

**Université du 8 mai 1945 – Guelma**  
**Faculté des Sciences et de la Technologie**  
**Département de Génie Mécanique**



**Mémoire de fin d'étude**

Présenté par : LATRECHE Maamar

**Master**

**Option : Maintenance Industrielle**

=====

**Etude numérique du transfert de chaleur par  
convection mixte dans un canal horizontal chauffé à  
flux uniforme :**

**Application aux capteurs solaires**

=====

Sous la Direction de :

**Mr. BOUREZG K**

**Année universitaire 2014/2015**

## Remerciements

*Je remercie tout d'abord ALLAH Le Miséricordieux qui m'a donné la force et la patience pour terminer ce modeste travail.*

*Je tiens à remercier mon promoteur k.bourezg pour son encadrement efficace, ses conseils avisés et ses remarques pertinentes et pour l'aide qu'il a apporté au cours de ce travail.*

*Mes remerciements vont également aux membres du jury pour avoir accepté d'évaluer mon modeste travail.*

*J'associe à cet hommage, tous mes collègues de l'université de 8 mai 45*

*Enfin, je ne saurais terminer ces remerciements sans les adresser à mes chers parents ainsi qu'à toute ma famille sans oublier tous mes camarades.*



## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail aux êtres les plus chers être au monde : Ma mère et mon père leur amour, leur tendresse, et pour leur soutien moral et matériel durant toute les étapes de ma vie*

*A mes sœurs : ismahane, hanane et imane*

*A mon frère : moukhtar*

*A ma fiancée soumya*

*A toute mes amie*

*A toute la famille sans exceptions*

***Latreche***

***maamar***



## Introduction générale

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc. En outre, de nos jours, par suite de l'accroissement relatif du prix de revient de l'énergie, on recherche dans tous les cas à obtenir le rendement maximal d'une installation pour une dépense d'énergie minimale.

Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température. Si deux points matériels placés dans un milieu thermiquement isolé sont à la même température, on peut affirmer qu'il n'existe aucun échange thermique global entre ces deux points dits en équilibre thermique (il s'agit bien d'un équilibre thermique car chacun des points matériels émet une énergie thermique nette de même module, mais de signe opposé). Le transfert de chaleur au sein d'une phase où, plus généralement, entre deux phases, se fait suivant trois modes : la conduction, la convection et le rayonnement ; la convection constitue le mode de transfert de base vu qu'elle soit quasiment omniprésente dans les différents domaines technologiques.

Dans les écoulements avec transfert de chaleur, la convection peut se présenter sous trois modes, à savoir la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte. Cette dernière qui s'implique dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels trouve son application dans les échangeurs de chaleur destinés au chauffage ou au refroidissement des fluides, dans les procédés chimiques, dans les industries alimentaires, ainsi que dans le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques.

L'objectif de ce travail, consiste de faire une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte d'un écoulement de fluide newtonien, incompressible et permanent en

régime laminaire dans un canal horizontal dont sa paroi supérieure est chauffée à un flux uniforme, appliquée pour les capteurs solaires plan .

Cette étude s'articule sur quatre (04) chapitres essentiels et une conclusion.

Le premier chapitre, est une recherche bibliographique, couvrant les travaux scientifiques expérimentaux et numériques qui ont été fait dans ce domaine.

le second chapitre, nous allons présenter la modélisation mathématique, en présentant le problème physique de notre étude, suivi par une formulation mathématique des équations de continuité, de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation de l'outil numérique de calcul, en précisant les différentes étapes pour réaliser la géométrie et générer un maillage sur le logiciel Gambit. Le code Fluent sera présenté en détail afin de permettre la discrétisation des équations régissant le mouvement du fluide en utilisant la méthode des volumes finis.

Le dernier chapitre sera consacré à l'interprétation des différents résultats obtenus par le code Fluent, on commence par l'effet de maillage sur la solution numérique, puis, l'effet du nombre de Reynolds sur les différents paramètres, en utilisant l'air au premier lieu comme un fluide de refroidissement. une étude comparative avec les résultats du cas de l'air aura lieu dans ce travail en utilisant cette fois ci l'eau comme un fluide refroidissement.

On termine ce travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus avec des recommandations.

## I.1. Définition de la convection :

Le terme convection vient du mot latin « convectio », qui signifie action de transporter. Elle peut se présenter sous trois modes, à savoir la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte :

- **la convection naturelle ou libre**, lorsque l'écoulement est seulement dû à une variation de densité du fluide .
- **la convection forcée**, où l'écoulement est dû à une force extérieure (ventilateur, etc.).
- **la convection mixte** qui est une combinaison des deux.

La densité du flux thermique " " est donnée par la loi de Newton :  $\dot{Q} = h \cdot S \cdot (T_p - T_f)$

Avec :

$\dot{Q}$  : Flux de chaleur transmis par convection ; (W)

$h$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection ; ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

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

$T_p$  : Température de surface du solide ; ( $^\circ C$ )

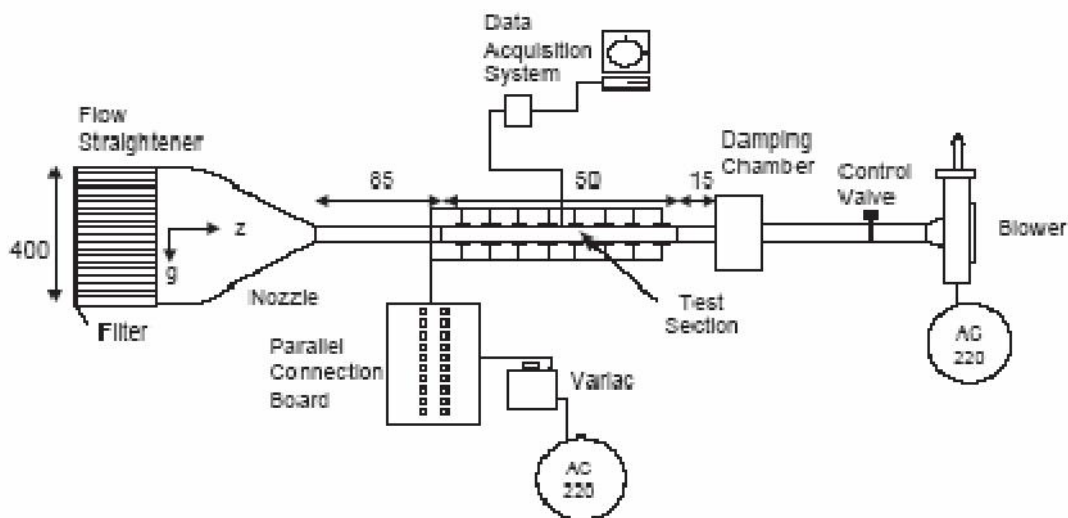
$T_f$  : Température du fluide loin de la surface du solide ; ( $^\circ C$ )

Remarque : La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$  est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

## I.2. Revues bibliographiques :

Beaucoup de travaux scientifiques ont été publiés pour analyser expérimentalement et numériquement le phénomène de transfert de chaleur par convection avec ses trois formes (naturelle, forcée et mixte) dans un canal différentiellement chauffé ou chauffé à un flux constant ou contient des sources de chaleurs. Parmi ces travaux publiés, nous citons :

**Dogan et al. [1]** ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut (figure 1). Pour des dimensions expérimentales, la température de surface et la distribution du nombre de Nusselt moyen des sources de chaleur discrètes ont été obtenues pour différents nombres de Grashof. En outre, les résultats montrent que la force de buoyancy (de pesanteur), le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur, notamment, dans les dernières rangées des sources sont directement liés aux nombre de Grashof et au nombre de Reynolds.



**Fig. I.1** : Dispositif expérimental [1]

Nomenclature de la figure I.6 :

**Flow straightener** : redresseur d'écoulement **Test section** : section de test

**Filter** : filtre **Variac** : variateur de courant électrique

**Nozzle** : tuyère **Parallel Connection board** : plaque de connection

**Data acquisition system** : système d'acquisition parallèle.

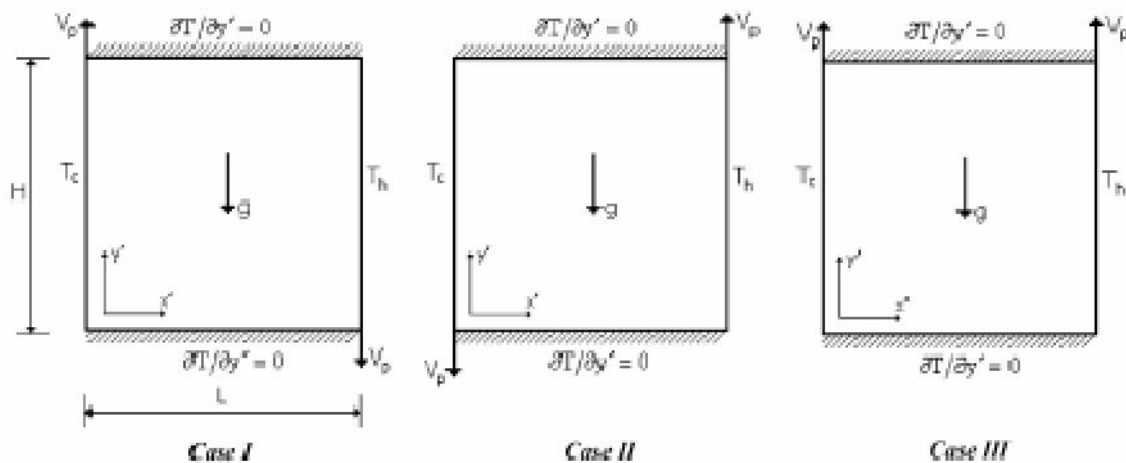
des données **Control valve** : valve de contrôle **Blower** : soufflerie



**Damping chamber** : chambre d'humidification **Control valve** : valve de contrôle

**Barletta** [2] 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 est que le transfert de chaleur n'est pas dû simplement à la conduction pure comme dans le cas où on néglige la dissipation visqueuse.

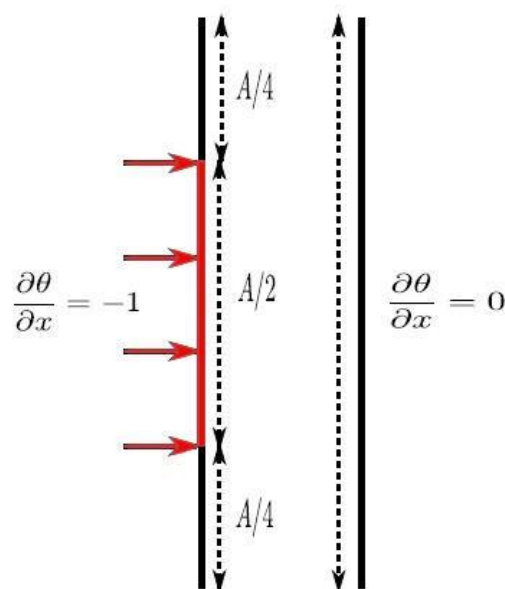
**Oztop et al.** [3] ont étudié numériquement la convection mixte bidimensionnelle stationnaire dans une cavité carrée portant deux parois mobiles verticales et chauffées différentiellement. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques. Trois cas étaient considérés dépendants de la direction du mouvement des parois (figure 2). Les paramètres gouvernant l'écoulement sont le nombre de Richardson ( $0.01 < Ri < 100$ ) et le nombre de Prandtl (0.7). Les résultats montrent que l'écoulement du fluide et le transfert thermique dans la cavité sont tous les deux affectés par le nombre de Richardson et la direction du mouvement des parois et pour  $Ri > 1$ , le transfert de chaleur est assez meilleur.



**Fig.I.2** : Enceinte carrée aux parois verticales amovibles [3]

**YOO [4]** 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, pour  $Ra < 105$ ,  $Re < 1500$  et  $0.5 < \gamma < 5$ . 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.

**Zoubir Amine et al. [5]** ont étudié numériquement les transferts thermo-convectifs dans un canal vertical à flux imposé. Le canal est ouvert dans ses deux extrémités (Figure 3), une paroi est chauffée partiellement (densité de flux constante), l'autre est adiabatique. Le canal de longueur  $L$ , de largeur  $d$  et de rapport de forme  $A = L/d = 10$  est rempli d'air dont le nombre de Prandtl est égal à  $Pr = 0.71$ . L'écoulement est supposé incompressible, laminaire et bidimensionnel. Le mouvement d'air est gouverné par les équations de Navier-Stokes sous l'hypothèse de Boussinesq.



**Fig.I.3 :** Géométrie du canal avec les conditions aux limites thermiques [5].

**Bousedra et al. [6]** ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un écoulement laminaire de l'eau dans la région d'entrée d'une conduite semi circulaire avec des inclinaisons ascendante et descendante, d'un angle variant entre  $-20^\circ$  et  $+20^\circ$ , 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 une large gamme du nombre 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.

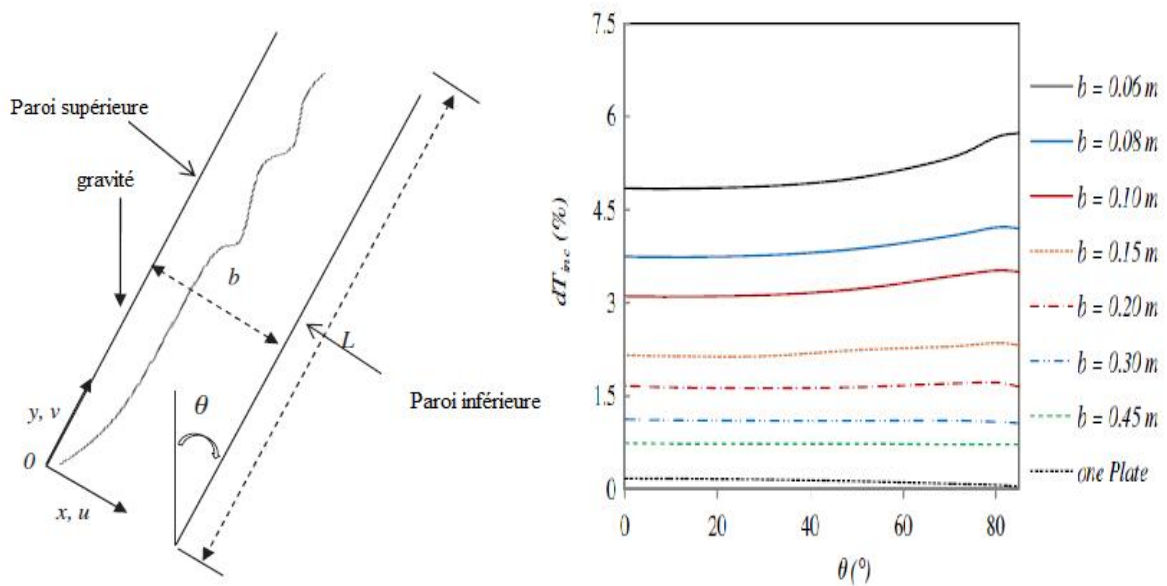
**Barletta et al. [7]** ont étudié analytiquement la convection mixte laminaire avec dissipation visqueuse dans un canal incliné, dont les parois sont maintenues respectivement aux températures  $T_1$  et  $T_2$ . Deux cas sont considérés : en premier lieu, la convection forcée avec dissipation visqueuse pour des valeurs fixes du nombre de Brinkman, avec  $T = \mu U_o^2/k$  est la différence de température de référence,  $U_o$  est la vitesse à l'entrée,  $\mu$  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 buoyancy et vice versa.

**Ali S. Alzwayi et Manosh C. Paul [8]** ont fait une étude sur la transition du flux de convection libre à l'intérieur d'un canal à paroi parallèle inclinée (figure 4). Ils ont étudié les effets de changement d'angle d'inclinaison et la largeur du canal sur le flux qu'il traverse le canal. L'angle d'inclinaison du canal est varié de  $0^\circ$  à  $85^\circ$  par rapport à sa position verticale, tandis que la distance séparant les deux plaques est systématiquement diminué 0,45 à 0,06 m. Le canal est formé par deux plaques inclinées chacune avec une longueur  $L$ , et la distance entre les plaques est  $b$ . Le mur sur le côté supérieur est isotherme et chauffée ci-dessous, tandis que l'autre est adiabatique. La simulation numérique est considérée comme la convection naturelle en deux dimensions et l'état d'équilibre de l'air est choisi pour être le fluide d'essai.

Pour l'investigation sur l'effet de la largeur du canal les auteurs ont met la paroi supérieur isothermique en  $70^\circ\text{C}$ , la paroi inferieur adiabatique et la température d'air  $15^\circ\text{C}$ . Les résultats

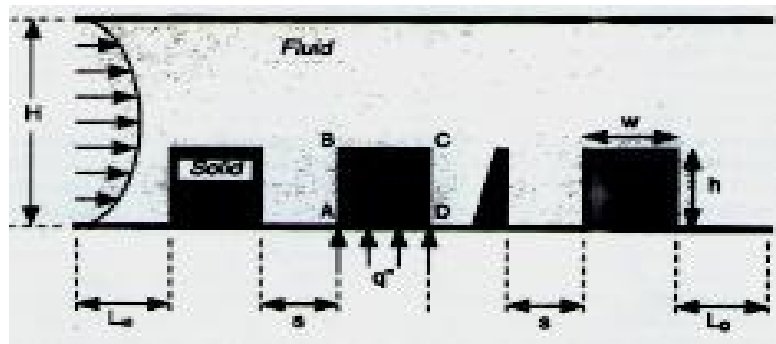
de changement de la longueur du canal sur la température moyenne sont montrés dans la figure 3.b.

En général, les résultats montrent que la température de sortie augmente lorsque la largeur du canal est réduite progressivement mais, l'effet de l'angle d'inclinaison n'est pas direct et la température semble être plus influencée par la faible largeur du canal quand il est en particulier positionné à un angle supérieur à  $60^\circ$ .



**Fig.I. 4.a** La géométrie du problème [3] **Fig.I.4.b** La température moyenne de sortie [8]

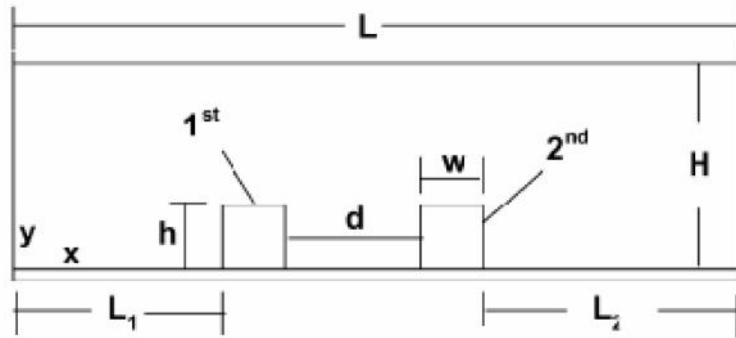
**Young et Vafai [9]** ils ont fait un processus numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal muni d'obstacles chauffés et montés sur sa paroi inférieure. Ils ont étudié les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi 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. en conclusion les paramètres de dimensions qui spécifient se système comportement le diamètre ( $D_h=2H$ ) qui basée sur le nombre du Re la conductivité thermique des obstacle la hauteur, des obstacle, la largeur et l'espacement. Le résultat présenté dans ce travail présente seulement un petite fraction des cas qu'il étudie.



**Fig.I.5** : Géométrie du canal avec les conditions aux limites thermiques [9]

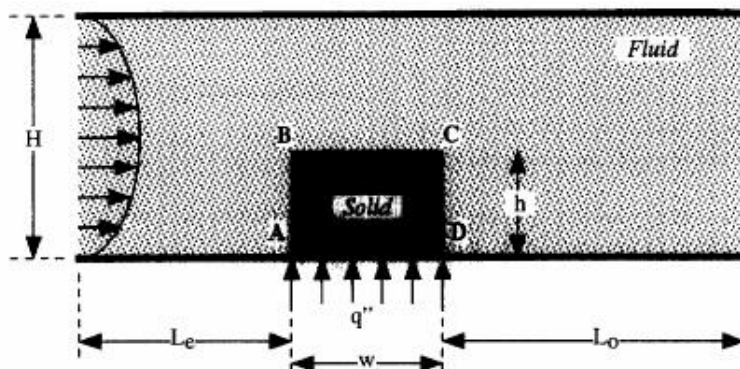
**Calgani et al.** [10] ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur en convection naturelle dans des enceintes carrées chauffées par les basses et refroidies à partir des parois latérales. Leur étude est concentrée sur l'effet de l'augmentation de la longueur de la source sur le développement de l'échange de chaleur. Les deux études numérique et expérimentale montrent un transfert conductif pour  $Ra < 104$  (nombre de Rayleigh), alors que le phénomène convectif se développe complètement pour  $Ra > 105$ , 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.

**Icoz et Jaluria** [11] qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle en deux dimensions, dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur identiques (**figure 6**). L'intérêt particulier de cette étude est la simulation exacte des conditions aux limites proches de la réalité dans un tel 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. Cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur sont relativement petits, et l'augmentation de la hauteur du canal, conduit à un écoulement moins stable et par conséquent à une diminution du nombre de Grashof critique.



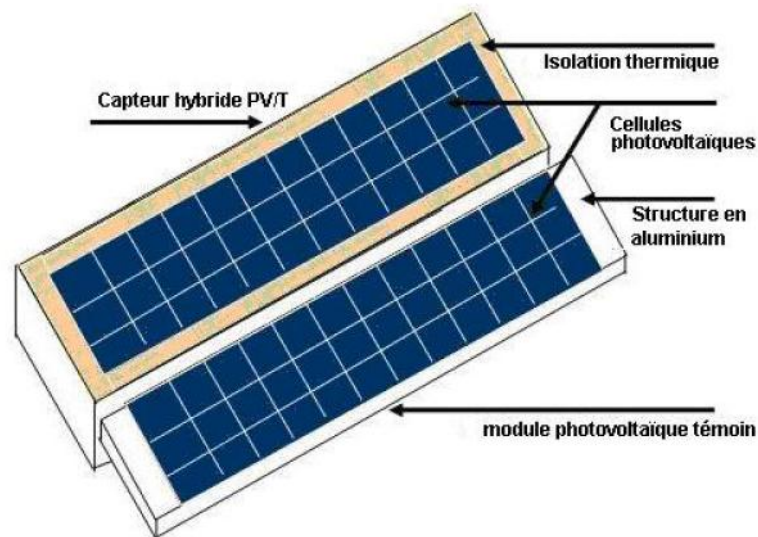
**Fig.I.6** : Canal horizontal contenant deux composants électroniques [11]

**Young et al. [12]** ont fait une investigation numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal contenant une rangée d'obstacles chauffés et attachés à sa paroi inférieure (figure 7). 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.



**Fig.I.7** : Canal contenant un seul obstacle Chauffé [12].

**K.Touafek et al. [13]** ont étudié expérimentalement un prototype de capteur hybride photovoltaïque thermique pour évaluer ses performances électriques et thermiques (figure 8). La température des modules photovoltaïques peut être abaissée par extraction de la chaleur à l'aide d'une circulation naturelle ou forcée adéquate d'un fluide. La chaleur extraite pourrait alors être utilisée pour chauffer de l'eau ou transformée en une autre énergie. On augmenterait ainsi le rendement électrique du capteur et exploiter l'énergie thermique recueillie. Les résultats obtenus permettent de penser que ce type de capteur constitue une bonne alternative aux modules photovoltaïques et aux capteurs thermiques classiques installés séparément.

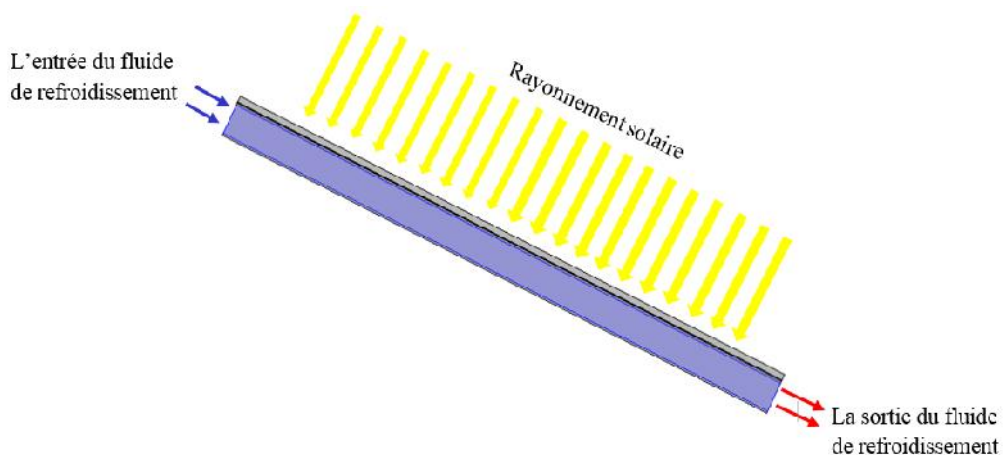


**Fig.I.8 :** Configuration du capteur [13].

**C. Kaidouchi et C. Ould Lahoucine [14]** ont fait une simulation numérique d'un capteur hybride photovoltaïque/thermique à eau. Dans ce travail, l'efficacité globale d'un capteur hybride PV/T sera évaluée en utilisant le logiciel COMSOL Multiphysics qui se base sur la

méthode des éléments finis (FEA). Le canal à travers lequel le fluide caloporteur (dans notre cas l'eau) sera modélisé ceci en supposant une température d'entrée de l'eau connue.

L'analyse numérique d'un capteur hybride PV/T utilisant l'eau comme fluide de refroidissement a été faite en utilisant COMSOL Multiphysics comme moyen de simulation. Deux types de capteurs ont été étudiés, le capteur sans vitrage et avec vitrage de protection, respectivement. Il ressort de cette étude que si le rendement thermique est meilleur pour le capteur sans vitre, le rendement électrique est légèrement meilleur pour le capteur avec vitrage de protection. ils ont trouvés qu'effectivement un seul canal est suffisant pour refroidir un capteur hybride PV/T à eau.



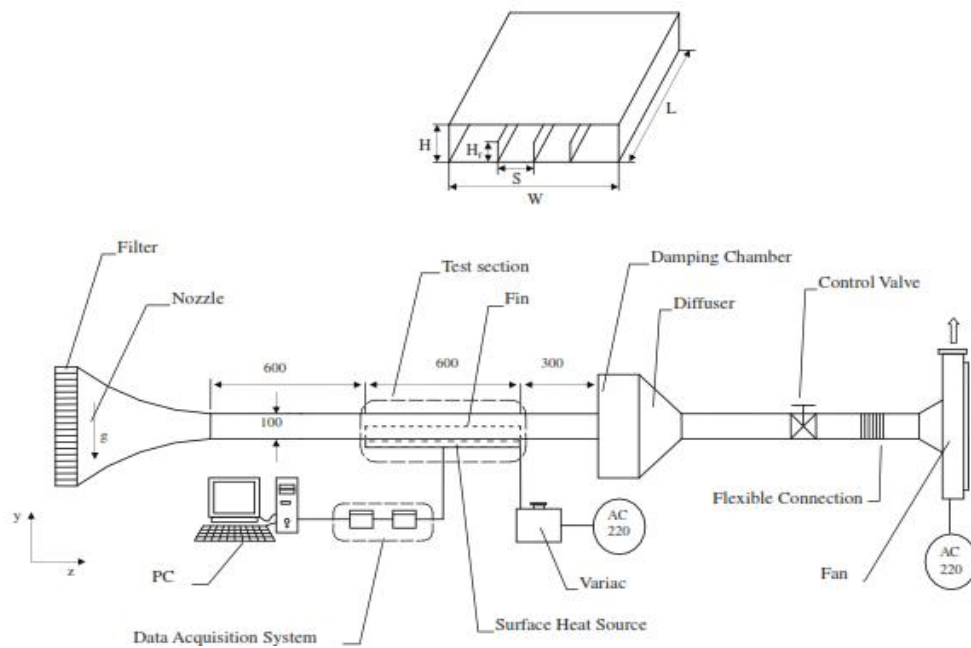
**Fig.I.9** : La conception du capteur hybride PV/T refroidi à eau [14].

Le transfert de chaleur par convection mixte à partir des ailettes longitudinales à l'intérieur d'un canal horizontal a été étudié par **M. Dogan et M. Sivrioglu [15]** pour une large gamme de nombres de Rayleigh modifiés et des hauteurs différentes et des pas d'ailettes. Une étude paramétrique expérimentale (figure 8) a été effectuée pour étudier les effets de l'espacement des ailettes, hauteur d'ailette et de l'ampleur du flux de chaleur sur le transfert de chaleur par convection mixte à partir de réseaux d'ailettes rectangulaires chauffées par le bas dans un canal horizontal. L'espacement entre les ailettes optimales pour obtenir un transfert de chaleur maximal a également été étudié. Pendant les expériences de condition aux limites à flux constant de chaleur ont été réalisées et l'air a été utilisé comme fluide de travail. La vitesse d'entrée de fluide est maintenue à peu près constante ( $0,15 \leq V \leq 0,16$  m/s) et le nombre de



Reynolds était toujours de  $Re = 1500$ . Des expériences ont été menées pour les nombres modifiés de Rayleigh  $3 \cdot 10^7 < Ra^* < 8 \cdot 10^8$  et le nombre de Richardson varie entre

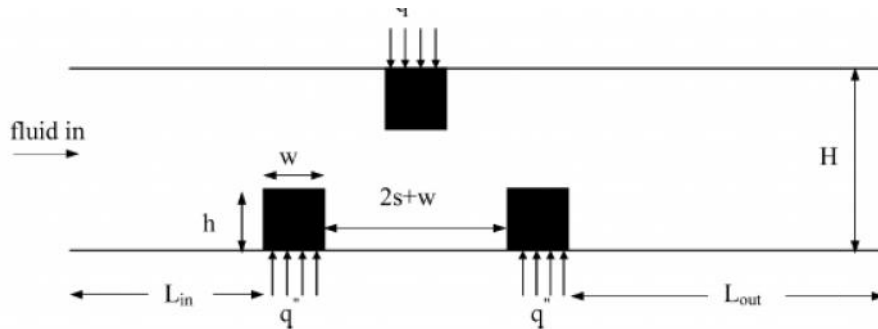
$0,4 < Ri < 5$ . Pour le transfert de chaleur par convection mixte, les résultats obtenus à partir d'études expérimentales montrent que l'espacement des ailettes optimal qui donne le transfert de chaleur maximum est de  $S = 9.8$  mm et l'espacement optimal ailette dépend de la valeur de  $Ra^*$ .



**Fig.I.10:** Schéma du dispositif expérimental (mesures en mm) [15].

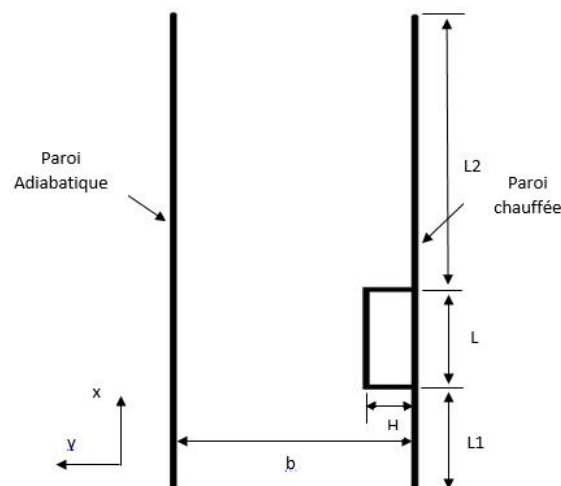
**A. Korichi et L. Oufar [16]** ont fait une étude numérique de transfert de chaleur par convection entre un fluide et trois obstacles physiques (blocs) monté sur la paroi inférieure (2 blocs) et sur la paroi supérieure (1 bloc) d'un canal rectangulaire (figure 11). L'écoulement du fluide est laminaire circulant à travers le canal. L'effet du nombre de Reynolds, l'espacement et les dimensions du bloc à fluide et solide rapport de conductivité thermique ont été étudiés. Un flux de chaleur uniforme à travers les blocs a été supposé. Les résultats obtenus montrent que, lorsque la valeur du nombre de Reynolds a été augmentée, la chaleur retirée des obstacles augmente sensiblement avec une évacuation de la chaleur maximale dans les coins

d'obstacles. De plus, la différence de température entre les trois obstacles diminuait à mesure que le nombre de Reynolds a été augmentée.



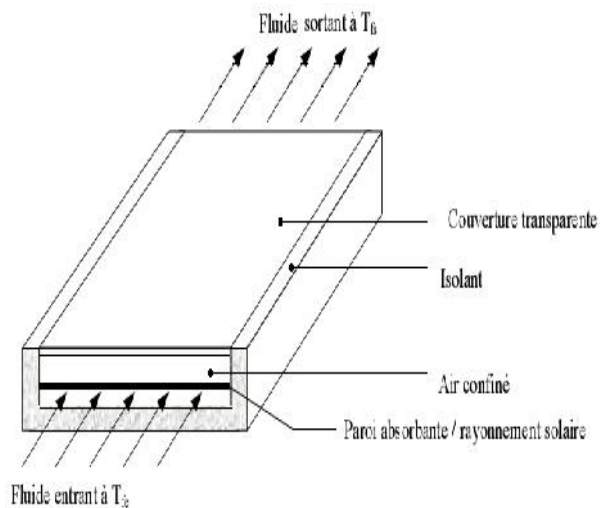
**Fig.I.11:** Schéma du dispositif expérimental (mesures en mm) [16].

**A. Moumeni et K. Bourezg [17]** ont fait une étude numérique d'un écoulement d'air par convection mixte dans un canal vertical ayant un obstacle monté sur la paroi chaude, chauffée à température constante ou à flux constant et l'autre paroi est considérée adiabatique. Le code Fluent a été utilisé comme un outil numérique pour résoudre le problème. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de nombre de Reynolds, ainsi que la hauteur de l'obstacle, améliore le transfert de chaleur.

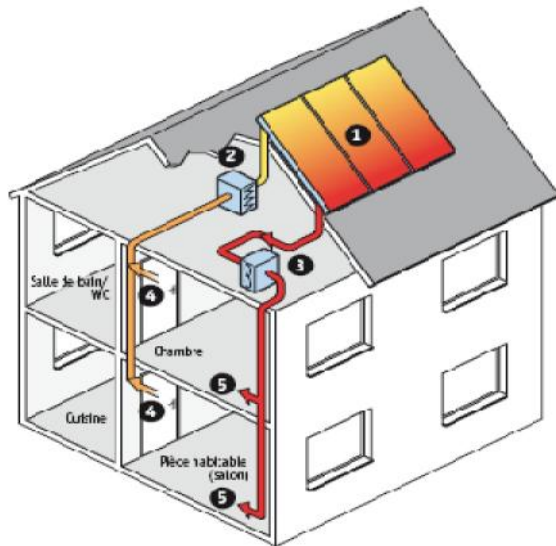


**Fig.I.12 :** Géométrie du canal vertical contenant un seul obstacle [17].

**Amraoui Mohammed Amin [18]** a fait une étude numérique d'un capteur solaire plan à air muni de chicanes (figure I.13.a et b). Les résultats obtenus à partir des différents types de capteurs solaires considérés permettent de déduire que l'introduction de rugosité au niveau de l'isolant est un facteur très important pour l'amélioration des performances d'un capteur.



**Fig.I.13.a** : Schéma de principe d'un capteur Solaire plan. [18].



**Fig.I.13.b** : Chauffage et climatisation des Habitations. [18].

### I.3. Objectif du travail :

L'objectif de notre travail consiste à faire une étude numérique du transfert de chaleur d'un écoulement par convection mixte d'un fluide newtonien, incompressible et laminaire dans un canal horizontal dont sa paroi supérieure est chauffée à flux uniforme, alors que la paroi inférieure est considérée comme adiabatique. Un code CFD (Computational Fluid Dynamics), sera utilisé pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide, en utilisant la méthode des volumes finis. Ces équations traduisent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et la conservation de l'énergie. La création de la géométrie ainsi que le maillage se font sous le logiciel " Gambit"2.0. Ce logiciel propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées.

"Fluent" est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes

d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une facilité relative.

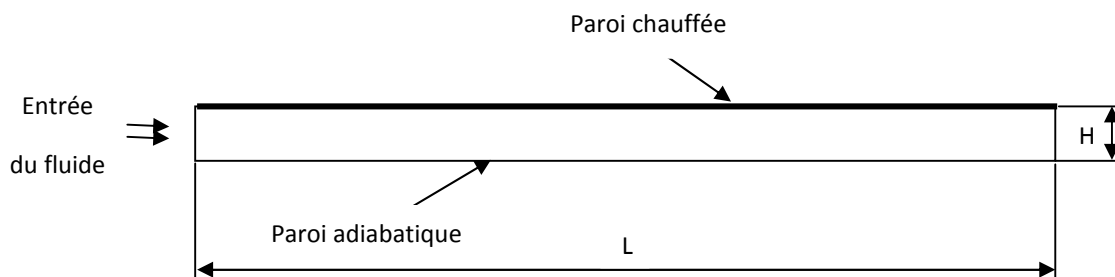
## II. Modèle mathématique [19] :

### II.1. 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. La caractéristique essentielle du transfert de chaleur par convection 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.2. Géométrie du problème :

La géométrie du problème considéré est schématisée par la figure (II.1). Elle présente un canal horizontal d'un capteur solaire plan (PVT) de longueur ( $L$ ) et de hauteur ( $H$ ). la paroi supérieure est chauffée à un flux uniforme ( $q$ ), tandis que la paroi inférieure est supposée adiabatique (isolée thermiquement). A l'entrée du canal, le fluide (air ou eau) est pénétré avec une vitesse uniforme ( $U_0$ ) et une température ambiante ( $T_0$ ) pour refroidir la paroi supérieure.



**Fig. II.1.** Géométrie du problème.

### II.3. Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes) :

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 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.3.1. Equation de continuité [20] :

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

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

(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 :

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

#### II.3.2 Equations de la 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 sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit :

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

$\frac{\partial}{\partial t} \rho u_i$  : représente le taux de variation de la 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 pression.

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

### II.3.3 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:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} K \frac{\partial T}{\partial x_j} + q + \mu \Phi \quad (\text{II.4})$$

Où :

K : La conductivité thermique.

PC : La chaleur spécifique à pression constante.

$\rho$  : La masse volumique.

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

$\mu$  : Viscosité dynamique du fluide.

$\Phi$  : La dissipation visqueuse.

## II.4. Modèle mathématique et équations dimensionnelles

### II.4.1. Hypothèses :

1-Fluide Newtonien et incompressible.

2-Milieu continu.

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

4-Régime laminaire  $Re < 2300$ .

5-La dissipation visqueuse est négligeable.

6-L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ( $\rho = \rho_0$ ), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de  $\rho$  en fonction de la température est donnée comme suit (Bejan, (1993) [20 ]) :



$$= \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad (\text{II.5})$$

$T_0$  : Température de référence.

$\beta$  : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

$\rho_0$  : Masse volumique du fluide à  $T_0$

7- Les propriétés physiques du fluide ( $\mu$ ,  $\beta$ ,  $C_p$ ,  $K$ ) sont supposées constantes.

➤ **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.6})$$

➤ **Equation de mouvement.**

**Suivent x :**

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

**Suivent y :**

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \rho_0 g (T - T_0) \quad (\text{II.8})$$

➤ **Equation d'énergie :**

$$C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} K \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( K \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (\text{II.9})$$

## II.5. Adimensionnalisation des équations :

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence. <sup>TM</sup>

**II.5.1 Grandeurs caractéristiques :** Elles sont définies comme suit :

H : hauteur caractéristique

U<sub>0</sub> : pression caractéristique

T<sub>S</sub>-T<sub>0</sub> : température caractéristique

U<sub>0</sub> : vitesse caractéristique

K<sub>air</sub> : conductivité thermique de l'air

ν<sub>air</sub> : viscosité cinématique de l'air

**II.5.2. Variables caractéristiques :**

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{U_0}, \quad V = \frac{v}{V_0},$$
$$= \frac{T-T_0}{T_S-T_0}, \quad P^* = \frac{P-P_0}{U_0^2}$$

➤ **Equation de continuité:**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II. 10})$$

➤ **Equation de la quantité de mouvement:**

**Suivent x :**

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial X} \left( v^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( v^* \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \quad (\text{II. 11})$$

**Suivent y :**

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial X} v^* \frac{\partial V}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial Y} v^* \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{Gr}{Re^2} \theta \quad (II. 12)$$

➤ **Equation d'énergie :**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \frac{\partial \theta}{\partial X} K^* \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{\partial \theta}{\partial Y} K^* \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad (II. 13)$$

$$K^* = \begin{cases} \frac{k_s}{k_{air}} & \text{dans la paroi chaude} \\ 1 & \text{dans la région fluide} \end{cases}$$

$$v^* = \begin{cases} \frac{v_s}{v_{air}} \rightarrow \infty & \text{dans la paroi chaude (region solide)} \\ 1 & \text{dans la région fluide} \end{cases}$$

**K** Conductivité thermique adimensionnelle

$$k_s = 148 \text{ w/m.k (pour Silicone)}$$

$$k_s = 204 \text{ w/m.k (pour Aluminium)}$$

$$k_{air} = 0.0296 \text{ w/m.k}$$

$v$  Est la viscosité cinématique adimensionnelle

### II.5.3. Nombres Adimensionnelles :

➤ **Nombre de Prandtl :**  $Pr = \frac{v_{air}}{\alpha_{air}}$

➤ **Nombre de Reynolds:**  $Re = \frac{U.H}{v_{air}}$

➤ **Nombre de Grashof:**  $Gr = \frac{g\beta(T-T_0)H^3}{v_{air}^2}$

➤ **Nombre de Richardson:**  $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$

### **III.1. Introduction :**

Les écoulements des fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique exacte à de tel système du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est-à-dire non-linéaires d'une part et couplées d'une autre part, comme dans le cas de la convection mixte. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations [21].

### **III.2 choix de la méthode numérique :**

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équation algébrique obtenu après la discrétisation. Parmi les techniques et/ou les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transferts thermiques, on peut citer la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis. Pour notre présente étude, la méthode des volumes finis est la méthode utilisée, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de la quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable pour les géométries complexes. La méthode des volumes finis est localement conservative, car elle est basée sur une approche « balance » ! La balance locale est écrite sur chaque cellule de discrétisation, qui sera appelée « volume de contrôle.

### **III.3 Principe de la méthode des volumes finis [21]:**

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

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

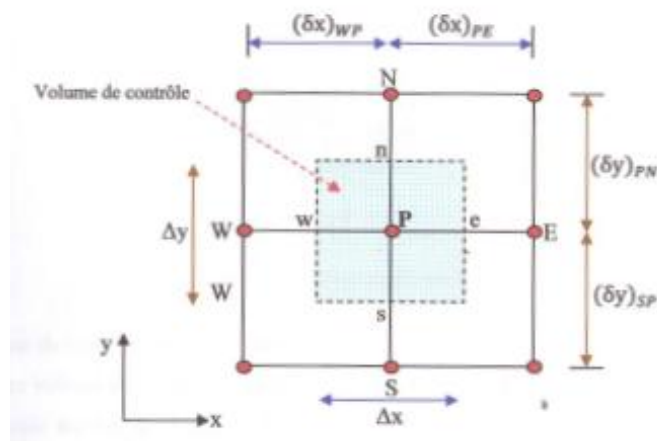
b) Intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle ;

c) Choisir un profil de variation de la quantité à trouver (par exemple : température, pression, etc....) entre deux nœuds consécutifs pour pouvoir évaluer les dérivées à l'interface. Ceci nous conduit à l'obtention d'une équation algébrique simple appelé « équation discrétisée » qui est propre à chaque nœud du domaine. Donc, si celui-ci est constitué de  $n$ -nœuds, on aurait  $n$ -équations algébriques à résoudre, il y a donc, autant de nœuds que volumes de contrôle d'où la performance de la méthode des volumes finis comparativement aux autres méthodes ;

d) Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébriques linéaires.

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

- ❖ La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle ;
- ❖ La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- ❖ Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations ;
- ❖ Le modèle doit être stable et convergent.

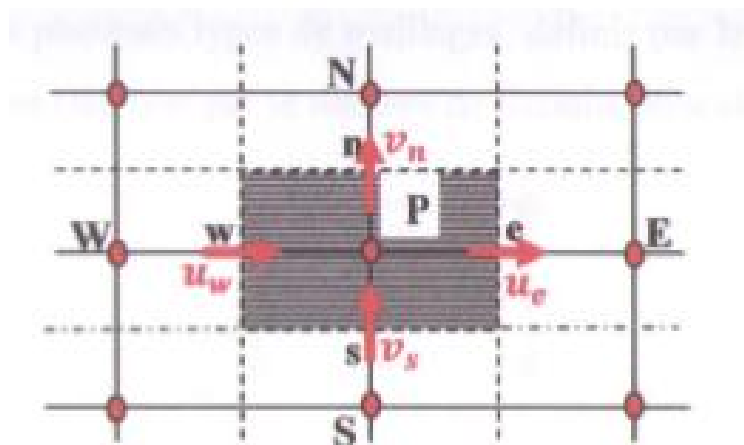


**Fig. III.1 :** Volume de contrôle typique pour une situation 2D.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, comme indiqué dans la (figure III.1). Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal "P". Les point E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction y.

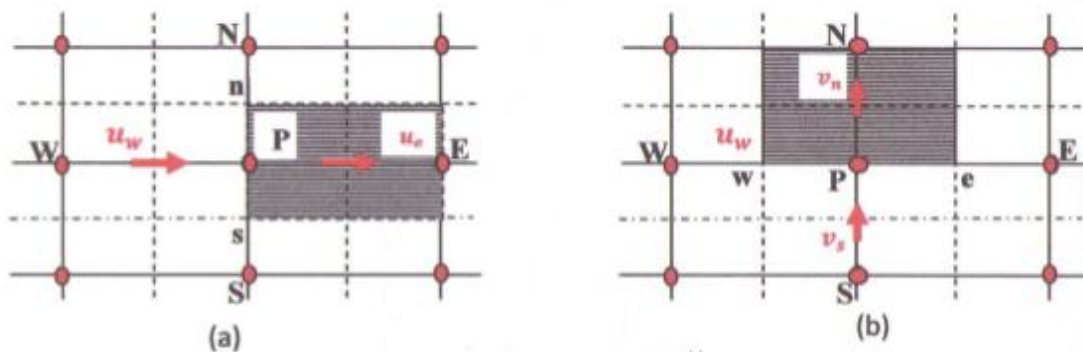
### III.4 Notion de maillage :

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable "P" et les composantes de vitesses "u" et "v" qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds), ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud "P" du maillage, (figure III.2), tandis que les grandeurs vectorielles "u" et "v" sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composantes de vitesse.



**Fig. III.2 :** Schéma du maillage

Le volume de contrôle de la composante longitudinale "u" est décalé suivant la direction X par rapport au volume de contrôle principale, (figure III.3.a), celui de la composante transversale "v" est décalé suivant la direction de Y, (figure III.3.b). Ce type de maillage dit « maillage décalé » permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution.



**Fig. III.3 :** (a) Maillage décalé à droite (b) : Maillage décalé en haut.

### III.5 Modélisation du domaine physique :

Avant de réaliser les simulations numériques, nous créons le modèle géométrique à l'aide du logiciel GAMBIT. Nous avons choisi une modélisation en 2D dans le but d'étudier le transfert par convection mixte d'un écoulement laminaire dans un canal horizontal chauffé à un flux uniforme.

### III.6 Présentation des logiciels Gambit [22]:

Le GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Il permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs.

Gambit regroupe trois fonctions :

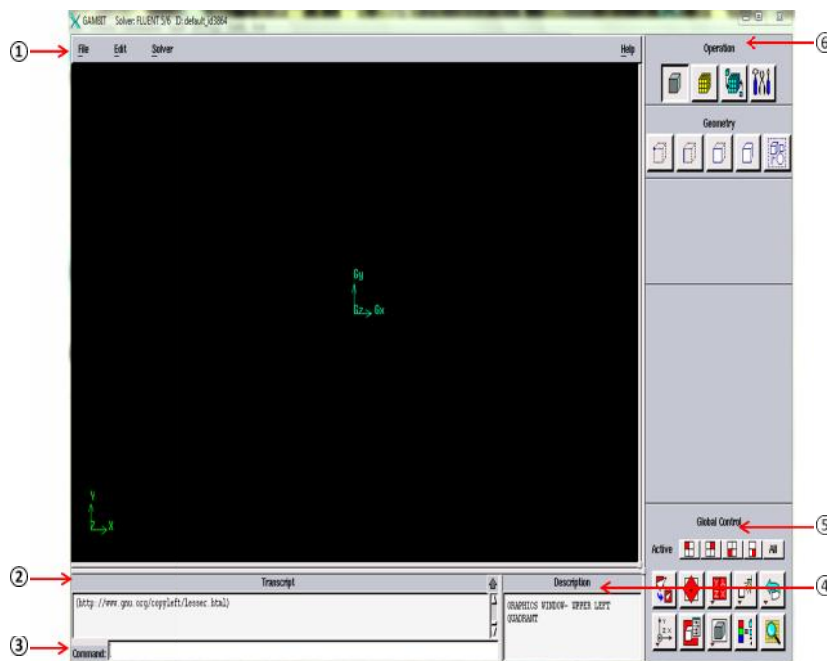
- ❖ définition de la géométrie du problème;
- ❖ le maillage et sa vérification;
- ❖ la définition des frontières (Types de conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

Les différentes étapes d'utilisation de Gambit sont définies comme suit :

### III.6.1 Démarrage de Gambit :

Le chemin d'application de gambit est le suivant : `/Flent .Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe`

### III.6.2 Description du panneau général:



**Fig. III.4 :** panneau général du Gambit.



- ① Une zone graphique, qui donne accès a une liste de menus (*files, edit, solver*);
- ② un panneau relevant différentes informations comme les actions réalisées et leurs résultats (*Transcript*);
- ③ un panneau permettant d'insérer des commandes directement (*command*);
- ④ un panneau *Description* qui donne les définitions des différents boutons ;
- ⑤ le panneau *Global Control* permet entre autre, de zoomer, de changer de repère, de vérifier les maillages;
- ⑥ le dernier panel (*Opération*) au-dessus de Global Control contient les boutons permettant le dessin et le maillage des pièces ou domaines. Ce dernier fait l'objet d'une présentation plus complète dans les paragraphes suivants.

### III.6.2.1 Description des menus du Panneau de Contrôle:

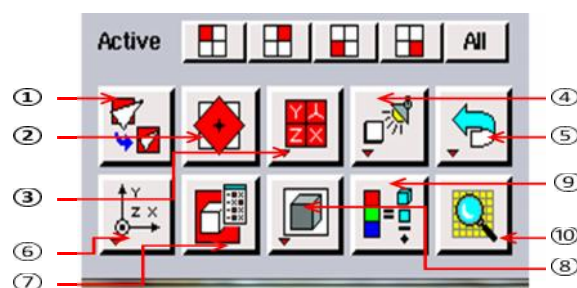


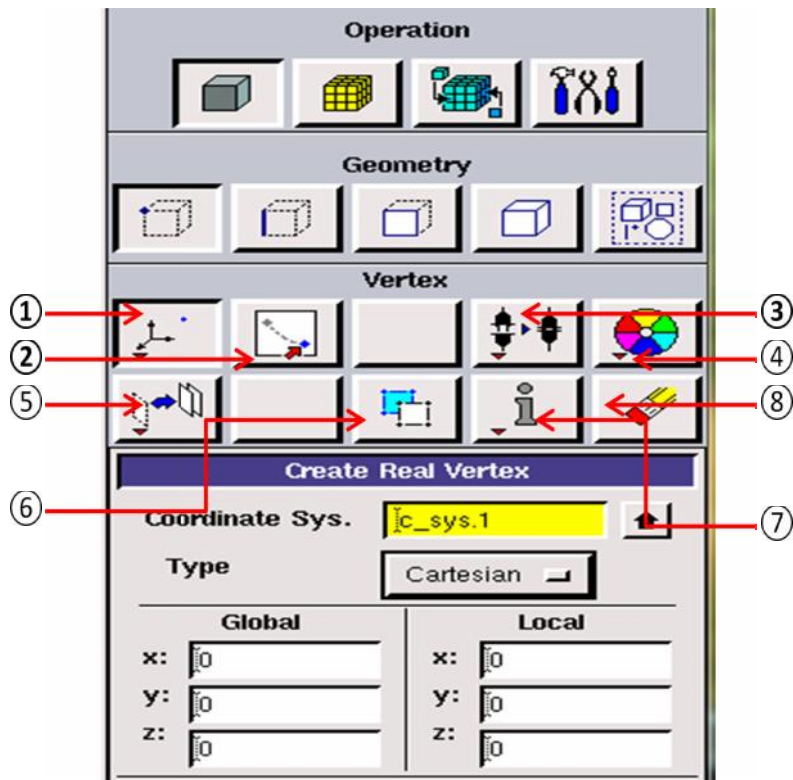
Fig. III.5: Panneau de contrôle.

Il est composé de 15 boutons disposés sur trois lignes. La première ligne nommée "*Active*" détermine les fenêtres graphiques utilisées lorsque on divise le panneau graphique en 4. Les deux lignes suivantes sont décrites ci-après, de gauche à droite et de haut en bas :

- ① Fit to window : recadre la fenêtre sur la dimension de la géométrie ;
- ② Select Pivot: Choix du type de rotation pour le repère (globale ou locale);
- ③ Select Preste Configuration : permet de diviser en 4 le panel graphique et de ne rendre actives que certaines fenêtres ;
- ④ Modify Light Source, Annotâtes, Specify Label: orientation des sources lumineuses et permet de nommer les pièces ;
- ⑤ Undo Redo;
- ⑥ Orient Model: permet de choisir l'indentation du repère;
- ⑦ Specify Model Display Attribute : options de visualisation;
- ⑧ Render Model: apparence du modèle avec les lignes de définitions uniquement, en ombrée, ou en plein;
- ⑨ *Specify Color Mode : définition des couleurs des points, lignes, surfaces, etc.;*
- ⑩ *Examine Mesh : permet de vérifier la qualité du maillage selon différents critères (déformation, ratio longueur, largeur, etc.)*

### **III.6.2.2 Description des menus du Panneau des opérations :**

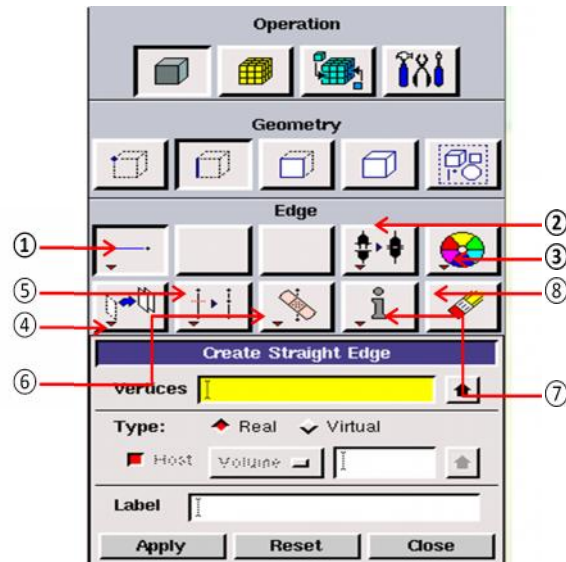
#### **❖ Définition des points :**



**Fig. III.6 :** Construction des points.

- |  |  |
|--|--|
| ① créer un point;                            | ⑤ déplacer/Copier/Aligner les points ;     |
| ② déplacer les points virtuels ;             | ⑥ convertir les points virtuels en réels ; |
| ③ connecter/Déconnecter les points ;         | ⑦ information sur les points créés ;       |
| ④ modifier la couleur ou le nom des points ; | ⑧ effacer les points.                      |

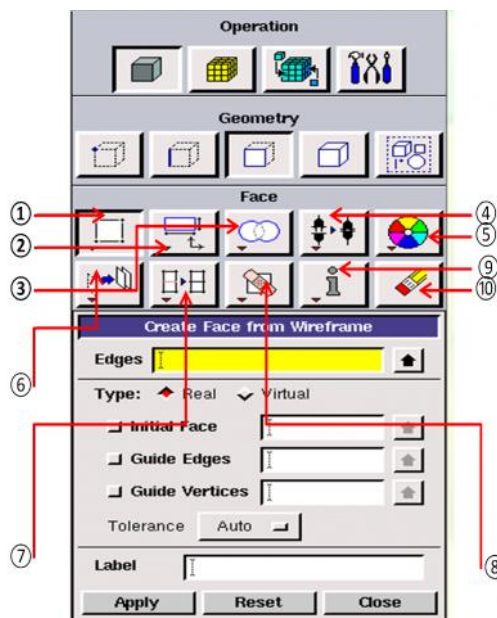
**❖ Définition des segments :**



**Fig. III.7 :** construction des segments.

- ① connecter/Déconnecter les lignes ;
- ② modifier la couleur ou le nom des lignes ;
- ③ déplacer/Copier/Aligner les lignes ;
- ④ couper/Coller des lignes
- ⑤ convertir les lignes virtuelles en réelles ;
- ⑥ information sur les lignes créées ;
- ⑦ effacer les lignes.

❖ **Définition des surfaces :**



**Fig. III.8 :** Construction des surfaces.

- ① créer une surface a partir de lignes ;
- ② créer une surface a partir de géométrie prédéfinie ;
- ③ opérations booléennes sur les surfaces ;
- ④ déplacer/Copier/Aligner les surfaces ;
- ⑤ convertir les surfaces virtuelles en réelles ;
- ⑥ décaler/Copier/Aligner les surfaces ;
- ⑦ couper/coller des surfaces

- ④ connecter/Déconnecter les surfaces ;
- ⑤ modifier la couleur ou le nom des surfaces ;
- ⑨ information sur les surfaces créées ;
- ⑩ effacer les surfaces.

❖ *Définition des volumes :*

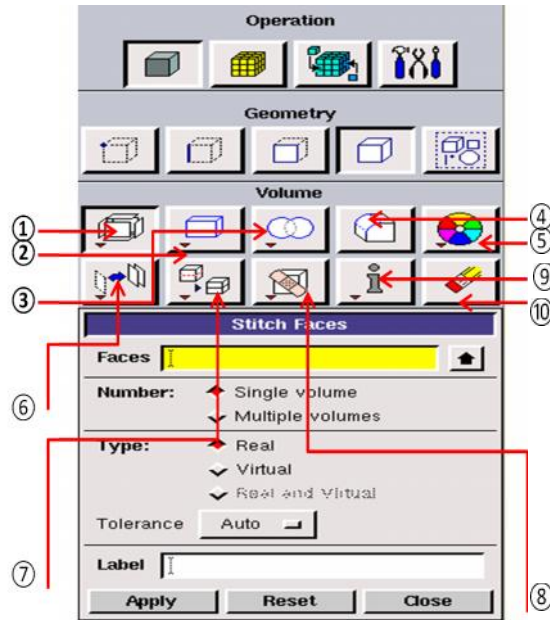
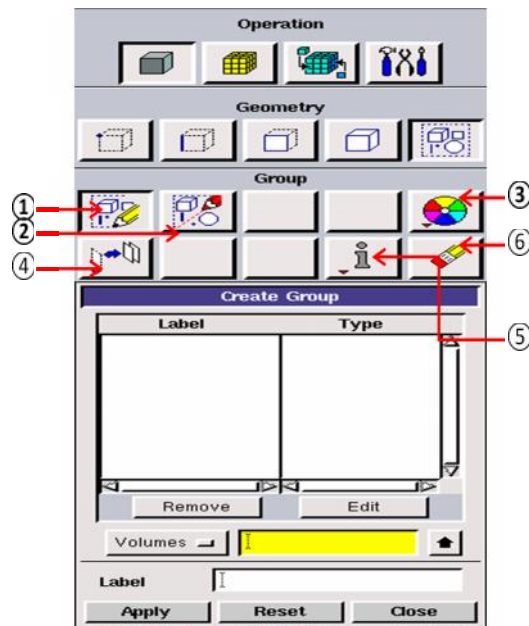


Fig. III.9 : Construction des volumes.

- ① créer un volume a partir de surfaces ;
- ② créer un volume a partir de géométries prédéfinies ;
- ③ opérations booléennes sur les volumes ;
- ④ coller une surface a un volume ;
- ⑤ modifier la couleur ou le nom des volumes ;
- ⑥ déplacer/copier/aligner les volumes ;
- ⑦ couper/coller des volumes ;
- ⑧ convertir les volumes virtuels en réels ;
- ⑨ information sur les volumes créés ;
- ⑩ effacer les volumes.

❖ *Définition des groupes :*



**Fig. III.10 :** Construction des groupes.

- ① créer un groupe ;
- ② modifier un groupe ;
- ③ modifier la couleur ou le nom des groupes ;
- ④ déplacer/copier/aligner les groupes ;
- ⑤ information sur les groupes créés ;
- ⑥ effacer les groupes.

### III.6.3 Maillage par Gambit :

Le choix du maillage est une étape cruciale de la simulation numérique. Il est donc important de bien choisir un maillage s'adaptant au mieux aux problèmes considérés.

GAMBIT peut utiliser différents types de maillages, à savoir : des maillages structurés, non structurés et hybrides (combinaison géométrique d'éléments de différentes natures). Un maillage structuré est généralement composé de cellules quadrilatérales en deux dimensions (2D ou maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (3D ou maillage volumique), tandis qu'un maillage non-structuré peut être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D (figure III.12) et hexaédriques ou tétraédriques en 3D.

Dans un maillage hybride, les mailles proches des parois sont des quadrilatères en 2D et des hexaèdres en 3D. Les mailles du reste du domaine sont des triangles en 2D et des tétraèdres en 3D. Les cellules qui font les liaisons entre les hexaèdres et les tétraèdres sont des prismes ou des pyramides.

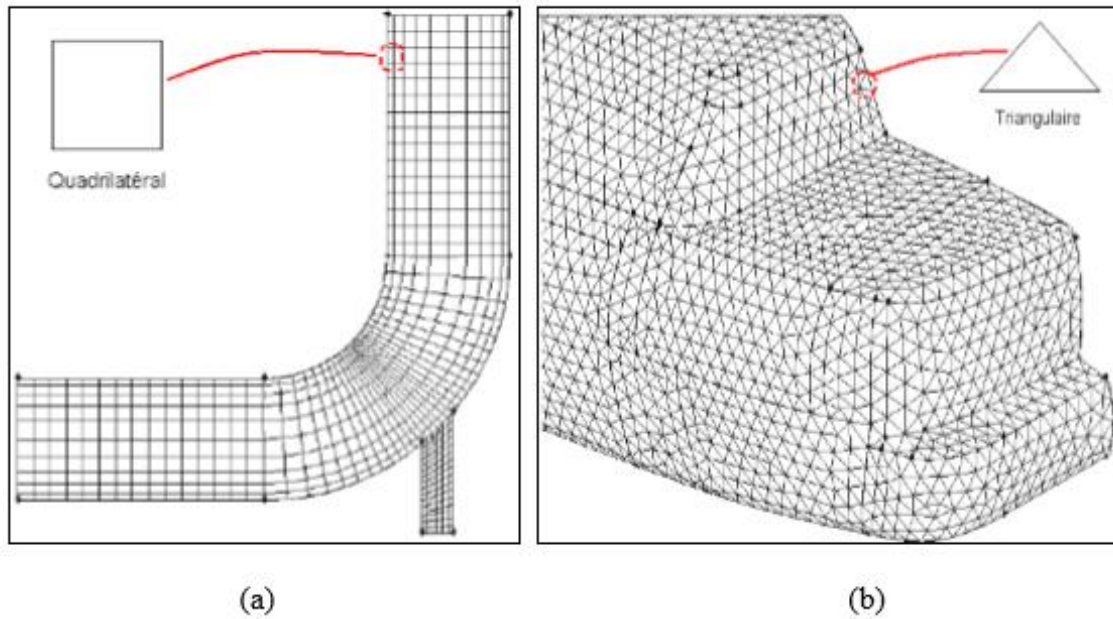


Fig. III.11 Représentation graphique d'un maillage structuré (a) et non structuré (b) généré par Gambit en 2D [22]

❖ Maillages des segments :

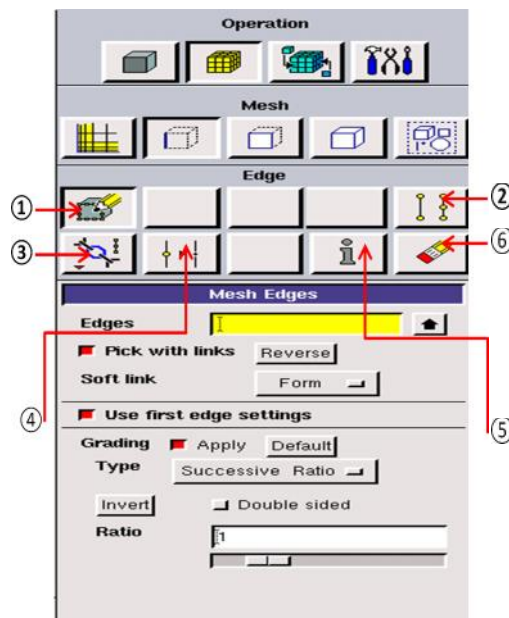
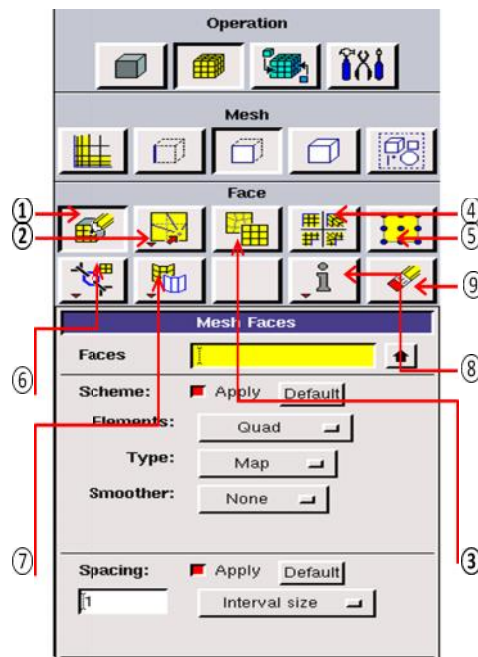


Fig. III.12 : Construction des maillages des segments

① créer un maillage sur une ligne ;

- ② définir le type d'élément de maillage de la ligne ;
- ③ lier/délier les maillages des lignes ;
- ④ couper/coller des maillages de ligne
- ⑤ effacer les maillages des lignes

❖ **Maillages des surfaces :**

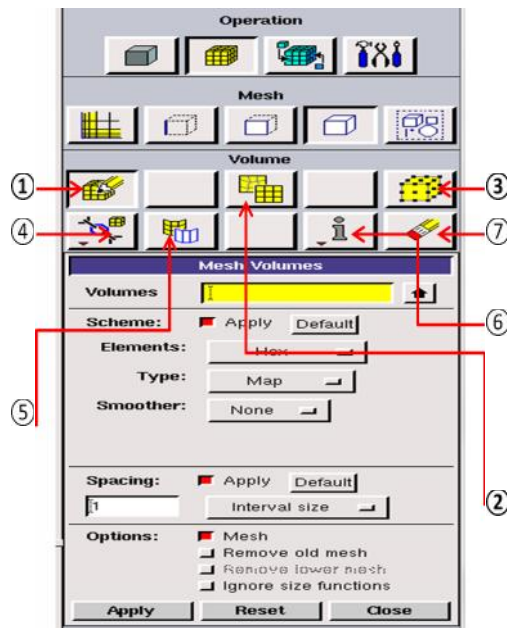


**Fig. III.13 :** Construction des maillages des surfaces.

- ① créer un maillage sur une surface;
- ② déplacer un nœud sur un maillage, modifier un élément;
- ③ lisser le maillage sur une surface;
- ④ définir le type de nœud;
- ⑤ définir le type d'élément;
- ⑥ lier/délier les maillages des surfaces;
- ⑦ couper/coller des maillages de surface ;
- ⑧ information sur les maillages de surfaces créés;
- ⑨ effacer les maillages des surfaces.

❖ **Maillages des volumes :**

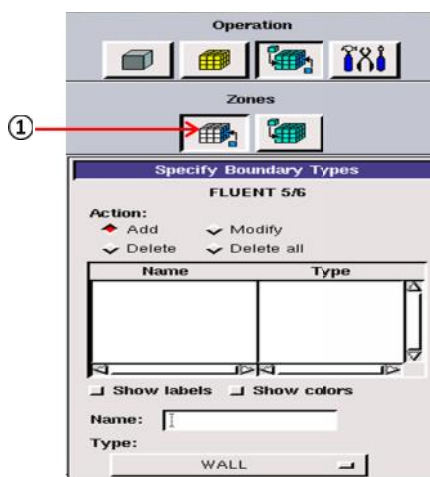




**Fig. III.14 :** Construction des maillages des volumes.

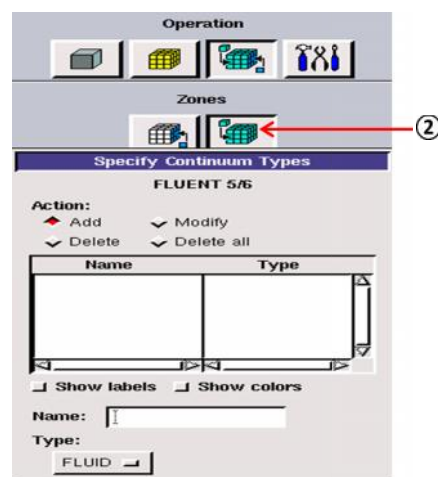
- ① créer un maillage dans un volume ;
- ② lisser le maillage dans un volume ;
- ③ définir le type d'élément;
- ④ lier/délier les maillages des volumes;
- ⑤ couper/coller des maillages de volume ;
- ⑥ information sur les maillages de volumes créés ;
- ⑦ efface les maillages des volumes.

### III.6.4 Conditions aux limites et des domaines :



*Fig. III.15.a : Conditions aux limites.*

① Conditions aux limites



*Fig. III.15.b : Caractéristiques des domaines.*

② Conditions des domaines

### III.7 Présentation du Fluent [23]:



Fig. III.16 : version de Fluent.

#### III.7.1 Importation de la géométrie :

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

**File Read Case**

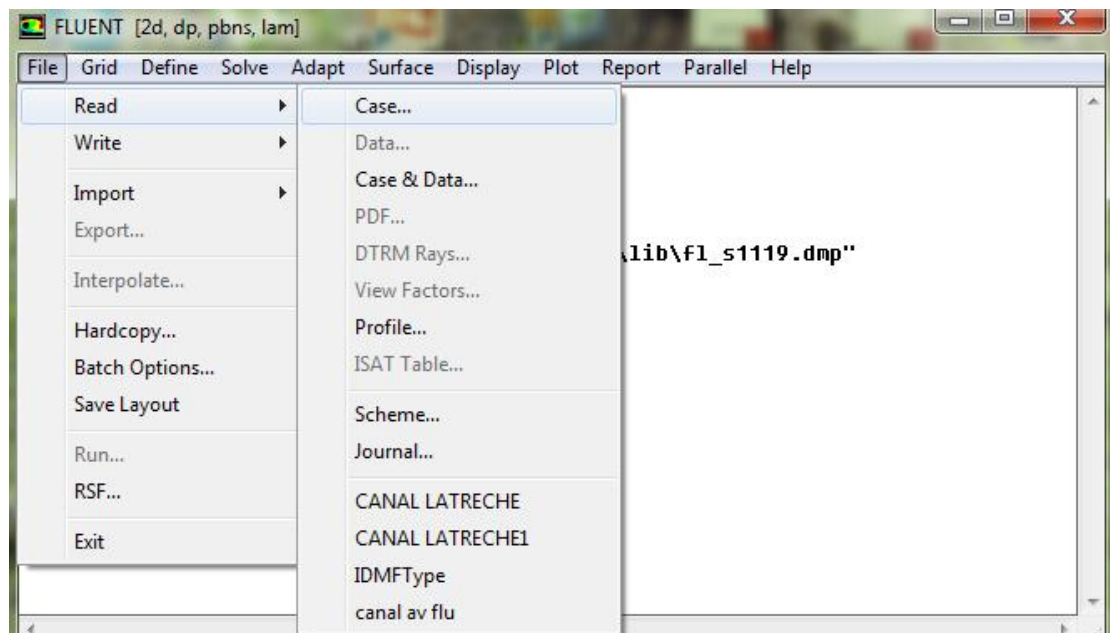


Fig. III.17 : Importation de la géométrie.

### III.7.2 Vérification du maillage importé :

#### Grid Check

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

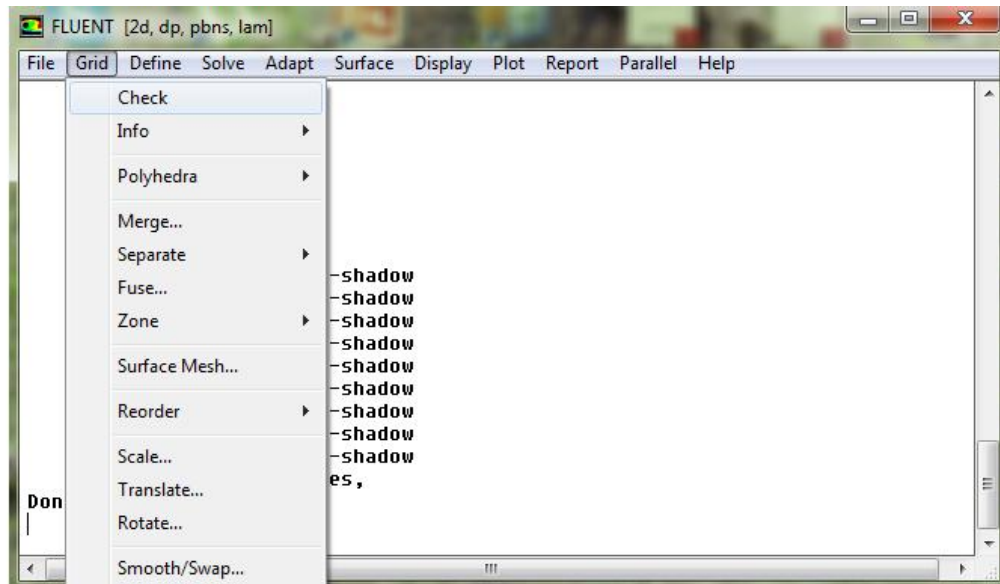


Fig. III.18 : Vérification du maillage.

### III.7.3 Vérification de l'échelle :

#### Grid Scale

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

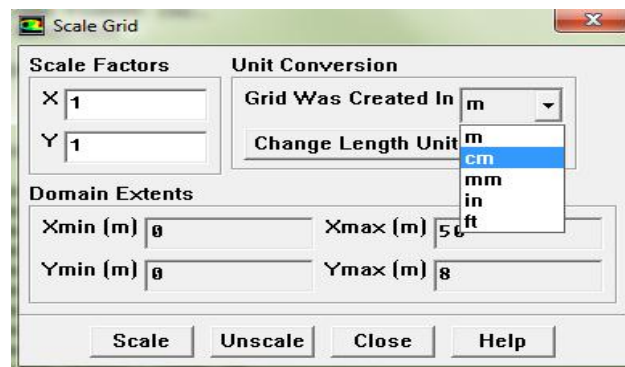


Fig.III.19 : Vérification des unités.

### III.7.4 Définition de l'équation de l'énergie :

Define Models Energy

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

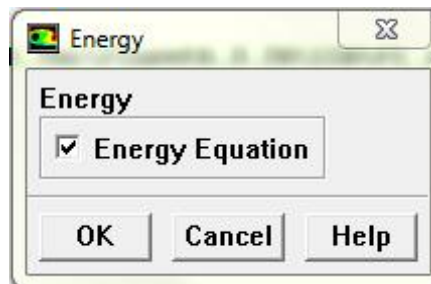


Fig. III.20 : Equation de l'énergie.

### III.7.5 Définition des caractéristiques du fluide :

Define Materials

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

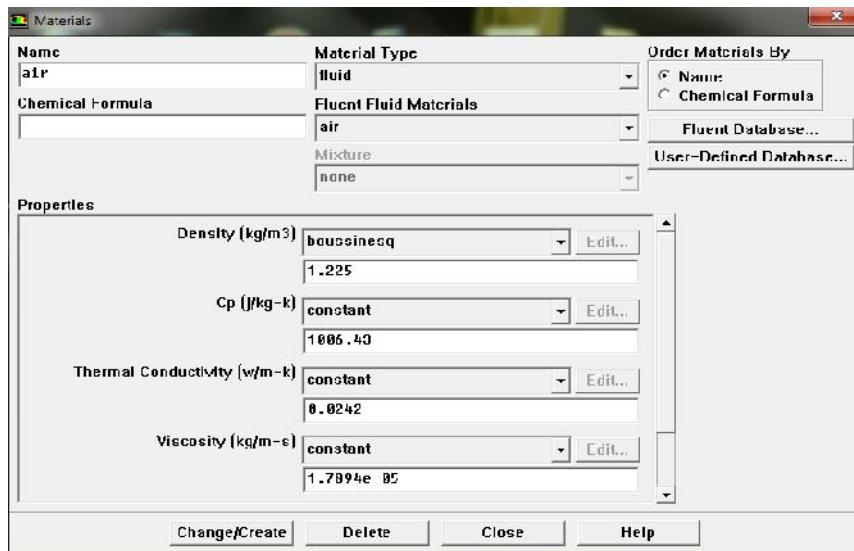


Fig. III.21 : Définition des caractéristiques du fluide.

### III.7.6 Conditions aux limites (hydrodynamiques et thermiques) :

#### Define Boundary Conditions

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

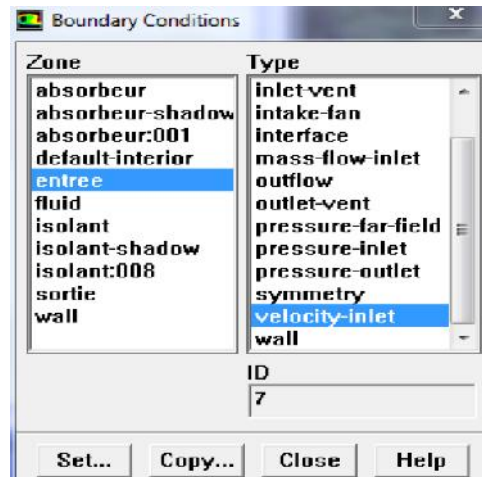


Fig. III.22 : Valeurs des conditions aux limites.

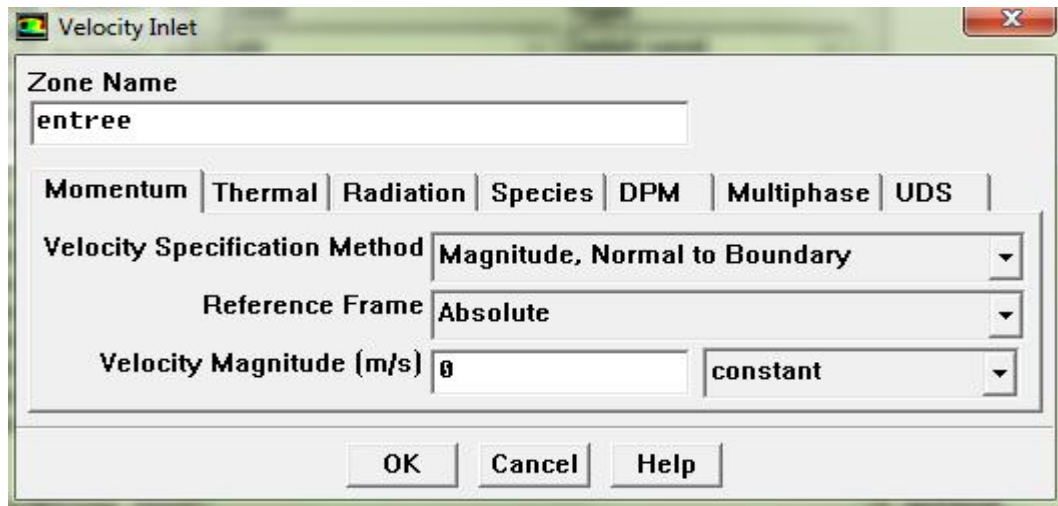


Fig. III.23 : Vitesse d'entrée.

### Condition de la paroi :

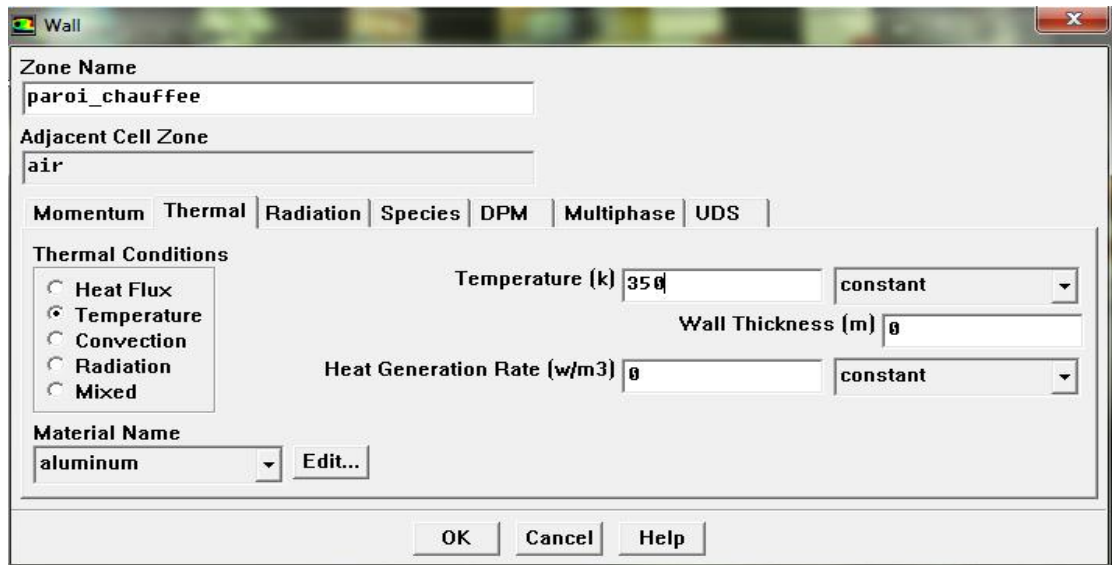


Fig. III.24 : Conditions d la paroi.

### III.7.7 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.

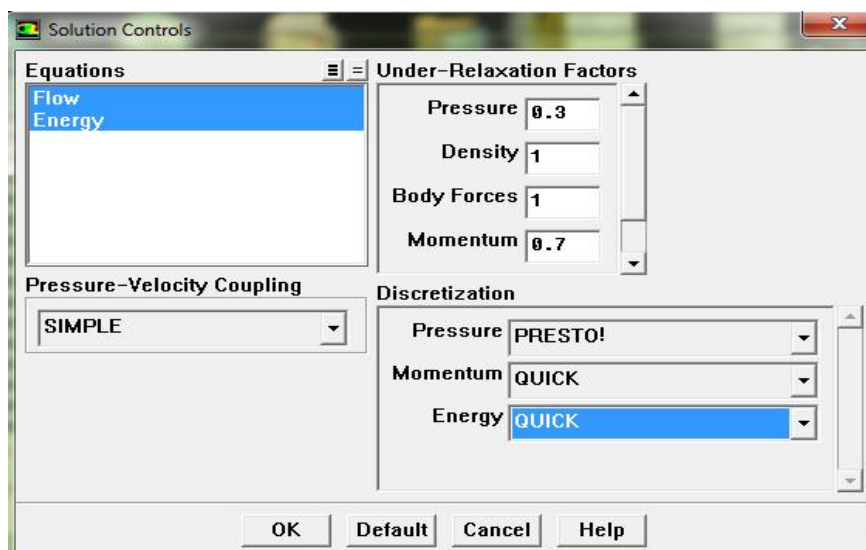
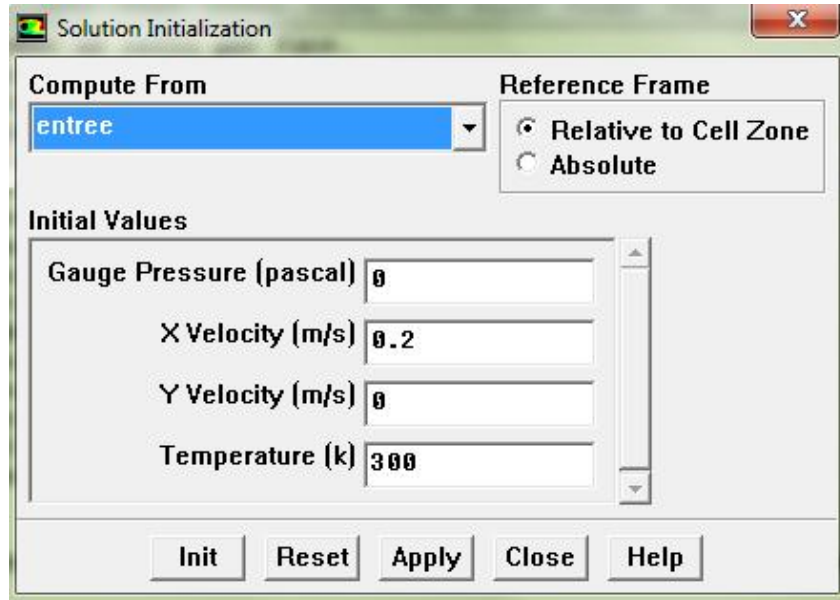


Fig. III.25 : Choix d'ordre des équations et l'algorithme.

### III.7.8 Initialisation :

**Solve Initialize Initialize...**

Cette fonction permet d'initialiser le calcul.



**Fig. III.26 :** Initialisation du calcul.

### III.7.9 Choix des critères de convergence :

**Solve Monitors Residual...**

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

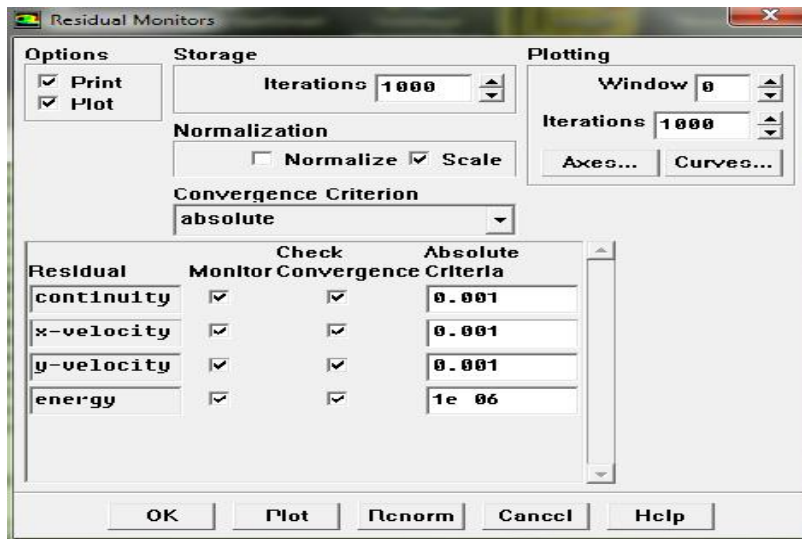


Fig. III.27 : Choix des critères de convergence ( $\epsilon$ ).

### III.7.10 Lancement du calcul :

#### Solve Iterate...

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

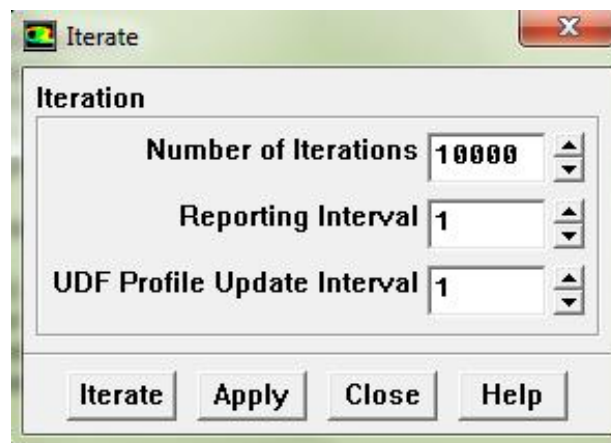


Fig.III.28 : Choix du nombre des itérations.



### III.7.11 Convergence de la solution :

La solution est convergée si les résidus des équations : de continuité, de la quantité de mouvement et d'énergie soient  $\epsilon$

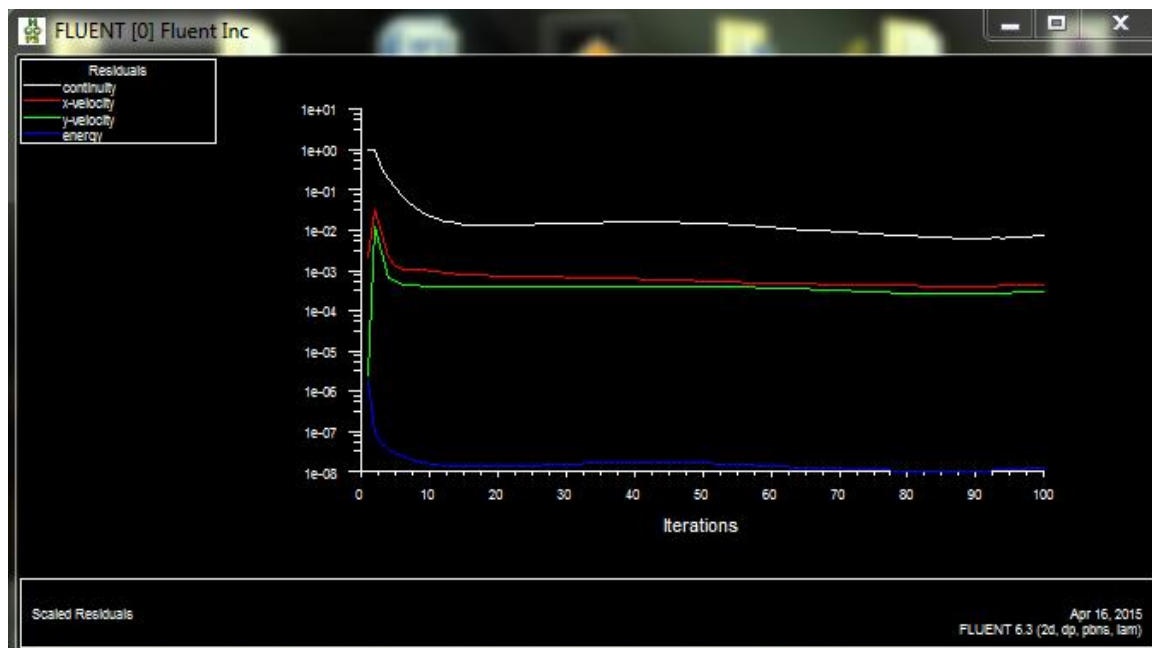


Fig. III.29 : Présentation des résidus.

Ce chapitre est consacré à présenter tous les résultats obtenus de nos simulations numériques par le code Fluent concernant l'étude du transfert de chaleur par convection mixte laminaire, stationnaire et bidimensionnelle dans un canal horizontal dont la paroi supérieure est chauffé à un flux uniforme.

#### **IV.1. Paramètres géométriques et physiques :**

En se référant à la figure (II.1), les paramètres géométriques sont donnés comme suit :

Longueur du canal:  $L = 30$  cm, Hauteur du canal :  $H = 0.8$  cm, et un flux de chaleur uniforme :  $q = 800$  w/m<sup>2</sup>.

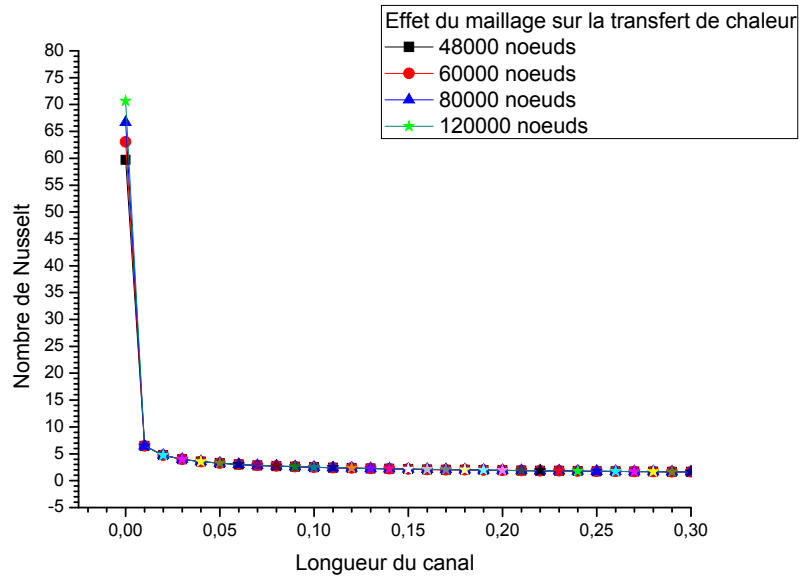
L'écoulement à l'intérieur du canal est contrôlé par les nombres adimensionnels suivants:

- Le nombre de Prandtl, Pr
- Le nombre de Reynolds, Re
- Le nombre de Grashof, Gr
- Le nombre de Richardson Ri.

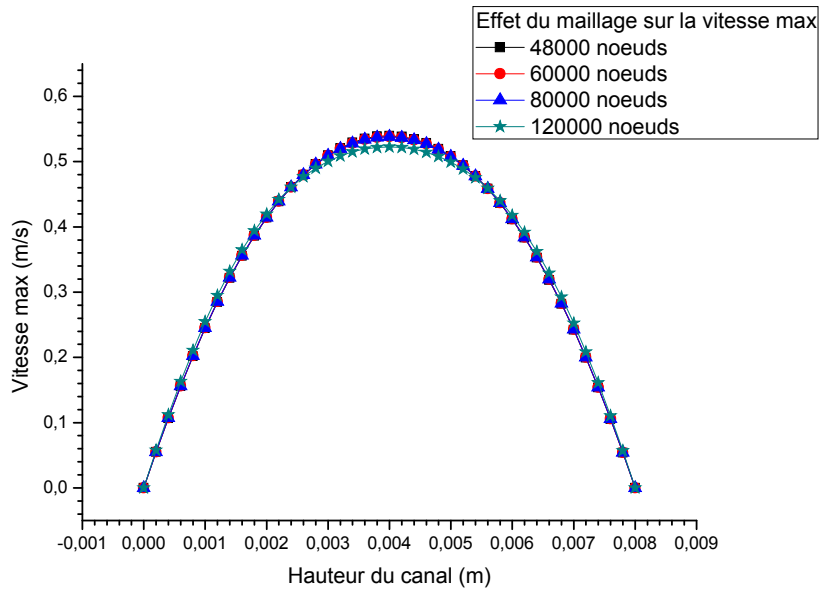
Dans cette étude nous avons utilisé un maillage uniforme dans les directions X et Y, et avant de procéder à tous les calculs, nous avons examiné l'effet du maillage sur la solution numérique.

#### **IV.2. Effet du maillage sur les solutions numériques :**

L'influence du maillage sur la solution numérique doit être examinée avant de passer aux calculs de notre étude. Pour cela nous avons considéré le cas d'un écoulement en convection mixte, dont le nombre de Reynolds a été pris égal à 400, le nombre de Prandtl égal à 0.71 (cas de l'air), et le nombre de Grashof égal à  $1.6 \cdot 10^4$ . Afin de procéder à cet examen, nous avons pris en compte quatre différents maillages, 1200 x 40, 1500 x 40, 2000 x 40 et 3000 x 40 noeuds. La consultation des figures (IV.1) et (IV.2) donnant les résultats des valeurs du nombre de Nusselt (au niveau de la paroi supérieure chaude), et de la vitesse maximale  $U_{max}$  située à une distance ( $x=0.15$  m).



**Fig. IV.1 :** Effet du maillage sur le transfert de chaleur.



**Fig. IV.2 :** Effet du maillage sur la vitesse maximale.

Les résultats obtenus par ces maillages sont très proches et vu le temps d'exécution du code de calcul, notre choix a été orienté vers la grille 2000 x 40 (c.à.d 80000 noeuds).

### IV.3. Effet du nombre de Reynolds :

Afin d'examiner l'effet du nombre de Reynolds sur la nature de l'écoulement en convection mixte. Nos simulations numériques ont été faites pour  $Gr=1.6*10^4$  et pour des valeurs du nombre Reynolds ( $Re=400, 800, 1200, 1600$  et  $2000$ ).

#### IV.3.1. Canal refroidi par air: ( $Pr=0.71$ )

##### a/ Transfert de chaleur:

La figure (IV.3) montre l'effet du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur le long du canal dont sa paroi supérieure est chauffée à un flux uniforme, en utilisant l'air comme un fluide de refroidissement. On remarque, que les valeurs du nombre de Nusselt qui caractérise le transfert de chaleur sont proportionnelles à l'augmentation du nombre de Reynolds qui caractérise la nature de l'écoulement. Le meilleur transfert est localisé à l'entrée du canal, ce dernier commence à chuter rapidement et devient faible et uniforme le long du canal (régime établi). L'augmentation du nombre de Reynolds ( $Re=400, 800, 1200, 1600$  et  $2000$ ), autrement dit la vitesse de l'écoulement ( $V= 0.365$  m/s,  $0.73$  m/s,  $1.11$  m/s,  $1.46$  m/s et  $1.75$  m/s ) engendre une augmentation du nombre de Nusselt ( $Nu=63, 74, 75, 76$  et  $77$ ), mais au delà de  $Re = 800$ , on voit que l'écart de l'augmentation de  $Nu$  est faible par rapport à l'écart de  $Re$ .

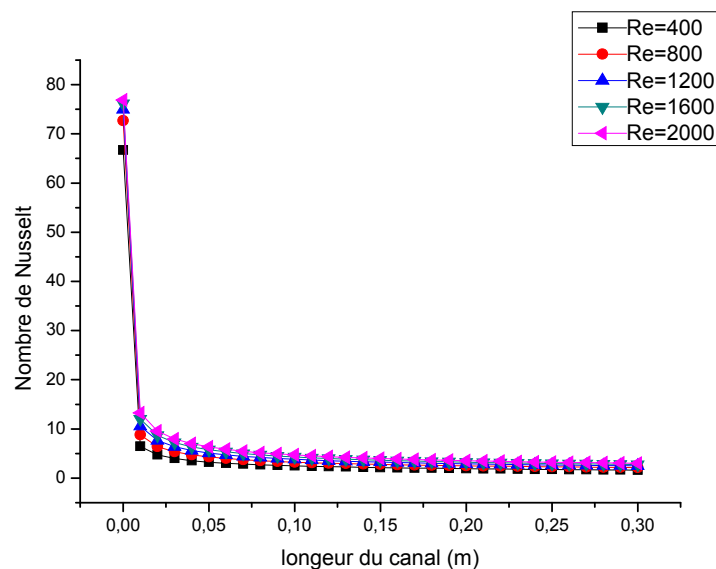
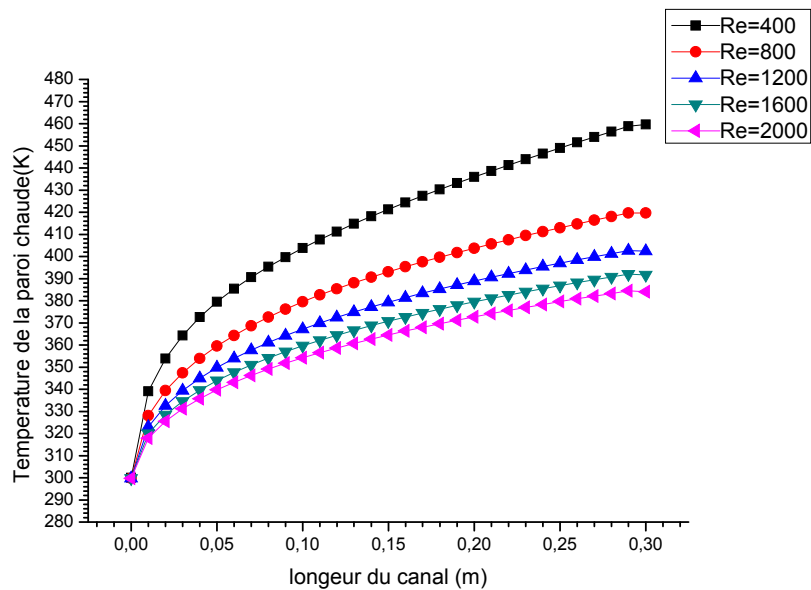


Fig. IV.3 : Variation du nombre de Nusselt le long du canal.

## b/ Température de la paroi chaude:

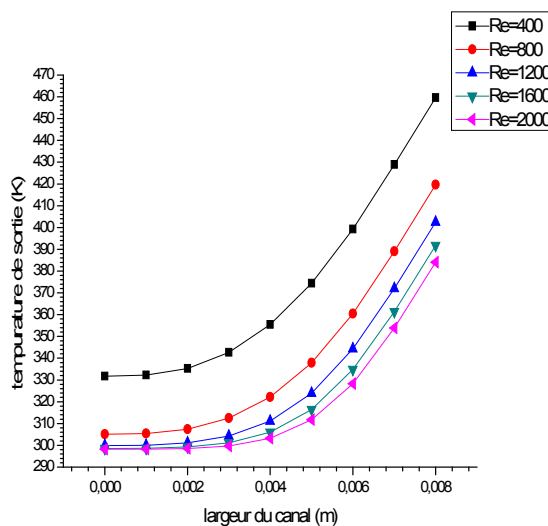
La variation de la température le long de la paroi chaude est présentée par la figure (IV.4) pour différents nombres de Reynolds ( $Re=400, 800, 1200, 1600$  et  $2000$ ). On remarque au début du canal, que la température de la paroi chaude est la température des conditions initiales ( $T=298$  K), et commence à croître d'une manière parabolique le long du canal est cela due à la condition du flux de chaleur imposé ( $q = 800$  W/m<sup>2</sup>) sur la paroi supérieure du canal, et jusqu'à une valeur maximale. L'augmentation du nombre de Reynolds ( $Re$ ) permet à un abaissement de la température maximale. Donc, le meilleur refroidissement de la plaque supérieure chaude est trouvé aux grandes valeurs de  $Re$  (régime laminaire), mais on contre partie, les pertes de charge et la consommation de l'énergie électrique augmentent aussi.



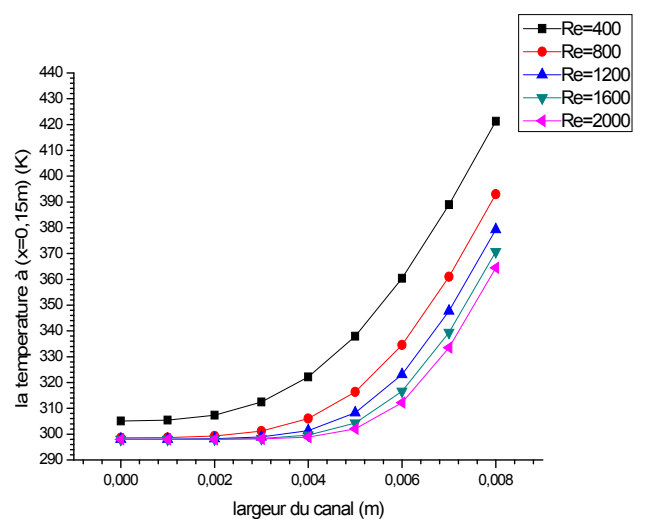
**Fig. IV.4 :** Variation du Température de la paroi chaude.

### c/ Température de la sortie:

La variation de la température de sortie ainsi à mi distance du canal entre les deux parois (la paroi supérieure est chaude tandis que la paroi inférieure est isolée thermiquement) est présentée par les figures IV.5 et 6. Les résultats montrent, que pour  $Re=400$  et  $y=0$ , la température lorsque  $x=0.15m$   $T= 306k$  est inférieure à la température de sortie où  $T=332k$  et lorsque  $y=0.008m$ , la température de l'air atteint sa maximale  $T=460k$  à la sortie du canal. Cette augmentation de température est justifiée du fait que le fluide de refroidissement (air) au cours de son déplacement à l'intérieure du canal enlève plus de calorie de la paroi chaude et jusqu'à la sortie. En plus, on remarque que l'augmentation du nombre de Reynolds c-à-d on donne chaque fois une accélération de vitesse dans le fluide (air), améliore le transfert de chaleur qui permet de diminuer la température à la sortie du canal.



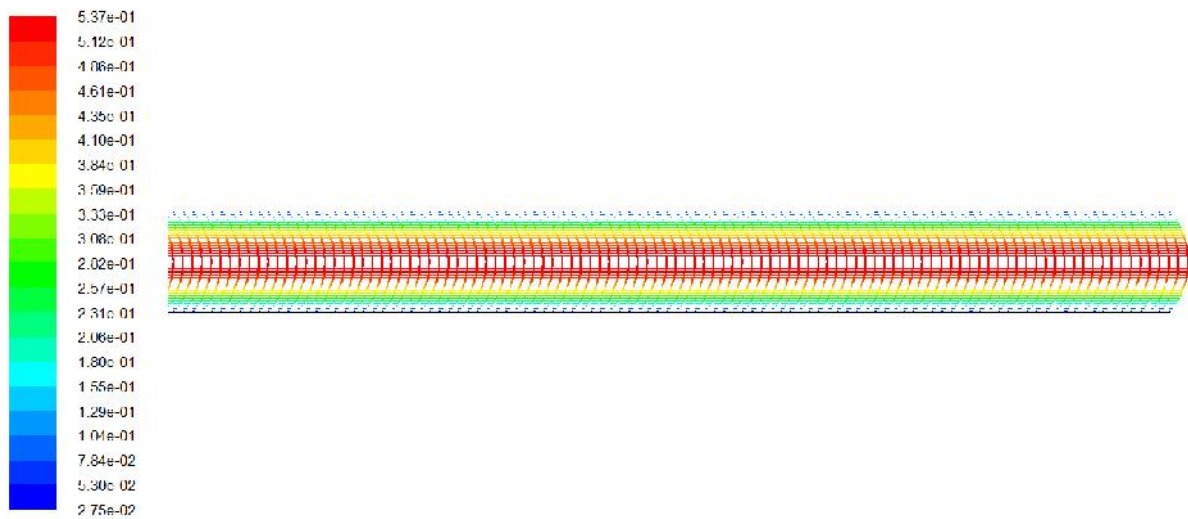
**Fig. IV.5 :** Variation du Température de sortie



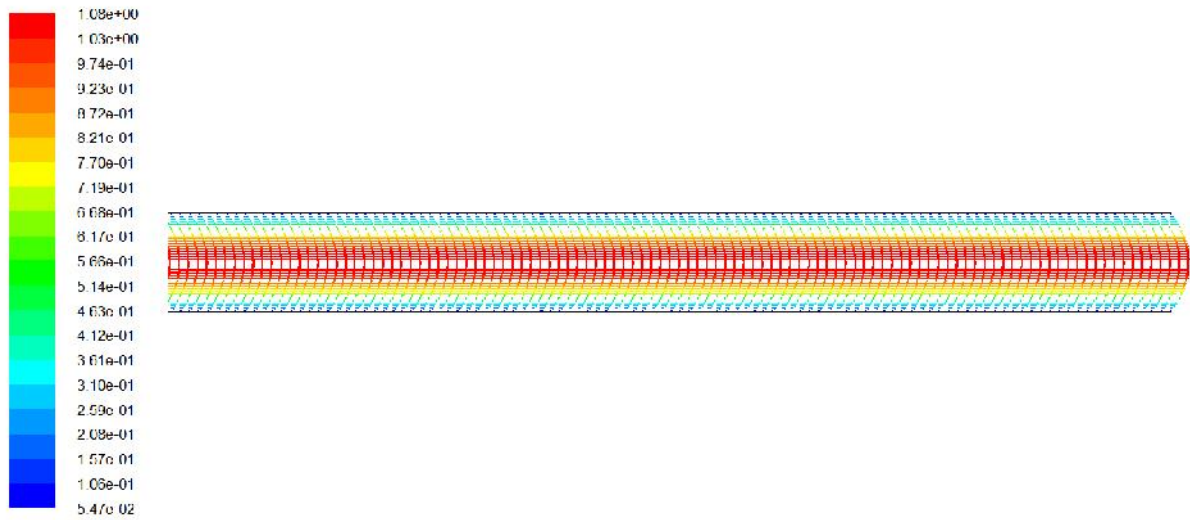
**Fig. IV.6 :** Variation du Température lorsque  $x=0.15m$ .

#### d/ Champs de vecteurs de vitesse :

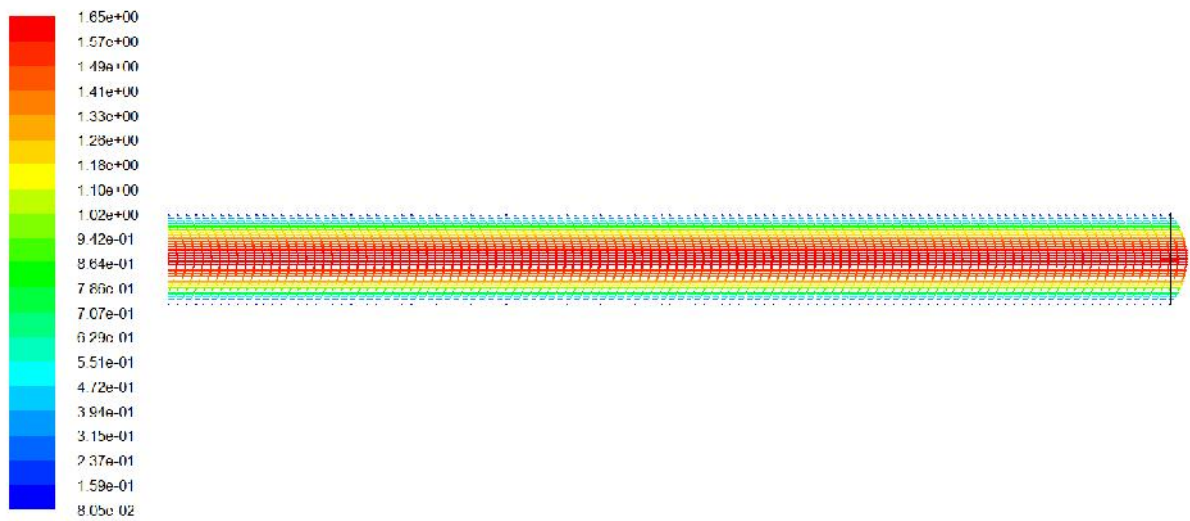
Les figures IV.7,8,9,10 et 11 présentent le champs de vecteurs de vitesse le long du canal dont sa paroi supérieure est chauffée à un flux uniforme ( $q = 800 \text{ w/m}^2$ ) en utilisant l'air comme un fluide de refroidissement et pour différents nombres de Reynolds ( $Re=400, 800, 1200, 1600$  et  $2000$ ). D'après ces figures, on remarque que le profil de vecteurs de vitesse est parabolique et ne change pas le long du canal (régime établi) et les valeurs maximales se trouvent au milieu. Ces résultats sont confirmés par un tracé des profils de vitesses situé à  $x=0.15\text{m}$  (figure IV.12), où on a constaté que les valeurs des vitesses sont proportionnelles à  $Re$ .



**Fig. IV.7 :** Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=400$ .

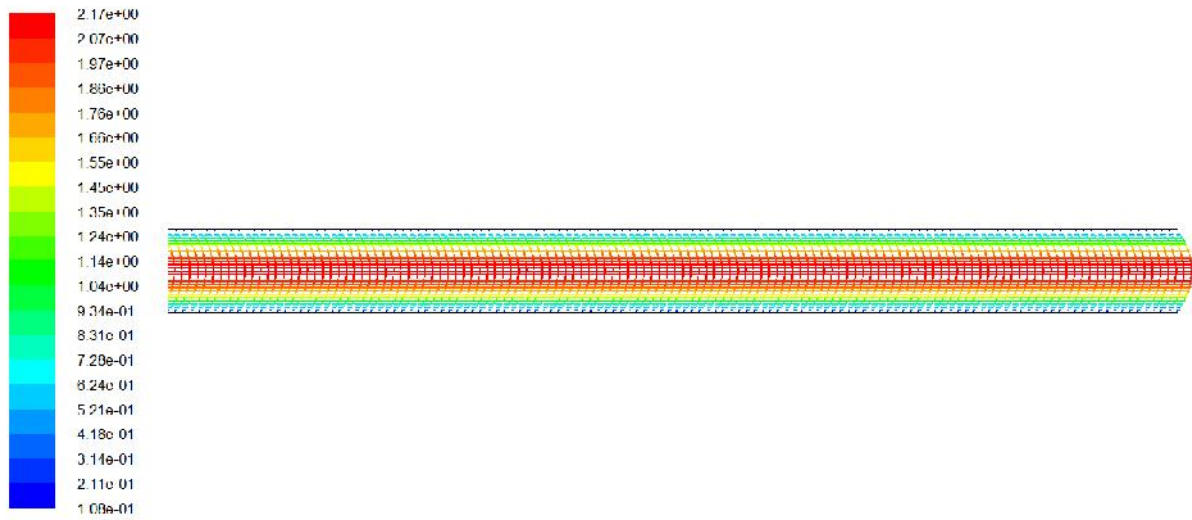


**Fig. IV.8 :** Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=800$ .

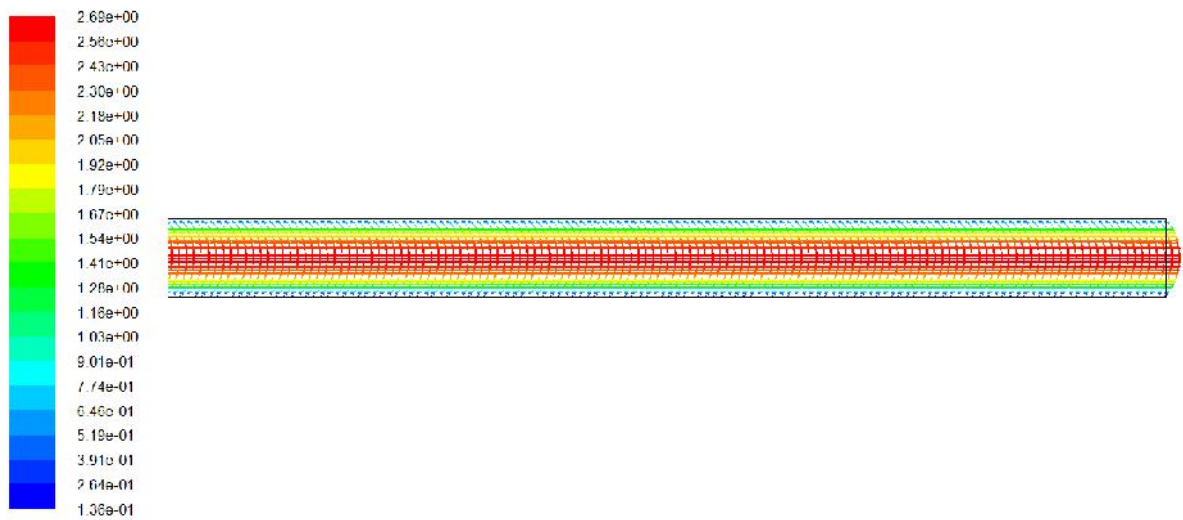


**Fig. IV.9 :** Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=1200$ .

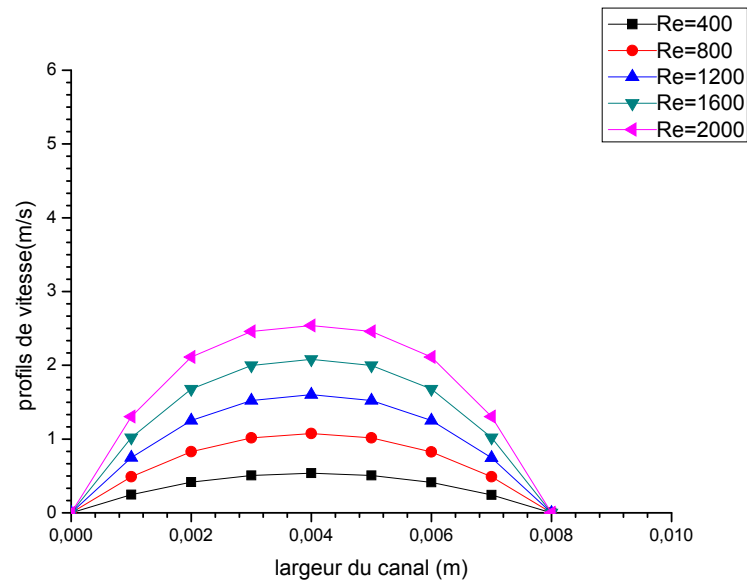




**Fig. IV.10** : Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=1600$ .



**Fig. IV.11** : Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=2000$ .



**Fig. IV.12 :** Variation des profils de vitesses.

#### e/ Champs thermique :

Les contours des isothermes pour différents nombres de Reynolds, en utilisant l'air comme un fluide de refroidissement sont illustrés par les figures IV.13, 14, 15, 16 et 17. Qualitativement, on peut remarquer que les lignes des isothermes sont étendues avec la paroi supérieure chaude et jusqu'à la sortie du canal, par contre, ces lignes sont orthogonales avec la paroi inférieure (paroi adiabatique). Quantitativement, on a constaté, que l'augmentation de Re c-à-d la vitesse de l'écoulement favorise un meilleur refroidissement de la plaque chaude (il y a une chute de température de la paroi chaude) :

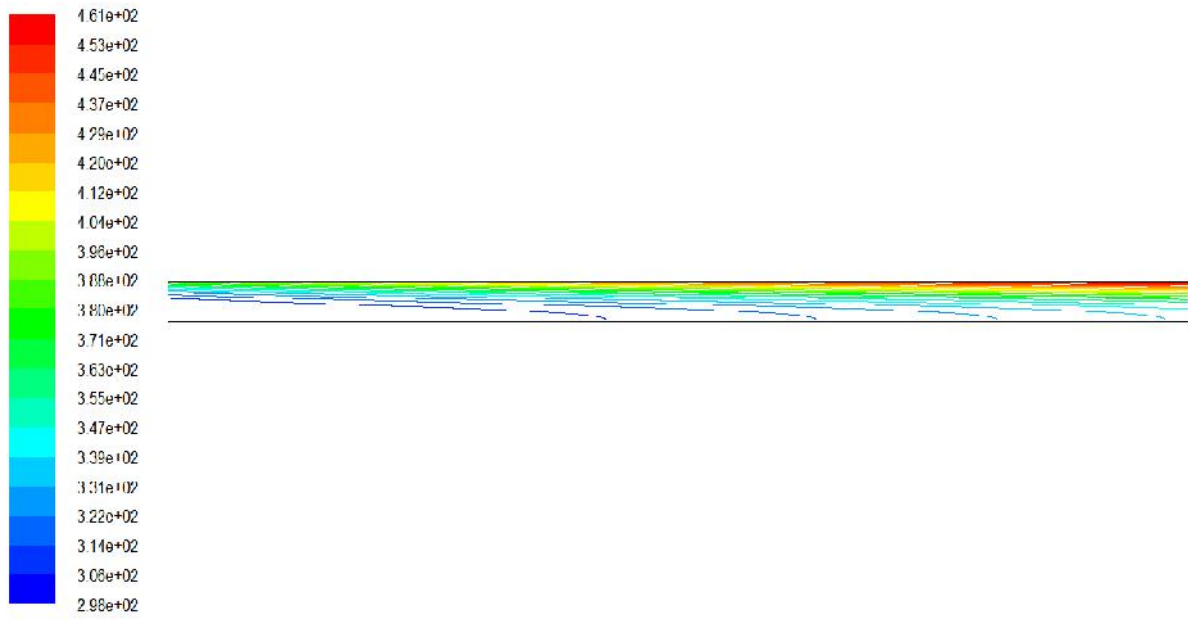
\* Re=400 (V=0.365 m/s) la Tmax=461k

\* Re=800 (V=0.73 m/s) la Tmax=421k

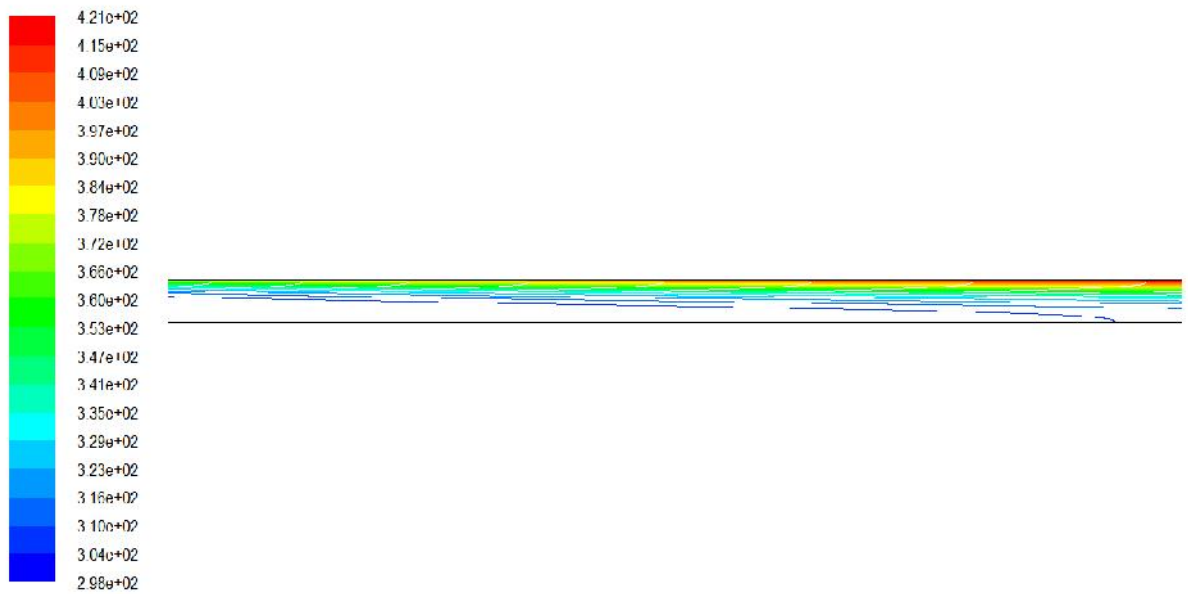
\* Re=1200 (V=1.1 m/s) la Tmax=404k

\* Re=1600 (V=1.46 m/s) la Tmax=393k

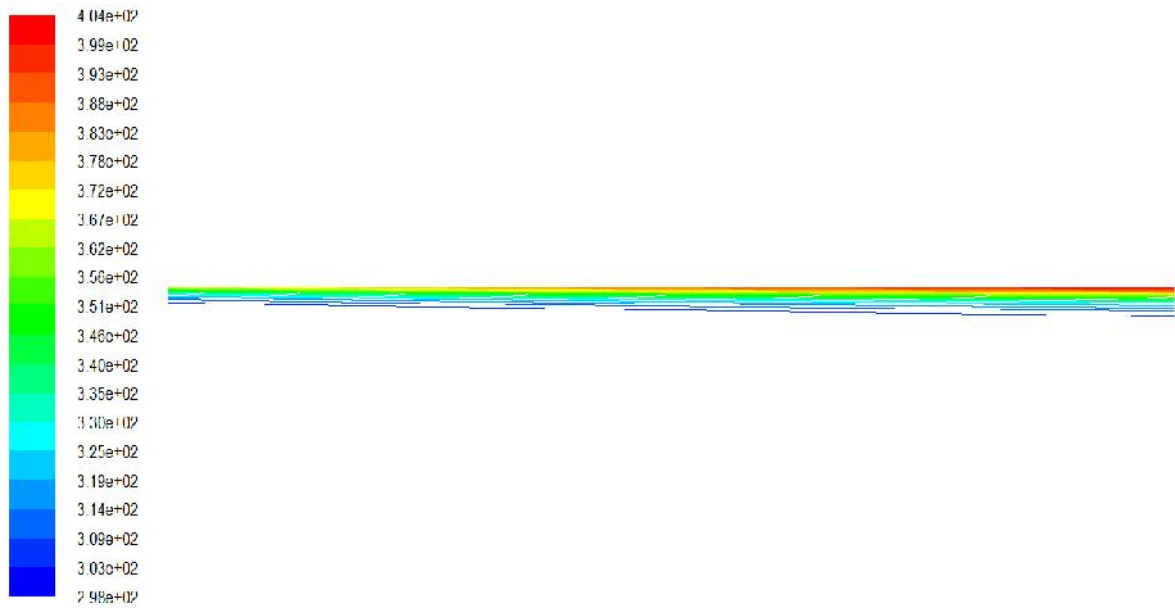
\* Re=2000 (V=1.82 m/s) la Tmax=386k



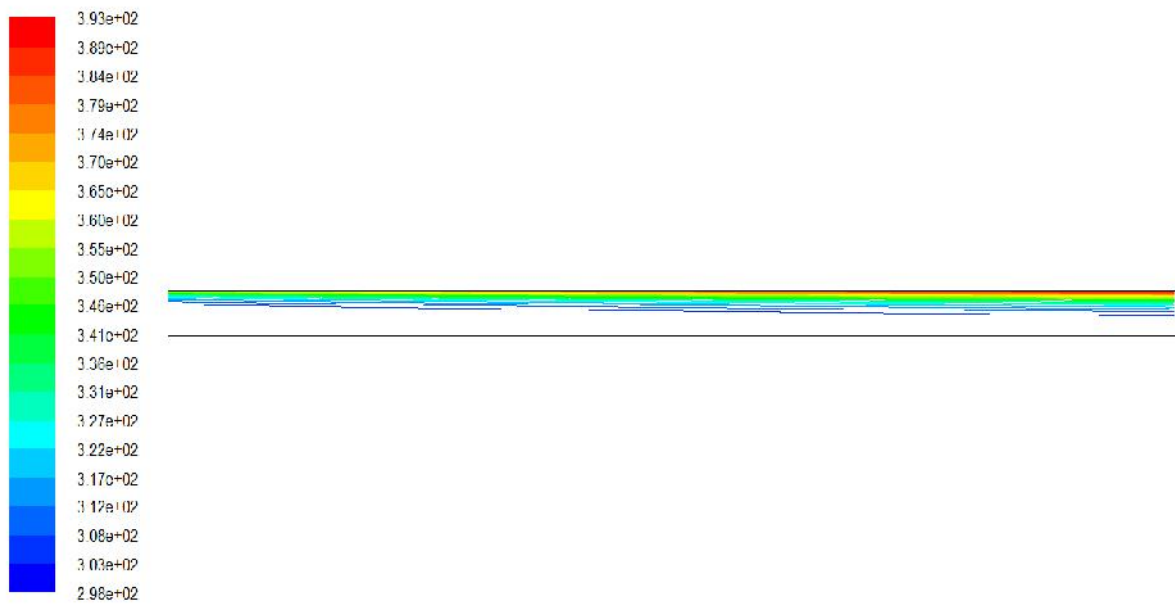
**Fig. IV.13.** Champs thermique pour  $Re=400$ .



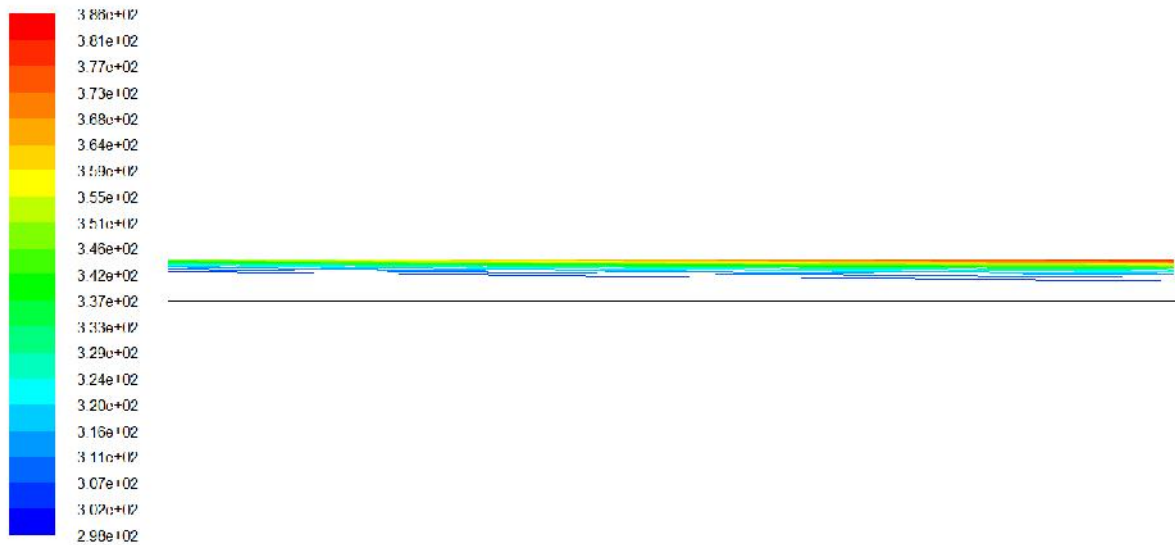
**Fig. IV.14 :** Champs thermique pour  $Re=800$ .



**Fig. IV.15** : Champs thermique pour  $Re=1200$ .



**Fig. IV.16** : Champs thermique pour  $Re=1600$ .

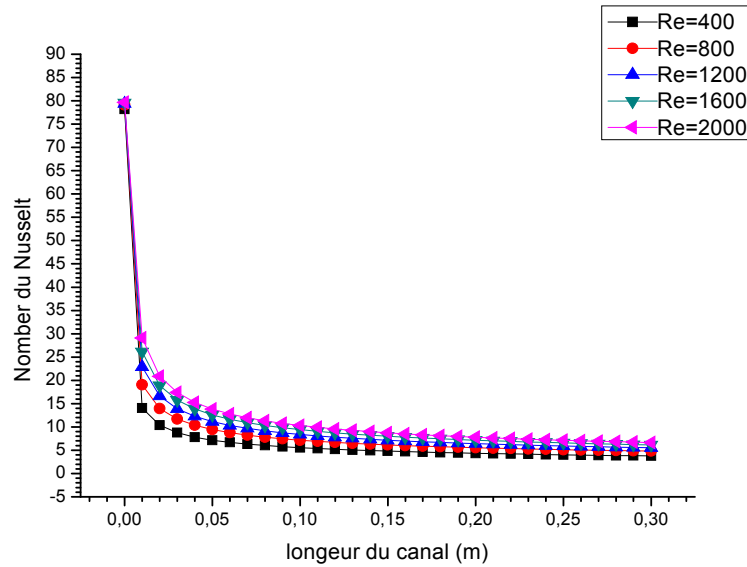


**Fig. IV.17** : Champs thermique pour  $Re=2000$ .

### IV.3.2. Canal refroidi par eau: ( $Pr=7$ )

#### a/ Transfert de chaleur:

Pour les mêmes nombres de Reynolds, la variation du nombre de Nusselt le long de la paroi supérieure chaude en utilisant cette fois ci l'eau comme un fluide de refroidissement est présentée par la figure IV.18. En comparant avec le cas de l'air (figure IV.3), le nombre de Nusselt prend la même allure et ses valeurs restent sensiblement constante pour différents  $Re$ .

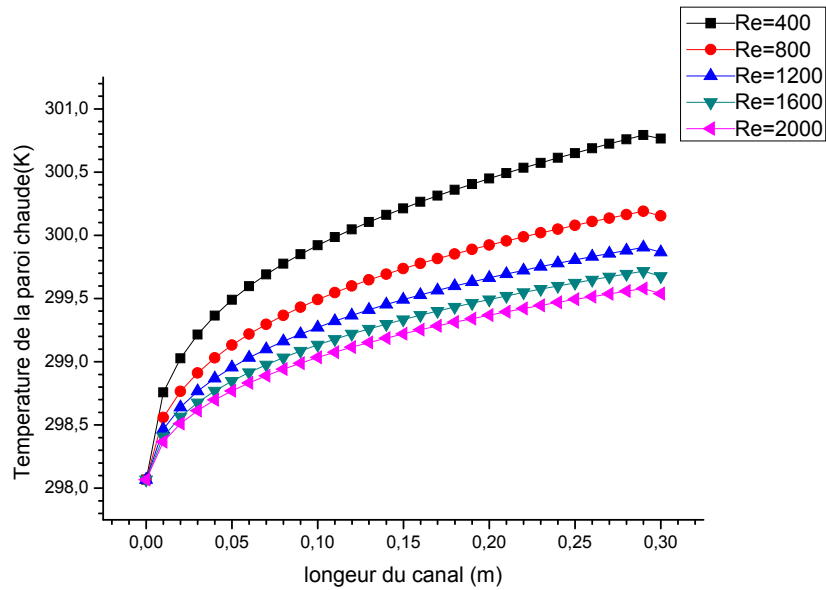


**Fig. IV.18:** Variation du nombre de Nusselt le long du canal.

#### **b/ Température de la paroi chaude:**

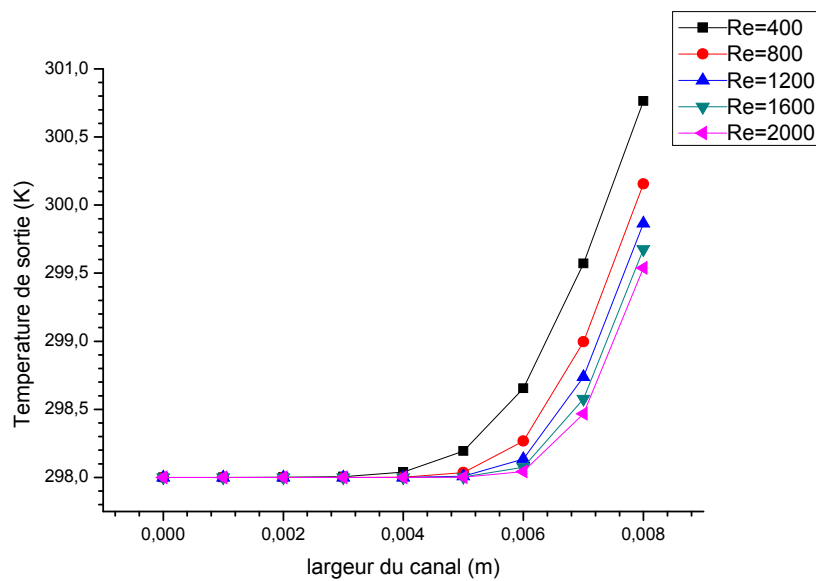
En comparant la figure IV.19 avec celle qui présente le cas de l'air (figure IV.4), on remarque, que la paroi supérieure chaude du canal est totalement refroidie par l'eau même aux faibles vitesses. Par exemple, pour  $Re = 400$ , la température maximale chaude est :  $T_{ch} = 300K$  et pour  $Re = 2000$ , la température maximale chaude est:  $299K$ . L'augmentation du nombre de Reynolds (la vitesse d'écoulement) n'a pas d'effet significatif sur la qualité des résultats.

Donc, on peut dire que, le flux de chaleur transmis par la cellule photo voltaïque (PV) ( $q = 800 \text{ W/m}^2$ ) est totalement absorbé par l'eau qui traverse le canal, mais cette quantité de chaleur ne suffit pas au chauffage domestique.

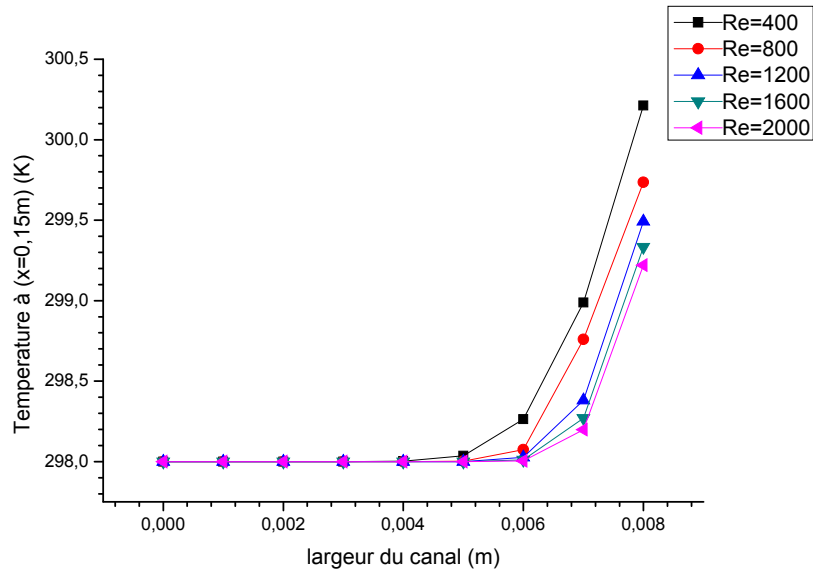


**Fig. IV.19:** Variation de la température de la paroi chaude.

Les mêmes remarques sont distingués pour les figures IV.20 et IV.21 qui illustrent la variation de la température à la sortie du canal ainsi à mi distance ( $x=0.15m$ ).



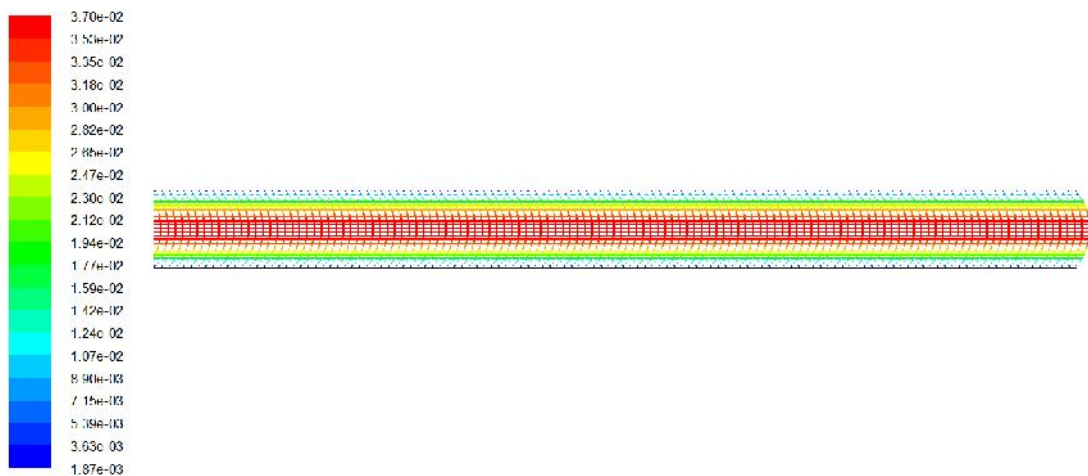
**Fig. IV.20:** Variation de la température à la sortie du canal.



**Fig. IV.21:** Variation de la température à  $x=0.15m$ .

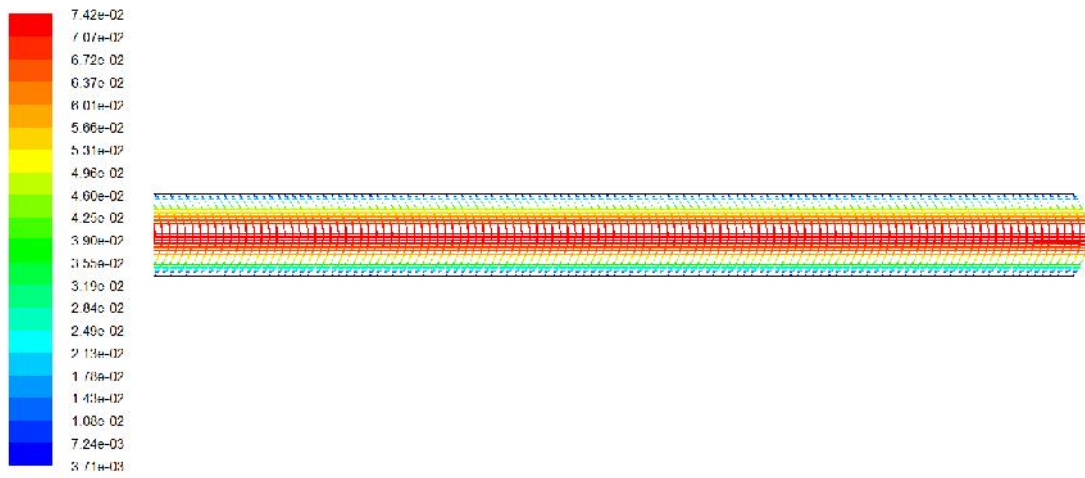
### C/ Champs de vecteurs de vitesse :

Les figures IV.22, 23, 24, 25 et 26 présentent le champs de vecteurs de vitesse le long du canal dont sa paroi supérieure est chauffée à un flux uniforme ( $q = 800 \text{ w/m}^2$ ) en utilisant l'eau comme un fluide de refroidissement et pour différents nombres de Reynolds ( $Re=400, 800, 1200, 1600$  et  $2000$ ). D'après ces figures, on remarque que les profils de vitesses de vitesse est parabolique et ne change pas le long du canal (régime établi) et les valeurs maximales se trouvent au milieu (figure IV.27).

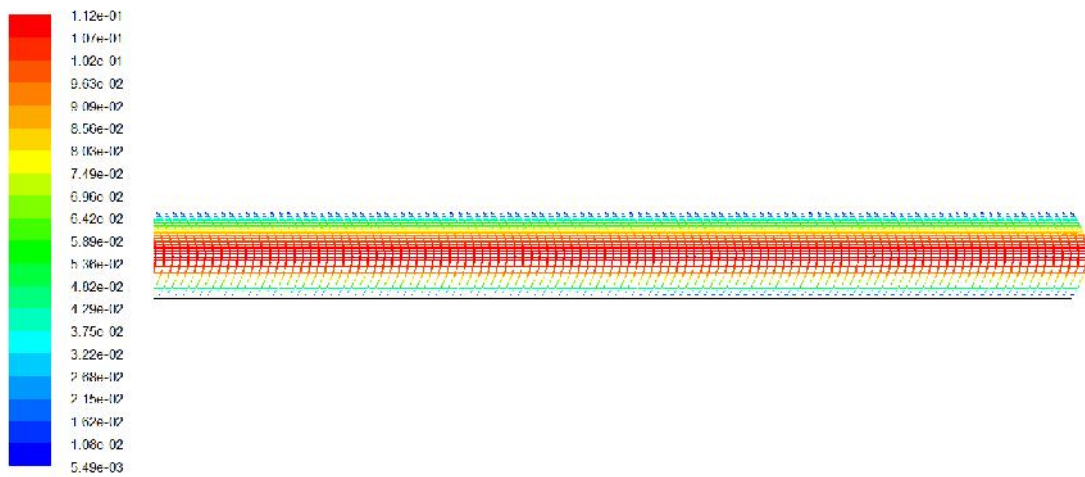


**Fig. IV.22 :** Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=400$ .

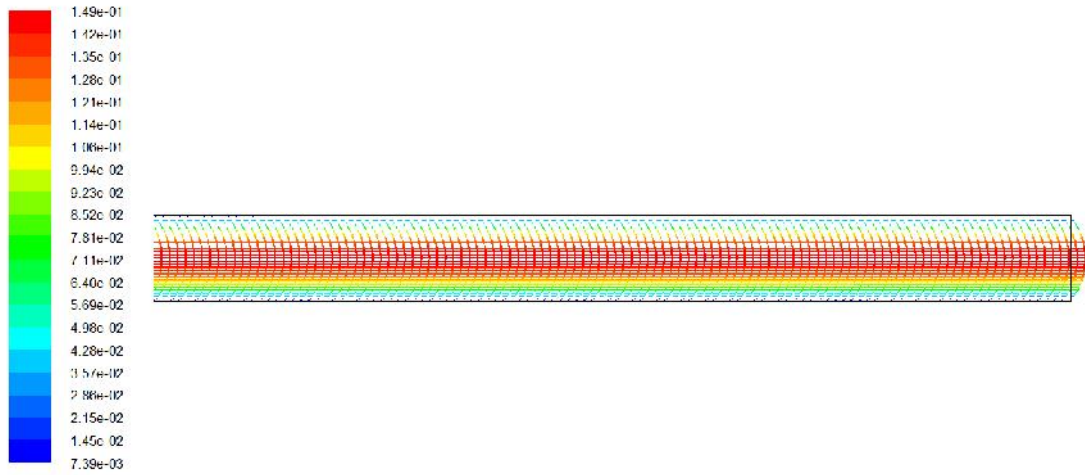




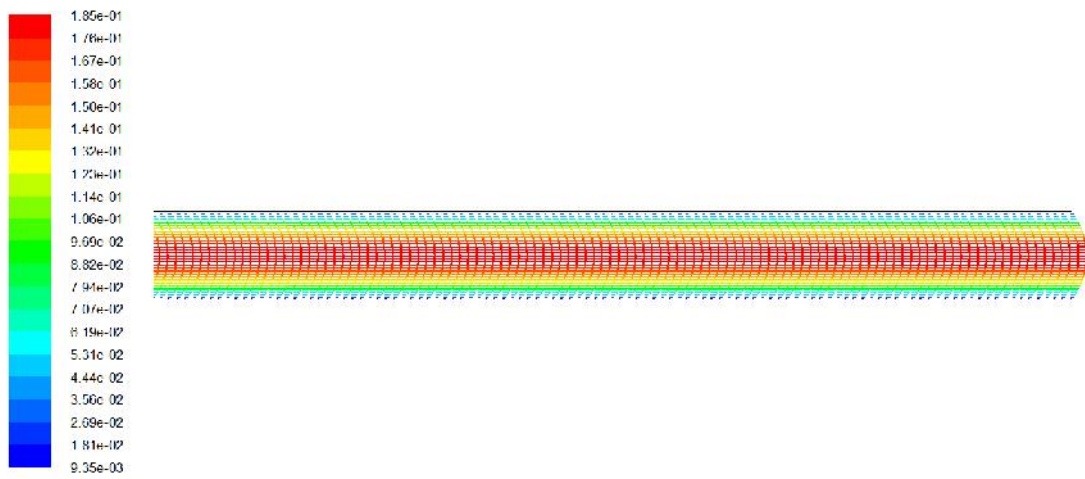
**Fig. IV.23** : Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=800$ .



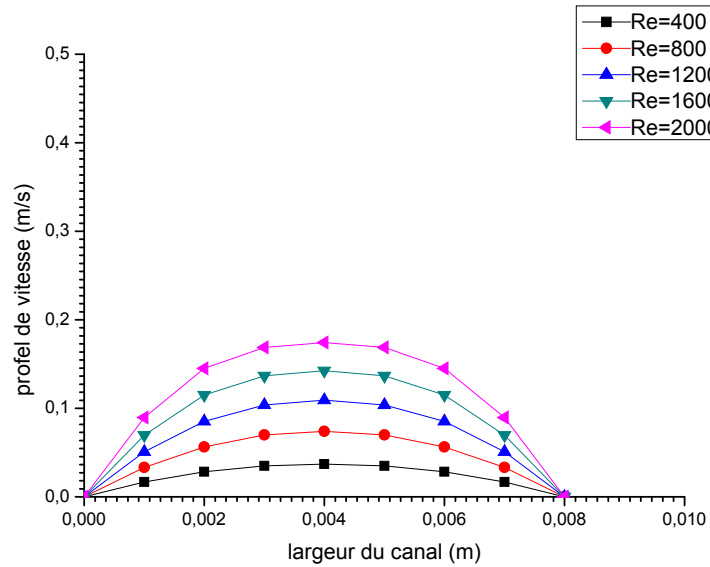
**Fig. IV.24** : Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=1200$ .



**Fig. IV.25 :** Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=1600$ .



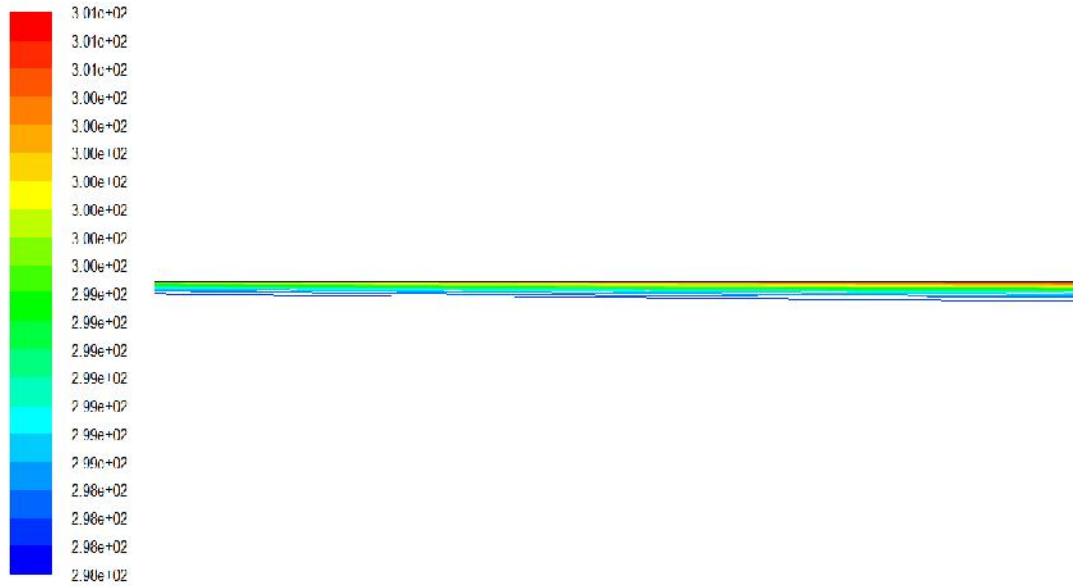
**Fig. IV.26 :** Champs de vecteurs de vitesse pour  $Re=2000$ .



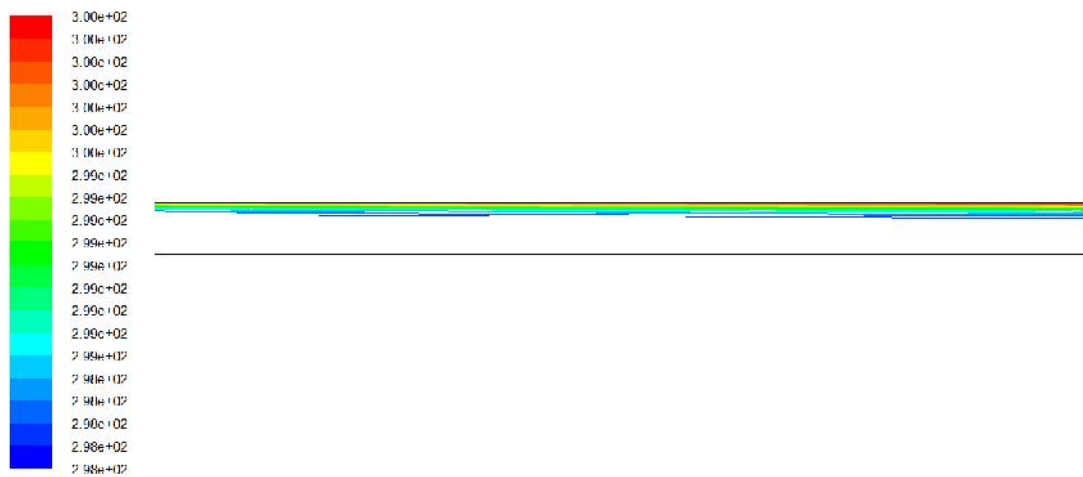
**Fig. IV.27 :** Variation des profils de vitesses.

#### **D/ Champs thermique :**

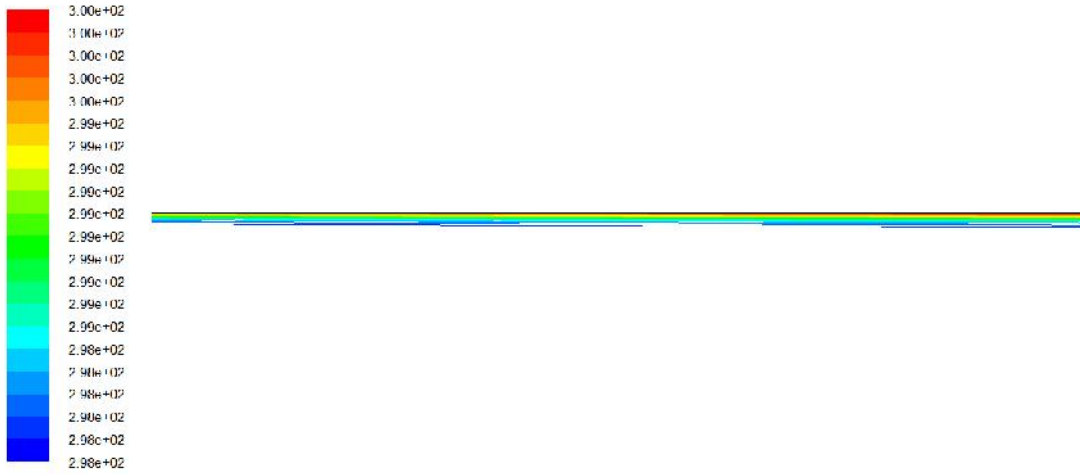
Pour les champs thermiques d'un canal dont sa paroi supérieure est chauffé à un flux uniforme ( $q=800\text{W/m}^2$ ), pour différents nombres de Reynolds en utilisant l'eau comme un fluide de refroidissement sont présentés par les figures IV.28, 29, 30, 31 et 32. On voit que, les lignes de isothermes sont parallèles à la paroi supérieures chaude est que la température maximale dépasse la température ambiante de deux (02) degrés, cela signifié, que le meilleur refroidissement est trouvé dans le cas d'un canal refroidi par eau et l'augmentation du nombre de Reynolds ne présente aucun effet sur l'amélioration du transfert thermique, contrairement, à un canal refroidi par air, où nous avons trouvé un écart important entre la température ambiante et la température maximale chaude (un écart atteint  $160^\circ$ ).



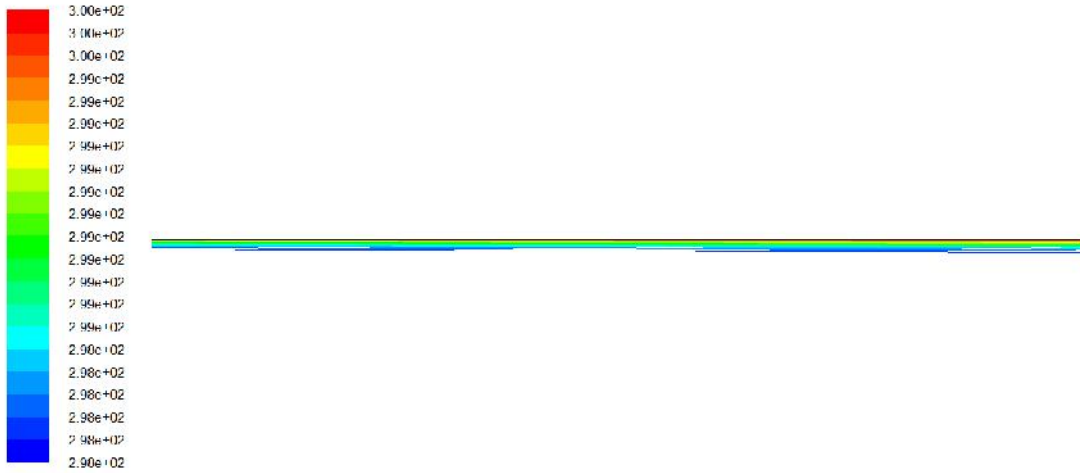
**Fig. IV.28** : Champs thermique pour  $Re=400$ .



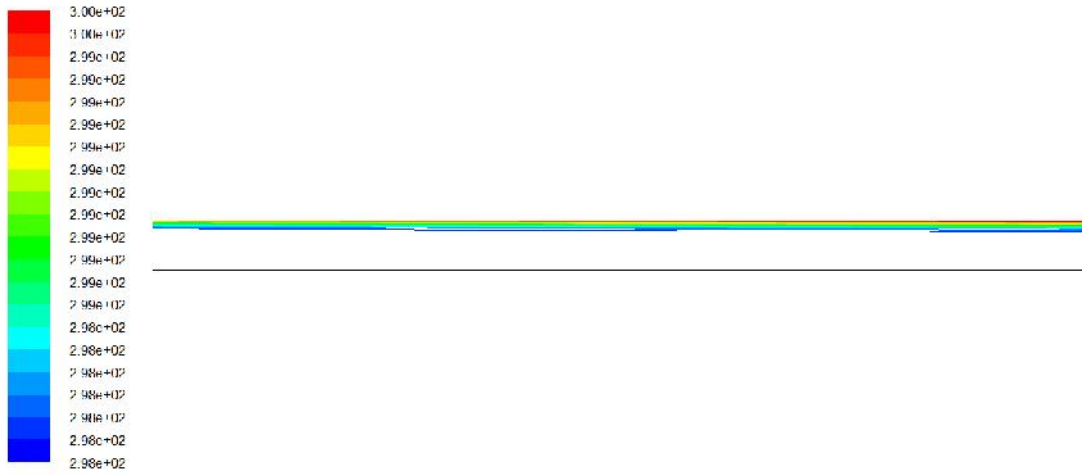
**Fig. IV.29** : Champs thermique pour  $Re=800$ .



**Fig. IV.30** : Champs thermique pour  $Re=1200$ .



**Fig. IV.31** : Champs thermique pour  $Re=1600$ .



**Fig. IV.32 :** Champs thermique pour  $Re=2000$ .

**Tableau 1. Propriétés thermo physique de l'eau**

<i>Température</i> $T$ $K$	<i>Volume <math>v</math></i> $m^3/Kg$	<i>Chaleur spécifique</i> $C_p$	<i>viscosité</i> $N.s$ $/m^2$	<i>conductivité thermique</i>	<i>nombre de prandtl</i>
273	1.000	4.217	1750	569	12.99
275	1.000	4.211	1652	574	12.22
280	1.000	4.198	1422	582	10.26
285	1.000	4.189	1225	590	8.81
290	1.001	4.184	1080	598	7.56
295	1.002	4.181	959	606	6.62
300	1.003	4.179	855	613	5.83
305	1.005	4.178	769	620	5.20
310	1.007	4.178	695	628	4.62
315	1.009	4.179	631	634	4.16
320	1.011	4.180	577	640	3.77
325	1.013	4.182	528	645	3.42
330	1.016	4.184	489	650	3.15
335	1.018	4.186	453	656	2.88
340	1.021	4.188	420	660	2.66
345	1.024	4.191	389	668	2.45
350	1.027	4.195	365	668	2.29
355	1.030	4.199	343	671	2.14
360	1.034	4.203	324	674	2.02
365.	1.038	4.209	306	677	1.91
370	1.041	4.214	289	679	1.80
373	1.044	4.217	279	680	1.76
375	1.045	4.220	274	681	1.70
380	1.049	4.226	260	683	1.61

<b>385</b>	<b>1.053</b>	<b>4.232</b>	<b>248</b>	<b>685</b>	<b>1.53</b>
<b>390</b>	<b>1.058</b>	<b>4.239</b>	<b>237</b>	<b>686</b>	<b>1.47</b>
<b>400</b>	<b>1.067</b>	<b>4.256</b>	<b>217</b>	<b>688</b>	<b>1.34</b>
<b>410</b>	<b>1.077</b>	<b>4.278</b>	<b>200</b>	<b>688</b>	<b>1.24</b>
<b>420</b>	<b>1.088</b>	<b>4.302</b>	<b>185</b>	<b>688</b>	<b>1.16</b>
<b>430</b>	<b>1.099</b>	<b>4.331</b>	<b>173</b>	<b>685</b>	<b>1.09</b>
<b>440</b>	<b>1.110</b>	<b>4.36</b>	<b>162</b>	<b>682</b>	<b>1.04</b>
<b>450</b>	<b>1.123</b>	<b>4.40</b>	<b>152</b>	<b>678</b>	<b>0.99</b>
<b>460</b>	<b>1.137</b>	<b>4.44</b>	<b>143</b>	<b>673</b>	<b>0.95</b>
<b>470</b>	<b>1.152</b>	<b>4.48</b>	<b>136</b>	<b>667</b>	<b>0.92</b>
<b>480</b>	<b>1.167</b>	<b>4.53</b>	<b>129</b>	<b>660</b>	<b>0.89</b>
<b>490</b>	<b>1.184</b>	<b>4.59</b>	<b>124</b>	<b>651</b>	<b>0.87</b>
<b>500</b>	<b>1.203</b>	<b>4.66</b>	<b>118</b>	<b>642</b>	<b>0.86</b>
<b>510</b>	<b>1.222</b>	<b>4.74</b>	<b>113</b>	<b>631</b>	<b>0.85</b>
<b>520</b>	<b>1.244</b>	<b>4.84</b>	<b>108</b>	<b>621</b>	<b>0.84</b>
<b>530</b>	<b>1.268</b>	<b>4.95</b>	<b>104</b>	<b>608</b>	<b>0.85</b>
<b>540</b>	<b>1.294</b>	<b>5.08</b>	<b>101</b>	<b>594</b>	<b>0.86</b>
550	1.323	5.24	97	580	0.87
560	1.355	5.43	94	563	0.90
570	1.392	5.68	91	548	0.94
580	1.433	6.00	88	528	0.99
590	1.482	6.41	84	513	1.05
600	1.541	7.00	81	497	1.14
610	1.612	7.85	77	467	1.30
620	1.705	9.35	72	444	1.52
625	1.778	10.6	70	430	1.65
630	1.856	12.6	67	412	2.0
635	1.935	16.4	64	392	2.7
640	2.075	26	59	367	4.2
645	2.351	90	54	331	12.0
647	3.170		45	238	



**Tableau 2. Propriétés thermo physique de l'air**

<i>Température, T</i> <i>K</i>	<i>Densité</i> $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	<i>Chaleur</i> <i>Spécifique</i> <i>Cp</i> (W.s/kgK)	<i>Viscosité</i> (kg/ ms)	<i>V,</i> (m <sup>2</sup> /s)	<i>Conductivité</i> <i>Thermique</i> (N.s/m <sup>2</sup> )	<i>Nombre</i> <i>de</i> <i>Prandtl</i>
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.768
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.756
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.514	0.01809	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	10.53	0.02227	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	16.84	0.02624	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.27	0.04360	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.682
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	0.696
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	0.699
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	0.699

950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	0.702
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	0.704
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	0.707
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	0.705
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	0.705
1400	0.2515	1.214	4.93	205.5	0.0891	0.705
1500	0.2355	1.230	5.17	229.1	0.0946	0.705
1600	0.2211	1.248	5.40	254.5	0.100	0.705
1700	0.2082	1.267	5.63	208.9	0.105	0.705
1800	0.1970	1.287	5.85	308.1	0.111	0.704
1900	0.1858	1.309	6.07	338.5	0.117	0.704
2000	0.1762	1.338	6.29	369.0	0.124	0.702
2100	0.1682	1.372	6.50	399.6	0.131	0.703
2200	0.1602	1.419	6.72	432.6	0.139	0.707
2300	0.1538	1.482	6.93	464.0	0.149	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.0	0.175	0.730

## Conclusion Générale

Une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte d'un écoulement de fluide newtonien, incompressible, stationnaire en régime laminaire dans un canal horizontal chauffé à un flux uniforme, appliquée dans la construction des capteurs solaires, en utilisant le code Fluent a été faite.

Une présentation détaillée des différentes étapes pour générer un maillage du problème considéré sur le Gambit a été faite. Le code Fluent est utilisé comme un outil numérique afin de présenter les résultats obtenus.

Nos simulations numériques ont été présentées pour un nombre de Grashof égal à  $10^4$  et pour différentes valeurs des nombre de Reynolds ( $Re=400, 800, 1200, 1600$  et  $2000$ ). Le flux de chaleur est supposé constant est :  $q=800W/m^2$ .

Deux fluides ont été utilisés (air et eau) afin de démontrer lequel qui permet un meilleur refroidissement de la paroi chaude.

Les résultats obtenus pour le cas de l'air, montrent que l'augmentation de nombre de Reynolds, améliore le transfert de chaleur et donne un meilleur refroidissement de la paroi chaude. Par contre, dans le cas de l'eau, nous avons trouvé que l'augmentation du nombre de Reynolds n'a pas un effet significatif sur les résultats, et le refroidissement de la paroi chaude s'effectué même aux faibles vitesses.

On peut conclure que l'utilisation de l'eau comme un fluide de refroidissement des capteurs solaires est meilleur par rapport à l'air, mais pour le chauffage sanitaire ou

domestique, il faut revoir d'autres paramètres géométriques qui augmentent l'écart de températures entre l'entrée et la sortie.

Enfin, nous recommandons à l'étude de la convection mixte tridimensionnelle en régime laminaire.

## Nomenclature

Symboles	Description	Unités
<b>Cp</b>	La chaleur spécifique à pression constante	(J/kgK)
<b>g</b>	Accélération de la pesanteur	(m/s <sup>2</sup> )
<b>h</b>	Coefficient de transfert de chaleur par convection	(W/m <sup>2</sup> C°)
<b>H</b>	Hauteur de canal	(m)
<b>L</b>	Longueur du canal	(m)
<b>T<sub>0</sub></b>	Température ambiante	(C°)
<b>T<sub>ch</sub></b>	Température de la paroi chaude	(C°)
<b>q</b>	flux de chaleur	(W/m <sup>2</sup> )
<b>K</b>	La conductivité thermique de L'air	(W/m.K)
<b>K*</b>	La conductivité thermique adimensionnelle	
<b>u.v</b>	Composantes des vitesses suivent (x.y)	(m/s)
<b>U.V</b>	Composantes adimensionnelles des vitesses suivent (X.Y)	
<b>U<sub>0</sub></b>	Vitesse de l'entrée	(m/s)
<b>P<sub>0</sub></b>	Pression atmosphérique	(Pa)
<b>P</b>	Pression adimensionnelle	
<b>T</b>	Température dimensionnelle	(K)
<b>x.y</b>	Coordonnées d'espace dimensionnelles	(m)
<b>X.Y</b>	Coordonnées d'espace adimensionnelles	

## Symboles Grecs

<b>α</b>	La diffusivité thermique	(m <sup>2</sup> /s)
<b>μ</b>	Viscosité dynamique	(Kg/m.s)
<b>ρ</b>	Masse volumique	(Kg/m <sup>3</sup> )
<b>ρ<sub>0</sub></b>	Masse volumique de fluide	

$\beta$	Coefficient d'expansion thermique à pression constante	(1/K)
$\vartheta$	Viscosité cinématique	(m <sup>2</sup> /s)
$\vartheta$	Viscosité cinématique adimensionnelle	
$\theta$	Température adimensionnelle	
$\varphi$	Flux de chaleur transmis par convection	(W)

### Nombres adimensionnels

$P_r$	Nombre de Prandtl
$R_e$	Nombre de Reynolds
$G_r$	Nombre de Grashof
$R_i$	Nombre de Richardson

## *Références bibliographiques*

- [1] **A. Dogan, M. Sivrioglu, S. Baskaya.** “*Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom*” *International Communications in Heat and Mass Transfer* (2005) vol 32pp 1244 - 1252
- [2] **A.Barletta.** “*Laminar mixed convection with viscous dissipation in a vertical channel*” *International Journal of Heat and Mass Transfer* (1998) vol 41 pp 3501 – 3513
- [3] **H. F. Oztop, I Dagtekin.** “*Mixed convection in two-sided lid-driven differentially heated square cavity*” *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2004) vol 47 pp 1761-1769
- [4] **J.S.YOO.** “*Mixed convection of air between two horizontal concentric cylinders with a cooled rotating outer cylinder*” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (1998) Vol 41, N°2, pp 293 – 302
- [5] **Zoubir Amine, Shihe Xin, Stéphanie Giroux-Julien, Christophe Ménézo.** *Étude numérique des transferts thermo-convectifs dans un canal d'air vertical à flux imposé. Congrès Français de Thermique, Energie Solaire et Thermique, 24-27 Mai 2011, Perpignan, France.*
- [6] **A. A. Bousedra, H. M. Soliman.** “*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* (2000) vol 43 pp 1103 – 1111
- [7] **A. Barletta, E. Zankini.** “*Mixed convection with viscous dissipation in an inclined channel with prescribed wall temperatures*”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2001) vol 44 pp 4267 – 4275
- [8] **Alzwayi A.S., Manosh C.P.** *Transition of free convection flow inside an inclined parallel walled channel: Effects of inclination angle and width of the channel. International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014; vol.68, pp.194-202.
- [9] **T.J. Young, K.Vafai.** “*Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles*” *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 41 3279-3298
- [10] **B.Calgani, F.Msili, M.Paroncini.** “*Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below*” *Applied Thermal engineering* (2005) vol 25pp 2522-2531

- [11] **T.Icoz et Y.Jaluria.** "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, (2005) vol 48 pp 831-847
- [12] **Timothy J. Y. K.Vafai.** "Convective cooling heated obstacle in a channel", *International Journal of Heat and Mass transfer* (1998) vol 41 pp 3131-3148
- [13] **K. Touafek , A. Malek .M. Haddadi.** *Revue des Energies Renouvelables* (2006) Vol. 9 N°3 pp143 – 154
- [14] **C. Kaidouchi et C. Ould Lahoucine.** *simulation numérique d'un capteur hybride photovoltaïque/thermique à eau. Mémoire de master 2, université 8 mai 1945guelma*
- [15] **M. Dogan ET M. Sivrioglu.** *Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel: In natural convection dominated flow regimes Energy Conversion and Management* 50 (2009) 2513–2521
- [16] **A. Korichi et L. Oufer.** *Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls International Journal of Thermal Sciences* (2005) 44 pp 644-655
- [17] **A. Moumeni et K. Bourezg.** *numérique d'un écoulement d'air par convection Mixte dans un canal vertical, Mémoire de master 2, université 8 mai 1945guelma, p56*
- [18] **Mohammed Amin.** *Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité mémoire de magister en génie mécanique*
- [19] **HAMOUCHE Adel.** *Refroidissement a air des composantes électroniques par convection mixte Université Mentouri – Constantine.*
- [20] **A.Bejan.** 1993 *Heat Transfer, Wiley et Sons.*
- [21] **ABDERRAHIM Asma.** " *Etude numérique de la convection forcée turbulente dans un capteur solaire à air à double passe, mémoire de Master physique énergétique, UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEEN, 2012*
- [22] **Gambit 2.2.30 User's Guide** (2006).
- [23] **Fluent User's Guide, 6.3. Fluent Inc., 2006.**



