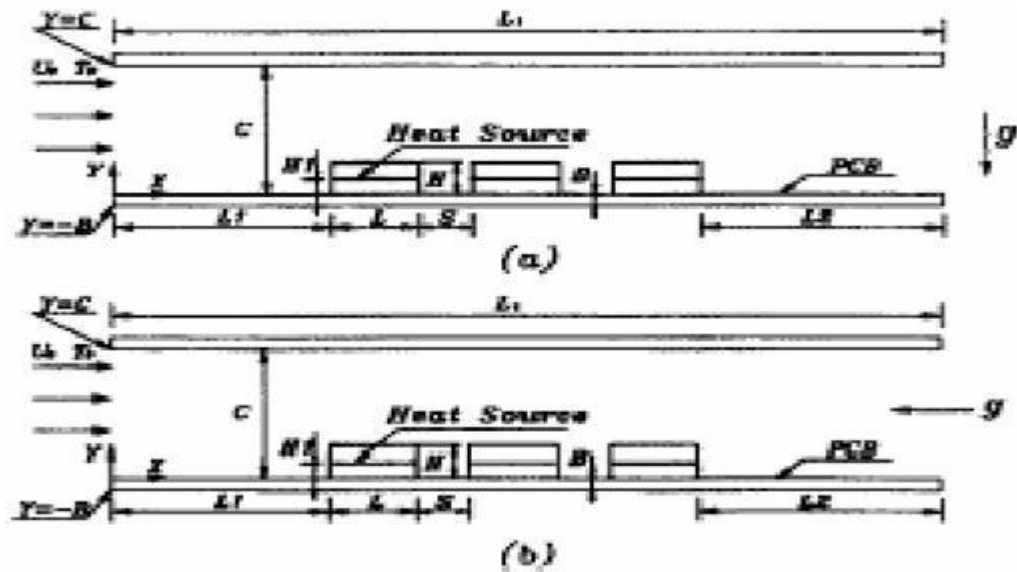


Figure I.19- Géométries des écoulements [36]

(a)- Canal horizontal

(b)- Canal vertical

Nomenclature de la figure I.19 :

Lt : Longueur totale du canal	$Lt1$: Longueur de l'entrée du canal jusqu'à la première source
L : Longueur de la source	$L2$: Longueur de la deuxième source jusqu'à la sortie du canal
H : Hauteur de la source	$H1$: Hauteur de la source à la paroi
S : Espace entre les sources	B : Epaisseur de la paroi
C : Espace entre les parois du canal	<i>Heat source</i> : Source de chaleur

Saldana [37] a fait une étude numérique de la convection mixte dans un canal tridimensionnel chauffé par sa paroi inférieure (marche) à une température constante, tandis que la paroi supérieure est maintenue à une température plus inférieure. La marche est conductrice de la chaleur et les deux autres faces sont adiabatiques. Les effets des forces de buoyance sur la distribution de la vitesse et de la température ont été étudiés pour trois différents nombres de Richardson ($Ri=0$, $Ri=2$, $Ri=3$) et pour un nombre de Reynolds Re fixé à 200.

Les résultats montrent que les champs de vitesse et de température pour la convection forcée sont très différents de ceux de la convection mixte et lorsque les forces de buoyance deviennent prédominantes, une importante couche limite est localisée au niveau de la paroi supérieure, les rouleaux convectifs deviennent plus bouclés et les composantes de la vitesse deviennent plus grandes.

Abid et al. [38] ont fait une étude expérimentale sur l'intermittence spatio-temporelle d'écoulement cylindrique dans un conduit horizontal en convection mixte laminaire, en mesurant le gradient de la température sur la paroi. Les résultats montrent que pour de fortes valeurs du débit il apparaît un phénomène d'intermittence pour lequel le gradient de température varie au cours du temps avec de grandes amplitudes dépendant de la position de la section étudiée et de la vitesse du fluide. C'est le phénomène que les auteurs ont tenté de caractériser, en l'examinant comme une transition du régime laminaire au régime turbulent.

Leong et al. [39] ont étudié numériquement le transfert de chaleur résultant de la convection mixte d'un fond d'une cavité ouverte (Fig. I.20) chauffée et soumise à un courant d'air externe pour $1 \leq Re \leq 2000$ et $0 \leq Gr \leq 10^6$, pour différents rapports d'aspect ($A=0.5$, 1, 2 et 4). Les résultats montrent que les nombres de Reynolds et de Grashof contrôlent l'aspect des cellules formées, alors que le rapport d'aspect a une influence sur leurs orientations. Les auteurs ont montré aussi que le transfert de chaleur est approximé d'une part par la convection naturelle (à faibles nombres de Reynolds), et d'autre part par convection forcée (pour des nombres de Reynolds plus élevés), mais il est réduit en convection mixte où l'écoulement peut devenir instable.

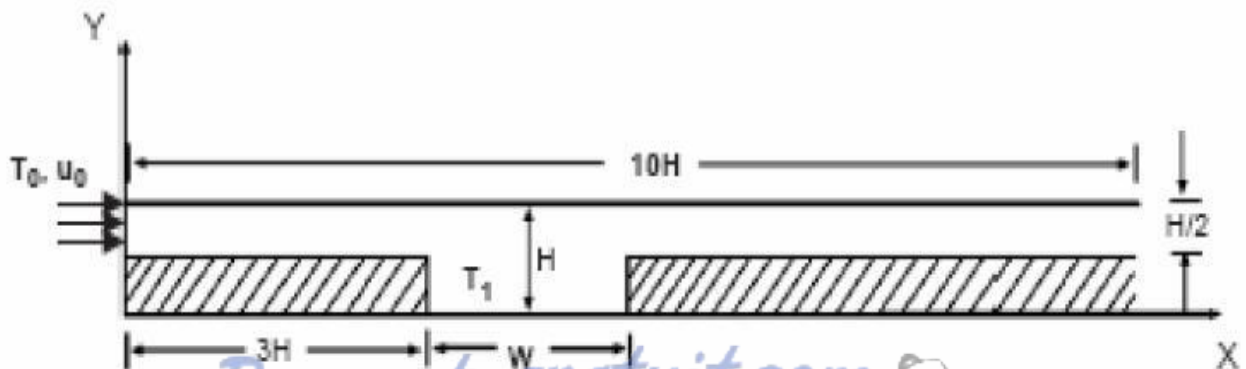


Figure I.20- Canal bidimensionnel avec une cavité ouverte sur la paroi inférieure [39]

Chang et shian [40]. On fait une investigation numérique dans l'intention d'étudier les effets d'une cloison horizontale sur les caractéristiques de transfert de chaleur en convection mixte avec écoulement pulsatoire, dans un canal ouvert (Figure I.21). Les influences des fréquences de pulsation, de la magnitude du nombre de Prandtl et de la position de la cloison pour différents nombres de Richardson Ri sont explorées. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur est meilleur lorsqu'on utilise une cloison et l'écoulement pulsatoire. le nombre de Nusselt moyen augmente pour de grandes valeurs du nombre de Reynolds, de la magnitude des pulsations et du nombre de Prandtl.

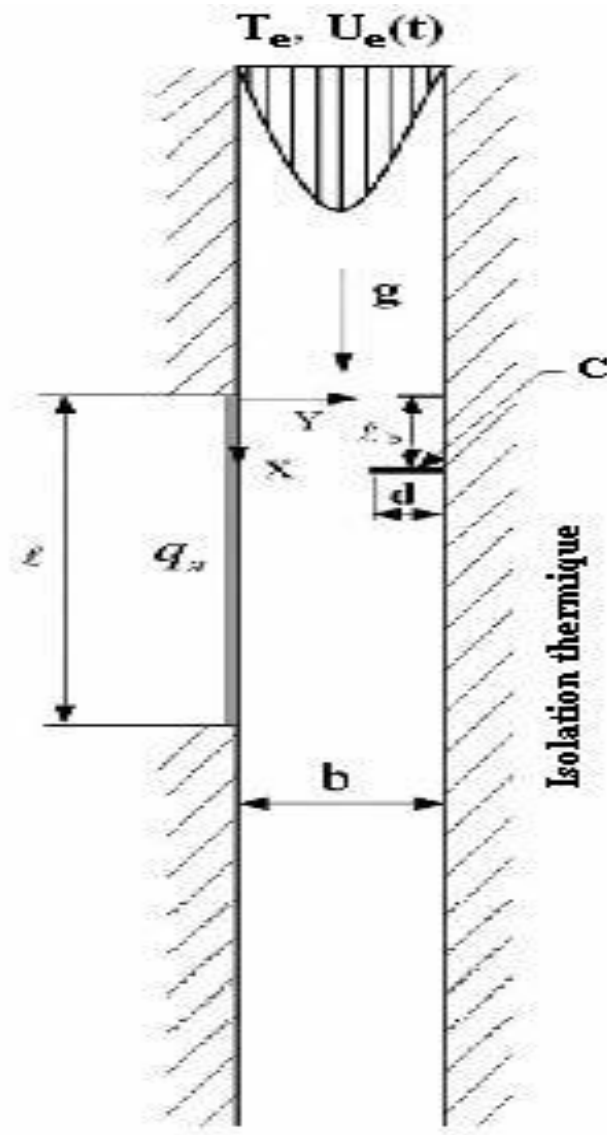


Figure I.21- Canal vertical ouvert avec cloison soumise à un écoulement avec pulsations [40]

Baffle :cloison.

Thermally insulated : thermiquement isolé.

Habchi et Acharya [41] ont fait une investigation numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical (Fig. I.22), contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposée chauffée, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée aussi (deux cas).

Les résultats indiquent qu'à de faibles valeurs du nombre Richardson, le maximum de la vitesse se trouve à proximité de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque Ri augmente. Un écoulement inverse est prédit derrière l'obstacle, où les variations de température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque Ri diminue. Derrière cet obstacle, le nombre de Nusselt diminue lorsque le nombre Grashof augmente. Pour les deux cas, les nombres de Nusselt moyens sont plus petits que ceux dans un conduit lisse.

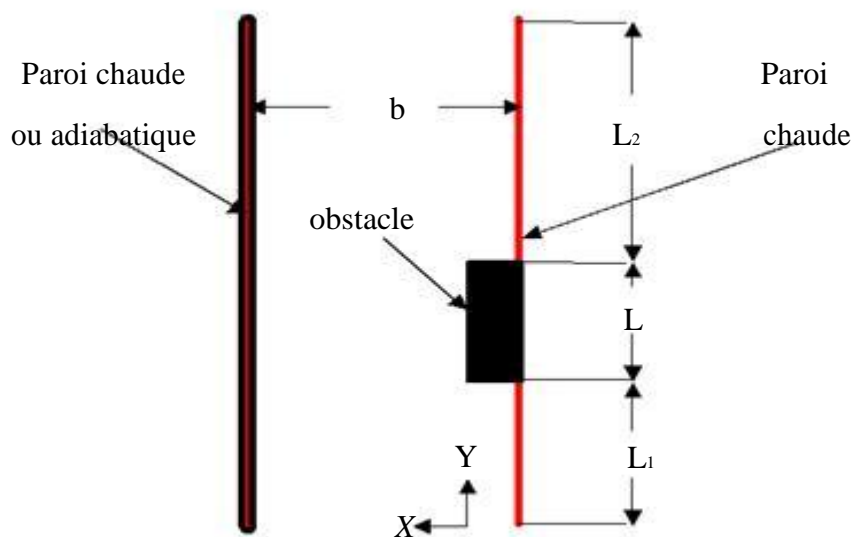


Figure I.22- Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude [41]

Banarjee et al [42] ont étudié le refroidissement passif par convection naturelle de deux semi-conducteurs disposés horizontalement sur la surface inférieure d'une enceinte carrée dont les parois sont isolées thermiquement (Fig. I.23). Leurs résultats découlent des variations des longueurs dimensionnelles liées au domaine d'étude ainsi qu'aux sources elles mêmes. Ils ont conclu qu'il existe une longueur spécifique du composant qui produit une température constante maximale sur chaque composant.

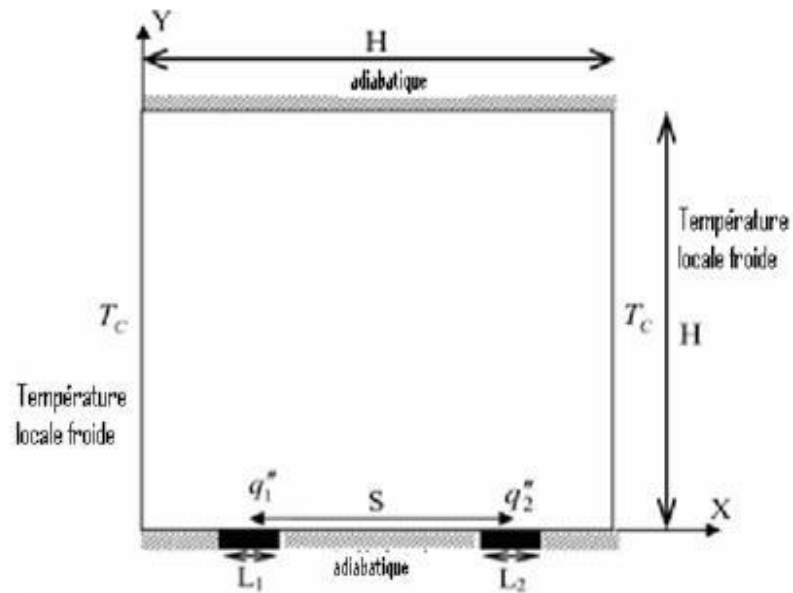


Figure I.23- Schéma de la configuration avec 02 sources de chaleur [42]

Yeong-LeyTsay et Jen-Chieh Cheng (2008) [43] ont étudié numériquement la convection forcée dans un canal contenant plusieurs parois sur lesquelles sont interposés des sources de chaleurs (figure I.24). Le flux de chaleur et la température sont rigoureusement étudiés en fonction du nombre de Reynolds, de la hauteur des blocs, de l'espacement entre les sources et du rapport de conductivité thermique entre les parois et le fluide et entre les sources et le fluide. Les résultats montrent que l'amélioration du transfert de chaleur est directement liée au nombre de Reynolds, et la variation de la hauteur des sources et de l'espacement entre elles favorisent les zones de recirculation.

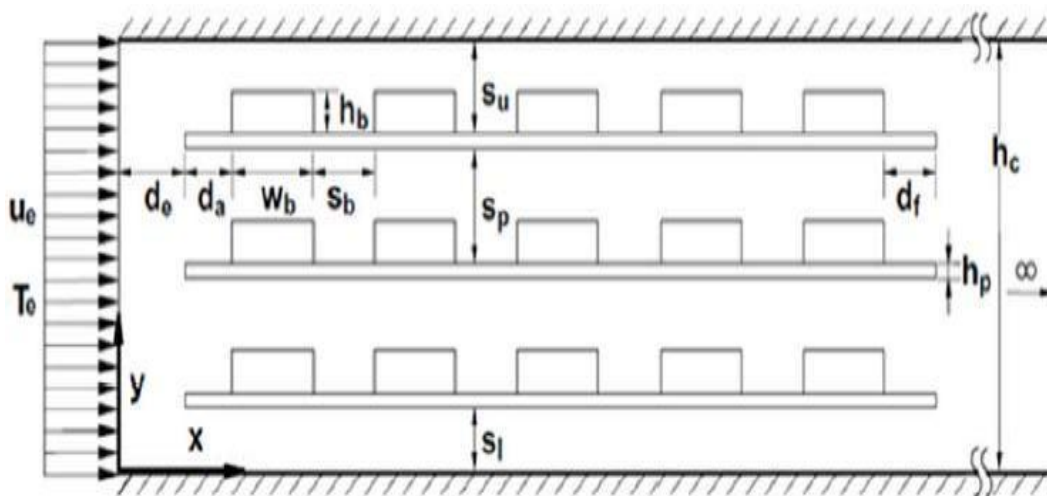


Figure I.24- La configuration géométrique étudiée [43]

Hakan F. Oztop et al (2009) [44] ont étudié le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal avec trois blocs générant de la chaleur et un obturateur adiabatique triangulaire à des positions différentes (figure I.25).

L'obturateur a été positionné dans deux points différents dans la direction de (y) pour trois nombres de Reynolds s'étendant entre ($400 \leq Re \leq 1300$). Les résultats montrent que l'augmentation du transfert thermique est affectée par le nombre de Reynolds.

L'insertion de l'obturateur a augmenté aussi le transfert thermique pour tous les nombres de Reynolds et le meilleur transfert de chaleur a été observé pour la position de la barre à $y=3.5$. Quand celle-ci est située à la paroi supérieure du canal, le transfert thermique augmente aussi.

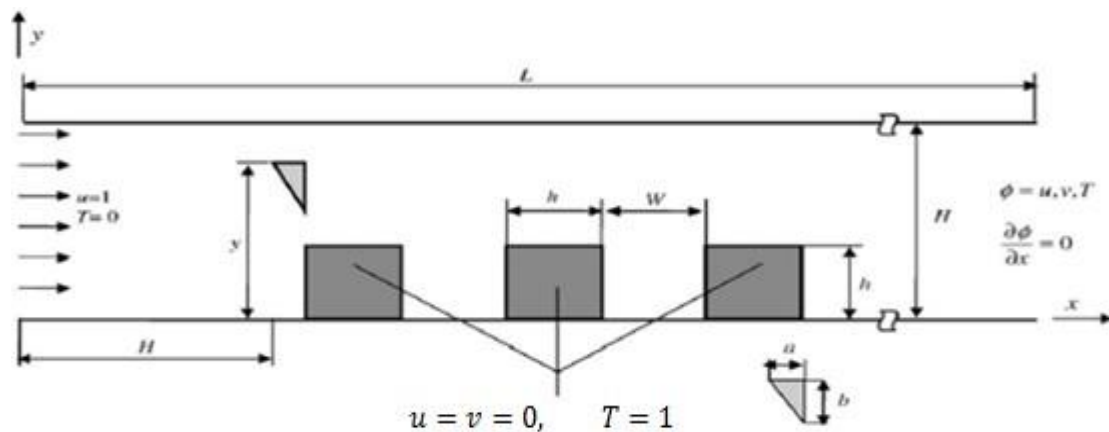


Figure I.25- La configuration géométrique [44]

S. H. Kim et N. K. Anand (2000) [45] ont étudié numériquement la convection forcée dans un canal horizontal (2D) (figure I.26), avec six plaques sur lesquelles des blocks simulés à des composants électroniques sont montés, en utilisant des fentes dans les parois du canal dans le but de perfectionner le transfert de chaleur. L'écoulement est supposé laminaire. Ils ont considéré deux nombre de Reynolds, 100 et 1000, deux hauteurs de blocks ($h/d=0.25$ et 0.5) et deux longueurs de fentes ($e/d=0.05$ et 0.1).

Trois différentes configurations des fentes ont été étudiées : 1^{er} cas, fente à gauche d'une cavité ; 2^{ème} cas, fente au milieu d'une cavité ; 3^{ème} cas, fente à droite d'une cavité.

La méthode de résolution des équations utilisée est celle des volumes finis.

Les calculs ont prouvé que l'amélioration du transfert s'est produite suite à une grande chute de pression. Parmi les trois configurations de fentes, c'est le 3^{ème} cas qui procure le meilleur refroidissement, qui s'améliore encore lorsqu'on augmente la taille des fentes.

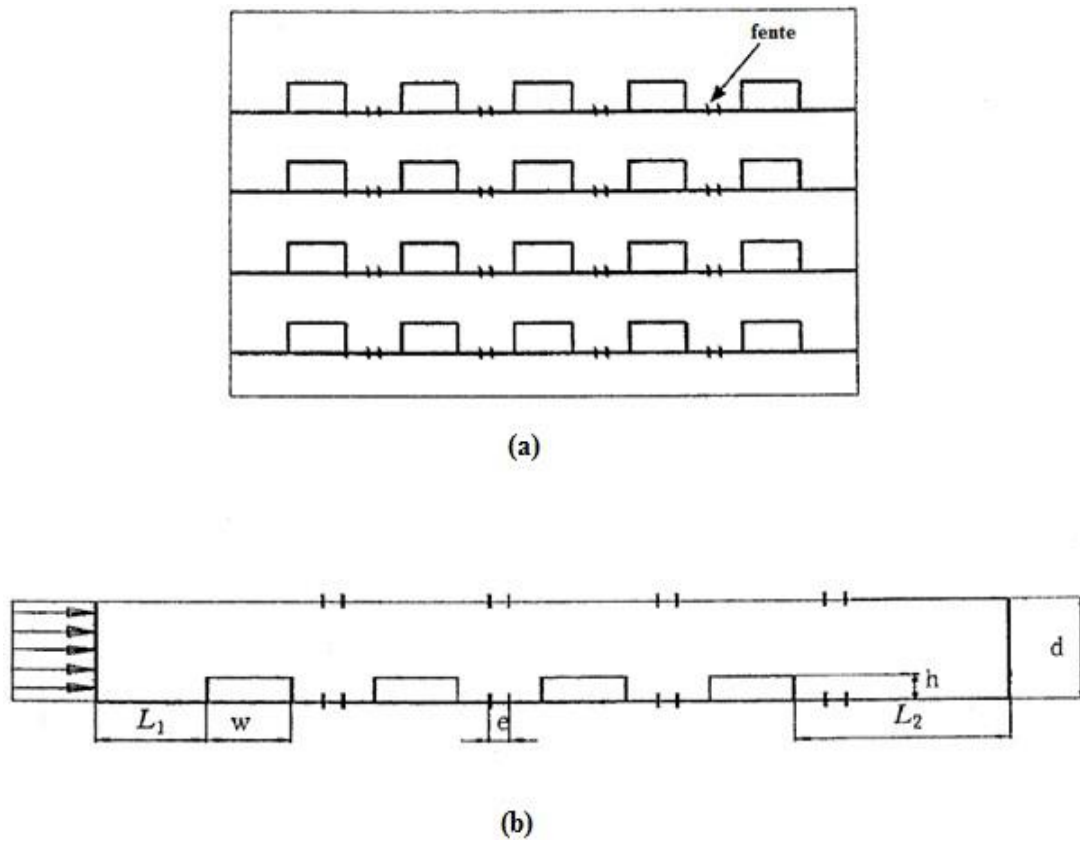


Figure I.26- Model du canal 2D avec fentes. (a) modélisation 2D, (b) domaine de calcul du canal 2D avec fente [45]

C. D. Luy et al [46] ont étudié une convection forcée entre deux plaques parallèles en régime laminaire avec un réseau d'ailettes montés sur la paroi inférieure. Les deux plaques sont maintenues à des températures uniformes, mais différentes et les ailettes sont supposées parfaitement conductrices. Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Reynolds dans la gamme $10 < Re < 300$, pour la hauteur d'ailette ($0 \leq e/H \leq 0,5$) et pour le pas d'ailette ($0 \leq d/H \leq 4$) (figure I.27). Les résultats montrent que le transfert de chaleur et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds et qu'ils sont très sensibles aux arrangements géométriques.

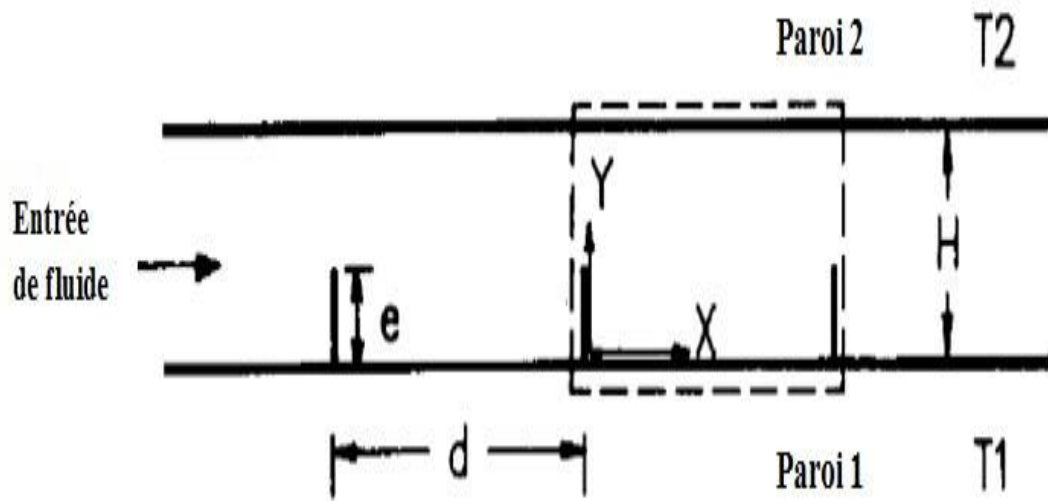


Figure I.27- schéma de deux plaques parallèles avec ailettes [46]

A. M. HUSSEIN et al [47] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection forcée d'un nanofluide (SiO_2 -eau) en régime laminaire dans un radiateur de voiture (figure I.28). Quatre concentrations différentes de nanofluide dans la gamme de 1% à 2,5% en volume, ont été utilisées. Le nombre de Reynolds est de l'ordre de 500 à 1750. Les résultats montrent que le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du débit et de la concentration en volume. Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du débit, de la concentration en volume de nanofluide et de la température d'entrée. L'application de SiO_2 avec de faible concentration peut accroître le taux de transfert de chaleur jusqu'à 50 % en comparaison avec celui de l'eau pure.

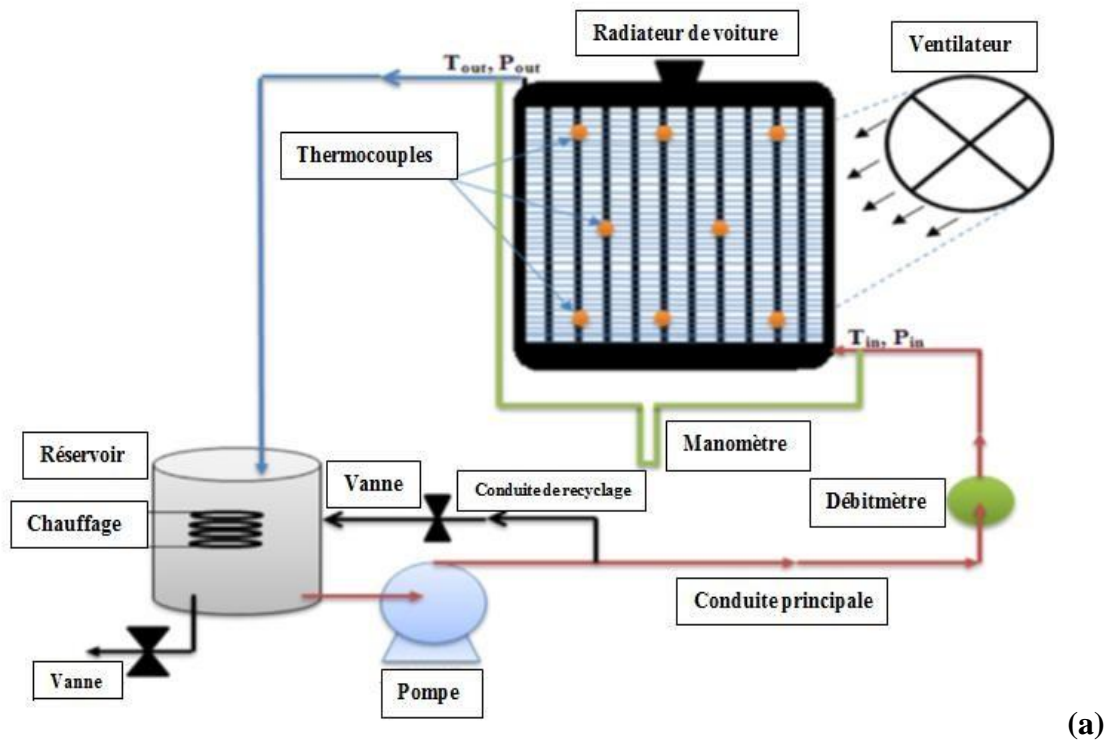


Figure 1.28- (a) schéma d'un radiateur d'automobile et (b) configuration Géométrique [47]

M.J. HUANG ET C. CHEN [48] Ont effectué une étude numérique du transfert de chaleur de convection forcée sur une ailette verticale d'épaisseur 2δ et hauteur L . Elle est attachée à la paroi qui à une température T_0 . La température ambiante est T_∞ où $T_0 \neq T_\infty$.

Les résultats obtenus démontrent que la variation du nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la température et nombre de Prandtl. Le coefficient de transfert chaleur aussi augmente.

K.M. KELKAR ET K.E. STARNER [49] Ont étudié numériquement la convection forcée laminaire dans un canal à plaque parallèle isotherme présentant des ailettes uniformes disposées d'une manière alternée. Les équations gouvernant le problème sont résolues par la méthode des

volumes finis, Ils ont présenté l'influence de la conductivité et la hauteur des ailettes, pour deux valeurs de Prandtl (0.7, 4) sur le transfert de chaleur. Pour deux types de matériaux ($k = 0$, k tenu vers ∞) et pour les différents nombre de Reynolds < 600 . Ils ont déterminé les variations longitudinales des lignes de courant et du nombre du Nusselt.

L'écoulement est caractérisé par des zones de recirculations. L'implantation de ces ailettes entraîne un accroissement du transfert de chaleur et des pertes de pression, notamment pour les nombres de Prandtl élevés. Par ailleurs le fait d'augmenter la conductivité des ailettes favorise l'échange thermique.

Y. KABAR [50] A fait l'étude numérique du transfert de chaleur (convection -conduction) dans un tube muni d'une ailette circonférentielle. Il a obtenu des résultats pour les différents nombres de Reynolds (50,100 et 200) montrent que la présence de l'ailette dans le tube influe considérablement sur le champ hydrodynamique et thermique.

Il a constaté une augmentation conséquente du nombre de Nusselt local près de l'ailette ainsi qu'une augmentation significative de celui-ci par rapport à la hauteur de l'ailette et les pertes de charge engendrées par l'ailette sont importantes.

CHAPITRE II

Formulation mathématique et présentation de logiciel

II.1. Formulation mathématique :

Introduction :

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergie par gradients potentiels et mouvements du fluide. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Les caractéristiques du transfert de chaleur est le transport de l'énergie par mouvement moléculaire, ce que l'on appelle par « diffusion » ; et par mouvement macroscopique du fluide, ce que l'on appelle par « advection ». Ce phénomène est formulé mathématiquement par les équations aux dérivées partielles et se passe dans la configuration considérée dans notre présente étude.

II.1.1. Géométrie du problème :

La géométrie du problème considéré est schématisée par la figure (II.1). Elle consiste cinq ailettes, dans un canal horizontal de longueur (L) et de largeur (H). Les deux parois du canal sont supposés adiabatiques. A l'entrée du canal, l'air forcé pénètre avec une vitesse U_0 . Les ailettes sont localisées sur la paroi inférieure du canal. Chacun a une forme carré de dimension (w) et sont séparés par une distance (E). La distance entre l'entrée du canal et des ailettes est (L1), par contre, entre les ailettes et la sortie du canal elle est égale à (L2) et la distance des ailettes est égal à (L3) ou

$$L_p = L1 + L2 + L3$$

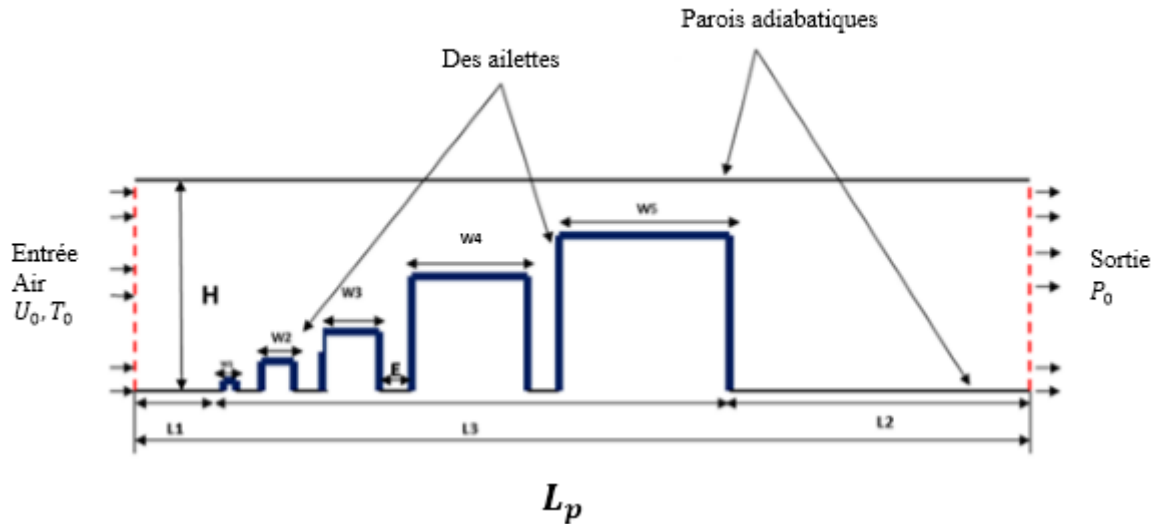


Figure II.1- Géométrie du problème considéré

II.1.2. Equation mathématique :

Dans cette section, nous allons exposer les différentes étapes de la formulation mathématique nécessaires pour aboutir au système d'équations final régissant ainsi les phénomènes de conservation.

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- la loi de conservation de la masse (équation de continuité).
- la loi de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes).
- la loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie).

II.1.2.1. Equation de continuité :

Cette équation est déduite du principe de conservation de la masse. Elle s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (\text{II.1})$$

(Où $j = 1, 2, 3$: indice de sommation).

L'air est considéré comme étant un fluide incompressible ($\rho = \text{constante}$), l'équation (II.1) devient alors :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II.2})$$

II.1.2.2. Equations de quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures agissant sur cette particule. Elle s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.3})$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)$: Représente le taux de variation de quantité de mouvement.

$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j}$: Représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i,

par mouvement du fluide.

F_i : Représente les force de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$: Représente les forces dues à la variation de la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Représente les forces nettes de viscosité.

Les équations (II.3) ne sont autres que les équations de Navier-Stokes, qui représentent la conservation de la quantité de mouvement d'un fluide visqueux incompressible pour le régime transitoire.

II.1.2.3. Equation de l'énergie :

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (\text{II. 4})$$

Ou :

k : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité volumétrique du flux chaleur).

ϕ : La dissipation visqueuse.

II.1.3. Forme dimensionnelles des équations:

II.1.3.1. Hypothèses :

1-Fluide Newtonien.

2- Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).

3- Régime turbulent.

4- La dissipation visqueuse est négligeable ($\phi = 0$).

5- L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement.

Les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

II.1.3.2. Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II-5})$$

II.1.3.3. Equation de quantité de mouvement suivant x :

$$\left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (\text{II-6})$$

II.1.3.4. Equation de quantité de mouvement suivant y :

$$\left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (\text{II-7})$$

II.1.3.5. Equation de l'énergie :

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (\text{II-8})$$

II.1.4. Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont illustrées dans la figure (II.2).

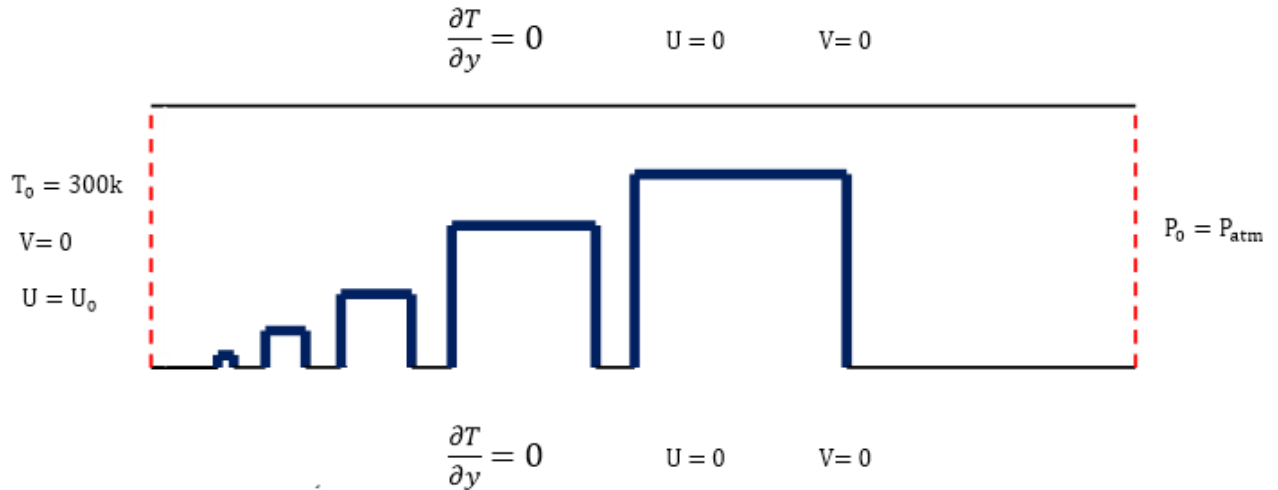


Figure II.2- Conditions aux limites sous forme dimensionnelle

● **À l'entrée du canal :**

$X=0$ et $0 \leq Y \leq H$;

$$\begin{cases} U_0 = U_{\text{entrée}} \\ V = 0 \\ T_0 = T_{\text{entrée}} \end{cases}$$

● **À la Sortie du canal :**

$X=L$ et $0 \leq Y \leq H$;

$$\begin{cases} P_0 = P_{\text{atm}} \end{cases}$$

● **Au niveau des parois :**

Pour $Y=0$ et $0 \leq X \leq L$;

$$\begin{cases} U = 0 \\ V = 0 \\ \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \end{cases}$$

Pour $Y=H$ et $0 \leq X \leq L$;

$$\begin{cases} U = 0 \\ V = 0 \\ \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \end{cases}$$

Ces différentes conditions aux limites peuvent être résumées dans le tableau II.1 :

Limite	Condition hydrodynamique	Condition thermique
X=0 entrée du canal	$U_0 = 3\text{m/s}$ $V = 0$	$T_0 = T_{\text{entrée}} = 300\text{ K}$
X= L sortie du canal	$P_0 = P_{\text{atm}}$	-
Y=0 paroi inférieure	$U = V = 0$	$\frac{dT}{dy} = 0$
Y= H paroi supérieure	$U = V = 0$	$\frac{dT}{dy} = 0$

Tableau II.1. Conditions aux limites

II.2 Présentation du logiciel :

Introduction :

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est juste le solveur, il ne maille pas le système. Le maillage doit être réalisé avec un mailleur, (Gambit) par exemple qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique. Ce logiciel permet la mise en place de script pour automatiser les processus de calcul. Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. Il est même depuis peu intégré dans la fameuse suite de logiciel de simulation ANSYS. Sa force vient du très grand nombre de modèles disponibles, pouvant faire face à de très nombreux aspects de la mécanique des fluides : Ecoulement diphasique (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, K- ϵ , K- ω , SA, Reynolds stress...), combustion (pré mélangé et non pré mélangé), transport de particules, écoulement en milieux poreux, maillages mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage... Les schémas temporels et spatiaux peuvent de plus être modifiés pour améliorer la convergence. Il est de plus parallélisé et permet donc de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dual coré, plateforme multi CPU).

Les Travaux Pratiques proposés ont pour objet de présenter les logiciels **GAMBIT** (un mailleur) et **FLUENT** (un solveur des équations de Navier-Stokes) et d'analyser les résultats. On étudiera quelques exemples d'écoulements simples à la résolution d'un problème. Le logiciel Fluent est basé sur la méthode des volumes finis, qui permet la résolution des équations qui régissent les écoulements (équation de conservation de la masse, équation de quantité de mouvement, équation de l'énergie). Fluent est associé à Gambit, à l'aide duquel on va définir la géométrie, le maillage, et les conditions aux limites. Après une brève présentation du problème, nous allons suivre les étapes suivantes :

- 1. Créer la géométrie en GAMBIT,
- 2. Mailler la géométrie en GAMBIT,
- 3. Mettre en place les TYPES DE CONDITIONS AUX LIMITES, 'Boundary Types', en GAMBIT,
- 4. Mettre en place du problème sous FLUENT,
- 5. Résoudre !,
- 6. Analyser les résultats,
- 7. Raffiner le MAILLAGE. [51]

II.2.1. Présentation de Gambit : [52]

II.2.1.1. Démarrage de Gambit :

Le chemin de l'application de Gambit est le suivant : **:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe**

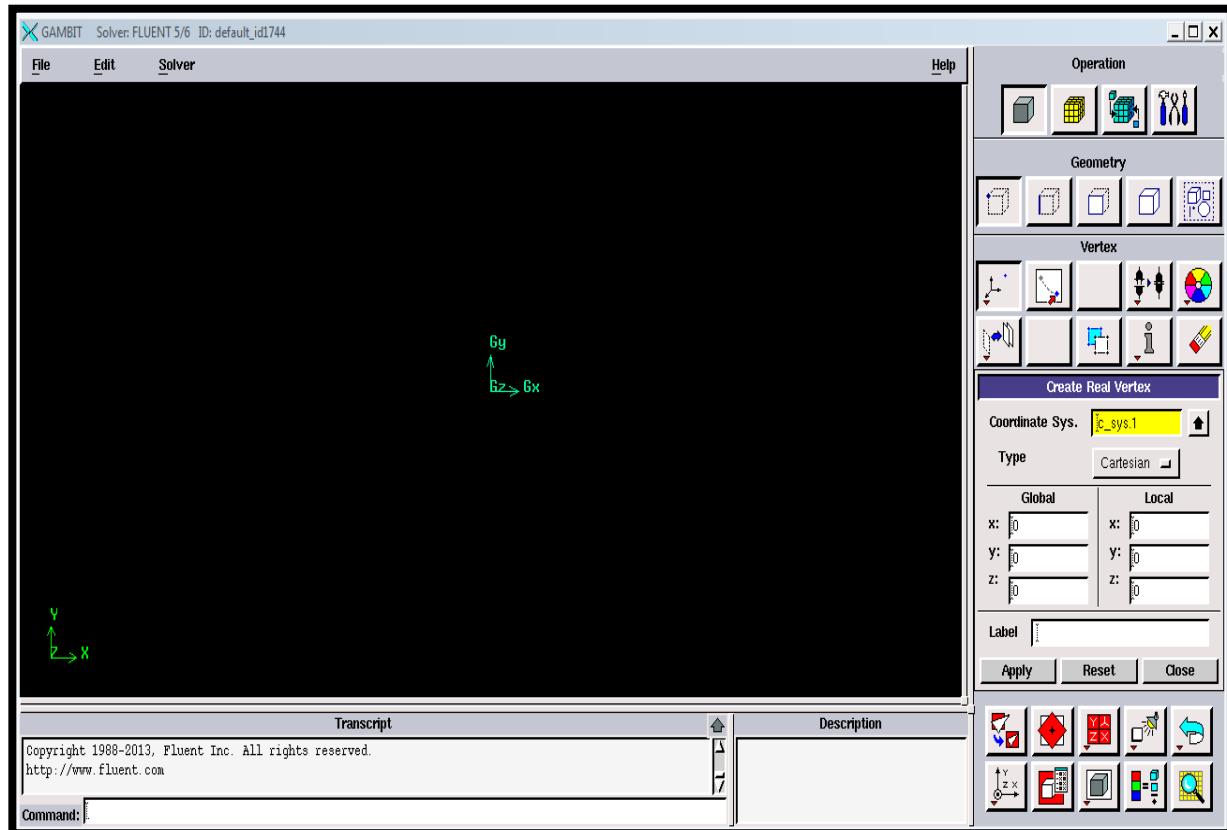


Figure II.3- Lancement du Gambit

II.2.1.2. 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.

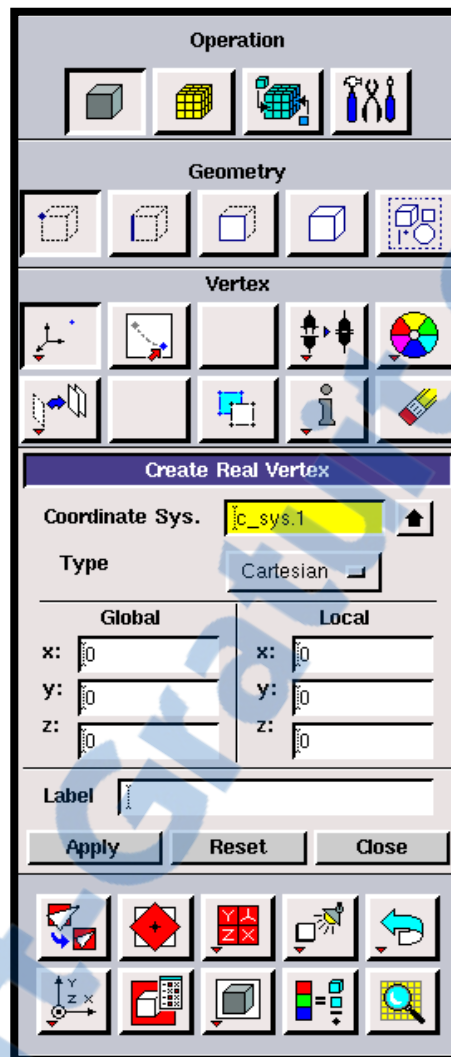


Figure II.4- Les opérations pour construire une géométrie

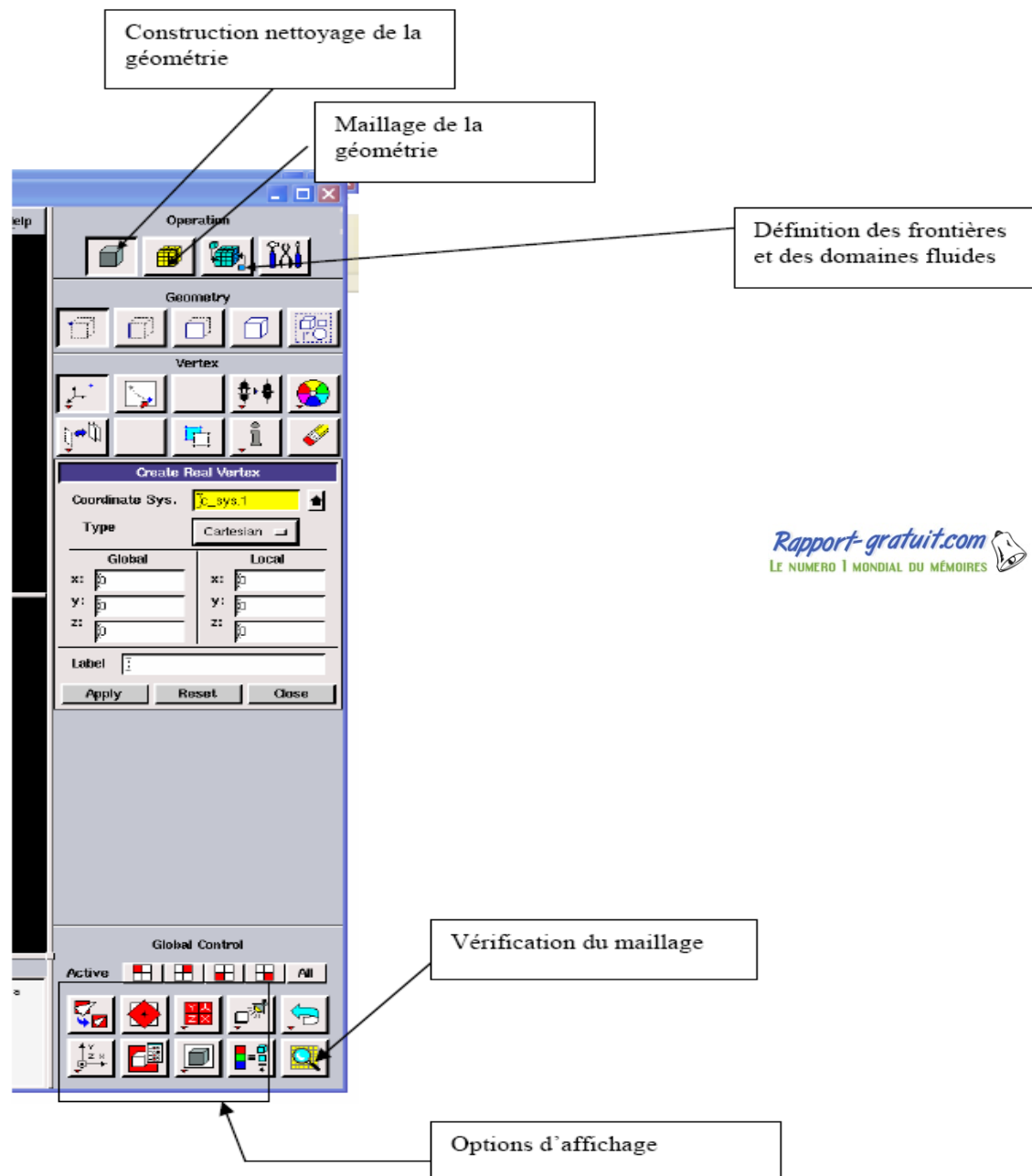
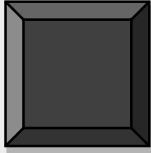
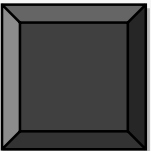
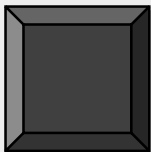
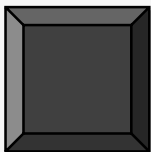
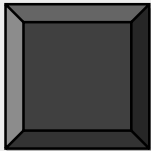
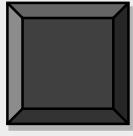
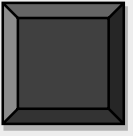
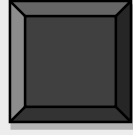
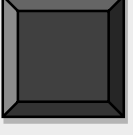
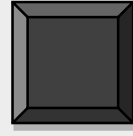
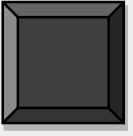
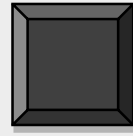
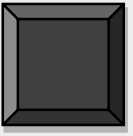
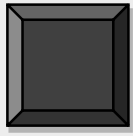
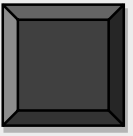
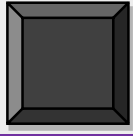
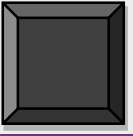
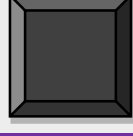
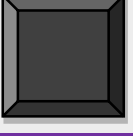
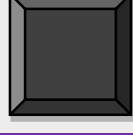
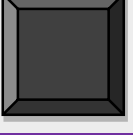


Figure II.5- Les opérations pour construire une géométrie

Commandes pour la construction de la géométrie

Symboles	Commandes
	Point
	Segment
	Face
	Volume
	Group

Commandes relatives à une face, segment, point

ymboles	Commandes	Description	Symboles	Commandes	Description
	Créer point	Créer un point réel aux coordonnées spécifiées		Créer un segment	Crée un segment réel à partir de points existants
Vertex			Edge		
	Convertir des segments	Convertit les segments non réels en segments réels		Split Edges Merge Edges	Fractionner des segments ou émerger des segments
Vertex			Edge		
	Glisser un point virtuel	Change la position d'un point au d'un segment ou face		Convertir des segments	Convertit des segments non réels en segments réels
Vertex			Edge		
	Convertir des faces	Convertit des faces non réelles en faces réelles		Opérations booléennes	Union. Soustraction et intersection de faces
Face			Face		
	Former une face	Crée une face réelle à partir de segments existants		V. Créer une face	Créer une face A partir de forme primitive
Face			Face		
	Split faces Merge faces	Fractionner ou merger des faces		Supprimer un segment ou point ou face	Supprime un segment, point, face réel ou virtuel
Face			Commune		
	Modifier la couleur d'un segment, face, point	Change la couleur d'un segment		Connecter /séparer des segments, faces, points	Sépare des segments, points, face qui sont communs
Commune			Commune		
	Récapituler Contrôle des segments, faces, points	Affiche les informations d'un segment, points, faces		Déplacer/ Copier un segment, f, p	Déplace et/ou copie des segments, faces, point
Commune			Commune		

II.2.1.3. Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulière (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

II.2.1.3.1. 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 non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage.

Les inconvénients sont :

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

II.2.1.3.2. Maillage non structuré (tri/tétra) :

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

Ses avantages :

- Peut être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Les inconvénients sont :

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

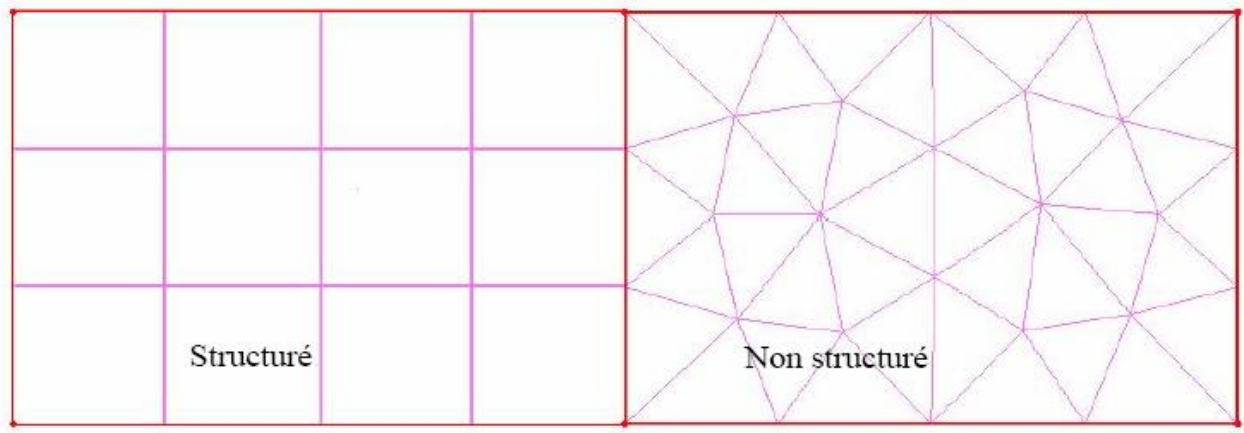


Figure II.6- Maillage structuré et non structuré

II.2.1.3.3. Maillage hybride :

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

Ses avantages :

Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré.

Pour notre étude, le maillage du domaine de calcul est donné par la figure II.7

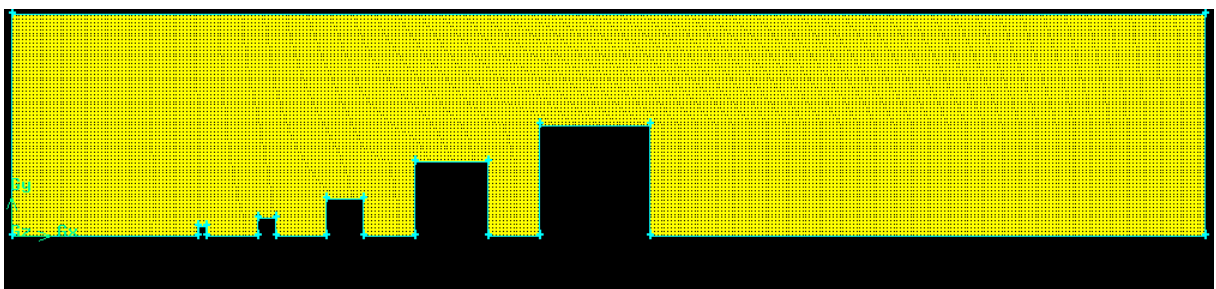


Figure II.7- Le maillage de notre étude

II.2.1.4. Définition des frontières :

Sélectionner dans le menu « **Solver** » le type du solveur « **FLUENT5/6** » puis définir les frontières.

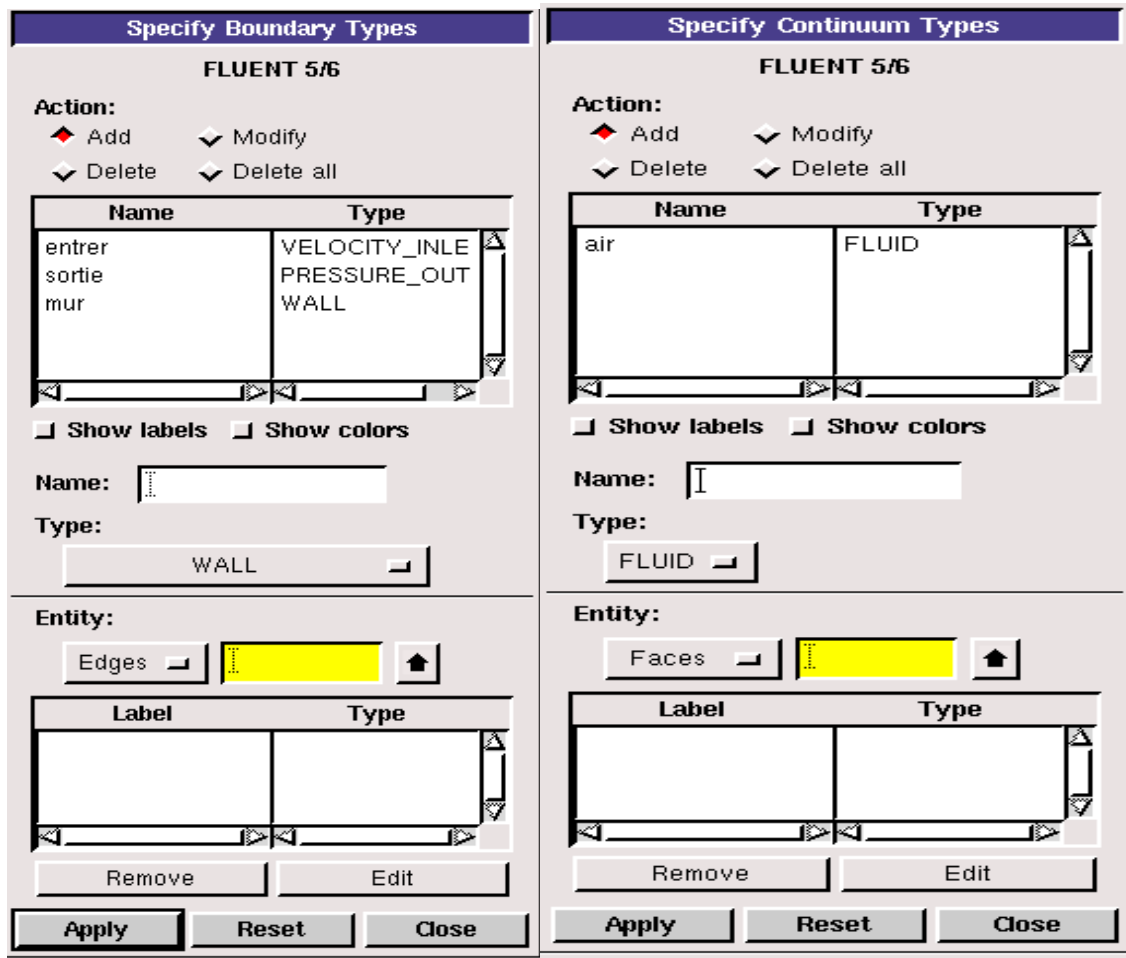


Figure II.8- Définition des frontières

II.2.1.5. Exportation du maillage :

Le maillage peut être alors exporté dans un fichier pour lecture avec FLUENT.

File → Export → Mesh

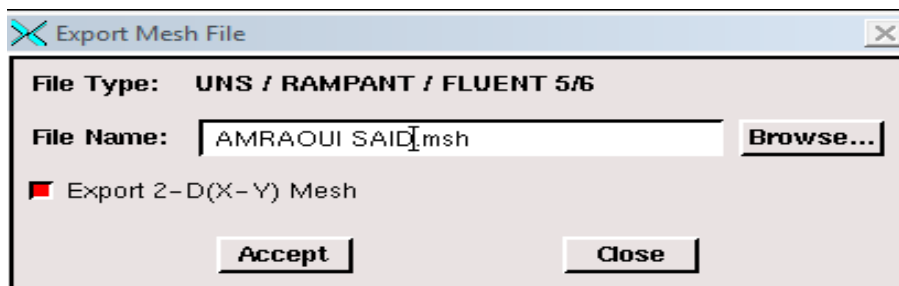


Figure II.9- Exportation du maillage

WQ Donner un nom au fichier et sélectionner le maillage “2-D”, puis sauvegarder le fichier Gambit :

File → Save As

II.2.2. Présentation de Fluent :

II.2.2.1. Importation de la géométrie :

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.

File → **Read** → **Case...**

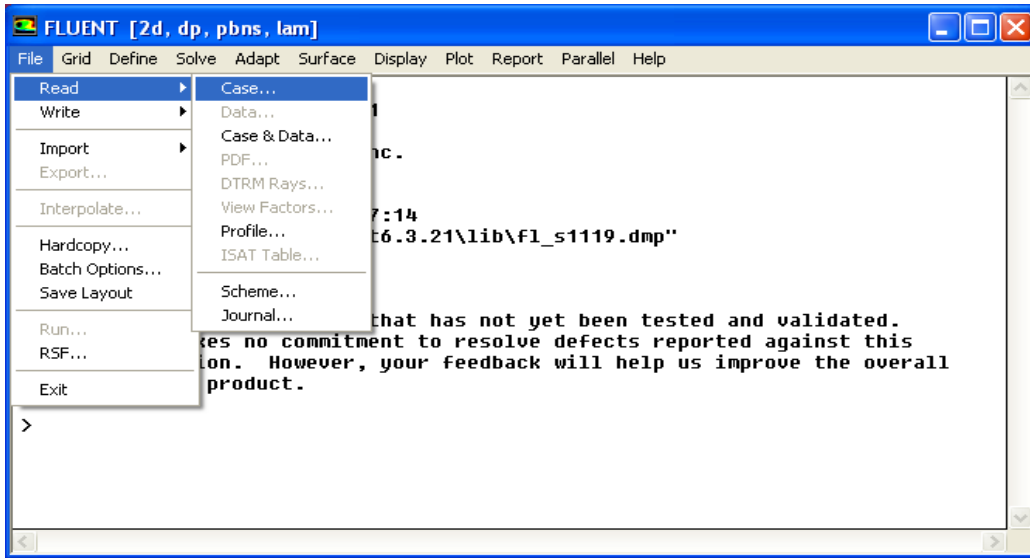


Figure II.10- Importation de la géométrie

II.2.2.2. Vérification du maillage importé :

Grid → **Check**

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

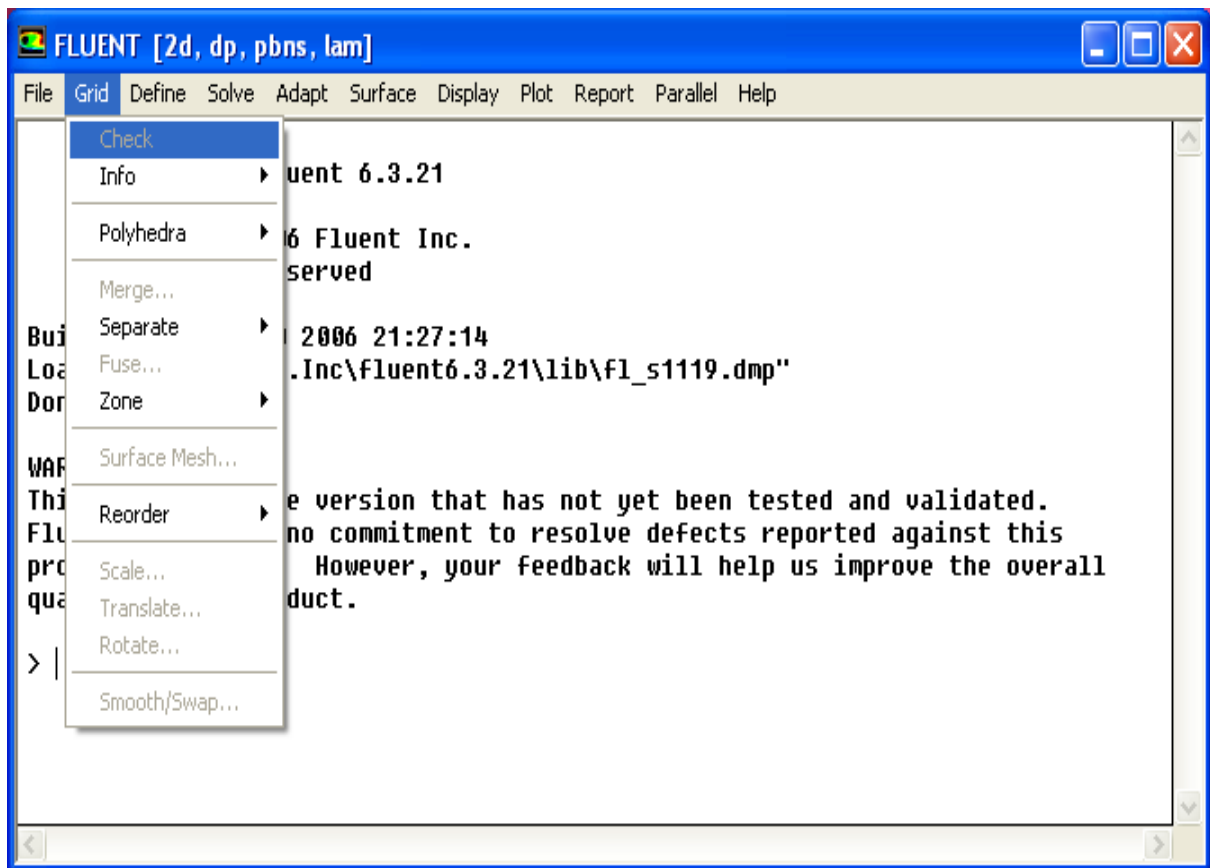


Figure II.11- Vérification du maillage

II.2.2.3. Vérification de l'échelle :

Grid → Scale

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

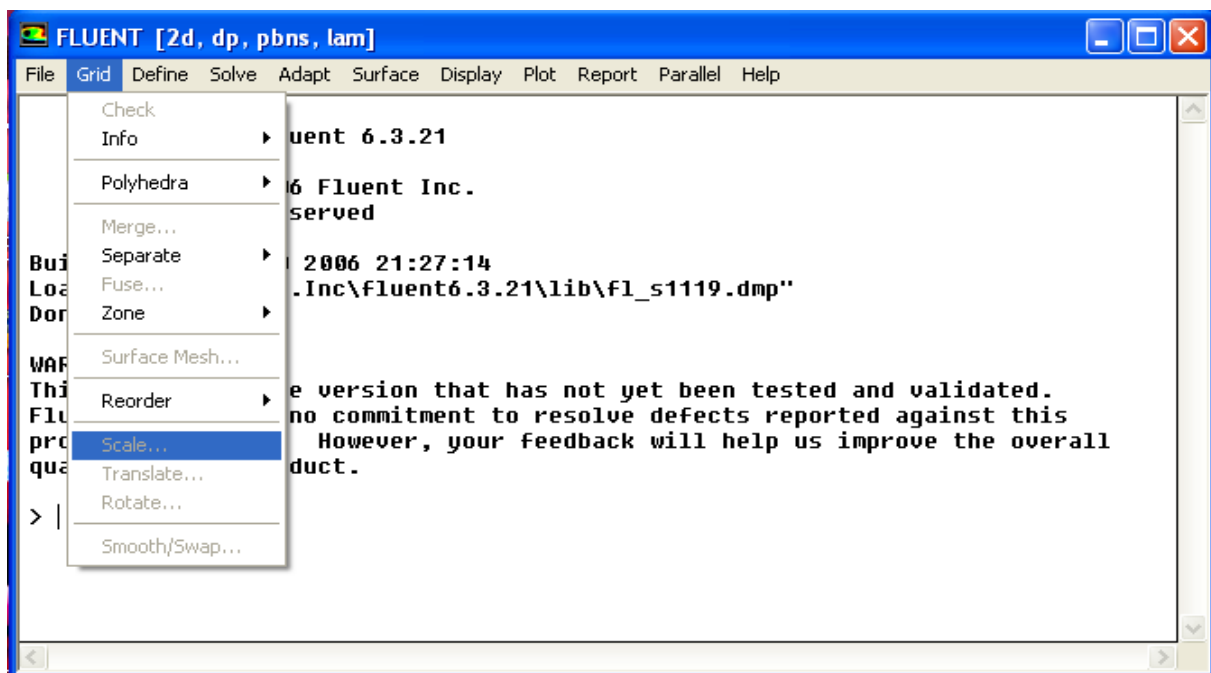


Figure II.12- Vérification des unités

II.2.2.4. Choix du solveur :

Define → Models → Solver...

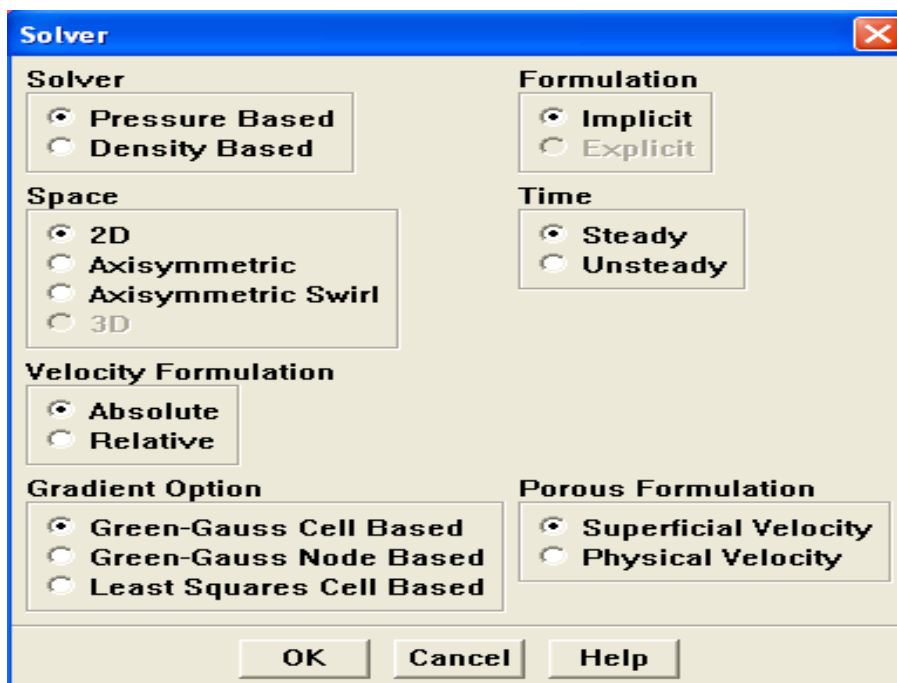


Figure II.13- Choix du solveur

- **Segregated Solver** : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (Ventilateurs, pompes...).

- **Coupled Solvers**, les solveurs « coupled implicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse.

C'est là aussi qu'on choisit le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire.

II.2.2.5. L'équation de l'énergie :

Define → **Models** → **Energy**

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique.

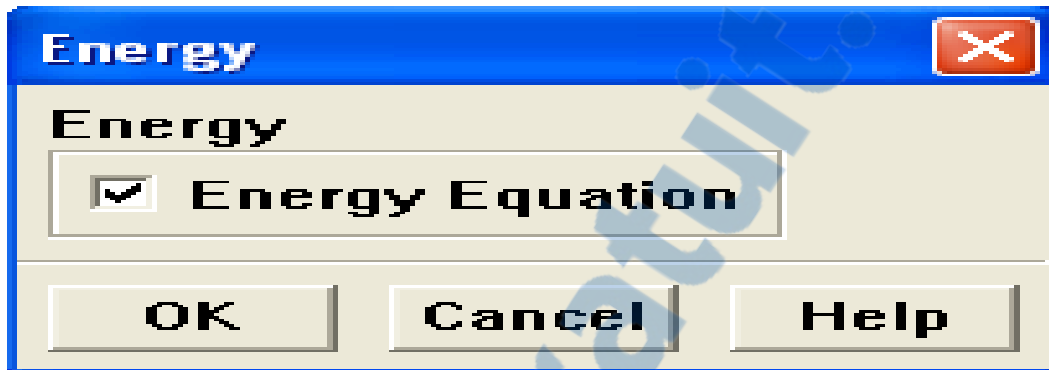


Figure II.14- Equation de l'énergie

II.2.2.6. Choix du modèle de turbulence :

Define → **Models** → **Viscous**

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement turbulent. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

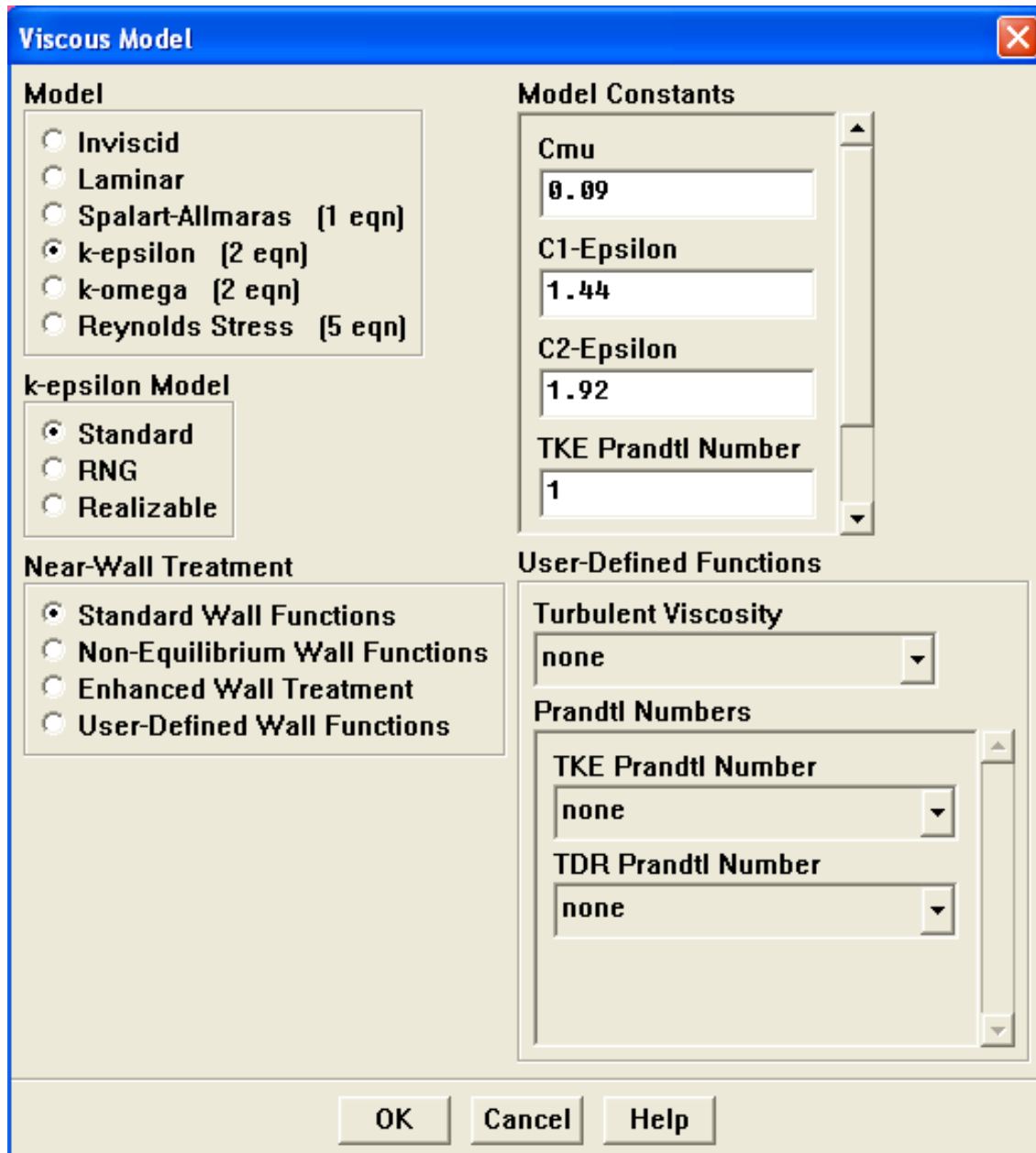


Figure II.15- Choix du modèle de turbulence

II.2.2.7. Définition des caractéristiques du fluide :

Define → Materials

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

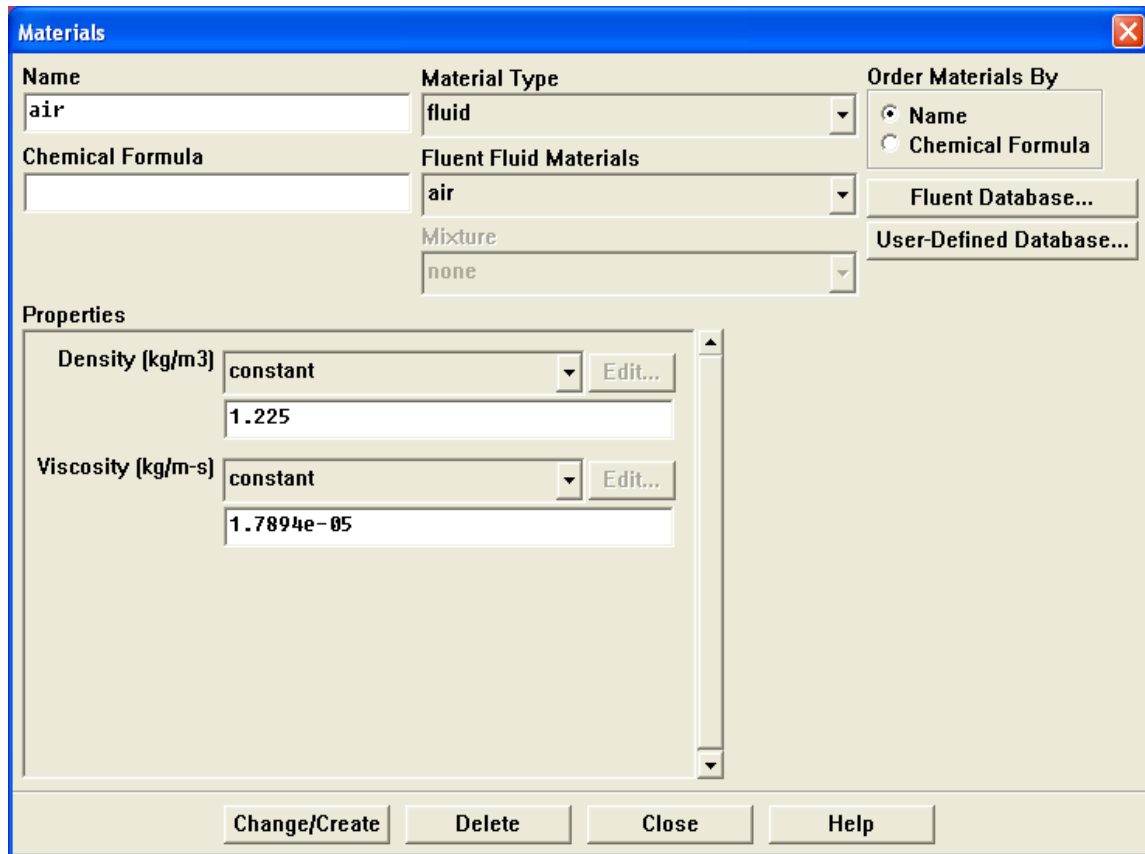


Figure II.16- Définition des caractéristiques du fluide

II.2.2.8. Operating conditions :

Define → Operating conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence « operating conditions ».

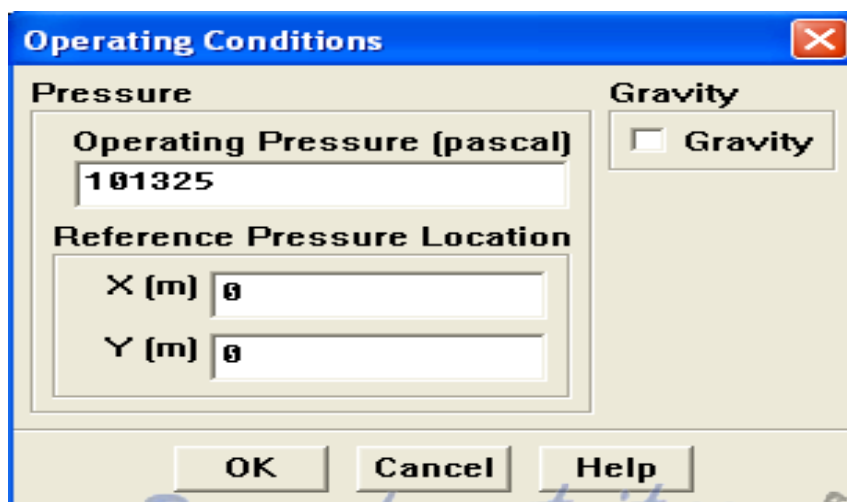


Figure II.17- Choix de la pression de référence

II.2.2.9. Conditions aux limites :**Define** → **Boundary Conditions**

Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites.

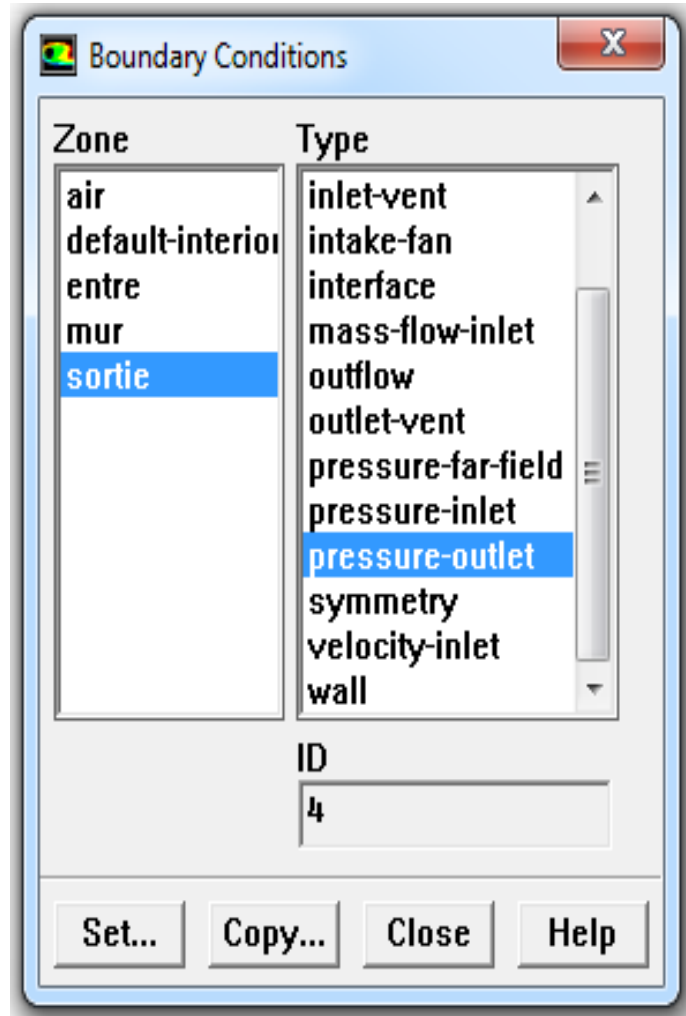


Figure II.18- Valeurs des conditions aux limites

Velocity inlet :

Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.

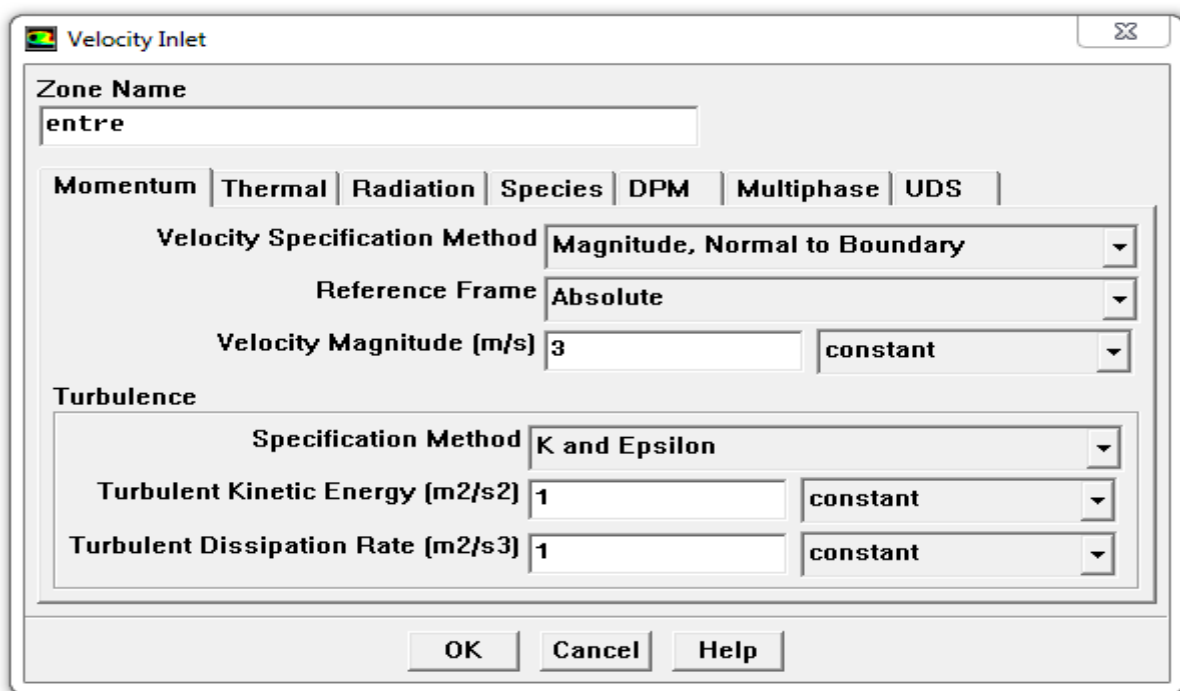


Figure II.19- Vitesse d'entrée

Wall :

Il est utilisé pour délimiter les régions solides des régions fluides.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

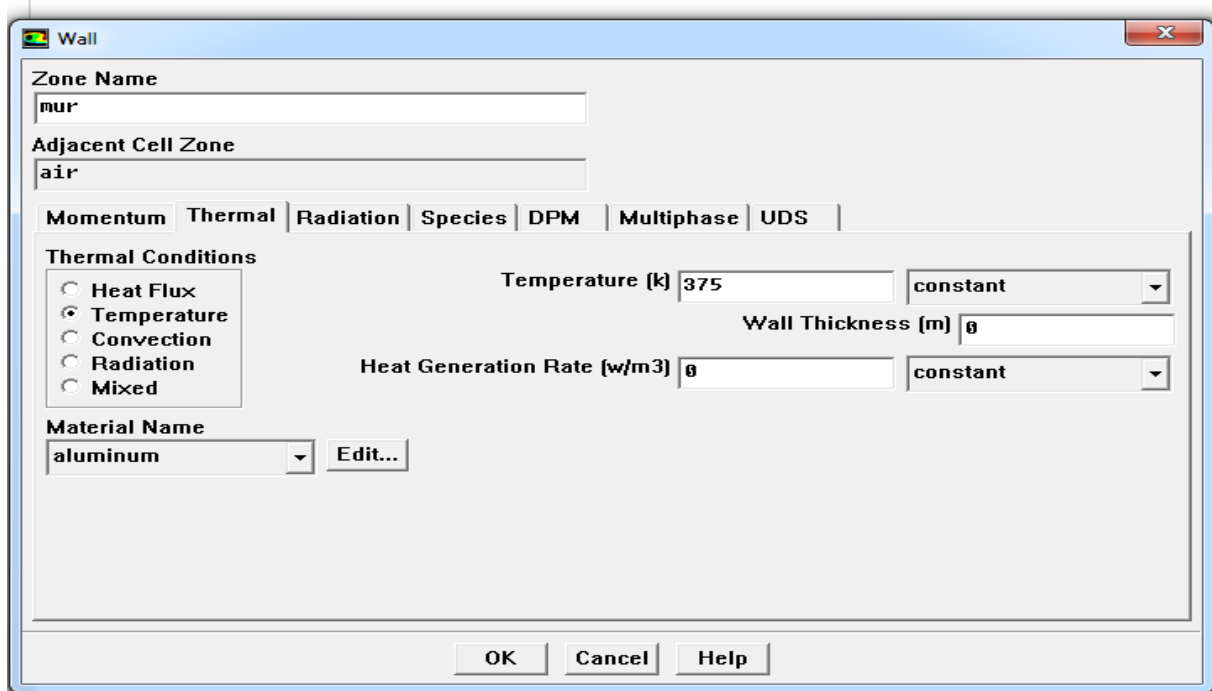


Figure II.20- Parois inférieure et supérieure

Pressure Outlet :

Spécifie la pression statique de sortie.

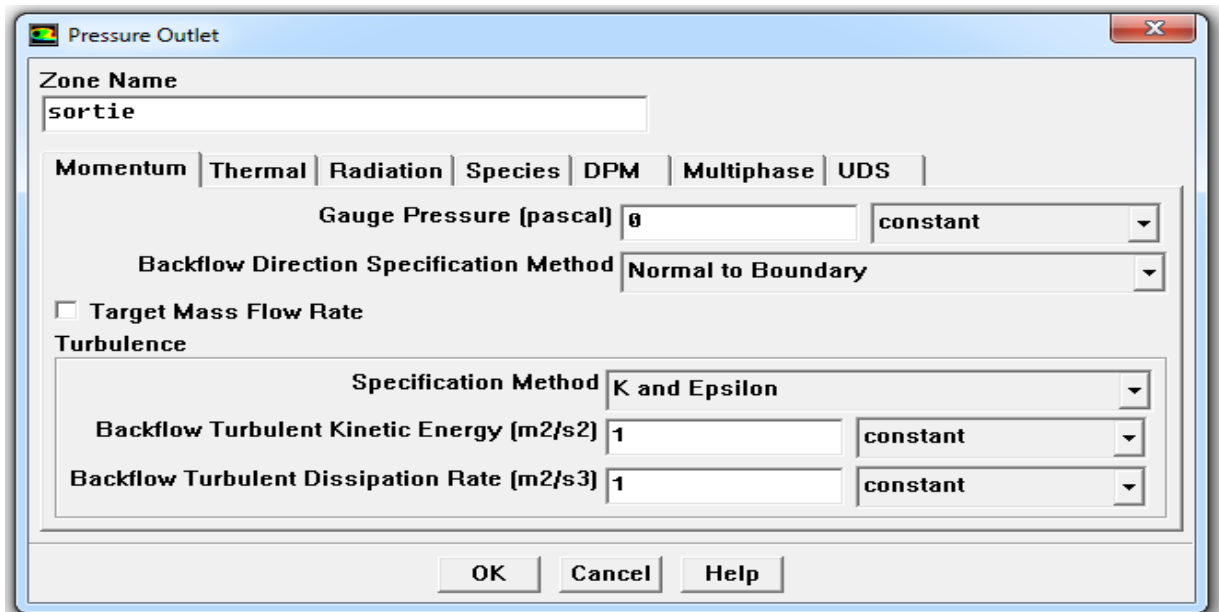


Figure II.21- Pression à la sortie

II.2.2.10. Choix d'ordre des équations et l'algorithme :

Solve → Controls → Solution...

Ceci permet de spécifier le degré d'ordre des équations à résoudre, ainsi l'algorithme.

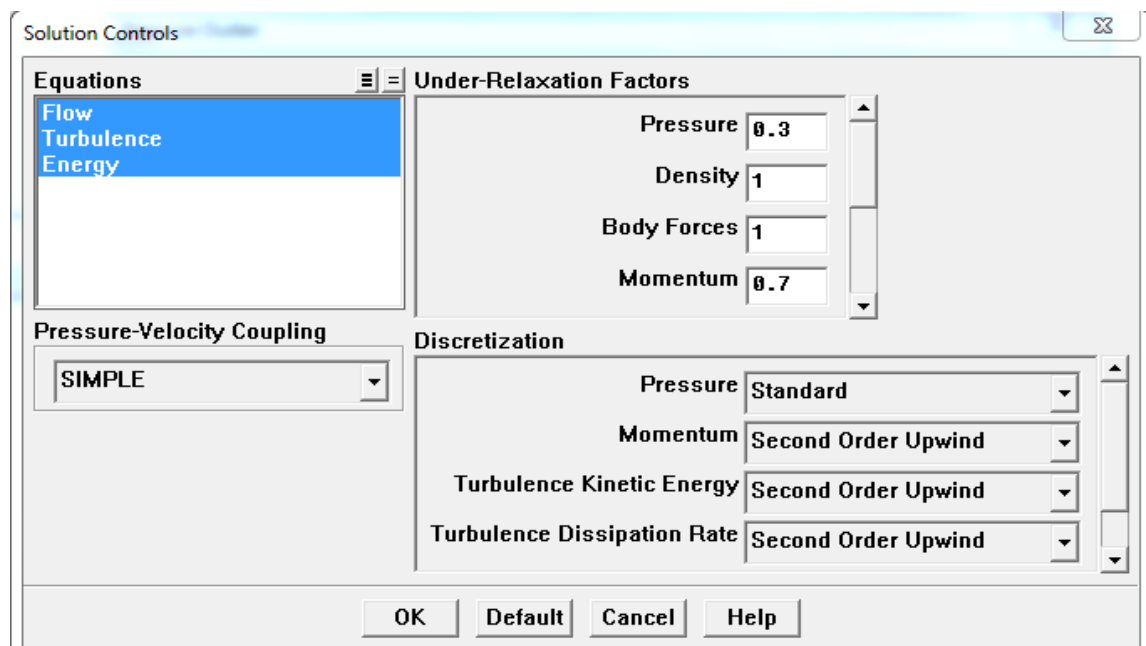


Figure II.22- Choix d'ordre des équations et l'algorithme

II.2.2.11. Initialisation :

Solve → Initialize → Initialize...

Cette fonction permet d'initialiser le calcul.

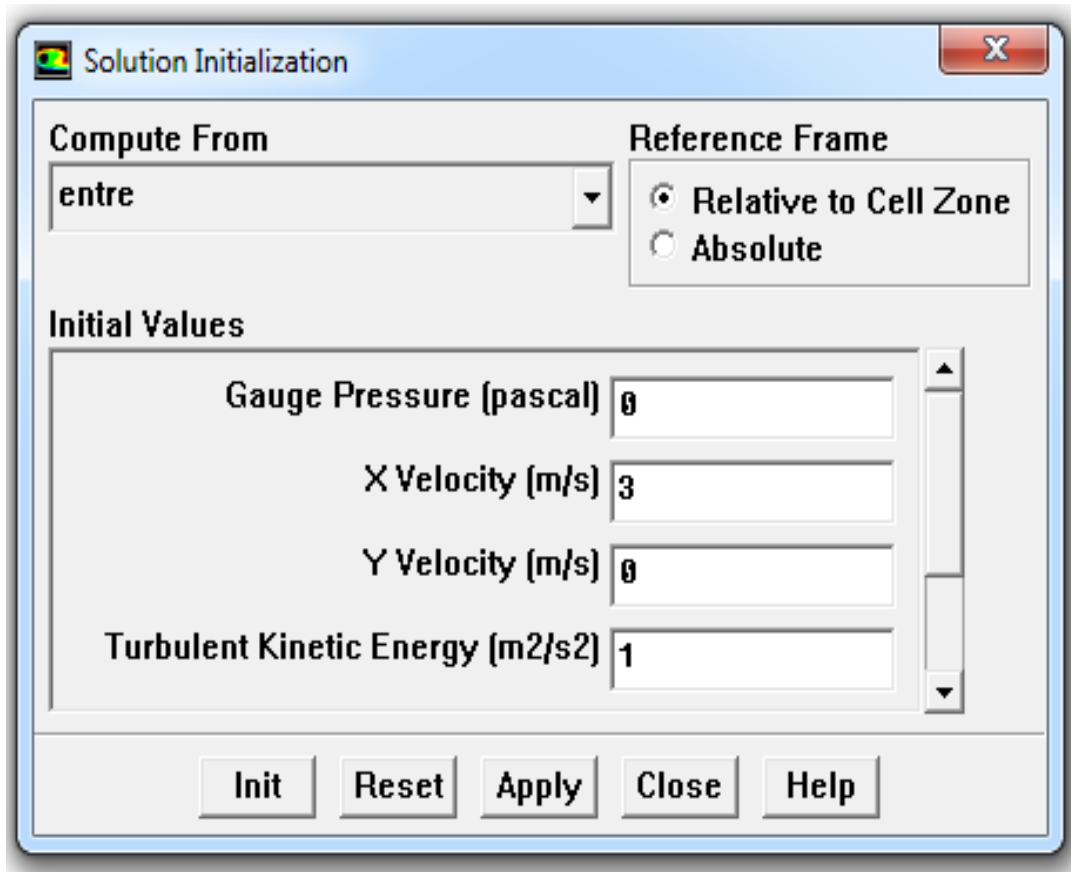


Figure II.23- Initialisation du calcul

II.2.2.12. Choix des critères de convergence :

Solve → Monitors → Residual...

Il s'agit ici de choisir les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

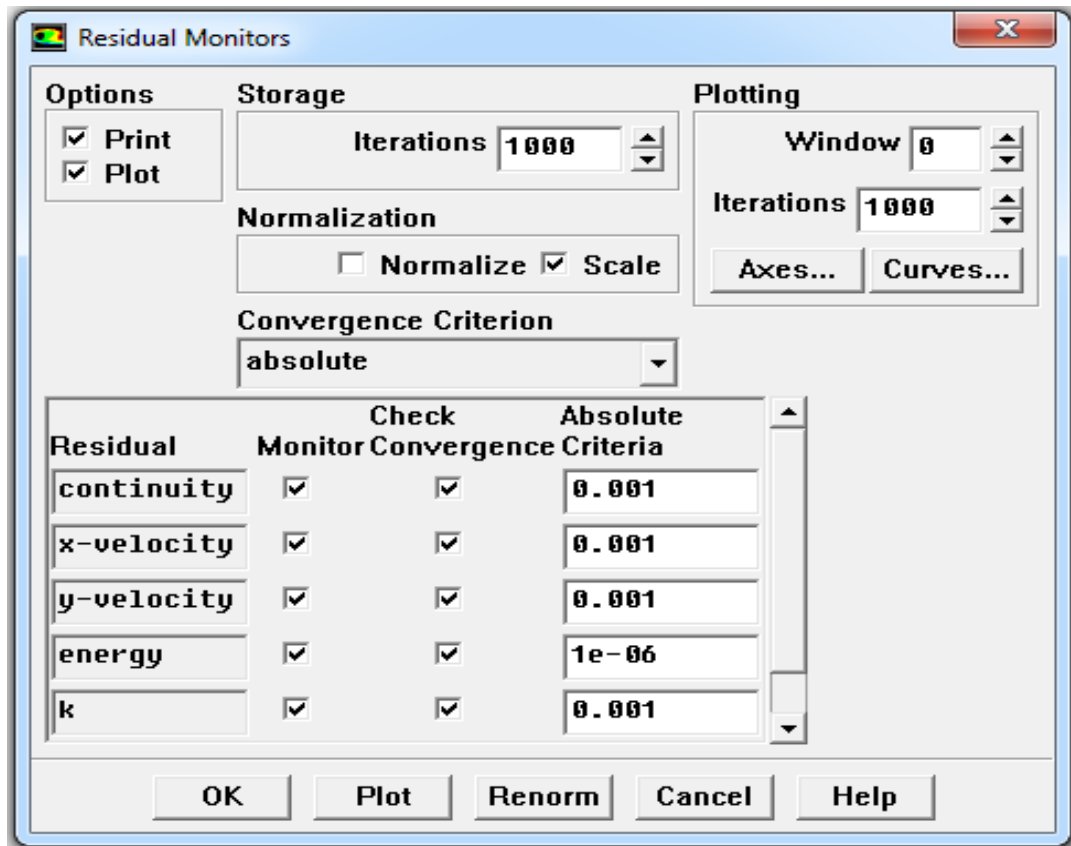


Figure II.24- Choix des critères de convergence

Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option Plot. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

II.2.2.13. Lancement du calcul :

Solve → Iterate...

Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

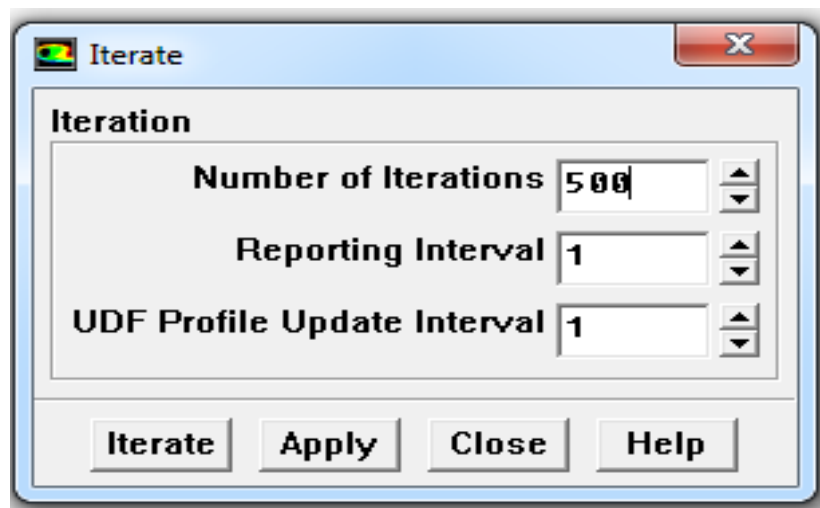


Figure II.25- Choix du nombre des itérations

La figure (II.26) montre la convergence de la solution.

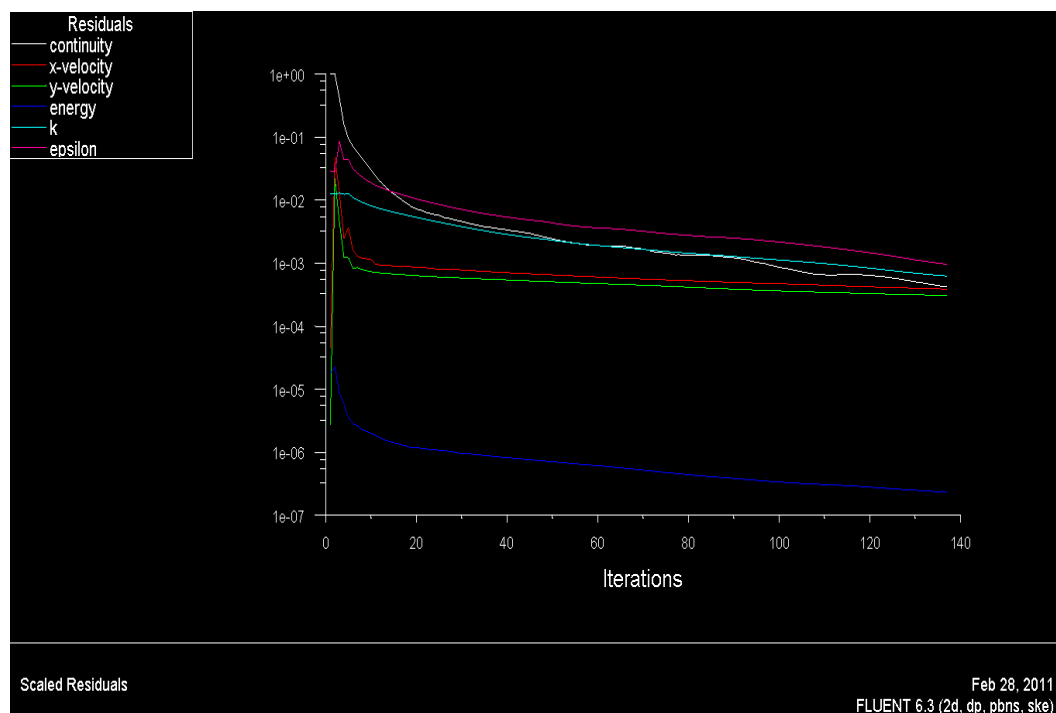


Figure II.26- La convergence de la solution

CHAPITRE III

Résultats et interprétations

Introduction :

Nous présentons dans ce chapitre tous les résultats obtenus des simulations concernant l'étude de l'air par convection forcée dans un canal horizontale.

Ce canal a une longueur dimensionnelle $L=64.5$ et une hauteur $H=12$. Il comprend une entrée et une sortie, et deux parois adiabatiques (voir figure II.1).

Sur la paroi inférieure du canal de longueur $L_3=24.5$ sur lequel sont montées cinq d'ailettes sous forme carrées. La distance entre l'entrée du canal et les ailettes est $L_1=10$ et $L_2=30.5$ est suffisamment longue pour avoir un régime établi à la sortie du canal, les ailettes sont espacés d'une distance $E = 2.75$.

III.1. Présentation des résultats :

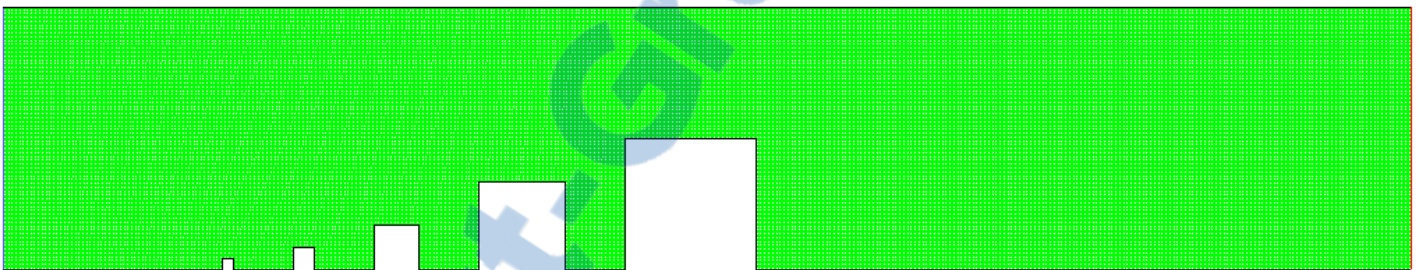


Figure III.1- Maillage utilisé dans les calculs

Le maillage utilisé est montré dans la figure (III.1). C'est un maillage carré, il a été raffiné afin de capturer la grande variation des paramètres de l'écoulement (vitesse, pression, température, k et ϵ) dans ces régions.

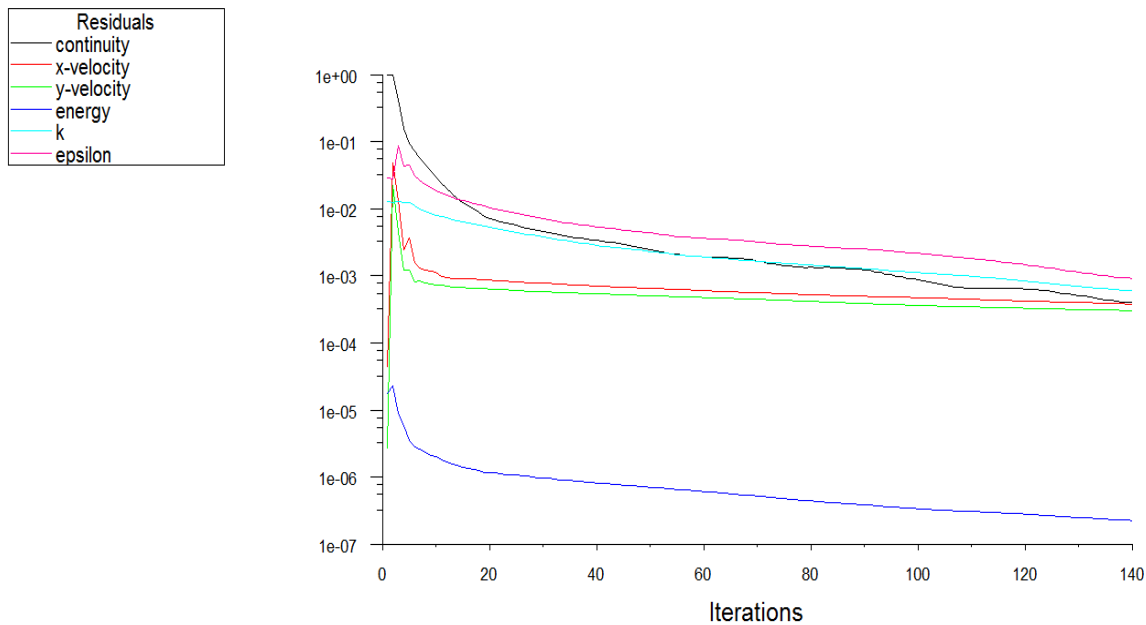


Figure III.2- Variation des résidus en fonction du nombre d'itérations

La figure(III.2) montre la variation des résidus normalisés en fonction du nombre d'itérations. La convergence est atteinte au bout de 500 itérations pour une précision à 10^{-3} pour les équations de continuités et les équations de quantités de mouvements et 10^{-6} pour l'équation de l'énergie.

Les résidus représentés dans la figure correspondent aux résidus des six équations résolues (équation de continuité, équation de la quantité de mouvement suivant l'axe x, équation de la quantité de mouvement suivant l'axe y, équation de l'énergie et les équations du modèle de turbulence k-Epsilon).

III.1.1. Présentation des contours :

III.1.1.1. Contour de la vitesse axial :

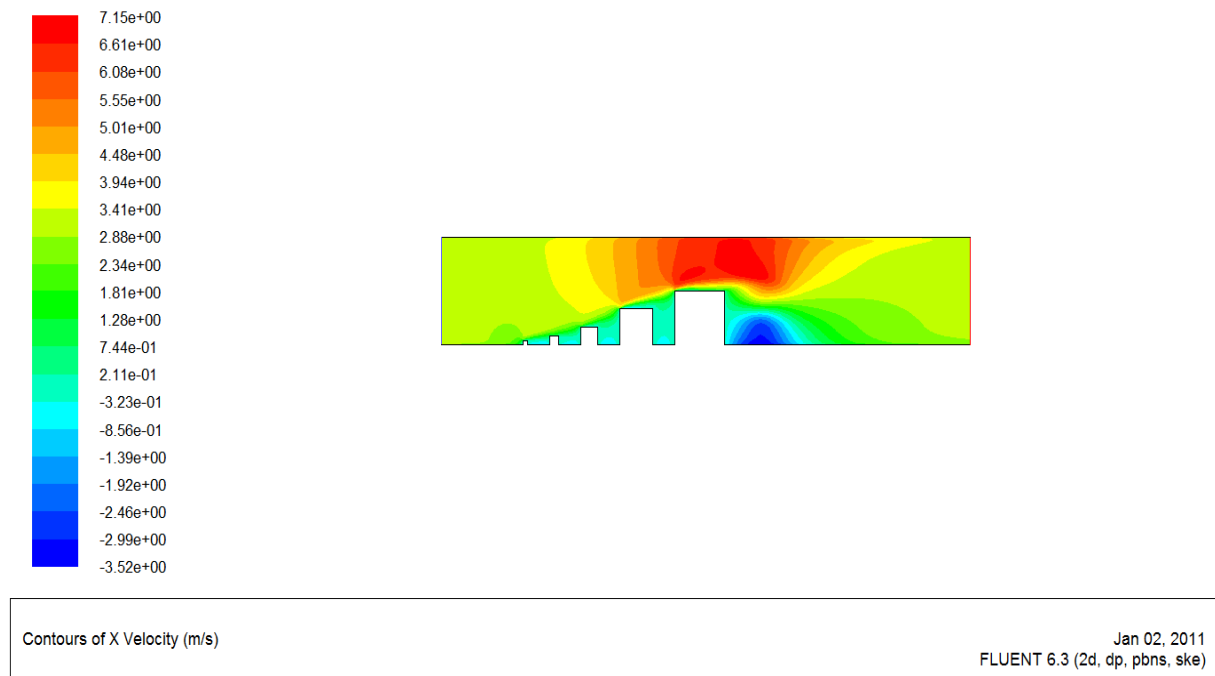


Figure III.3- contour de vitesse

La figure (III.3) représente le contour de vitesse dans le canal horizontal muni d'ailette où La vitesse d'entrée est de $v=3\text{m/s}$.

Nous observons sur la figure quatre zones de recirculation entre les ailettes et une grande zone de recirculation après la 5^{ème} ailette.

La valeur de la vitesse est maximale au niveau des extrémités de la 4^{ème} et 5^{ème} ailette causé par la diminution de l'espace entre la paroi supérieur et les extrémités des ailettes.

Nous concluons que l'augmentation de la vitesse est due au rétrécissement de la section de l'écoulement provoqué par les ailettes.

III.1.1.2. Contour des lignes de courant :

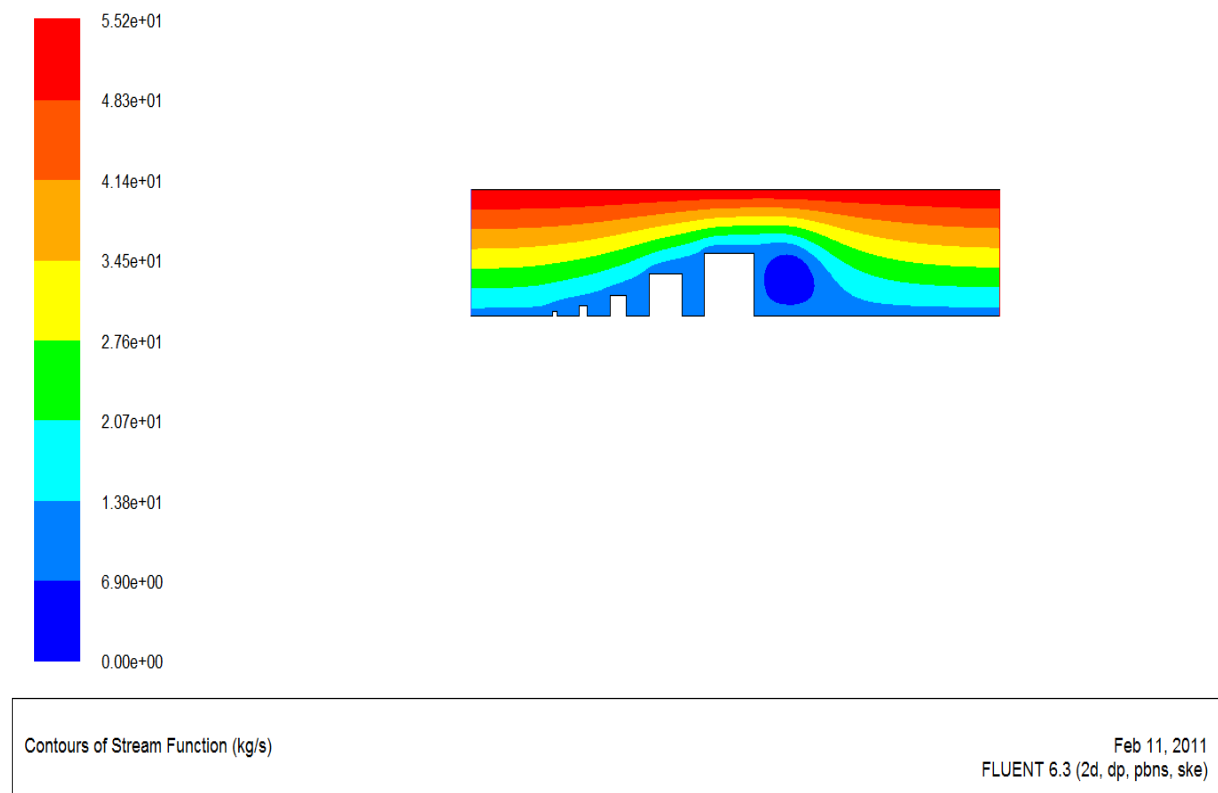


Figure III.4- Conteur des lignes de courant

La figure (III.4) présente le contour des lignes de courant dans le canal horizontal munie d'ailette.

On remarque des orientations de l'écoulement à partir des extrémités des ailettes et on constate l'apparition de tourbillon en aval de la 5^{ème} ailette.

III.1.1.3. Contour de pression :

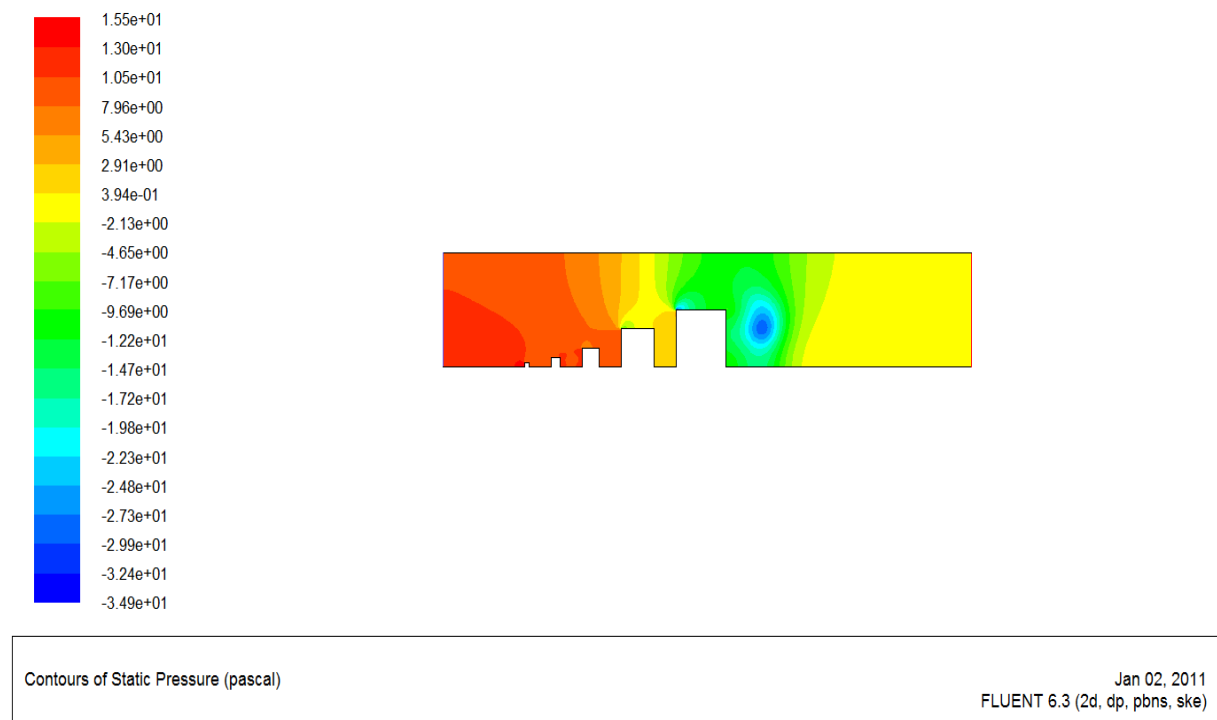


Figure III.5- contour de pression

La figure (III.5) présente le contour de pression dans le canal horizontal munie d'ailette.

On observe à l'entrée que la présence des ailettes provoque la diminution de pression.

Cette diminution est fonction des dimensions. A la sortie la pression à commencer à augmenté.

III.1.1.4. Contour de température :

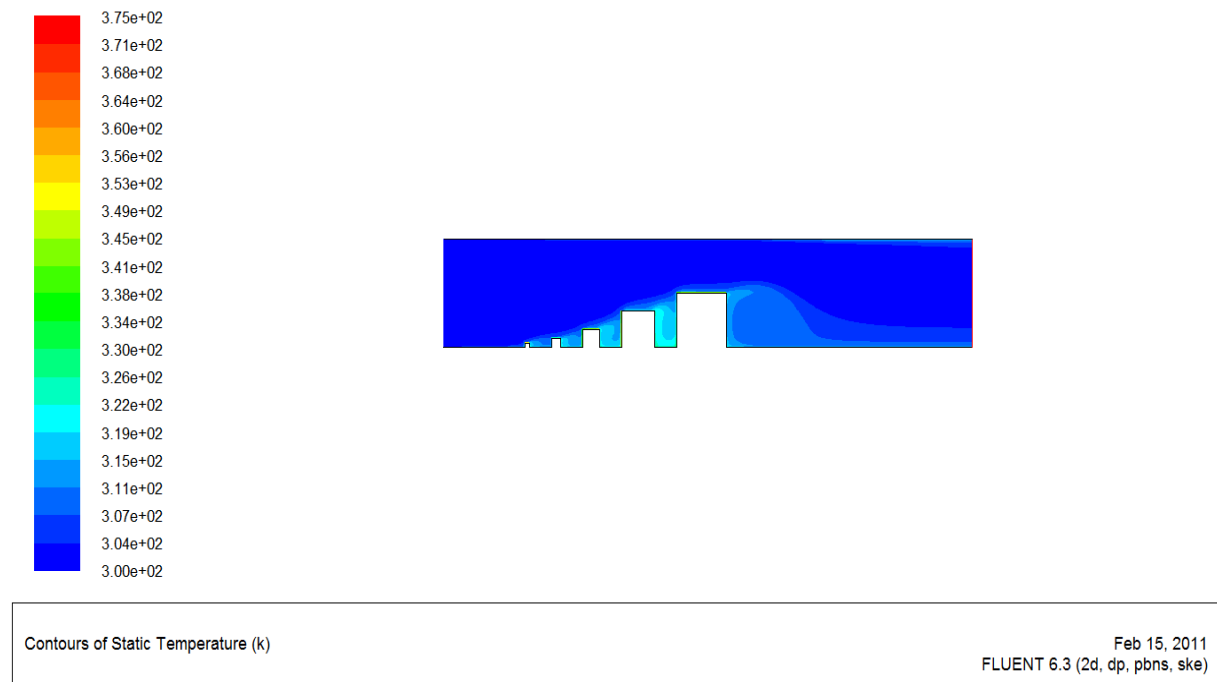


Figure III.6- contour de température

La figure (III.6) présente le contour de température dans le canal horizontal munie d'ailette. L'échelle de température est représentée par des couleurs variant du bleu (basse température) au rouge (haute température).

Nous constatons que la température augmente entre les ailettes et prend sa valeur maximale entre les deux dernières ailettes et après la 5^{ème} ailette.

On observons aussi que la température est basse dans l'espace qui sépare la paroi supérieure et les extrémités des ailettes.

III.1.2. Présentation des profils :

Pour l'étude hydrodynamique, quatre sections ont été choisies $x=12$; $x=16$; $x=20$; $x=27$ par rapport à l'entrée du canal.

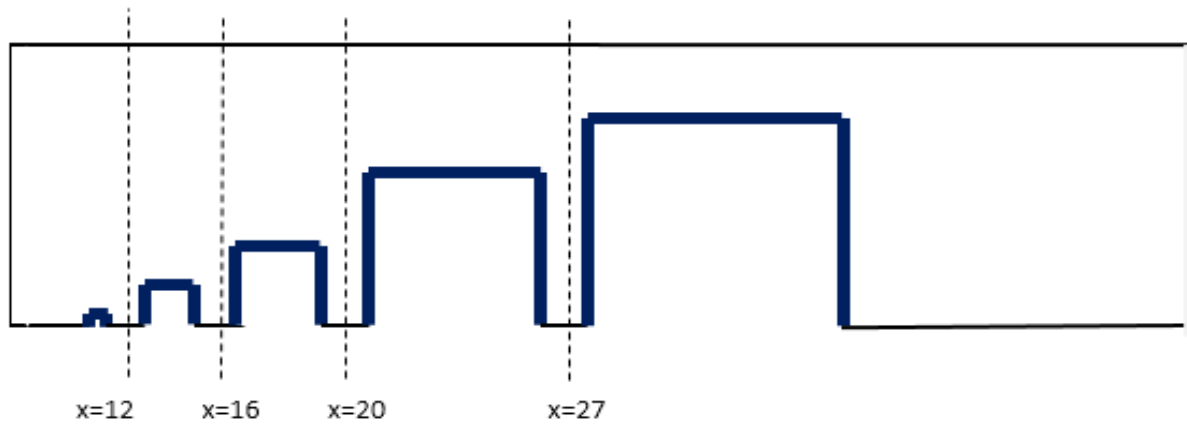


Figure III.7- Les différentes sections choisies

III.1.2.1. Profils de la vitesse axial dans différentes sections du canal :

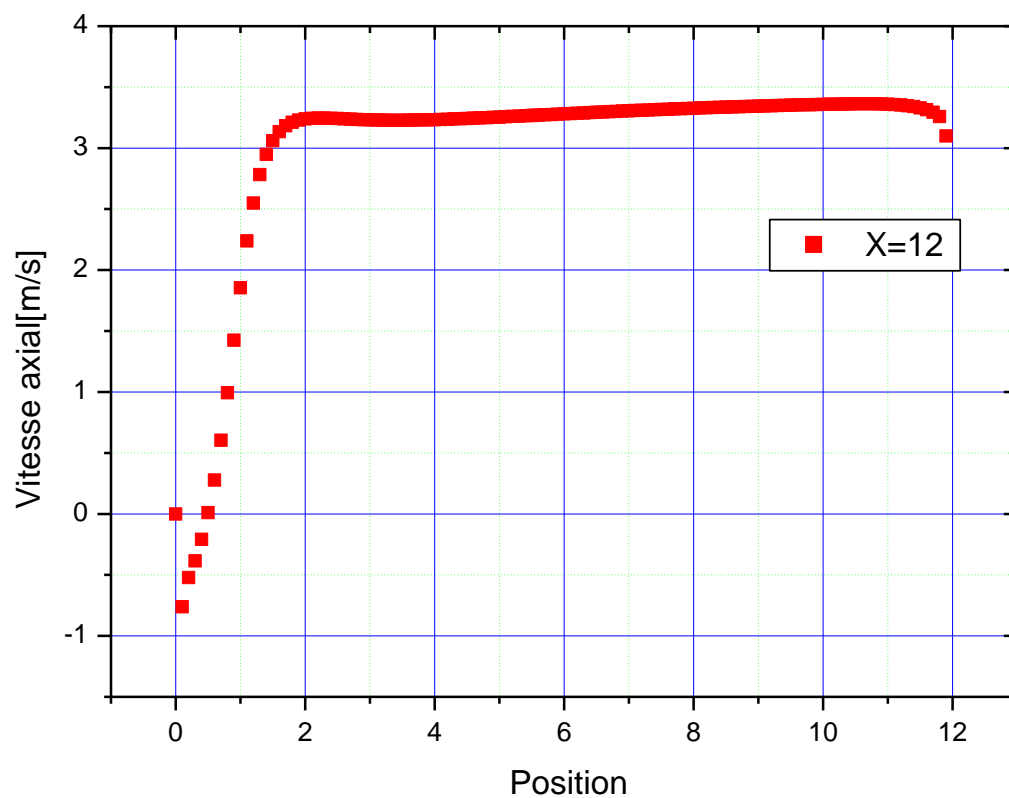


Figure III.8- profil de vitesse pour $x=12$

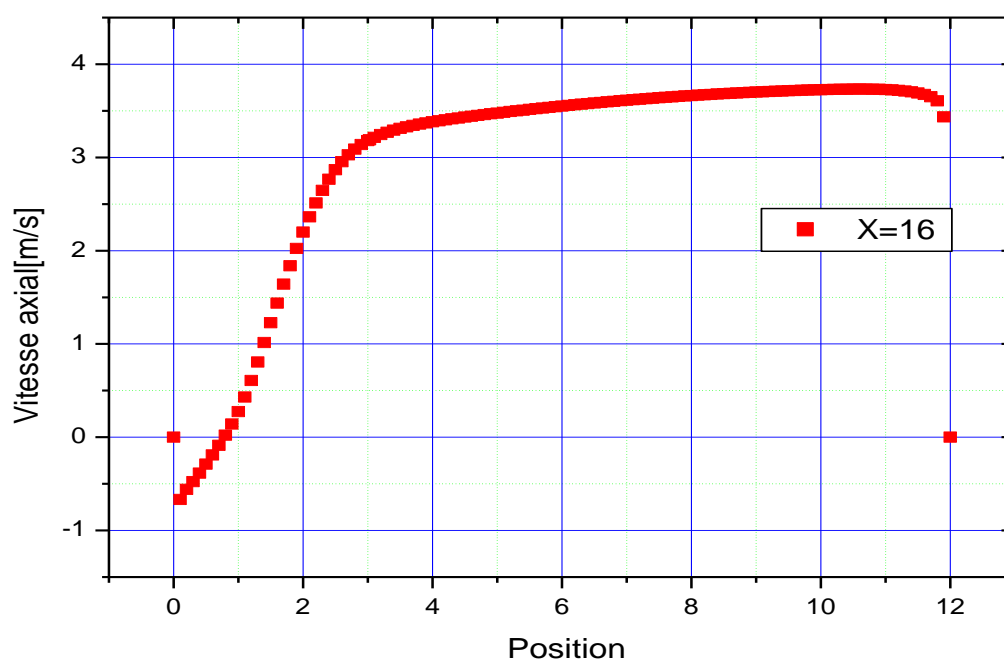


Figure III.9- profil de vitesse pour $x=16$

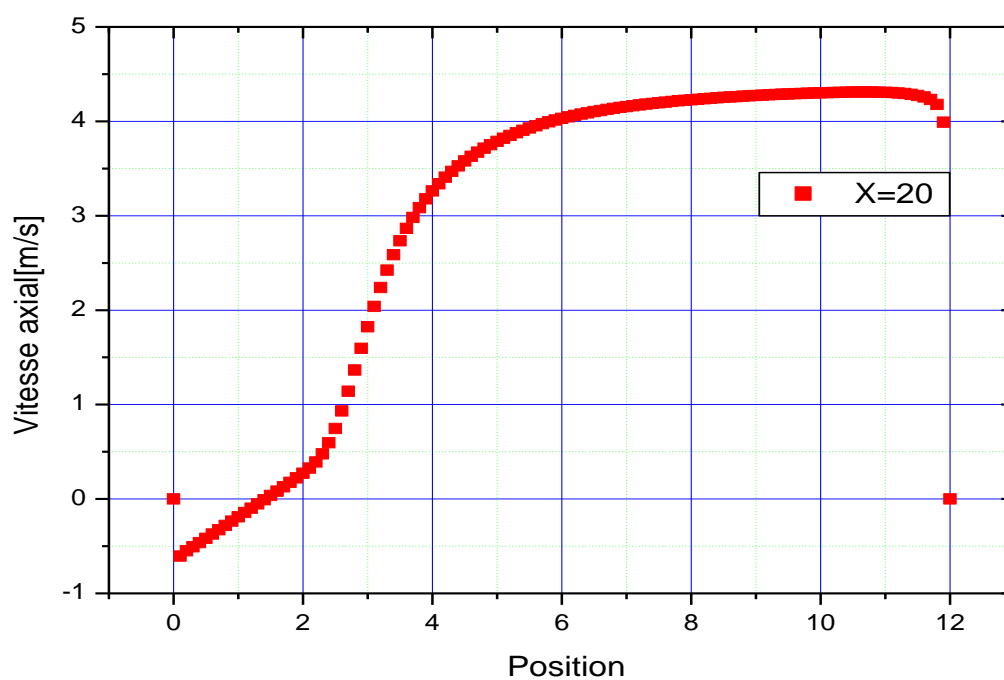


Figure III.10- profil de vitesse pour $x=20$

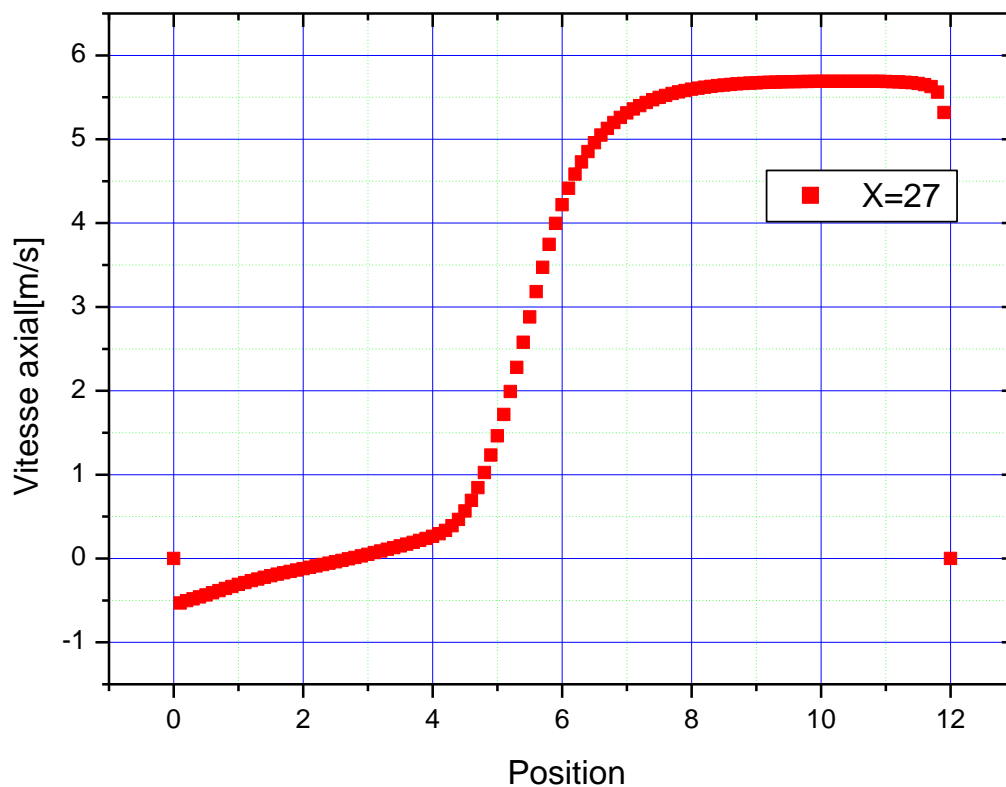


Figure III.11- profil de vitesse pour $x=27$

Les figures (III.8), (III.9), (III.10) et (III.11) montrent la variation de la vitesse axial de l'air en fonction de la position pour les sections choisies du canal ($x=12$, $x=16$, $x=20$, $x=27$).

La vitesse augmente jusqu'à atteint sa valeur maximal pour les quartes sections.

La valeur maximale de la vitesse a été obtenue pour la section $x=27$ due à la taille de la 4^{ème} et 5^{ème} ailette.

III.1.2.2. Profils de coefficient de friction :

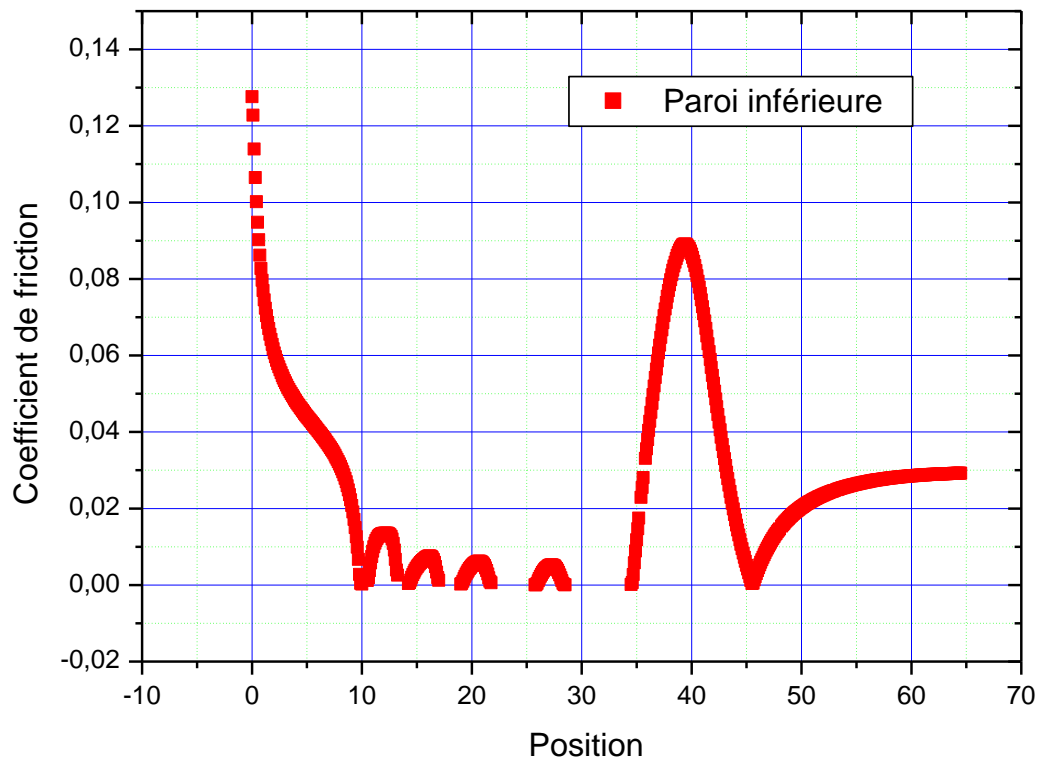


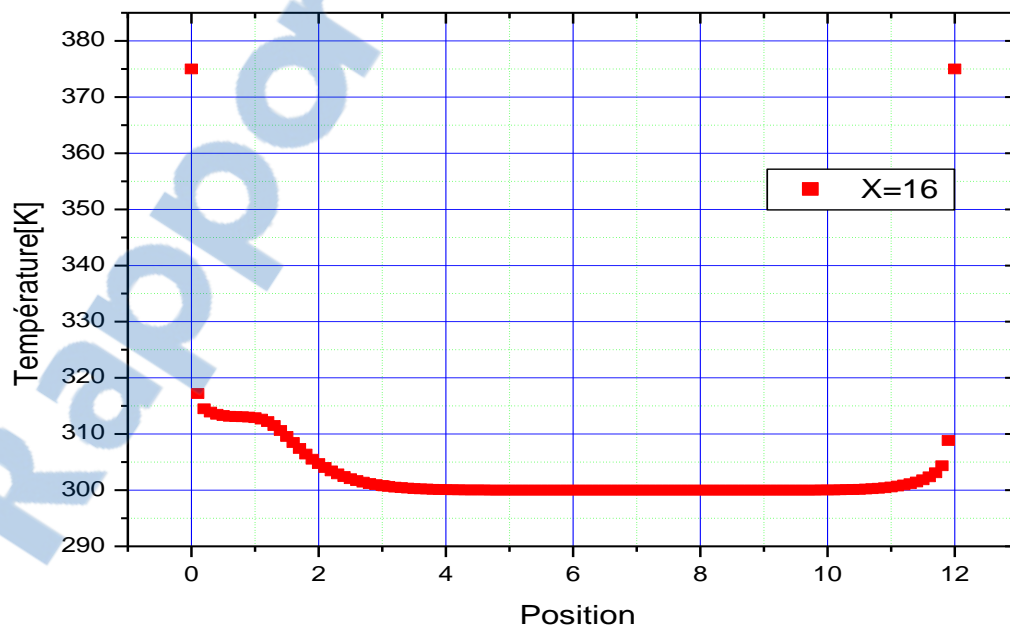
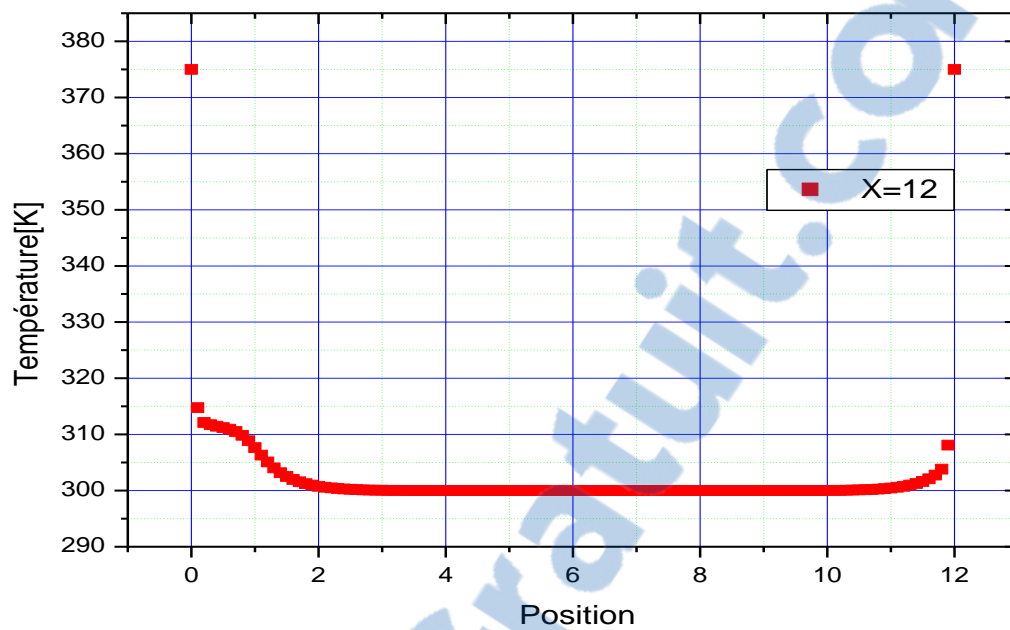
Figure III.12- Variation du coefficient de friction

Le profil de la figure suivante montre l'évolution du coefficient de friction par rapport à la paroi inférieure le long du canal.

Les valeurs minimales de nombre de friction sont observées au niveau des zones de recirculation de fluide.

On remarque que la valeur du coefficient de friction est la plus importante en aval de la cinquième ailette.

III.1.2.3. Profils de la température dans différentes sections du canal :



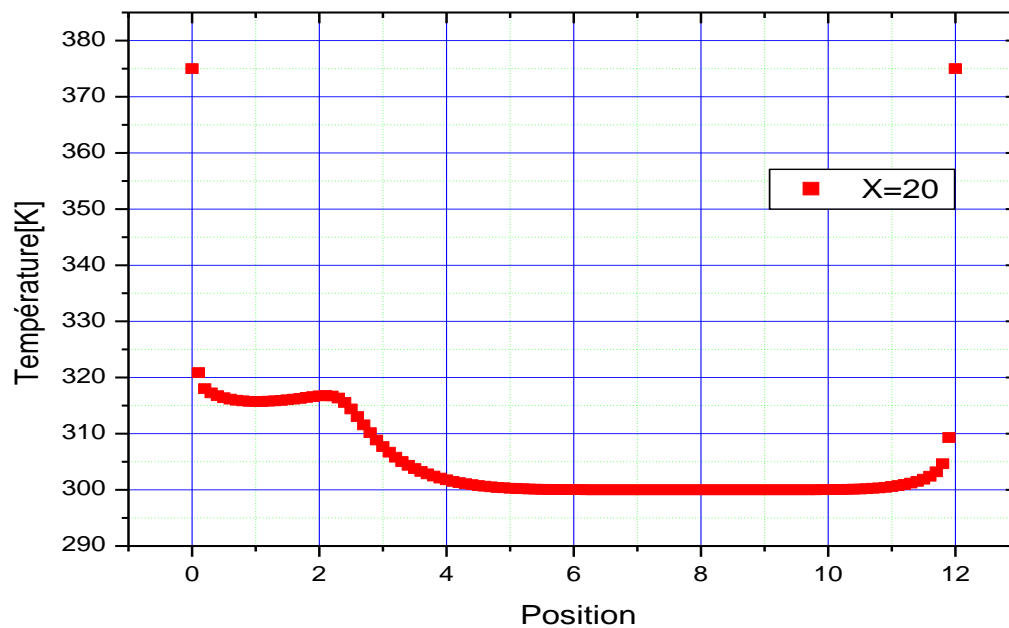


Figure III.15- profil de Température pour $x=20$

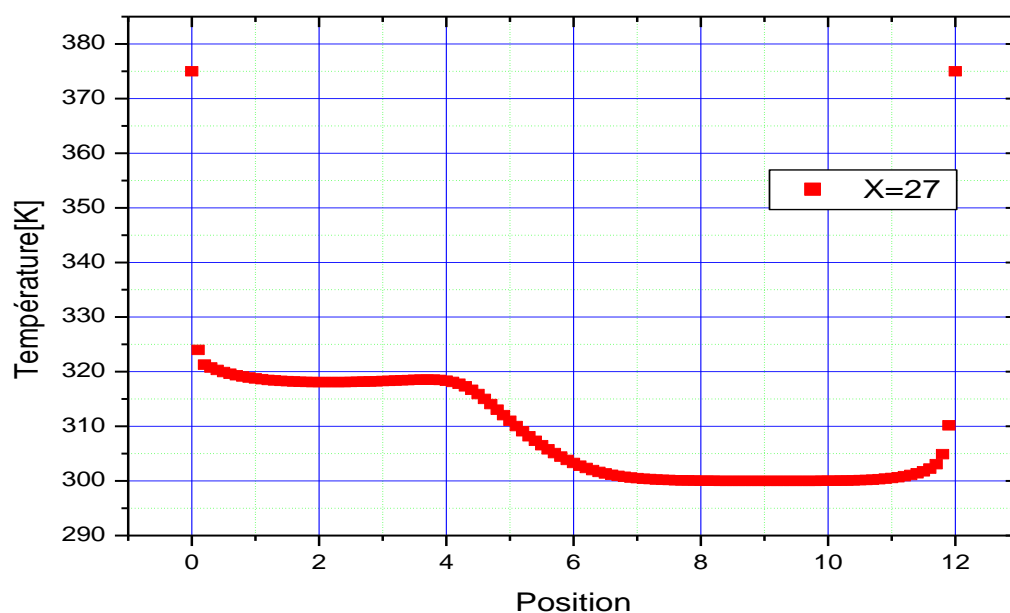


Figure III.16- profil de Température pour $x=27$

D'après l'analyse des résultats des profils de la température, on remarque une augmentation de la température au niveau de la paroi inférieure et une diminution de température au niveau de la paroi supérieure due à la grande vitesse.

III.1.2.4. Profils du nombre de Nusselt :

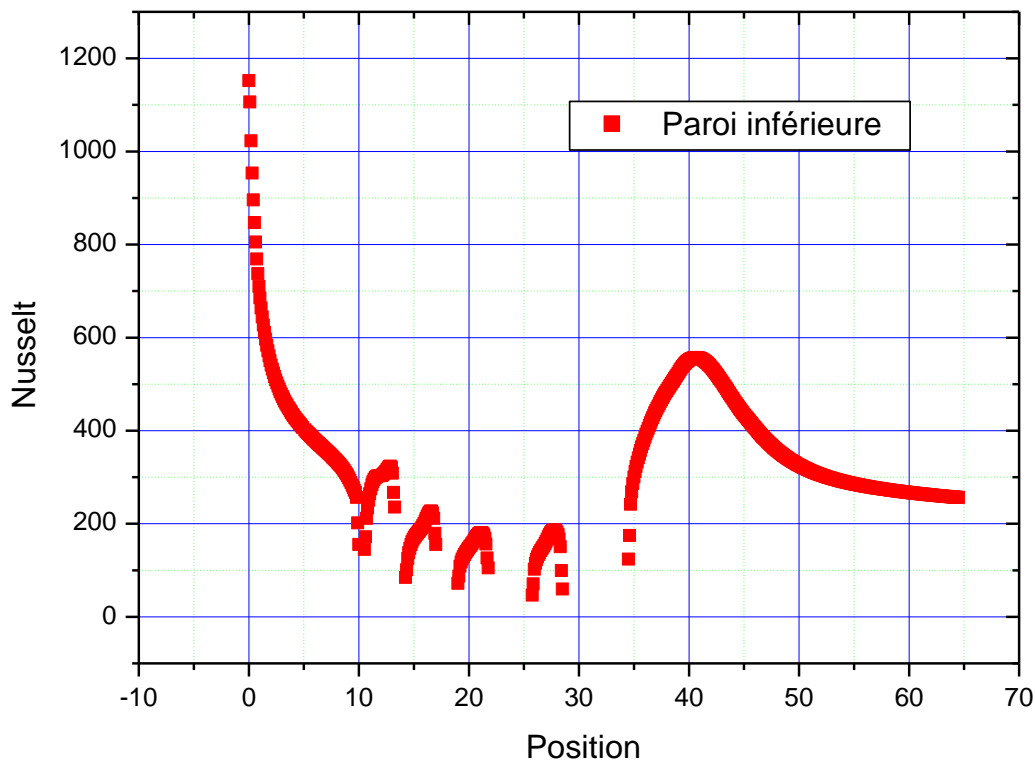


Figure III.17- Distribution du nombre de Nusselt de la paroi inférieure

La distribution du nombre de Nusselt dans la paroi inférieure du canal est présentée dans la **figure (III.17)**.

Les valeurs minimales de nombre de Nusselt sont observées au niveau des zones de recirculation de fluide.

Les valeurs importantes de nombre de Nusselt sont observée à l'entrée et à la sortie du canal et après la 5^{ème} ailette.



III.2. Comparaison du résultat pour des différentes vitesses à l'entrée du canal :

Introduction :

Les résultats que nous avons obtenus, doit être vérifiés, pour confirmer ses résultats, et cela être fait de plusieurs manières comme par exemple : changement les dimensions de la géométrie, changement de la forme des ailettes (carrés ou triangulaires, demi sphère) ou changement les conditions au limites (vitesse, température et pression), dans notre cas on a fait varier la vitesse.

III.2.1. Influence du vitesse d'entrée sur la vitesse axial :

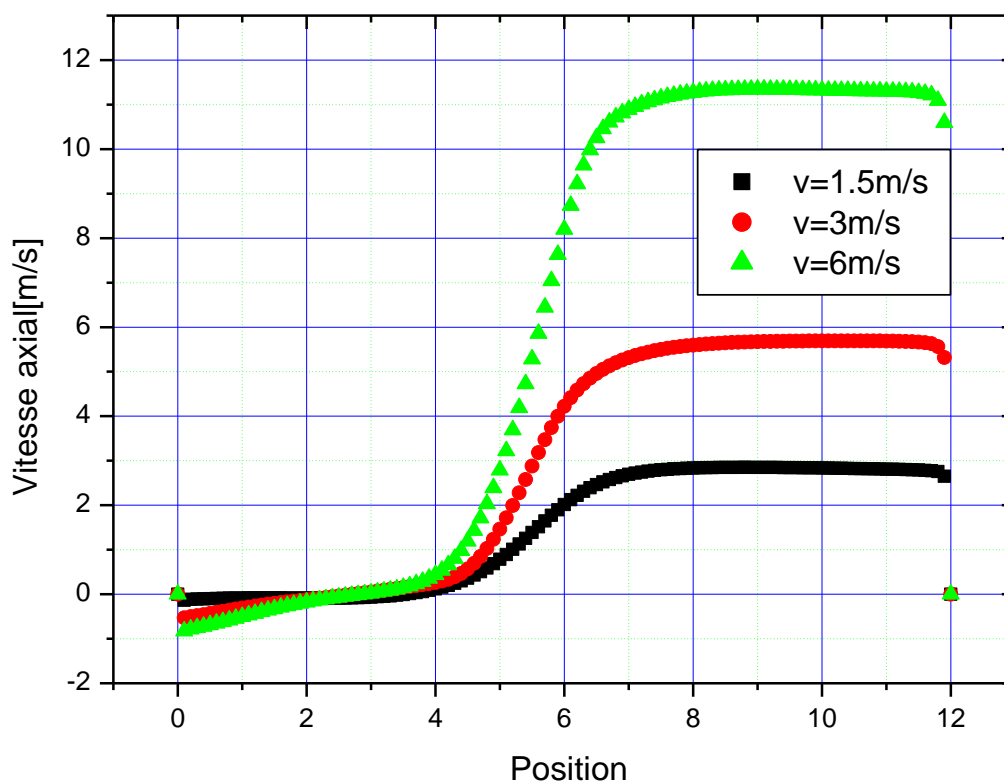


Figure III.18- Effet de variation du vitesse d'entrée sur le profil de la vitesse axiale pour $x=27$

La figure (III.18) nous montre la variation de la vitesse axial pour la position $x=27$ pour trois vitesses d'entrée $v=1.5\text{m/s}$, $v=3\text{m/s}$ et $v=6\text{m/s}$.

Nous observons que plus la vitesse d'entrée augmente plus la vitesse axiale augmente.

III.2.2. Influence du vitesse d'entrée sur la température pour la position $x=27$:

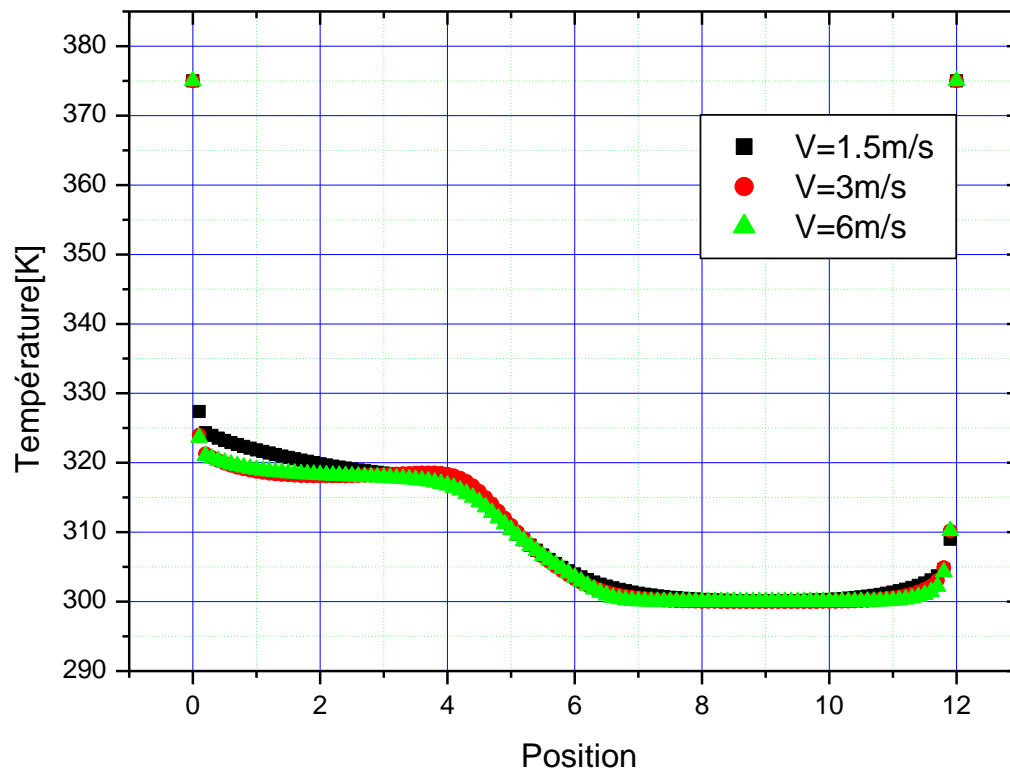


Figure III.19- Effet de variation du vitesse d'entrée sur le profil de la température pour $x = 27$

La figure (III.19) nous montre la variation de la température pour la position $x=27$ pour trois vitesses entrée $v=1.5\text{m/s}$, $v=3\text{m/s}$ et $v=6\text{m/s}$.

On remarquons la température est presque la même pour les trois vitesses à cette position.

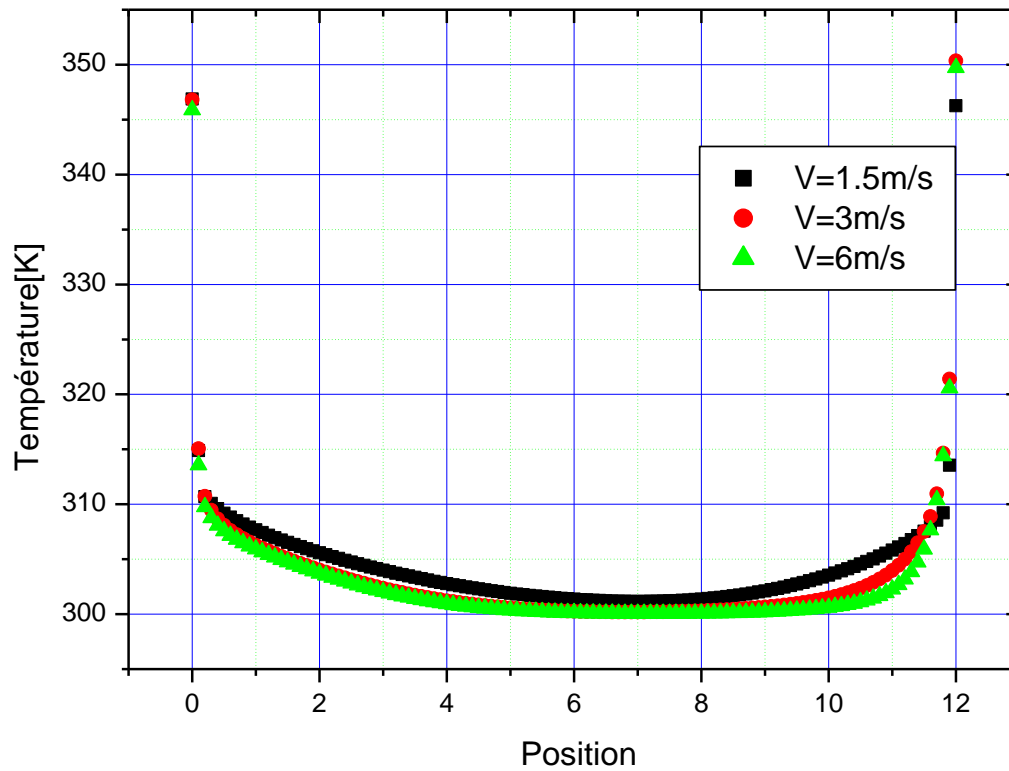
III.2.3. Influence du vitesse d'entrée sur la température pour la position $x=64.5$:

Figure III.20- Effet de variation du vitesse d'entrée sur le profil de la température pour $x = 64.5$

La figure (III.20) nous montre la variation de la température pour la position $x=64.5$ du canal pour trois différents vitesses entrée où $v=1.5\text{m/s}$, $v=3\text{m/s}$ et $v=6\text{m/s}$.

Nous constatons que la température la plus importante est celle de la vitesse d'entrée du canal $v= 1.5 \text{ m/s}$.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les travaux de recherches dans les écoulements en conduite, visent à améliorer les échanges thermiques par convection dans nombreux secteurs industriels, afin d'augmenter la surface d'échange, en proposant des solutions meilleures plus simples et moins coûteuses.

Ce mémoire est le résultat d'une simulation CFD réalisée sur une configuration géométrique formé par un canal muni d'ailettes. Le point de départ de cette simulation sont les équations de la dynamique des fluides et de transfert de la chaleur.

La simulation CFD a permis l'étude numérique de l'air par convection dans un canal horizontal de hauteur H et de longueur L .

L'étude numérique, a été réalisé pour un écoulement turbulent incompressible bidimensionnel d'air en convection forcée traversant un canal horizontal munie d'ailettes.

Les équations qui régissent l'écoulement sont les équations de la conservation de la quantité du mouvement, la conservation de la masse (continuité) et conservation de l'énergie.

Les profils de vitesse axiale, et la distribution de la température dans le canal ont été obtenus pour toute la géométrie. L'évolution de la vitesse axiale, la distribution de la température avec différents sections dans le canal et pour différents vitesse d'entrée aux conditions limite.

Les contours et les profils de la vitesse axial, la température, la pression, du coefficient de friction et du nombre de Nusselt ont été étudié pour la géométrie considéré dans notre étude.

La diminution de la hauteur du canal entraine une augmentation de la vitesse donc une amélioration des échanges convectifs.

La température de l'air pour les ailettes les plus proches de l'entrée est inférieure par rapport aux ailettes qui se trouve plus loin.

Les résultats montrent que l'augmentation de la hauteur des ailettes entraine une amélioration de l'échange thermique.

On peut conclure enfin que la diminution de la vitesse d'entrée à $v=1.5\text{m/s}$ à conduit à un meilleur échange thermique à la position $x= 64.5$ (sortie du canal).

Références bibliographiques

- [1] **R. Giblin**, Transmission de la chaleur par convection naturelle, Saint-germain Paris 1974.
- [2] **M. Daguenet**, Les séchoirs solaires, théorie et pratique Unesco, Paris 1985.
- [3] **J.F. Sacadura**, Initiation aux transferts thermiques, Technique et Documentation Paris 1982.
- [4] **R. Marchal**, Transmission de la chaleur par convection dans les tubes, Saint-germain Paris 1974.
- [5] **M. Bouttout et R. Bessaih**. (2006)“Etude de l’instabilité hydrodynamique et thermique lors du refroidissement à air des sources de chaleur “, *Thèse de Magister, IGM, Université Mentouri de Constantine*.
- [6] **T.Icozet Y. Jaluria**. (2005)“Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel”*Numerical heat transfer, part A, vol 48 pp 831-847*.
- [7] **A. Hamouche**. (2007)“Refroidissement à air des composants électroniques par convection Mixte “Mémoire de Magistère, Université Mentouri de Constantine.
- [8] **O. Manca, S. Nardini, V. Nazo**. (2002)“Effect natural convection of the distance between an inclined discretely heated plate and a parallel shroud bellow “*Journal of heat Transfer, vol 124 pp 441-451*.
- [9] **A. Bazylak, N. Djilali, D. Sinton**. (2006)“Natural convection in an enclosure with distributed heat sources “*Numerical Heat Transfer, Part A vol, 49 pp 655-667*.
- [10] **H. Gunes**. (2003)“Analytical solution of buoyancy-driven flow and heat transfer in a vertical channel with spatially periodic boundary conditions”*Heat and Mass Transfer vol 40 pp 33-45*.
- [11] **B. Calgani, F. Msili, M. Paroncini**. (2005)“Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below “, *Applied Thermal engineering vol 25 pp 2522-2531*.
- [12] **M.C. D’Orazio, C. Cianfrini, M. Corcione**. (2004)“Rayleigh - Bénard convection in all rectangular enclosure “, *International Journal of Thermal Sciences vol 43 pp 135–144*.
- [13] **T. Furukawa, W-J Yang**. (2003)“Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs “, *International Journal of Heat and Mass Transfer vol 46 pp 5005-5015*.
- [14] **H. Bhowmik et K. W. Tou**. (2005)“An experimental study of transient heat transfer from discrete heat sources in water cooled vertical rectangular channel”, *Journal of Electronic Packaging, vol 127 pp 193-199*.
-

- [15] **Wu-S.FuetB.H.Tong.** (2004)“Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with transversally oscillating cylinder “, *International Journal of Heat Transfer* vol 47 pp 341-351.
- [16] **Timothy J. Y. K.Vafai.** (1998)“Convective cooling heated obstacle in a channel”, *International Journal of Heat and Mass transfer* vol 41 pp 3131-3148.
- [17] **S. Y. Kim, B Y. H. Kang et Jae Min Hyun.** (1998)“Forced convective heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow “, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 41, N° 3, pp 625-6634.
- [18] **T.J. Young, K.Vafai.** (1998)“Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 41 3279-3298.
- [19] **M. M. Mohamed.** (2005)“Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink “, *Applied Thermal Engineering* xxx xxx-xxx.
- [20] **A.Korichi, H. Chérifi et L. Oufer** (2005).“Transfert convectif lors d’un écoulement oscillatoire en présence d’un barreau cylindrique“, *17ème congrès français de Mécanique. Troyes – Septembre.*
- [21] **E. Papanicolaou et Y. Jaluria.** (1992)“Transition to a periodic regime in mixed convection in a square cavity “, *J. A. Reizes (Editor)* pp 478-491.
- [22] **H. Bhowmik, C. P. Tso, K.W. Tou, F. L Tan** (2005)“Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel“, *Applied Thermal Engineering* vol 25 pp 2532-2542.
- [23] **T. Icozet Y. Jaluria.** (2004)“Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs”, *Journal of Electronic Packaging*, vol 126 pp 465 -471.
- [24] **Q.Wanget Y. Jaluria.** (2004)“Three dimensional conjugate Heat Transfer in a horizontal channel with discrete heating “, *Journal of Heat Transfer*, vol 126 pp 642 -647.
- [25] **Q.Wang et Y. Jaluria.** (2002)“Instability and heat transfer in mixed convection flow in a horizontal duct with discrete heat sources “, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol 42: pp 445 –463.
- [26] **F. Moukalled, A. Doughan, S. Acharya.** (2000)“Parametric study of mixed convection in channels with concave and convexes surfaces”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 43, pp 1947 – 1963.
-

- [27] **H.W.Wu, S.W. Perng.** (1999)“Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in horizontal channel “,*International Journal of Heat Transfer* vol 42 pp 1217 – 1235.
- [28] **N. Islam, U. N. Gaitonde, G. K. Sharma.** (2001)“Mixed convection heat transfer in the entrance region of horizontal annuli “,*International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 44 pp 2107 – 2120.
- [29] **Lih–C.Fang.** (2003)“Effect of mixed convection on transient hydrodynamic removal of contaminant from cavity“, *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 46 pp2039 – 2049.
- [30] **S. W. Chen, C. Y. Chang, J.T. Lir, T. F. Lin.** (2004)“Stabilisation and elimination of transient instable mixed convective vortex flow of air in a bottom heated horizontal flat duct by top plate heating “,*International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 47 pp 4137–4152.
- [31] **M.H.Lin, C.Tai Chen.** (2002)“Numerical Study of thermal instability in mixed convection flow over horizontal and inclined surface”,*International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 45 pp 1595 – 1603.
- [32] **A. A. Bousedra, H. M. Soliman.** (2000)“Experimental investigation of laminar mixed convection in an inclined semi circular duct under buoyancy assisted and opposed conditions“,*International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 43pp 1103–1111.
- [33] **A.Barletta.** (1998)“Laminar mixed convection with viscous dissipation in a vertical channel “,*International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 41 pp 3501–3513.
- [34] **J.S.YOO.** (1998) “Mixed convection of air between two horizontal concentric cylinders with a cooled rotating outer cylinder “,*International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 41, N°2, pp 293 – 302.
- [35] **A. Barletta, E. Zankini.** (2001)“Mixed convection with viscous dissipation in an inclined channel with prescribed wall temperatures”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 44 pp 4267 – 4275.
- [36] **S.Y.KIM, H.J.SUNG AND J.M. HUN,** (1992)“Mixed convection from multiple layered boards with cross stream wise periodic boundary conditions”, *International Journal of heat and mass Transfer*, Vol 35, N°11, pp 2941 – 295.
- [37] **J. G. B. Saldana.** (May 2005)“Numerical Simulation of mixed convection over a three dimensional Horizontal Backward – Facing Step “,*National Polytechnic Institute, Mexico.*
-

- [38] **C. Abid, F. Papini et A. Ropke.** (1993) "Intermittence spatio-temporelle d'un écoulement cylindrique dans un conduit horizontal : détermination du champ de température externe par thermographie infrarouge et étude de comportement ", *J. Phys.III France* 3 pp255-266.
- [39] **J. C. Leong, N. M. Brown, F. C. Lai,** (2005) "Mixed convection from an open cavity in a horizontal channel", *International communication in Heat and Mass Transfer* vol 32 pp583-592.
- [40] **T. S. Chang, Y. H. Shian,** (2005) "flow pulsating and baffle's effect on the opposing mixed convection in a vertical channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 48 pp 4190 – 4204.
- [41] **S.HABCHI et S. ACHARYA.** (1986) "Laminar mixed convection in partially blocked vertical channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, No. 11, pp.1711-1722.
- [42] **S. Banarjee A. Mukhopadhyay , S. Senand R. Ganguly** (2008), "Natural convection in a bi-heater configuration of passive electronic cooling", *International Journal of Thermal Sciences*.
- [43] **Yen-Ley Tsay et Jen-Chieh Cheng** (2008), "Analysis of convective heat transfer characteristics for a channel containing short multi-boards mounted with heat generating blocks", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 145–154.
- [44] **Hakan F. Oztop et al,** (2009) "Control of heat transfer and fluid flow using a triangular bar in heated blocks located in a channel", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 878–885.
- [45] **S. H. Kim ET N. K. Anand** (2000), "Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface-mounted heat sources». *Numerical Heat and Transfer*, 38, 1-21.
- [46] **Chen-Don Luy, Chin-Hsiang Cheng & Wen-Hsiung Huang.** «Forced Convection in Parallel- Plate Channels with a Series of Fins Mounted on the Wall», *Applied Energy* 39 (1991) 127 144.
- [47] **Adnan M.Hussein, R.A.Bakar, K.Kadirgama.** «Study of forced convection nanofluid heat transfer in the automotive cooling system», *Case Studies in Thermal Engineering* 2 (2014) 50–61.

- [48] **M.J. HUANG ET C. CHEN** Mixed convection and heat transfer for a fin in pores medium. International journal of heat and mass transfer. Vol25, PP.961-973, 1982.
- [49] **B.H. CHANG ET A.F. MILLS** Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins. International journal of Heat and mass Transfer. Vol 109/25, 1987.
- [50] **Y. KABAR** Etude numérique de la convection forcée dans les tubes munis d'ailettes intérieures. Mémoire de magister, Département de génie mécanique, Université Mentourie-Constantine, Mag 4-56, 2002.
- [51] <http://courses.cit.cornell.edu/fluent>.
- [52] **D. Fedala**, « Initiation a la CFD », Octobre 2007.