

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique**

**Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou**

**Faculté du Génie de la Construction**

**Département de Génie Mécanique**



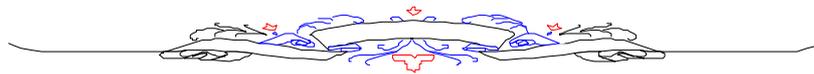
# Mémoire

**De fin d'études**

**En vue de l'obtention du diplôme de  
Master Académique En Génie Mécanique**

**OPTION : Energétique**

## Thème



**ETUDE NUMERIQUE DE LA CONVECTION FORCEE  
DANS UN CANAL HORIZONTAL EN PRESENCE  
D'OBSTACLES CHAUFFANTS**



**Proposé et dirigé par : Présenté par :  
Mr A. ABDEDOUM<sup>elle</sup> LOUNIS Taous**

**PROMOTION : 2012/2013**

# REMERCIEMENTS

Je tiens en premier lieu à remercier très chaleureusement mon promoteur Mr **Abdedou Azzedine** de m'avoir encadrée, soutenu et guidé tout au long de mon travail. Je le remercie particulièrement pour sa patience et ses conseils judicieux. Qu'il trouve ici l'expression de mon respect et de ma profonde reconnaissance.

Nos remerciements vont également aux membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner et de juger notre travail.

Je suis aussi reconnaissante à tous les enseignants qui m'ont soutenus tout au long de mes études. Qu'ils trouvent ici l'expression de mes sentiments les plus respectueux.

Je tiens à exprimer mes remerciements les plus profonds à tous les membres de ma famille, pour leurs soutiens indéfectibles.

Enfin, je remercie tous mes amis et toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



# DEDICACES

Je dédie cet humble travail réalisé grâce à Dieu à :

- La mémoire de ma mère Amara Tassadit que Dieu l'accueille dans son vaste paradis.
- Mes très chères parents, qui ont toujours cru en moi et n'ont jamais cessé de me soutenir.
- Mes chers frères : Abbesse, Ferhat et Sofiane.
- Mes chères sœurs: Kahina, Hassiba, Fazia, Lynda et Sabrina
- La mémoire de mes grands-parents maternelle que Dieu les accueille dans son vaste paradis.
- Ma tante Malika.
- Tous mes amis(es)

# SOMMAIRE

Remerciement .....	i
Dédicaces .....	ii
Sommaire .....	iii
Nomenclature .....	iv
Liste des figures .....	ix
Liste des tableaux .....	xiv
Introduction générale .....	1

## **Chapitre I : Généralités et Recherche Bibliographique**

I.1. Introduction.....	3
I.2. Généralitéssur les transferts de chaleur.....	3
I.2.1. Conduction .....	3
I.2.2. Rayonnement.....	4
I.2.3. Convection.....	4
I.3. Les types de la convection .....	6
I.3.1. Convection naturelle .....	6
I.3.2. Convection forcée .....	9
I.3.3. Convection mixte .....	10
I.4. Recherche bibliographique .....	11
I.5. Conclusion .....	17

## **Chapitre II: Modélisation mathématique**

II.1. Introduction .....	18
II.2. Géométrie du problème .....	18

II.3. Hypothèses simplificatrices .....	19
II.4. Equations gouvernantes .....	19
II.4 .1.Equation de continuité .....	20
II.4.2.Equations de quantité de mouvement .....	20
II.4.3.Equation de l'énergie .....	20
II.5.Conditions aux limites .....	20
II.6. Mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes .....	21
II.6.1.Equation de continuité .....	22
II.6.2.Equations de mouvement.....	22
II.6.3.Equation d'énergie .....	22
II.6.4. Conditions aux limites adimensionnelles.....	22
II.7.Calcul des nombres de Nusselt.....	23
II.7.1. Nombres de Nusselt du bloc1 .....	24
II.7.2. Nombres de Nusselt du bloc 2 .....	26
II.7.3. Nombres de Nusselt du bloc3 .....	27
II.8. Evaluation de la fonction de courant .....	27
II.9. Conclusion.....	28

### **Chapitre III : Modélisation Numérique**

III.1. Introduction .....	18
III.2.Description de GAMBIT et FLUENT .....	18
III.2.1. Gambit .....	18
III.2.2. Fluent .....	36
III.3.Etude de la convection forcée dans un canal en présence de sources de chaleur .....	39

III.3.1.Création de la géomètre et maillage sur Gambit .....	40
III.3.2.Implémentation des conditions aux limites .....	41
III.3.3.Principale étapes de simulation sous Fluent .....	41
III.4. Conclusion.....	44

## **Chapitre IV: Résultats et Interprétations**

IV.1. Introduction .....	46
IV.2. Etude de la sensibilité au maillage.....	46
IV.3. Validation du code de calcule .....	47
IV.4. Discussion des résultats .....	49
IV.4.1. Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courant .....	49
IV.4.2. Effet du nombre de Reynolds sur Les profils du nombre de Nusselt local .....	49
IV.4.3. Effet du nombre de Reynolds sur le profil de la vitesse axiale en fonction de Y .....	53
IV.4.4. Effet de l'espacement des blocs sur les lignes de courant.....	56
IV.4.5. Effet de l'espacement des blocs sur le Nombre de Nusselt local .....	57
IV.4.6. Effet de la hauteur des blocs sur les nombres de Nusselt locaux.....	59
IV.4.7. Effet de la longueur des blocs sur les nombres de Nusselt locaux.....	64
IV.4.8. Effet du nombre de Prandtl sur les nombres de Nusselt locaux.....	66
IV.4.9. Effet des paramètres thermo physique et géométrique sur le nombre de Nusseltglobal	67
Conclusion générale .....	70
Références .....	71

## NOMENCLATURE

$C_p$ : Chaleur spécifique (J.K<sup>-1</sup>.kg<sup>-1</sup>)

$d$  : l'espace entre les sources de chaleur (m)

$h$  : la hauteur du source de chaleur (m)

$H$  : Hauteur du canal (m)

$h$  : Coefficient d'échange thermique par convection(W/m<sup>2</sup> K)

$k$  : Conductivité thermique du fluide(W/m K)

$L$  : Longueur du canal(m)

$L_1$  : La distance entre l'entrée du canal et la première source(m)

$L_2$  : La distance entre la troisième source et la sortie du canal (m)

$p$ : La pression (Pa)

$P$  : la pression adimensionnelle

$T$  : La température du fluide (K)

$T_0$  : La température de l'air à l'entrée (K)

$T_s$  ; La température de chaque sources (K)

$U_0$  : la vitesse d'entrée de l'air (m.s<sup>-1</sup>)

$u$ : Composante de la vitesse suivant la direction  $x$  (m.s<sup>-1</sup>)

$U$  : Composantes adimensionnelles de vitesse suivant  $X$

$v$  : Composante de la vitesse suivant la direction  $y$  (m.s<sup>-1</sup>)

$V$ : Composantes adimensionnelles de vitesse suivant  $Y$

$w$  : La longueur du source de chaleur (m)

$x, y$  : Coordonnées d'espace dimensionnelles (m)

X, Y : Coordonnées d'espace adimensionnelles

### **Symboles grecques**

$\alpha$  : diffusivité thermique ( $m^2/s$ )

$\rho$  : La masse volumique du fluide ( $kg/m^3$ )

$\theta$  : La température adimensionnelle

$\mu$  : Viscosité dynamique ( $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$ )

$\nu$  : Viscosité cinématique ( $m^2/s$ )

$\Psi$  : fonction de courant

### **Nombres adimensionnels**

Re : Nombre de Reynolds

Pr : Nombre de Prandtl

$Nu_{g1}, \overline{Nu}_{g1}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi verticale gauche du 1<sup>er</sup> bloc

$Nu_{h1}, \overline{Nu}_{h1}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi horizontale du 1<sup>er</sup> bloc.

$Nu_{d1}, \overline{Nu}_{d1}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi verticale droite du 1<sup>er</sup> bloc.

$Nu_{g2}, \overline{Nu}_{g2}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi verticale gauche du 2<sup>ème</sup> bloc.

$Nu_{h2}, \overline{Nu}_{h2}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi horizontale du 2<sup>ème</sup> bloc.

$Nu_{d2}, \overline{Nu}_{d2}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi verticale droite du 2<sup>ème</sup> bloc.

$Nu_{g3}, \overline{Nu}_{g3}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi verticale gauche du 3<sup>ème</sup> bloc.

$Nu_{h3}, \overline{Nu_{h3}}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi horizontale du 3<sup>ème</sup> bloc.

$Nu_{d3}, \overline{Nu_{d3}}$  : Respectivement le nombre de Nusselt local et moyen sur la paroi verticale droite du 3<sup>ème</sup> bloc.

$\overline{Nu_1}$  : Le nombre de Nusselt total le long du 1<sup>er</sup> bloc.

$\overline{Nu_2}$  : Le nombre de Nusselt total le long du 2<sup>ème</sup> bloc.

$\overline{Nu_3}$  : Le nombre de Nusselt total le long du 3<sup>ème</sup> bloc.

# LISTE DES FIGURES

<b>Figure.I.1.</b> Schématisation d'un écoulement laminaire dans une conduite.....	5
<b>Figure.I.2.</b> Schématisation d'un écoulement turbulent dans une conduite .....	6
<b>Figure.I.3.</b> Schématisation de la convection naturelle .....	7
<b>Figure.I.4.</b> Convection naturelle dans une plaque verticale .....	9
<b>Figure.I.5.</b> Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un Écoulement pulsatif.....	12
<b>Figure.I.6.</b> Canal horizontal contenant des blocs chauffés.....	13
<b>Figure.I.7.</b> Canal contenant des blocs chauffant avec un cylindre oscillant .....	13
<b>Figure.I.8.</b> Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites.....	14
<b>Figure.I.9.</b> Canal horizontal contenant deux obstacles chauffants.....	14
<b>Figure.I.10.</b> Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique.....	15
<b>Figure.I.11.</b> Géométrie du problème considéré [15] .....	16
<b>Figure.I.12.</b> Géométrie du problème considéré [16] .....	16
<b>Figure.II.1.</b> Géométrie du problème considéré .....	19
<b>Figure.II.2.</b> Canal horizontal avec trois sources de chaleur montées sur sa paroi inférieure.....	24
<b>Figure.III.1.</b> Vue globale de l'interface d'utilisation.....	30
<b>Figure.III.1.</b> Vue globale de l'interface d'utilisation.....	30
<b>Figure.III.3.</b> Menu linge.....	31
<b>Figure.III.4.</b> Menu de création d'une surface .....	31
<b>Figure.III.5.</b> Menu de construction de la géométrie .....	32
<b>Figure.III.5.</b> Menu de construction de la géométrie .....	33
<b>Figure.III.7.</b> Volume de contrôle dans le cas d'un maillage principal .....	34

<b>Figure.III.8.</b> Volume de contrôle dans le cas d'un maillage décalé .....	34
<b>Figure.III.9.</b> Icône d'implémentation des conditions aux limites .....	35
<b>Figure.III.10.</b> Panel des outils de configuration .....	35
<b>Figure.III.11.</b> Fenêtre de contrôle .....	36
<b>Figure.III.12.</b> Exportation du maillage .....	36
<b>Figure.III.13.</b> Fenêtre des conditions opératoires .....	38
<b>Figure.III.14.</b> Géomètre du problème .....	40
<b>Figure.III.15.</b> Création de la Géométrie sur Gambit.....	40
<b>Figure.III.16.</b> Présentation du maillage sur les segments .....	40
<b>Figure.III.17.</b> Présentation du maillage .....	41
<b>Figure.III.18.</b> Définition du domaine fluide étudié.....	42
<b>Figure.III.19.</b> Les conditions aux limites.....	42
<b>Figure III.20.</b> La condition limite de la paroi supérieure du canal .....	43
<b>Figure III.21.</b> La condition limite de la paroi verticale droite du 1 <sup>er</sup> bloc .....	43
<b>Figure.III.22.</b> La fenêtre du Raffiner le maillage.....	44
<b>Figure.III.23.</b> Contours des lignes de courant.....	44
<b>Figure.VI.2.</b> la variation du nombre de Nusselt local au niveau de la paroi verticale gauche (A1B1), pour le 1 <sup>er</sup> bloc, (Re=100) .....	47
<b>Figure.IV.3.</b> La variation de la vitesse horizontale en fonction de (y), à x=1.2 (Re =100).....	47
<b>Figure IV.4.</b> Représentation schématique de la géométrie considérée par ;TimothyJ.Young and KambizVafai [5] .....	48
<b>Figure IV.5 :</b> Comparaison des lignes de courant pour différentes valeur de Reynolds .....	49
<b>Figure.IV.6.a.</b> Les lignes de courant pour Re=20 .....	50
<b>Figure.IV.6.b.</b> Les lignes de courant pour Re=50.....	50

<b>Figure. IV.6.c.</b> Les lignes de courant pou $Re=100$ .....	51
<b>Figure .IV.6.d.</b> Les lignes de courant pour $Re=200$ .....	51
<b>Figure .IV.6.e.</b> Les lignes de courant pour $Re=500$ .....	51
<b>Figure.IV.7.1 :</b> La variation du nombre de Nusselt locale auniveau des facettes du 1 <sup>er</sup> bloc .....	52
<b>Figure.IV.7.2.</b> La variation du nombre de Nusselt locale au niveau des facettes du 2 <sup>ème</sup> bloc..	52
<b>Figure.IV.7.3.</b> La variation du nombre de Nusselt locale au niveau des facettes du 3 <sup>ème</sup> bloc....	53
<b>Figure.IV.8.1.</b> La variation de la vitesse axiale en fonction de y, Pour différentes valeurs de $Re$ à $x=0.3$ .....	53
<b>Figure.IV.8.2.</b> La variation de la vitesse axiale en fonction de y, Pour différentes valeurs de $Re$ à $x= 0.55$ .....	54
<b>Figure.IV.8.3.</b> La variation de la vitesse axiale en fonction de y, Pour différentes valeurs de $Re$ à $x=0.65$ .....	54
<b>Figure.IV.8.4.</b> La variation de la vitesse axiale en fonction de y, Pour différentes valeurs de $Re$ , à $x=0.88$ .....	55
<b>Figure.IV.8.5.</b> La variation de la vitesse axiale en fonction de y, Pour différentes valeurs de $Re$ , à $x=1.2$ .....	55
<b>Figure VI.9.a.</b> Contour des lignes de courant pour $d=0.08$ et $Re=100$ .....	56
<b>Figure.VI.9.b.</b> Contour des lignes de courant pour $d=0.12$ et $Re=100$ .....	56
<b>Figure.VI.9.c.</b> Contour des lignes de courant pour $d=0.15$ et $Re=100$ .....	57
<b>Figure. VI.9.d.</b> Contour des lignes de courant pour $d=0.2$ et $Re=100$ .....	57
<b>Figure .IV.10.a.</b> Nombre de Nusslt local le longe des facettes du 1 <sup>er</sup> bloc, à $Re=100$ pour différentes valeurs de la distance de séparation.....	58
<b>Figure.IV.10.b.</b> Nombre de Nusselt local le long des facettes du 2 <sup>ème</sup> bloc, à $Re=100$ pour différentes valeurs de la distance de séparation.....	58

**Figure .IV.10.c.** Nombre de Nusselt local le long des facettes du 3<sup>ème</sup> bloc, à Re=100 pour différentes valeurs de la distance de séparation ..... 59

**Figure.VI.11.a.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale gauche du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100 ..... 59

**Figure.VI.11.b.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale gauche du 2<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100 ..... 60

**Figure.VI.11.c.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale gauche du 3<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100 ..... 60

**Figure.VI.11.d.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette horizontale du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100..... 61

**Figure.VI.11.e.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette horizontale du 2<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100..... 61

**Figure.VI.11.f.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette horizontale du 3<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100..... 62

**Figure.VI.11.g.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale droite du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100 ..... 62

**Figure.VI.11.h.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale droite du 2<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100 ..... 63

**Figure.VI.11.i.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale droite du 3<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour Re=100 ..... 63

**Figure.IV.12.a.** Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi horizontale du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de longueur (w), pour Re=100 ..... 64

**Figure.IV.12.b.** Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi horizontale du 2<sup>ème</sup> bloc, en fonction de longueur (w), pour Re=100..... 64

**Figure.IV.12.c.** Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi horizontale du 3<sup>ème</sup> bloc, en fonction de longueur (w), pour Re=100 ..... 65

**Figure.IV.13.a.** Variation du nombre de Nusselt local à un niveau des facettes du 1<sup>er</sup> bloc ..... 66

**Figure IV.13.b.** Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 2<sup>ème</sup> bloc..... 66

**Figure.IV.13.c.** Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 3<sup>ème</sup> bloc ..... 67

**Figure IV.14.** Variation du nombre de Nusselt global en fonction de Reynolds ..... 68

**Figure IV.15.** Variation du nombre de Nusselt global en fonction de la distance de séparation « d » entre les sources de chaleur..... 68

**Figure IV.17.** Variation du nombre de Nusselt global en fonction du nombre de Prandtl ..... 69

# LISTE DES TABLEAUX

**Tableau IV.1.** Effet du maillage sur les valeurs de Nusselt moyen au niveau de chaque bloc... 46

# Introduction générale

---

## INTRODUCTION GENERALE

---

La discipline du transfert de chaleur est au cœur de tout développement technologique, elle permet l'innovation des systèmes et processus technologiques de plus en plus performants tout en réduisant les coûts générés par les contraintes thermiques. Les transferts convectifs, qui sont l'un des trois modes fondamentaux du transfert de chaleur, sont particulièrement prisés par les chercheurs au vu de l'intérêt grandissant et des domaines d'application de plus en plus élargis tant sur le plan recherche fondamentale que sur le plan d'innovations technologiques.

L'étude de la convection dans un canal contenant des obstacles chauffants est l'une des configurations qui ont suscité l'intérêt des chercheurs en raison de son application dans divers domaines de l'ingénierie tels que le stockage de l'énergie, le refroidissement des composants électroniques et les systèmes de production de l'énergie nucléaire et chimique. La présence des sources de chaleurs (blocs) au sein d'un canal conduit à des configurations qui s'identifient au problème pratique de la plaque électronique munie des composants générant de chaleur par effet joule, cette dernière devrait être évacuée pour éviter toute éventuelle surchauffe et détérioration des composants.

L'objectif de ce travail consiste à étudier numériquement la convection forcée en régime laminaire et permanent en deux dimensions dans un canal horizontal pourvu d'obstacles chauffants.

Dans le premier chapitre, nous nous intéressons aux généralités sur le transfert de chaleur. Nous présentons aussi une revue bibliographique sur les travaux antérieurs relatifs aux cas d'un canal munis de blocs chauffants.

Dans le second chapitre, nous détaillons le domaine physique avec ses conditions aux limites, ainsi que les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de conservation d'énergie. Une forme adimensionnelle de ces équations est présentée ainsi que les différents paramètres de contrôle résultant.

Le troisième chapitre est consacré à la description du logiciel Gambit sur lequel la géométrie du problème considéré sera faite, et le code Fluent pour la résolution des équations gouvernantes.

Dans le dernier chapitre, il s'agit de la validation des résultats de calculs. Pour ce faire, une étude de l'influence du maillage a d'abord été effectuée. Les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence l'effet de certains paramètres tels que, le nombre de Reynolds, la distance de séparation entre les blocs, les dimensions des obstacles chauffants (hauteur et longueur), et nous examinons aussi l'influence du nombre de Prandtl.

# Chapitre I

**CHAPITRE I :****GENERALITES ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE****I.1. Introduction**

Dans ce chapitre, nous allons présenter, d'une part, quelques généralités sur les transferts thermiques convectifs, et d'autre part, une étude sur la recherche bibliographique concernant les différents travaux effectués sur la convection forcée dans un canal horizontal en présence de sources de chaleur.

**I.2. Généralités sur les transferts de chaleur**

Le transfert de chaleur est fréquemment rencontré dans la nature et dans différents systèmes industriels. Il résulte d'une interaction complexe au sein d'un milieu ou entre milieux dès qu'il y a un gradient de température. Cette interaction est responsable de la différence des écoulements qui en résultent. Les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont une importance essentielle pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, fours, échangeurs, évaporateurs, et condenseurs, etc..., mais aussi pour des opérations de transformation chimique. Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier comme suit :

- L'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface,
- L'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur,
- La réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou plus généralement, entre deux phases, se fait de trois façons : Conduction, Rayonnement, et Convection. Nous allons dans ce qui suit détailler ces trois modes :

**I.2.1. Conduction**

C'est le transfert de chaleur dans lequel l'énergie se transmet par contact direct des molécules sans déplacement de la matière, sous l'influence d'un gradient de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux

mécanismes distincts : Une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La densité de flux de chaleur transférée par conduction, est proportionnelle au gradient de température. Elle est définie par la loi de Fourier [1] :

$$\varphi = -k \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{I.1})$$

Avec k: conductivité thermique du milieu ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ).

### I.2.2. Rayonnement

Le rayonnement est une forme particulière du transfert thermique dans laquelle l'énergie est portée par des ondes électromagnétiques ayant pour origine l'agitation intra atomique à la surface d'un corps. Le phénomène du rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques et par la transformation de celles-ci en chaleur. C'est le seul mécanisme de transfert de chaleur qui ne nécessite pas de support matériel.

Il est difficile d'étudier avec précision le transfert de chaleur par rayonnement entre deux ou plusieurs surfaces de forme quelconque. On définit par la loi de Stephan Boltzmann la densité de flux de chaleur  $\varphi$ , transmise par rayonnement entre un solide et le milieu environnant [1]:

$$\varphi = \sigma \epsilon_p (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{I.2})$$

Avec :

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann ;( $\sigma = 5.67.10^{-8} \text{ W. m}^{-2} .\text{K}^{-4}$ ).

$\epsilon_p$  : Est l'émissivité de la surface solide.

$T_p$ : Température de solide.

$T_\infty$ : Température du milieu environnant.

### I.2.3. Convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important du transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes, l'énergie ainsi transmise aide à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement. On peut exprimer la densité du flux de chaleur transmise par convection entre la surface chaude et le fluide par la relation de Newton [1] :

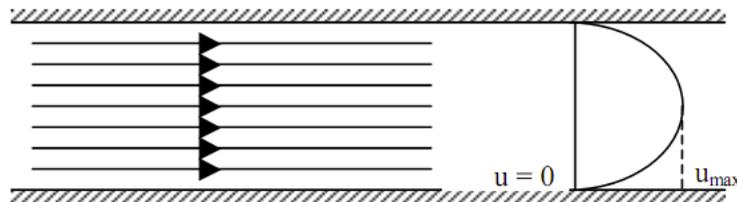
$$\varphi = h(T_s - T_f) \quad (I.3)$$

Où  $h$  : Est le coefficient du transfert convectif,  $T_s$  et  $T_f$  représentent la température de surface chaude et de fluide respectivement.

Comme le transfert d'énergie par convection est très fortement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur. Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

- **Écoulement laminaire :**

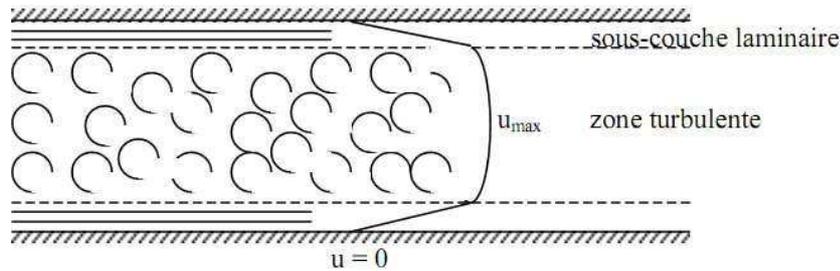
Dans ce type d'écoulement les particules du fluide ne se mélangent pas et leurs trajectoires restent parallèles, figure I.1.



**Figure.I.1.** Schématisation d'un écoulement laminaire dans une conduite

- **Écoulement turbulent :**

Dans le mouvement turbulent, le mécanisme de conduction est favorisé par d'innombrables tourbillons. Les petits volumes de fluide, en se mélangeant avec d'autre, jouent le rôle de porteur d'énergie. Par conséquent un accroissement de turbulence amène une augmentation de la quantité de chaleur s'écoulant par convection.



**Figure.I.2.** Schématisation d'un écoulement turbulent dans une conduite

### I.3. Les types de la convection

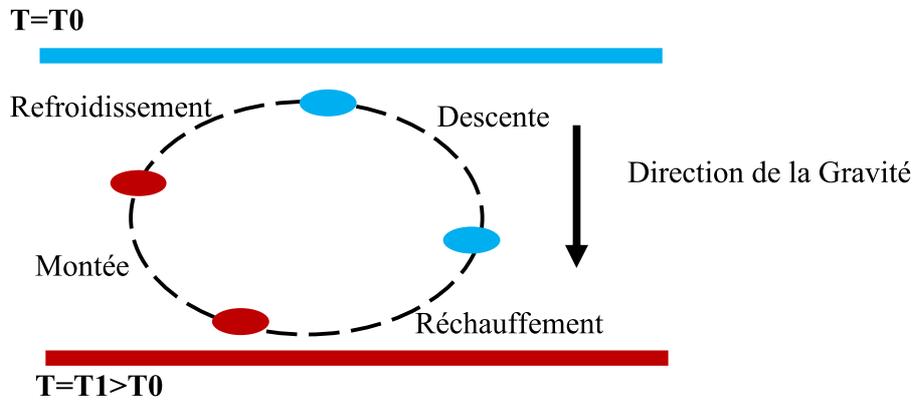
La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. La combinaison de ces deux phénomènes donne lieu à la convection mixte.

#### I.3.1. Convection naturelle

En convection naturelle, les mouvements du fluide sont provoqués par un gradient de température. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut, suivant un mécanisme semblable à celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions à température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courants descendants se produit pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud (figure I.3).

Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifiques et par conséquent le phénomène se produit en raison de l'existence du champ de pesanteur terrestre. L'intervention du poids a pour effet de donner à la verticale un rôle

privilegié. La définition de la géométrie d'un système convectif doit donc faire intervenir la forme et les dimensions ainsi que la disposition par rapport à la verticale.



**Figure.I.3.** Schématisation de la convection naturelle

Les paramètres de contrôle adimensionnels jouent un rôle essentiel dans l'évaluation des transferts convectifs. En convection naturelle, ces paramètres sont, le nombre de Grashof, le nombre de Prandtl et le nombre de Nusselt. Ils sont définis comme suit :

Nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{\beta g(T_s - T_\infty)H^3}{\nu^2} \quad (I.4)$$

**Avec :**

$g$  : Est l'accélération de pesanteur,  $\nu$  est la viscosité cinématique, et  $H$  est la dimension caractéristique de la géométrie étudiée.  $T_s$  et  $T_\infty$  : représentent, respectivement, la température de la paroi et la température du fluide à une distance suffisamment éloignée de la paroi.  $\beta$  est le coefficient de dilatation thermique à pression constante, défini par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \quad (I.5)$$

Pour le cas d'un gaz parfait  $\beta = \frac{1}{T}$

Et le Nombre de Prandtl :  $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$  ; Ou  $\alpha$  est la diffusivité thermique.

En multipliant les expressions des nombres de Grashof et du nombre de Prandtl, on aboutit à l'expression du nombre de Rayleigh, donnée par :

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta g(T_s - T_\infty) H^3}{\nu^2} \cdot Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) H}{\nu \alpha} \quad (I.6)$$

En fonction de la valeur du nombre de Rayleigh, on peut définir différents régimes de transfert de chaleur en convection naturelle [2]:

$Ra < 10^3$ : Convection négligeable, le transfert se fait essentiellement par conduction.

$10^3 < Ra < 10^9$  : Le transfert a lieu en régime de convection libre laminaire.

$Ra > 10^9$  : Le transfert a lieu en régime de convection libre turbulente.

On peut exprimer en général une relation entre les nombres de Nusselt, de Grashof et de Prandtl qui détermine l'intensité de l'échange thermique [3]:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n = C Ra^n \quad (I.7)$$

Avec :  $n=1/4$  : Pour la convection laminaire

$n=1/3$  : Pour la convection turbulente

Les valeurs du coefficient C dépendent du régime de convection et de la Géométrie considérée, elles sont de  $0,2 < C < 0,6$  en régime laminaire, et de  $0,07 < C < 0,15$  en régime turbulent.

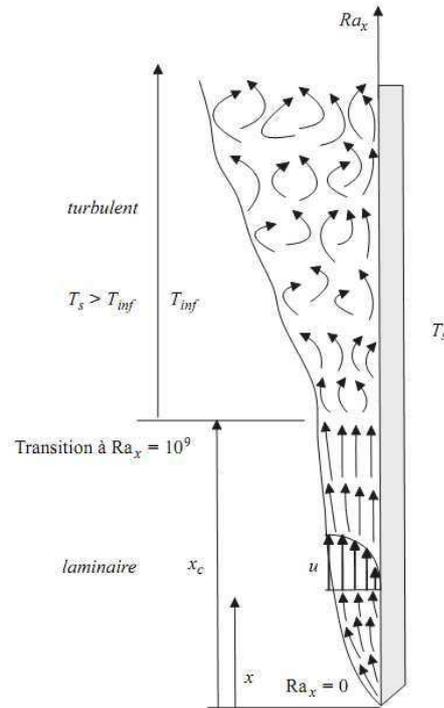
Dans le cas d'une plaque verticale (figure.I.4), les expressions des corrélations donnant la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Prandtl et du nombre de Grashof, sont données comme suit [1]:

Régime d'écoulement laminaire :  $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$

$$Nu = 0,59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (I.8)$$

Régime d'écoulement turbulent :  $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{13}$

$$Nu = 0,021 \cdot (Gr \cdot Pr)^{2/5} \quad (I.9)$$



**Figure.I.4.** Convection naturelle dans une plaque verticale.

### I.3.2. Convection forcée

Le mouvement du fluide est imposé par des actions mécaniques extérieures (pompes, ventilateurs, etc...). Voici quelques exemples de convection forcée dans des appareillages : chauffage central avec accélérateur, chauffages électriques avec soufflerie, chauffe-eau solaire et four à convection de cuisinière. Ainsi pour le refroidissement de centrales nucléaires, la récupération de chaleur dans les collecteurs solaires, la circulation des liquides cryogéniques dans les systèmes de refroidissement des machines thermiques.

La convection forcée doit prendre en compte l'existence de la couche limite qui varie avec : La viscosité du fluide (plus le fluide est visqueux, plus la couche limite est épaisse), la vitesse moyenne du fluide (plus la vitesse est élevée, plus la couche limite est faible) et la géométrie considérée. L'écoulement dans le cas de la convection forcée peut être laminaire ou turbulente suivant la valeur du nombre de Reynolds, son expression est donnée par la formule suivante :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot X}{\mu} \quad (I.10)$$

Où :

$\rho$  : Est la masse volumique du fluide,  $v$  est Vitesse caractéristique, et  $\mu$  Viscosité dynamique.

$x$  : La longueur caractéristique dans le cas d'une conduite représente le diamètre, et dans le cas d'un canal horizontal il représente la hauteur.

Le nombre de Nusselt est donné par l'expression suivante:

$$Nu = \frac{h.x}{k} \quad (I.11)$$

Où  $k$  est une Conductivité thermique du fluide. D'une manière générale, la corrélation du nombre de Nusselt dans le cas de la convection forcée est donnée sous la forme [2]:

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

Où  $A$  est une constante dépendant de la géométrie considérée et de la valeur du nombre de Reynolds. Dans le cas d'une plaque plane horizontale ou verticale, les expressions des corrélations donnant le nombre de Nusselt local et moyens sont [1] :

Le régime d'écoulement est laminaire ( $Re < 5.10^5$ )

$$Nu_x = 0,324 . Re_x^{0,5} . Pr^{1/3}, \text{ Pour } 10 \geq Pr \geq 0,5 \quad (I.13)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,628 . Re_L^{0,5} . Pr^{1/3}, \text{ L la longueur caractéristique.} \quad (I.14)$$

Le régime d'écoulement est turbulent :  $Re > 5.10^5$

$$Nu_x = 0,0288 . Re_x^{0,8} . Pr^{1/3}, \text{ pour } Pr \geq 0,5 \quad (I.15)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,035 . Re_L^{0,8} . Pr^{1/3} \quad (I.16)$$

Les caractéristiques du fluide calculées à :  $T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2}$

### I.3.3. Convection mixte

On dit que la convection est mixte si les mécanismes de la convection forcée et naturelle coexistent simultanément, sans que l'une soit négligeable par rapport à l'autre. Dans ce cas il existe un nombre adimensionnel qui s'appelle le nombre de Richardson qui est le rapport entre le nombre de Grashof et le carré du nombre de Reynolds, son expression est donnée comme suite [4] :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (I.17)$$

Si :  $Ri \gg \frac{1}{Re}$  (soit  $Ri \cdot Re \rightarrow \infty$ ) La Convection est dite libre.

Si :  $Ri \ll \frac{1}{Re}$  (soit  $Ri \cdot Re \rightarrow 0$ ) La Convection est dite forcée.

#### I.4. Recherche bibliographique

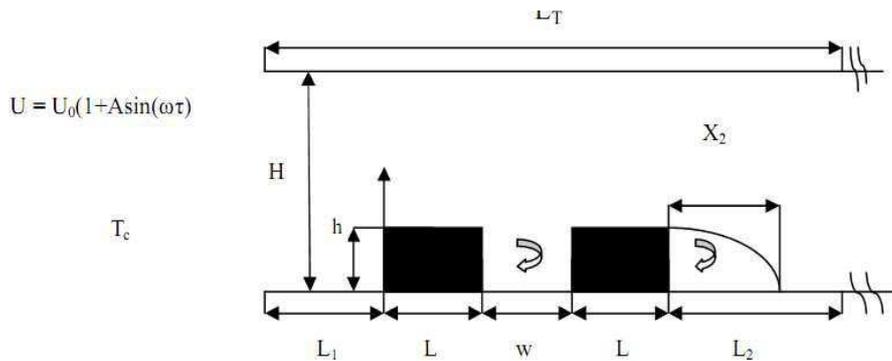
Les transferts convectifs autour de blocs générateurs de chaleur sont largement rencontrés dans les applications de l'ingénierie, on peut citer à titre d'exemple le refroidissement des systèmes électroniques, les collecteurs solaires, les fours et les équipements de traitement chimique. Beaucoup de travaux scientifiques ont été menés dans cette optique afin d'analyser les systèmes de refroidissement des sources de chaleur dans un canal horizontal.

**Young et al [5]** ont étudié le refroidissement d'une source de chaleur montée sur la paroi inférieure d'un canal horizontal par la convection forcée. L'étude s'est portée sur la variation de la hauteur, de la largeur de la source et du rapport des conductivités thermiques du solide sur fluide  $\frac{k_s}{k_f}$  ( $k_s$  est la conductivité thermique de la source et  $k_f$  du fluide) et aussi l'influence du nombre de Reynolds. Les résultats de cette recherche ont montré que la forme et la nature du matériaux utilisée pour la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur.

**Kim et al [6]** ont effectué une étude numérique dans un canal contenant deux blocs chauffés traversés par un fluide en écoulement pulsatoire. 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 moyenne d'un cycle de l'écoulement à l'entrée,  $A$  est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée axiale,  $\omega$  la vitesse angulaire et  $\tau$  est le temps), comme le montre la figure.I.5. Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante. Les résultats obtenus indiquent que la recirculation des écoulements derrière les blocs situés en aval et entre les blocs est affectée par : le nombre de Reynolds, le nombre de Strouhal ( $St = fH/U_0$ ), l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

**Yang et al [7]** ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal horizontal muni d'un bloc conducteur déposé sur sa paroi inférieure. En utilisant les variables secondaires (fonction de courant et vorticité), la solution des équations régissant a été obtenue par la méthode des volumes de contrôle avec le maillage non

uniforme. Les résultats obtenus indiquent que le rapport de forme optimum du bloc, correspond à un transfert de chaleur maximum, augmente avec le nombre de Reynolds et diminue avec le rapport des conductivités thermiques du bloc solide et du fluide pour une géométrie fixe du bloc. Les mêmes auteurs [8] ont réétudié le même système en régime de convection mixte dans un canal incliné. Les résultats montrent que le rapport de forme optimale du bloc augmente avec l'angle d'inclinaison pour  $Ri$  égale à 10.



**Figure.I.5.** Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un Écoulement pulsatif

Une recherche numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée en régime laminaire, d'un fluide incompressible dans un canal rectangulaire contenant trois obstacles chauffant (blocs), deux blocs sont disposés sur la paroi inférieure et l'autre sur la paroi supérieure du canal (figure.I.6), a été réalisée par **Korichi et Oufer [9]**. Les paramètres gouvernant du problème sont le nombre de Reynolds, l'espacement entre les blocs, le rapport de la conductivité thermique entre le solide et le fluide et les dimensions des obstacles. Chacun des trois obstacles a été chauffé avec un flux uniforme de chaleur ce qui simule la chaleur produite par les composants électroniques. Ces auteurs montrent que la transition d'un écoulement régulier aux écoulements instables s'est produite pour des valeurs inférieures du nombre de Reynolds quand un obstacle est placé sur la paroi supérieure du canal, et la chaleur évacuée par les blocs augmente raisonnablement avec le nombre de Reynolds. Ils ont montré aussi que la nature du matériaux utilisée pour les sources à des effets considérables sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur. La variation des dimensions des blocs à des influences profondes sur l'amélioration du transfert chaleur entre la surface du solide (bloc) et du fluide dans le sens qu'un transfert thermique plus élevé est obtenu pour des dimensions d'obstacle plus élevées.

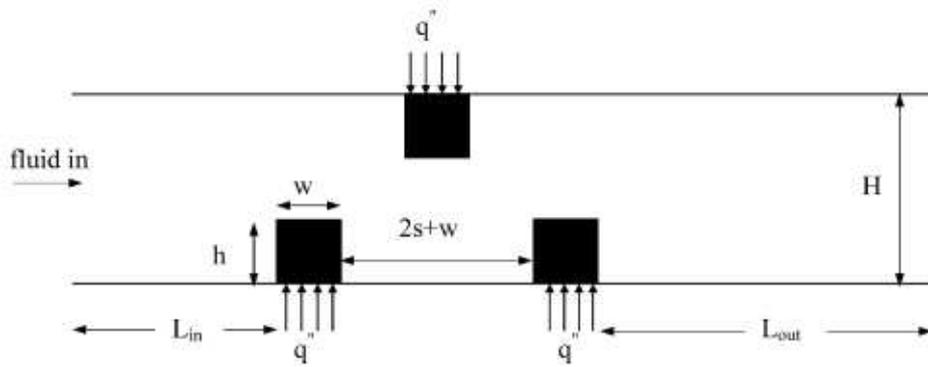


Figure.I.6. Canal horizontal contenant des blocs chauffés

**Shung et Tong [10]** ont réalisé une simulation numérique de la convection forcée, en étudiant l'influence d'un cylindre oscillant sur le transfert de chaleur au niveau d'un nombre de sources de chaleur soumises à un écoulement dans un canal horizontal (figure. I.7). La méthode de 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 des oscillations importantes du cylindre.

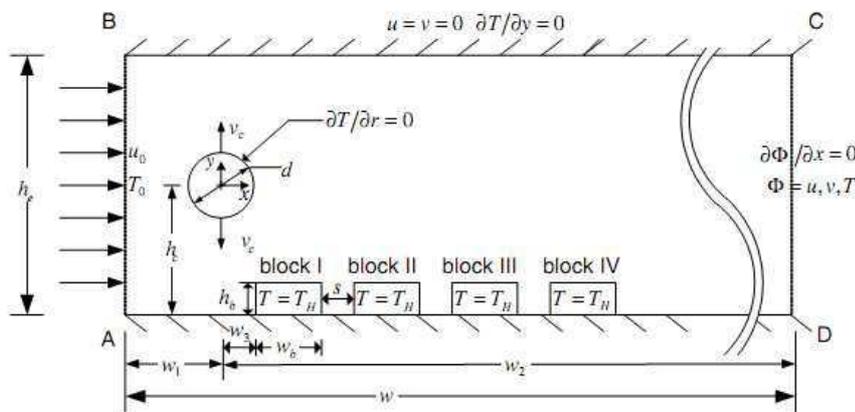
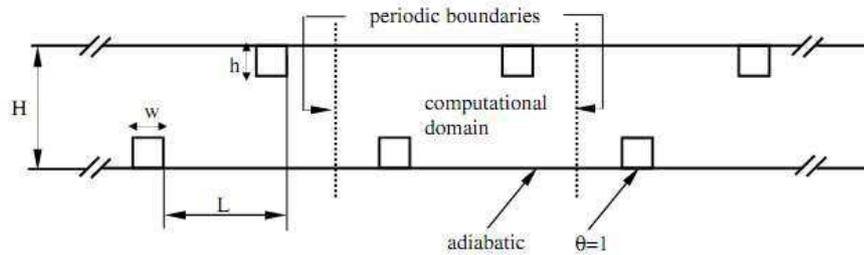


Figure.I.7. Canal contenant des blocs chauffant avec un cylindre oscillant

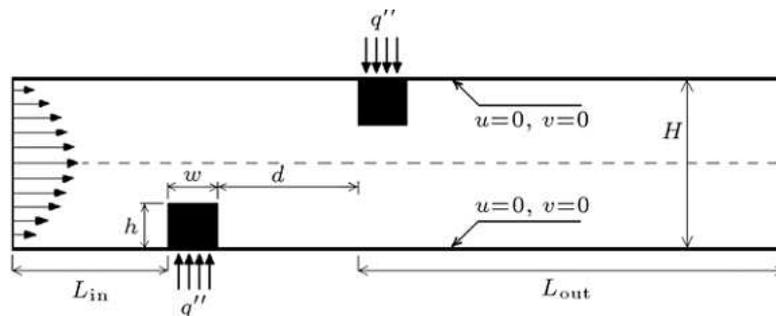
**Korichi et al [11]** ont mené une étude numérique en deux dimensions sur un canal rectangulaire à l'intérieur duquel des obstacles sont disposés alternativement sur les parois inférieures et supérieures (figure.I.8). Une attention particulière a été accordée à l'augmentation des flux de chaleur dans une gamme de nombres de Reynolds intermédiaires et faibles (50, 500, 1000) sans recourir à la turbulence. Ces auteurs ont noté une amélioration du

coefficient de transfert de chaleur de 123 %. Le nombre de Nusselt global a subi une amélioration de 48,5% lorsque le nombre de Reynolds passe de 50 à 500 et de 500 à 1000.



**Figure.I.8.** Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites

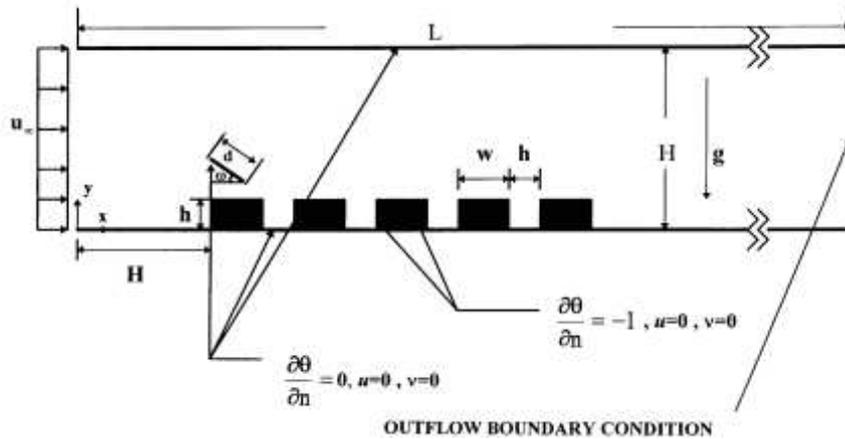
**Mohamadi et al [12]** ont présenté une étude sur le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire avec deux obstacles montés sur la paroi inférieure et supérieure du canal (figure I.9). Les simulations ont été effectuées pour  $Pr = 0.72$ . La méthode de Boltzmann a été adoptée pour étudier le problème de transfert de chaleur. L'étude a été menée pour la gamme du nombre de Reynolds de 200 à 1000. Les obstacles sont supposés être chauffés avec un flux uniforme de la chaleur, ce qui simule la chaleur produite par les composants électroniques. Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds conduit à l'augmentation de la chaleur évacuée. Il a été constaté aussi que la diffusivité thermique joue un rôle important dans le taux du transfert thermique. Au fur et à mesure que la diffusivité thermique augmente, la résistance interne de l'écoulement de chaleur est réduite, et ceci permet le transfert des quantités plus élevées de l'énergie au niveau des faces d'obstacle.



**Figure.I.9.** Canal horizontal contenant deux obstacles chauffants

**Horng et al [13]** ont étudié numériquement l'effet d'une plaque inclinée placée au-dessus des blocs chauffés sur l'amélioration du transfert de chaleur en convection mixte, dans un canal horizontal en régime stationnaire (figure.I.10). 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.10.** Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique

Le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal rectangulaire horizontal bidimensionnel, contenant deux composants électroniques (sources de chaleur) sur sa paroi inférieure a été étudié numériquement par **Hamouche et al [14]**. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation des équations de l'écoulement en convection mixte et l'algorithme SIMPLER pour résoudre le couplage vitesse pression. Les résultats obtenus montrent que pour  $Pr=0.71$ ,  $0 \leq Ri \leq 40$  et  $5 \leq Re \leq 50$ , la variation des dimensions et la position de l'élément, ont des effets considérables sur l'augmentation du nombre de Nusselt au niveau des composants et par conséquent sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

**Hamouche et Bessaih [15]** ont fait une étude de la convection mixte laminaire dans un canal horizontal contenant deux sources de chaleur identiques (simulant les composants électroniques) comme indiqué sur la figure I.11. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE ont été utilisés pour résoudre les équations de la conservation de la masse, l'équation de mouvement et l'équation d'énergie. Les effets du nombre de Reynolds, de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur des composants sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur à l'intérieur du canal ont été examinés. Les résultats montrent que la chaleur transférée augmente remarquablement pour  $Pr=0.71$  et  $5 \leq Re \leq 30$ . Egalement, ils ont constaté que l'augmentation de la distance séparant les blocs, de la hauteur

et de la largeur de ces composants augmente considérablement l'évacuation de chaleur générée par les composants et par conséquent, sur l'amélioration du refroidissement des composants à l'intérieur du canal.

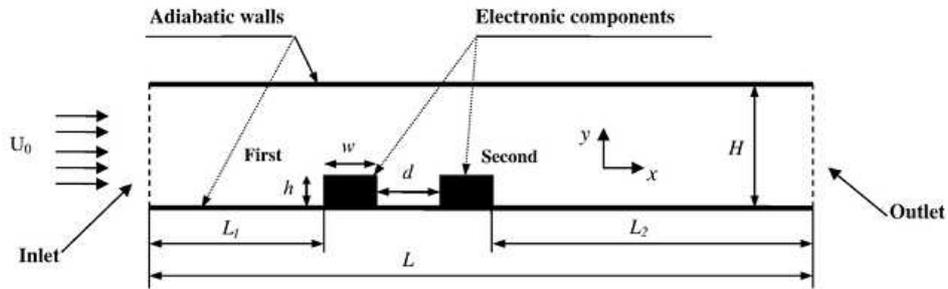


Figure.I.11. Géométrie du problème considéré [15]

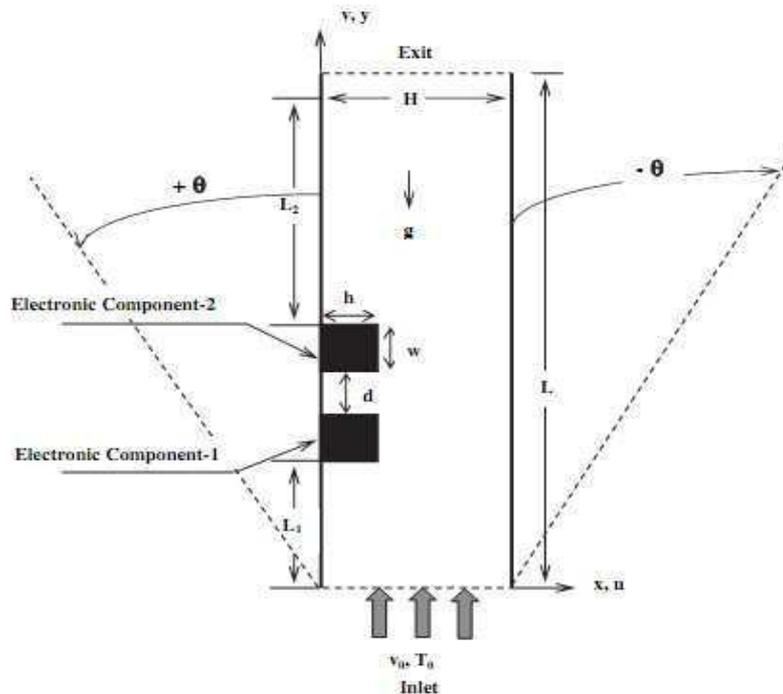


Figure.I.12. Géométrie du problème considéré [16]

**Boutina et al [16]** ont étudié numériquement le refroidissement par convection mixte laminaire des sources de chaleur identiques faisant l'objet de composants électroniques montés dans un canal incliné (figure.I.12). La Méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE ont été adoptés pour résoudre les équations de la conservation de la masse, l'équation de mouvement et l'équation d'énergie. Les résultats obtenus ont clairement montré l'effet considérable du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison de canal, des

dimensions des sources de chaleur et de l'espacement entre les sources sur le transfert de chaleur à l'intérieure du canal.

Une étude numérique a été présentée par **Mouhtadi et al [17]** portant sur le transfert de chaleur par convection naturelle bidimensionnelle autour d'un nombre infini des blocs chauffants répartis périodiquement sur la paroi inférieure adiabatique d'un canal horizontal. Les blocs sont soumis à une génération volumique uniforme de chaleur et la surface supérieure du canal est maintenue à une température froide constante.

### **I.5. Conclusion**

Des généralités sur les différents modes du transfert thermiques ont été abordées dans ce chapitre tout en mettant l'accent sur les transferts convectifs et plus particulièrement la convection forcée. Par la suite, une étude bibliographique portant sur une synthèse des différents travaux effectués sur le refroidissement des blocs chauffants montés sur l'une ou les deux parois du canal a été détaillée.

# Chapitre II

**CHAPITRE II :****MODELISATION MATHEMATIQUE**

---

**II.1. Introduction**

Dans ce chapitre, nous allons présenter les modèles mathématiques, basés sur la formulation aux dérivées partielles, décrivant le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal horizontal, en présence d'obstacles chauffants. La formulation mathématique des équations gouvernantes ainsi que les conditions aux limites correspondantes sous leurs formes dimensionnelles et adimensionnelles seront présentées.

**II.2. Géométrie du problème**

La géométrie du domaine physique objet de la présente étude est constituée d'un canal plan formé par deux plaques horizontales parallèles de longueur ( $L$ ) et de hauteur ( $H$ ), dans lequel sont montées trois (03) sources de chaleur, comme le montre la figure II.1. Les trois sources de chaleur sont montées sur la paroi inférieure du canal, chacune d'elles a une longueur ( $w$ ) et de la hauteur ( $h$ ) et sont séparées par la distance ( $d$ ). La distance entre l'entrée du canal et la première source est ( $L_1$ ), et celle entre la troisième source et la sortie du canal elle est égale à ( $L_2$ ). Les deux parois inférieure et supérieure du canal sont supposées adiabatiques.

A l'entrée du canal, l'air pénètre à une distribution vitesse ( $U_0$ ) et de température ( $T_0$ ) uniformes. Les facettes des sources de chaleur sont maintenues à une température chaude constante supérieure à la température entrée fluide ( $T_0$ ). La géométrie du domaine est bidimensionnelle de coordonnées cartésiennes. L'objectif principal visé à travers cette configuration est d'étudier l'effet des différents aspects dynamique, thermophysique et géométrique sur le refroidissement des sources de chaleur qui, dans des applications physiques, représentent des composants électroniques. Il s'agit donc d'examiner l'effet de l'intensité de l'écoulement traduit par la variation du nombre de Reynolds, des effets géométriques traduits par la variation des dimensions des sources de chaleurs et de l'espacement entre elles, et enfin des effets thermophysiques traduits par la variation du nombre de Prandtl qui nous renseigne sur l'effet des différents fluides de refroidissement.

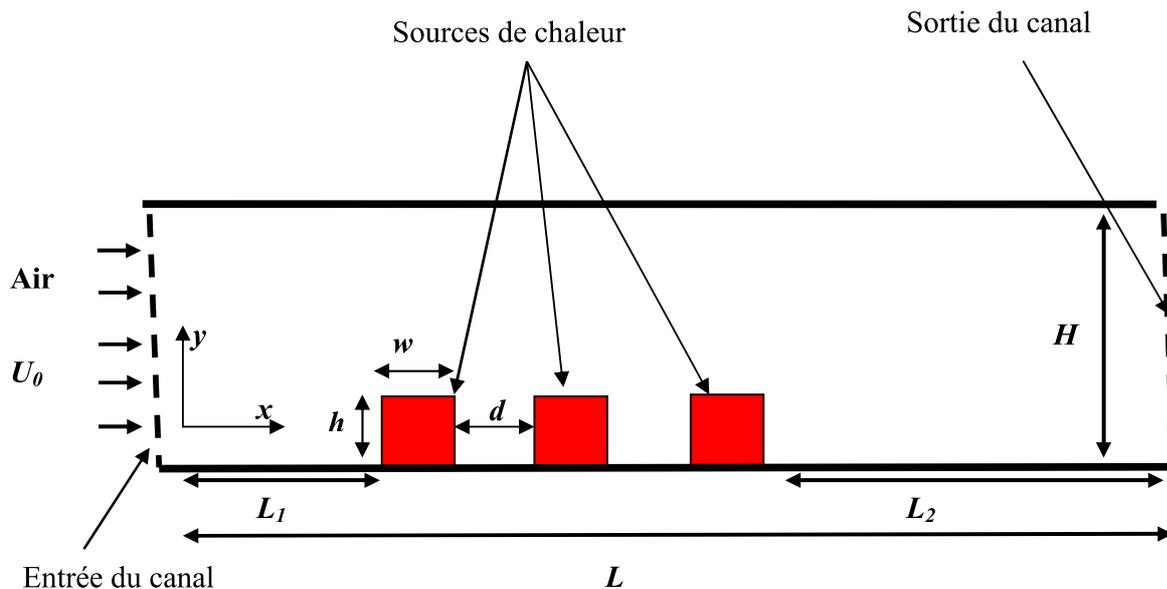


Figure.II.1.Géométrie du problème considéré

### II.3. Hypothèses simplificatrices

La résolution des équations gouvernantes régissant le problème physique en leur forme brute s'avère une tâche des plus ardues. Pour cette raison et dans l'objectif d'aboutir à une solution, ne serai ce que partielle, du problème, certaines approximations ont été admises le long de ce travail afin de simplifier le modèle mathématique adopté. Les hypothèses simplificatrices que nous retenons le long de cette étude, que ce soit pour le champ dynamique ou thermique sont les suivantes :

- Fluide supposé Newtonien et incompressible.
- Régime d'écoulement laminaire et permanent.
- L'écoulement engendré est supposé bidimensionnel en coordonnées cartésiennes.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La chaleur générée par dissipation visqueuse est négligeable.
- L'effet de la Gravite est négligeable.

### II.4. Equations 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 la conservation de masse (équation de continuité).
- La loi de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes).
- La loi de conservation de l'énergie.

#### II.4.1. Equation de continuité

Cette équation est déduite du principe de conservation de masse. Son expression en coordonnées cartésiennes est la suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.1})$$

Où :  $u$  et  $v$  représentent les composantes longitudinale et transversale de la vitesse.

#### II.4.2. Equations de quantité de mouvement

- L'équation de quantité de mouvement suivant la direction  $x$  :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.2})$$

- L'équation de quantité de mouvement suivant la direction  $y$  :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.3})$$

#### II.4.3. 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 en coordonnées cartésiennes comme suit :

$$\rho C_p \left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.4})$$

#### II.5. Conditions aux limites

La résolution numérique du système d'équations aux dérivées partielles nécessite forcément l'introduction des conditions aux limites. Pour le champ dynamique ces conditions sont imposées sur les vitesses, et pour le champ thermique ces conditions sont liées à la température.

A l'entrée du canal, les distributions de vitesses et de températures sont uniformes :

$$u(x = 0, 0 < y < H) = U_0 \quad (\text{II.5})$$

$$v(x = 0, 0 < y < H) = 0 \quad (\text{II.6})$$

$$T(x = 0, 0 < y < H) = T_0 \quad (\text{II.7})$$

Au niveau des parois inférieure et supérieure du canal, la condition de non glissement pour le champ dynamique et la condition de parois adiabatiques sont retenues, on a à cet effet :

$$u(0 < x < L, y = 0 \text{ et } y = H) = v(0 < x < L, y = 0 \text{ et } y = H) = 0 \quad (\text{II.8})$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{0 < x < L, y=0} = \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{0 < x < L, y=H} = 0 \quad (\text{II.9})$$

A la sortie du canal on considère que l'écoulement est établi, de ce fait les conditions aux limites des champs dynamique et thermique s'écrivent comme suit :

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=L, 0 < y < H} = \left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{x=L, 0 < y < H} = \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L, 0 < y < H} = 0 \quad (\text{II.10})$$

Pour les sources de chaleur, toutes les facettes des trois blocs représentant les sources de chaleur sont portées à une température constante  $T_s$ , on peut écrire :

$$T_{\text{facette bloc}} = T_s \quad (\text{II.11})$$

## II.6. Mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes

La forme adimensionnelle des équations gouvernantes est utilisée afin de donner un caractère généralisable aux résultats découlant des solutions des problèmes physiques indépendamment du système de mesure adopté. Elle permet aussi d'avoir une meilleure discussion des résultats en faisant apparaître des nombres et groupements adimensionnels qui servent dans la plupart des cas de paramètres de contrôle. La résolution numérique des équations gouvernantes, régissant ce problème physique, sera faite à l'aide du logiciel Fluent qui est basé sur une formulation dimensionnelle, mais nous avons choisi tout de même de donner la forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites pour les raisons évoquées ci-dessus, notamment l'interprétation des résultats dans la chapitre IV. Pour ce faire, certains changements de variables sont nécessaires, on pose à cet effet :

$$X = \frac{x}{H} ; Y = \frac{y}{H} ; U = \frac{u}{U_0} ; V = \frac{v}{U_0} ; \theta = \frac{T - T_0}{T_s - T_0} ; P = \frac{p}{\rho U_0^2} \quad (\text{II.12})$$

En remplaçant ces variables adimensionnelles dans les équations gouvernantes précédentes, on obtient la forme adimensionnelle des équations de continuité, de mouvement et d'énergie, qui s'écrivent comme suit :

### II.6.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.13})$$

### II.6.2. Equations de mouvement

L'équation de mouvement selon la direction des X, sous sa forme adimensionnelle est donnée par :

$$\left[ U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right] = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial U^2}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.14})$$

L'équation de mouvement suivant la direction Y sous la forme adimensionnelle est donnée par:

$$\left[ U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right] = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial V^2}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.15})$$

### II.6.3. Equation d'énergie

L'équation d'énergie décrivant le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal, sous sa forme adimensionnelle, est donnée par :

$$\left[ U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{1}{Pr Re} \left[ \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.16})$$

On constate à travers la forme adimensionnelle des équations gouvernantes l'apparition de nombre de adimensionnels tels que :

$Re = \frac{U_0 H}{\nu}$  : représente le nombre de Reynolds.

$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$  : représente le nombre de Prandtl.

Avec :  $\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$

#### II.6.4. Conditions aux limites adimensionnelles

Les conditions aux limites représentées par les équations (II.5) à (II.11) peuvent se mettre sous une forme adimensionnelle en adoptant les changements de variables de l'équation (II.12), on obtient :

A l'entrée du canal :

$$U(X = 0, 0 < Y < 1) = 1 \quad (\text{II.17})$$

$$V(X = 0, 0 < Y < 1) = 0 \quad (\text{II.18})$$

$$\theta(X = 0, 0 < Y < 1) = 0 \quad (\text{II.19})$$

Au niveau des parois supérieure et inférieure du canal:

$$U(0 < X < L, Y = 0 \text{ et } Y = 1) = V(0 < X < L, Y = 0 \text{ et } Y = 1) = 0 \quad (\text{II.20})$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{0 < X < L, Y=0} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{0 < X < L, Y=1} = 0 \quad (\text{II.21})$$

A la sortie du canal :

$$\left. \frac{\partial U}{\partial X} \right|_{X=L, 0 < Y < 1} = \left. \frac{\partial V}{\partial X} \right|_{X=L, 0 < Y < 1} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=L, 0 < Y < 1} = 0 \quad (\text{II.22})$$

Au niveau des facettes horizontales et verticales des sources de chaleur :

$$\theta_{\text{facette bloc}} = 1 \quad (\text{II.23})$$

#### II.7. Calcul des nombres de Nusselt

Le transfert de chaleur est défini par des quantités locales et moyennes du flux de chaleur et du nombre de Nusselt calculés sur la face du bloc chauffant.

Comme à l'interface des sources, la chaleur s'écoule seulement par conduction de la paroi chaude vers le fluide, la densité de flux de chaleur (q) peut être calculée à partir de l'équation suivante (loi de Fourier):

$$q = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (\text{II.24})$$

Avec n désignant la normale à l'élément de surface considéré sur une paroi donnée.

La densité de flux de chaleur par convection entre la paroi de la source de chaleur et le fluide adjacent peut être exprimée sous la forme suivant :

$$q = h (T_s - T_0) \quad (\text{II.25})$$

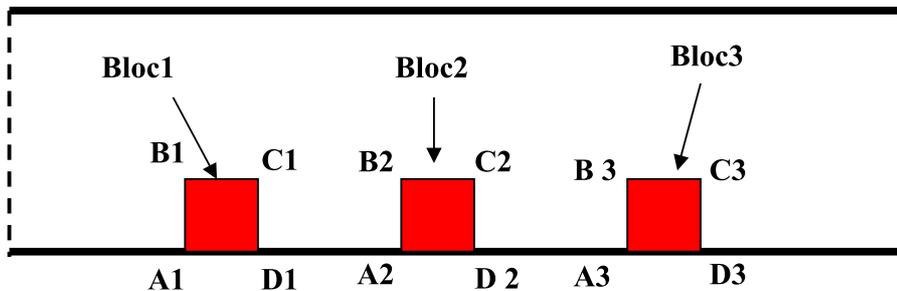
En égalant terme à terme les équations (II.24) et (II.25), on obtient l'expression du coefficient du transfert convectif, donnée par :

$$h = \frac{-k \frac{\partial T}{\partial n}}{T_s - T_0} \quad (\text{II.26})$$

L'expression du nombre de Nusselt local au niveau de chaque facette de la source de chaleur est donnée par :

$$\text{Nu} = \frac{hH}{k} = - \frac{\frac{\partial T}{\partial n} H}{T_s - T_0} \quad (\text{II.27})$$

Dans notre étude, nous avons calculé le nombre du Nusselt local le long des trois facettes de chaque source de chaleur (bloc). Ces facettes sont désignées par A1B1 (pour la facette verticale gauche), B1C1 (pour la facette horizontale supérieure) et C1D1 (pour la facette verticale droite) pour le premier bloc, et par A2B2, B2C2 et C2D2 pour le deuxième bloc, et enfin par A3B3, B3C3, C3D3 pour le troisième bloc, comme le montre la figure II.2.



**Figure.II.2.** Canal horizontal avec trois sources de chaleur montées sur sa paroi inférieure

### II.7.1. Nombres de Nusselt du bloc1

- **Paroi verticale gauche (A1B1)**

Dans cette facette, l'échange de chaleur se fait dans la direction des (x), Le nombre de Nusselt local est défini comme suit :

$$Nu_{g_1} = \frac{h H}{k} = \frac{H \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(x=L_1, 0 < y < h)}}{T_s - T_0} \quad (II.28)$$

En faisant intervenir les variables adimensionnelles, défini l'équation (II.12), on obtient :

$$Nu_{g_1} = \frac{(T_s - T_0) \left. \frac{H \partial \theta}{H \partial x} \right|_{(x=\frac{L_1}{H}, 0 < Y < \frac{h}{H})}}{(T_s - T_0)} \quad (II.29)$$

Après arrangement, on obtient l'expression du nombre de Nusselt local le long de la plaque verticale gauche du bloc 1, sous sa forme adimensionnelle:

$$Nu_{g_1} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{(x=\frac{L_1}{H}, 0 < Y < \frac{h}{H})} \quad (II.30)$$

Le nombre de Nusselt moyen le long de cette facette est obtenu par intégration des valeurs du nombre de Nusselt local, il est donné par :

$$\overline{Nu}_{g_1} = \frac{1}{A_{1B1}} \int_{A_1}^{B1} Nu_{g_1} dy \quad (II.31)$$

- **Paroi horizontale supérieure (B1C1)**

L'échange de la chaleur se fait dans la direction (y), l'expression du nombre de Nusselt local s'exprime comme suite :

$$Nu_{h_1} = \frac{h H}{k} = - \frac{H \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{(L_1 < x < (L_1+w), y=h)}}{T_s - T_0} \quad (II.32)$$

Le nombre de Nusselt, sous sa forme adimensionnelle est donnée par :

$$Nu_{h_1} = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{(\frac{L_1}{H} < X < \frac{(L_1+w)}{H}, Y=\frac{h}{H})} \quad (II.33)$$

Le nombre de Nusselt moyen le long de cette facette est donné par :

$$\overline{Nu}_{h_1} = \frac{1}{B_{1C1}} \int_{B_1}^{C1} Nu_{h_1} dx \quad (II.34)$$

- **Paroi verticale droite (C1D1)**

Le nombre de Nusselt local le long de la paroi verticale droite, sous sa forme adimensionnelle est donné par :

$$Nu_{d1} = -\frac{\partial\theta}{\partial X}\bigg|_{\left(X=\frac{(L_1+w)}{H}, 0<Y<\frac{h}{H}\right)} \quad (II.35)$$

Le nombre de Nusselt moyen est donnée par :

$$\overline{Nu}_{d1} = \frac{1}{C1D1} \int_{C1}^{D1} Nu_{d1} dy \quad (II.36)$$

Le nombre de Nusselt total le long du bloc (1) est défini comme suit :

$$\overline{Nu}_1 = \frac{1}{A1B1} \int_{A1}^{B1} Nu_{g1} dy + \frac{1}{B1C1} \int_{B1}^{C1} Nu_{h1} dx + \frac{1}{C1D1} \int_{C1}^{D1} Nu_{d1} dy \quad (II.37)$$

## II.7.2. Nombres de Nusselt du bloc 2

### • Paroi verticale gauche (A2B2)

Le nombre de Nusselt local sous sa forme adimensionnelle, est défini comme suit :

$$Nu_{g2} = \frac{\partial\theta}{\partial X}\bigg|_{\left(X=\frac{(L_1+w+d)}{H}, 0<Y<\frac{h}{H}\right)} \quad (II.38)$$

Le nombre de Nusselt moyen est donnée par :

$$\overline{Nu}_{g2} = \frac{1}{A2B2} \int_{A2}^{B2} Nu_{g2} dy \quad (II.39)$$

### • Paroi horizontale (B2C2)

$$Nu_{h2} = -\frac{\partial\theta}{\partial Y}\bigg|_{\left(\frac{(L_1+d+w)}{H} < X < \frac{(L_1+d+2w)}{H}, Y=\frac{h}{H}\right)} \quad (II.40)$$

Le nombre de Nusselt moyen le long de cette facette est donné par :

$$\overline{Nu}_{h2} = \frac{1}{B2C2} \int_{B2}^{C2} Nu_{h2} dx \quad (II.41)$$

### • Paroi verticale droite (C2D2)

$$Nu_{d2} = -\frac{\partial\theta}{\partial X}\bigg|_{\left(X=\frac{(L_1+d+2w)}{H}, 0<Y<\frac{h}{H}\right)} \quad (II.42)$$

Le nombre de Nusselt moyen :

$$\overline{Nu}_{d2} = \frac{1}{C2D2} \int_{C2}^{D2} Nu_{d2} dy \quad (II.43)$$

Le nombre de Nusselt total pour le bloc(2) est défini comme suit :

$$\overline{Nu}_2 = \frac{1}{A_2 B_2} \int_{A_2}^{B_2} Nu_{g2} dy + \frac{1}{B_2 C_2} \int_{B_2}^{C_2} Nu_{h2} dx + \frac{1}{C_2 D_2} \int_{C_2}^{D_2} Nu_{d2} dy \quad (II.44)$$

### II.7.3. Nombres de Nusselt du bloc3

- **Paroi verticale gauche (A3B3)**

$$Nu_{g3} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{(X = \frac{(L_1 + 2w + 2d)}{H}, 0 < Y < \frac{h}{H})} \quad (II.45)$$

Le nombre de Nusselt moyen:

$$\overline{Nu}_{g3} = \frac{1}{A_3 B_3} \int_{A_3}^{B_3} Nu_{g3} dy \quad (II.46)$$

- **Paroi horizontale supérieure (B3C3)**

$$Nu_{h3} = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{(\frac{(L_1 + 2d + 2w)}{H} < X < \frac{(L_1 + 2d + 3w)}{H}, Y = \frac{h}{H})} \quad (II.47)$$

Le nombre de Nusselt moyen :

$$\overline{Nu}_{h3} = \frac{1}{B_3 C_3} \int_{B_3}^{C_3} Nu_{h3} dx \quad (II.48)$$

- **Paroi verticale droite (C3D3)**

$$Nu_{d3} = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{(X = \frac{(L_1 + 2d + 3w)}{H}, 0 < Y < \frac{h}{H})} \quad (II.49)$$

Le nombre de Nusselt moyen :

$$\overline{Nu}_{d3} = \frac{1}{C_3 D_3} \int_{C_3}^{D_3} Nu_{d3} dy \quad (II.50)$$

Le nombre de Nusselt total le long du bloc (3) est donné comme suit :

$$\overline{Nu}_3 = \frac{1}{A_3 B_3} \int_{A_3}^{B_3} Nu_{g3} dy + \frac{1}{B_3 C_3} \int_{B_3}^{C_3} Nu_{h3} dx + \frac{1}{C_3 D_3} \int_{C_3}^{D_3} Nu_{d3} dy \quad (II.51)$$

## II.8. Evaluation de la fonction de courant

Le mouvement du fluide (lignes de courant) peut être présenté en utilisant la fonction de courant  $\psi$  obtenue à partir des composantes longitudinale et transversale de la vitesse. Elle est donnée pour un écoulement bidimensionnel comme suit:

$$\int d\psi = \int U dY = - \int V dX \quad (II.52)$$

D'où :

$$U = \frac{\partial \psi}{\partial Y} \quad \text{et} \quad V = -\frac{\partial \psi}{\partial X} \quad (\text{II.53})$$

Lorsque la fonction  $\psi$  prend des valeurs positives, cela signifie que l'écoulement est dans le sens trigonométrique. Par contre, lorsque les valeurs de la fonction de courant sont négatives, l'écoulement se fait dans le sens anti trigonométrique.

## II.9. Conclusion

Dans ce chapitre, les équations gouvernantes aux dérivées partielles décrivant le phénomène de la convection forcée dans un canal horizontal en présence des obstacles chauffants ont été présentées. Une mise sous forme adimensionnelle des équations a été élaborée afin de faire apparaître les expressions des groupes adimensionnels qui seront par la suite des paramètres de contrôle de la présente étude. Des expressions des nombres de Nusselt locaux et moyens au niveau de chaque bloc ont été définies.

# Chapitre III

**CHAPITRE III :****MODELISATION NUMERIQUE**

---

**III.1. Introduction**

Les équations gouvernantes posées dans le chapitre précédent nécessitent une résolution afin que l'étude du phénomène physique soit complète. Pour ce faire, plusieurs techniques de résolution peuvent être adoptées. La plus complète d'entre elles est la solution analytique, mais au regard du degré de complexité de ces équations, il s'avère quasi impossible d'avoir une solution analytique, d'où le recours aux méthodes numériques. Nous avons opté dans ce travail pour l'utilisation du code commercial fluent qui est basé sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations gouvernantes.

**III.2. Description de GAMBIT et FLUENT**

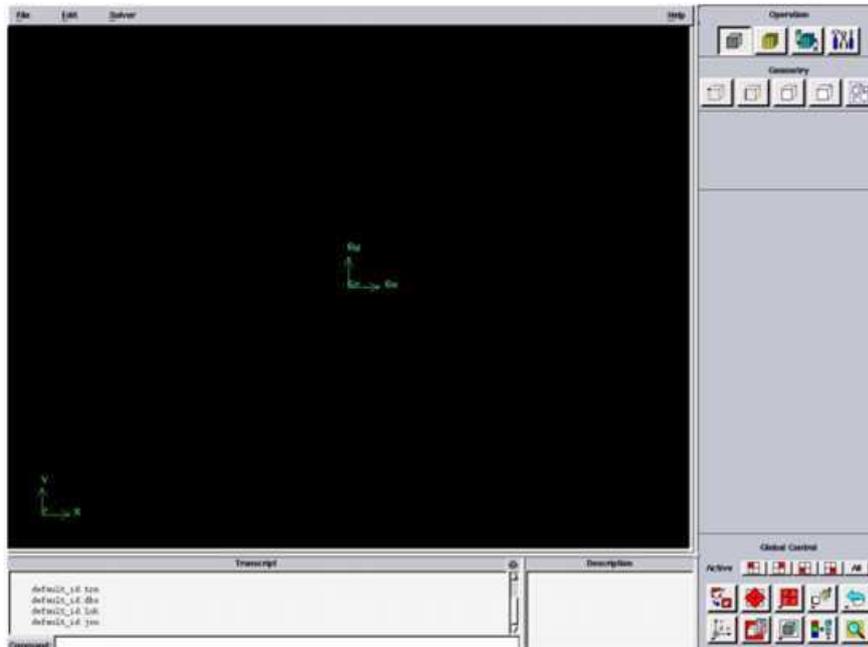
Le logiciel Fluent est associé dans le processus de discrétisation et de résolution des équations aux dérivées partielles au logiciel Gambit qui assure l'exécution d'une partie des tâches du processus de résolution à savoir la définition de la géométrie du domaine physique objet de l'étude mais aussi la génération du maillage qui est l'une des étapes clé de ce processus.

**III.2.1. Gambit**

Gambit permet à l'utilisateur de réaliser ou d'importer une géométrie, de générer des maillages plus ou moins complexes selon la géométrie adoptée. Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul. On 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, et hexaédriques ou tétraédriques en 3D. Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies comme suit:

- **Fenêtre d'accueil**

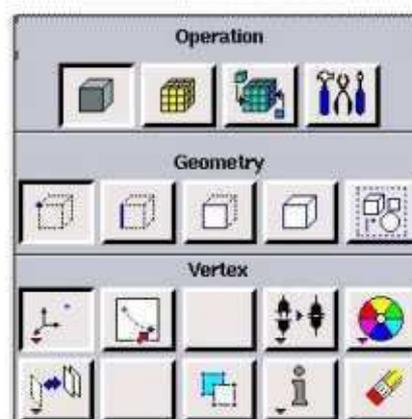
Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation s'affiche à l'écran, comme le montre la figure III.1



**Figure.III.1.** Vue globale de l'interface d'utilisation

- **Menu de création d'un vertex**

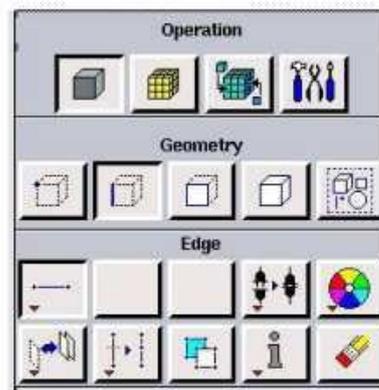
Les icones de ce menu sont utilisées pour la génération d'un ou plusieurs points de la géométrie à dessiner (figure.III.2).



**Figure.III.2.** Menu de création d'un vertex

- **Menu de création d'un segment**

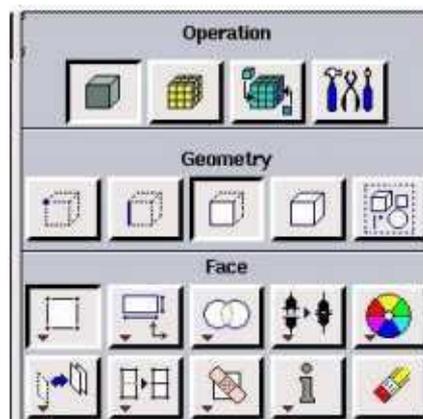
Ce menu nous permet de choisir le type de courbe désirée pour relier des points deux à deux suivant ce que l'on recherche. Différents types de courbes sont possibles, ainsi, on peut aussi créer cette ligne par révolution, par symétrie. Chaque ligne possède ensuite un nom précis, ce qui permet de la retrouver si la géométrie n'est pas très claire.



**Figure.III.3.** Menu linge

- **Menu de création d'une face**

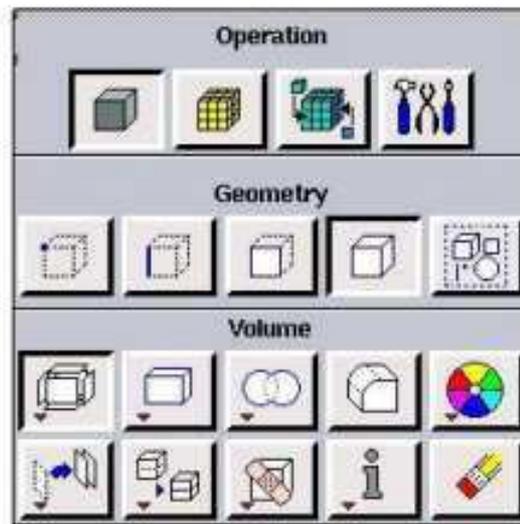
On peut créer les faces soit à partir de points existants, avec toutes les géométries possibles, soit par face directement (figure III.4).



**Figure.III.4.** Menu de création d'une surface

- **Menu de création de la géométrie**

On peut créer la géométrie à partir de points, de côtés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation, d'effacement et de décomposition (figure III.5).



**Figure.III.5.** Menu de construction de la géométrie.

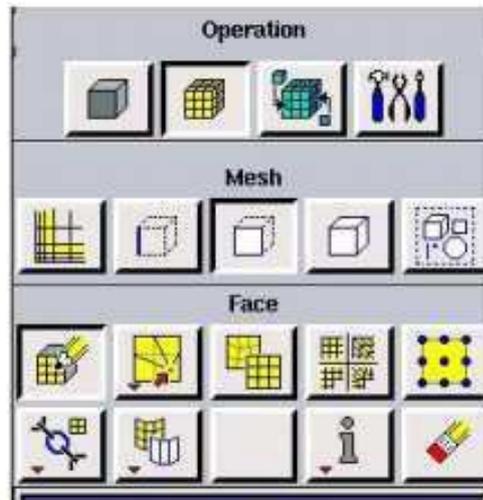
- **Génération de maillage**

Le choix du maillage est une étape primordiale et sa finesse influence directement la qualité et la précision des résultats, par les approximations effectuées pour l'évaluation des gradients sur les facettes de chacune des mailles (volume de contrôle). La génération du maillage commence par le choix de la face dessinée, le type de maillage à adopter à savoir quadrangulaire pour un domaine de forme simple ou tri (triangulaire) (figure III.6).

Il existe deux méthodes possibles pour réaliser le maillage sur GAMBIT:

- Soit avoir un volume et le mailler régulièrement sans avoir maillé les arêtes,
- Soit mailler partie par partie, c'est-à-dire utiliser le maillage défini sur les lignes pour mailler les surfaces. C'est le deuxième type de maillage que nous avons choisi.

La méthode des volumes finis utilise des approximations d'intégrales. Elle consiste à discrétiser le domaine de l'écoulement en une multitude de volumes de contrôle qu'on appelle aussi cellules ou mailles. Ensuite, cette méthode permet d'effectuer des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes ainsi que dans tout le domaine de calcul.



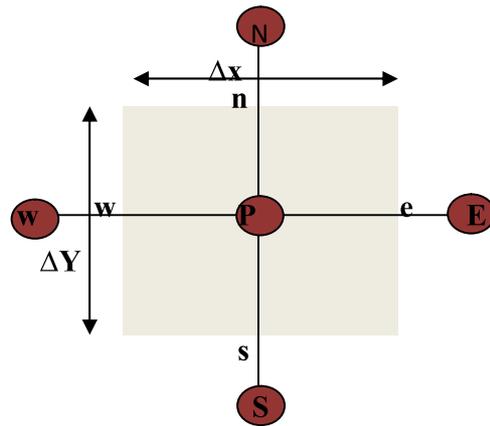
**Figure.III.6.**Icones de maillage

Le centre de chaque volume est placé exactement au milieu de la maille correspondante. Les facettes des volumes de contrôle (mailles) doivent coïncider avec les limites physiques du domaine physique ainsi qu'avec les positions pour lesquelles un traitement spécial est nécessaire (conditions aux limites).

Il existe deux procédés de stockage des variables en utilisant la méthode des volumes finis. Dans le premier, les variables scalaires telle que la pression, la température, etc... sont calculées au centre des cellules du maillage. En revanche, les variables vectorielles (composantes de la vitesse...) sont calculées sur les faces des volumes de contrôle. Ce procédé de stockage est appelé "maillage décalé". Dans le premier procédé, toutes les variables sont stockées au centre des cellules. Ce procédé est appelé "collocalisé". C'est le procédé utilisé par Fluent.

#### - **Maillage principal (colocated)**

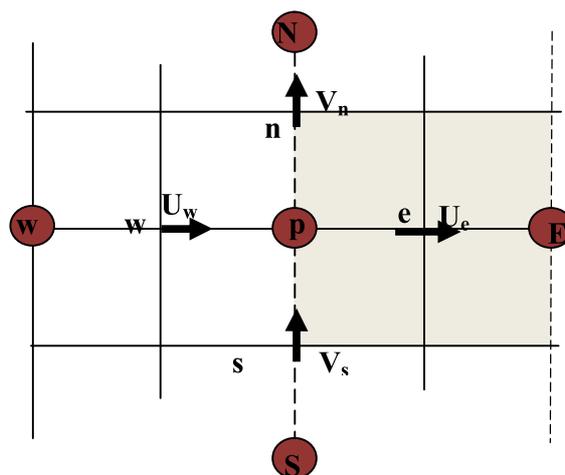
Pour une maille principale de centre P, on notera W (ouest), E (est), N (nord) et S (sud) les nœuds principaux des mailles voisines, et (w, e, n et s) les facettes (interfaces) de la maille considérée. Un élément de volume est représenté sur la figure (III.7). Dans la présente étude, nous avons opté pour un maillage bidimensionnel, cartésien et régulier (toutes les mailles sont identiques).



**Figure.III.7.**Volume de contrôle dans le cas d'un maillage principal.

- **Maillage décalé :**

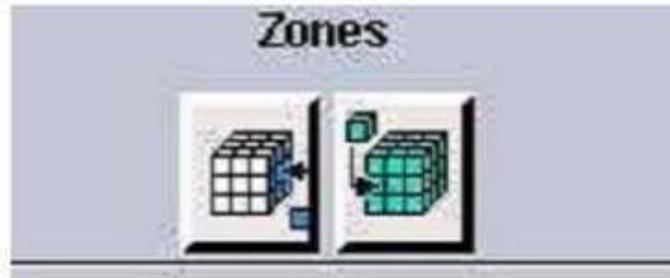
Le maillage principal (colocated), défini précédemment, quoi qu'il est largement utilisé dans les schémas de discrétisation peut, dans certaines situations, présenter quelques insuffisances qui peuvent même affecter la qualité et la précision des résultats. L'une des situations les plus répandue et clairement définie par Patankar, est la distribution en damier du champ de vitesse qui peut satisfaire l'équation de continuité mais qui n'a aucune signification physique. Le maillage décalé a été développé afin d'y remédier à ce genre de situation. Il consiste à évaluer les composantes de la vitesse au niveau des facettes du volume de contrôle en les décalant d'une demi maille, soit en amont ou en aval, comme le montre la figure (III.8).



**Figure.III.8.**Volume de contrôle dans le cas d'un maillage décalé

- **Conditions aux limites**

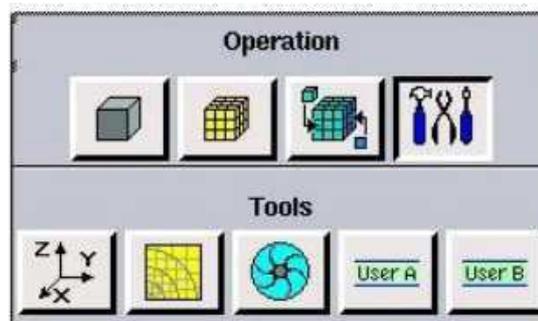
Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites. Le logiciel GAMBIT propose différents types de conditions aux limites. Nous en utilisons : vitesse, conditions de parois et la condition à la sortie figure (III.9)



**Figure.III.9.** Icône d'implémentation des conditions aux limites.

- **Panel des outils de configuration**

Ces outils permettent de configurer le système de coordonnées, et de modifier certains paramètres figure (III.10).



**Figure.III.10.** Panel des outils de configuration.

- **Fenêtre de contrôle global**

Elle concerne l'orientation, l'affichage et la vérification du maillage, figure (III.11). C'est un moyen d'une grande utilité de par la possibilité qu'il offre de procéder à une vérification minutieuse du maillage généré avant son exportation vers le logiciel Fluent.

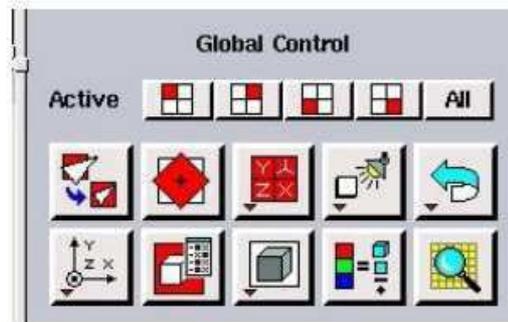


Figure.III.11.Fenêtre de contrôle.

- **Exportation du maillage de Gambit**

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point **.msh**, figure III-14. Ensuite, il faut sélectionner **export 2-D(X-Y)Mesh** dans le cas où on veut exporter un domaine maillé en deux dimensions afin que Fluent soit en mesure de le lire et de l'utiliser. On peut ensuite fermer Gambit en sauvegardant la session et lancer Fluent.

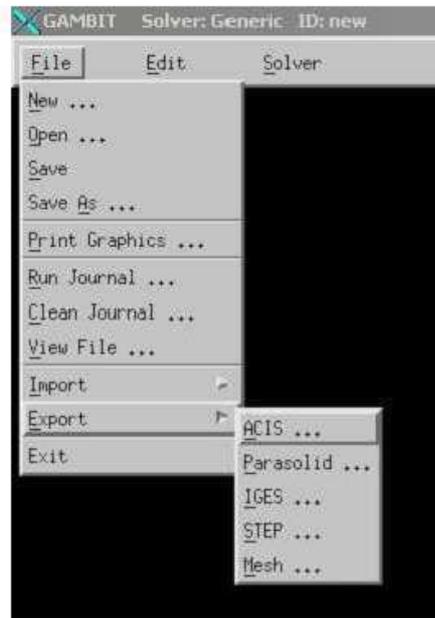


Figure.III.12. Exportation du maillage

### III.2.2. Fluent

Fluent a connu ces dernières années un développement très important, son utilisation s'est étendue à plusieurs disciplines de l'ingénierie. C'est un logiciel qui est basé sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des différentes équations aux dérivées partielles modélisant les phénomènes physiques, il englobe à cet effet l'ensemble des schémas pour le calcul des flux convectifs aux interfaces, ce qui présente un avantage majeur. Il a aussi la faculté de s'adapter aux différentes structures du maillage qui existe, il s'applique aux problèmes de mécanique des fluides en général avec toutes les ramifications possibles (transfert de chaleur, de masse, écoulement de fluides complexes, écoulements turbulents, changement de phase, interaction fluide structure, écoulements compressibles, écoulements dans les milieux poreux....etc).

Toute utilisation du logiciel fluent pour le traitement d'un problème quelconque nécessite une certaine chronologie dans l'exécution des commandes. La première étape consiste à choisir le type de résolution que Fluent aura à faire : résolution 2D ou 3D puis d'ouvrir ou d'importer un maillage (fichier.msh), et ce en suivant la procédure suivante: **File, Read, case**. Nous allons, dans ce suit, détailler la démarche à suivre sur Fluent le rôle des différentes icônes de base constituant ce logiciel :

- **Grid**

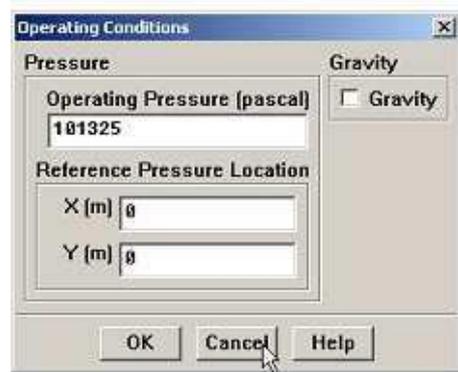
La première chose à faire dans ce menu est d'utiliser l'option **check** afin de vérifier si le maillage importé comprend des caractères comme des problèmes de jointure entre les différentes surfaces du maillage. Pour choisir l'échelle d'étude du maillage et par conséquent réfléchir en nombres adimensionnels, il faut utiliser l'option **scale**(cette étape est très importante, car suivant les dimensions du domaine, les phénomènes mis en jeu ne sont pas les mêmes). Il est possible de vérifier tout de suite la forme de la grille en cliquant sur **Display** et ensuite sur **grid**. On peut, de cette façon, vérifier que la géométrie correspond bien aux attentes de l'utilisateur.

- **Define**

Ce menu se compose entre autre du sous menu **Models** dans lequel on peut aussi trouver d'autres sous menus. Le sous menu **Solver** donne la possibilité de choisir le type de résolution que l'on veut adopter (Schéma implicite, explicite, régime stationnaire ou instationnaire, configuration 2d ou 3d...etc). Le sous menu **Energy** permet d'inclure ou non l'équation

d'énergie dans le système d'équation à résoudre, cela dépend du type du problème à traiter (problème uniquement dynamique ou dynamique et thermique).

Le menu **Models** contient d'autres options telles que **Materials** qui permet de choisir le type du fluide à traiter (gaz ou liquide), et **Operating Conditions** grâce auquel on peut poser les conditions de fonctionnement (gravité, pression de référence...). Dans le cas de la convection forcée il ne faut pas cocher l'option de gravité, figure(III.13).



**Figure.III.13.**Fenêtre des conditions opératoires

Le sous menu **Boundary Conditions** permet d'implémenter les conditions aux limites du problème à traiter. Il y a lieu, tout de même, à noter que cette opération est d'une importance capitale même si on a déjà défini la nature des conditions aux limites sous Gambit (parois, entrée, sortie...), car sous Fluent, on doit spécifier, en plus de la nature, les valeurs de ces conditions aux limites.

- **Solve**

Le premier sous-menu de Solver est **Control** qui comprend tout d'abord l'option **solution**, elle permet de définir les différents paramètres de résolution à l'instar des facteurs de sous-relaxation, Ces facteurs peuvent être modifiés au cours de la résolution, et sont utilisés pour avoir une meilleure convergence du système itératif. Le second sous-menu est **Initialise** permet de fixer les conditions initiales du système telles que les vitesses initiales suivant x, y et z par exemple, ainsi que la température du fluide (si l'équation de la chaleur est incluse).

**Monitors** comporte l'option **residual** qui permet d'afficher graphiquement l'évolution des résidus en fonction des itérations consécutives. Cette option admet aussi de spécifier le nombre d'itérations que l'on veut exécuter pour résoudre le système et aussi la valeur limite

des résidus que l'on veut fixer. La précision et la finesse des calculs dépendent étroitement de la valeur du critère de convergence, il faut le choisir de façon à ce qu'il soit suffisamment petit pour assurer une précision adéquate des résultats, sans pour autant, affecter le temps de calcul.

- **Display**

Une fois la condition de convergence est satisfaite pour l'ensemble des équations, Fluent procédera à la sauvegarde des différents résultats obtenus. La visualisation des résultats sous forme de ligne de courant, de profils de température, vitesses, de vecteurs...etc, se fait moyennant le sous menu **contours, vectors**...etc.

- **Surface**

Pour visualiser des zones précises du maillage (lignes, plans...), le menu surface permet de créer des lignes ou de plans dans la géométrie à partir des points, ensuite on peut choisir de visualiser les contours ou les vecteurs.

- **Report**

Si l'on souhaite avoir des valeurs moyennes ou intégrer sur des surfaces (par exemples des nombres de Nusselt, ou de coefficients d'échange), le menu report permet d'effectuer directement l'intégral ou les moyennes sur les surfaces (ou lignes) choisies (REPORT puis surface integrals...).

Finalement pour exporter des images, on peut, soit faire une copie d'écran (de loin le plus simple), soit cliquer dans **FILE, hardcopy** et choisir **TIFF** pour créer une image Tiff de la fenêtre actuellement affichée (l'utilisateur peut choisir diverse options comme couleur ou noir et blanc...). L'enregistrement se fait simplement par **FILE, write, case & data** (si l'on veut tout sauvegarder, géométrie, données).

### **III.3. Etude de la convection forcée dans un canal en présence de sources de chaleur**

Dans le cas de notre étude, et comme nous l'avons mentionné dans la chapitre précédent, nous allons nous intéresser à l'étude du problème de refroidissement par convection forcée des sources de chaleur montées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal à deux dimensions comme le montre la figure III.13. Nous allons reprendre dans cette partie les étapes décrites ci-dessus que ce soit sur Gambit ou Fluent en détaillant la procédure pour notre application.

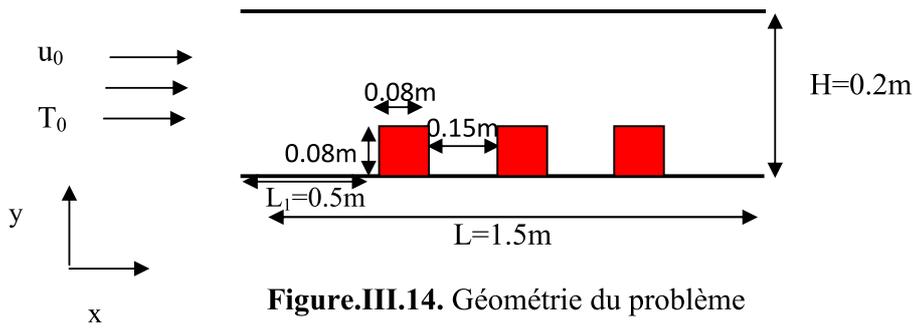


Figure.III.14. Géométrie du problème

### III.3.1. Création de la géométrie et maillage sur Gambit

Pour la Création de cette géométrie sur le logiciel Gambit, il suffit d'entrer les coordonnées des différents points en 2D et en coordonnées cartésiennes, par la suite de créer les segments et enfin de générer la surface, comme indiqué sur la figure III.14.

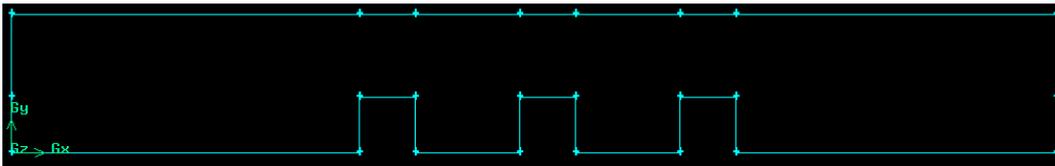


Figure.III.15. Création de la Géométrie sur Gambit

Une fois que la géométrie du domaine physique est créée, l'étape suivante sera de générer le maillage du domaine en choisissant la précision avec laquelle les calculs seront réalisés. On utilise ce maillage par partie, et ce en sélectionnant à chaque fois deux segments parallèles par la Bouton 'Link' , pour avoir des mêmes mailles. Le nombre de mailles (volumes de contrôle), qui est un élément indicatif de la précision du maillage, est obtenu en fixant le pas du maillage dans les deux directions longitudinale et transversale. Dans notre cas, nous avons opté pour un pas de 0.00468 dans la direction longitudinale et de 0.0033 dans la direction transversale, ce qui donnera, avec les dimensions choisies, un nombre total de nœuds de 320x60 (Figure.III.15&16).

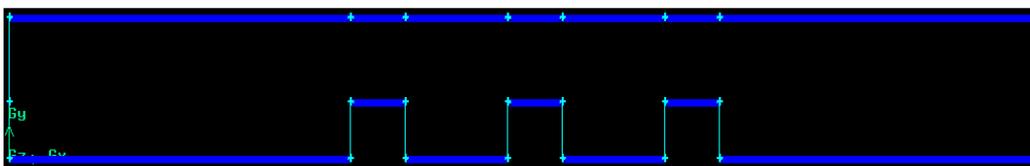


Figure.III.16. Présentation du maillage sur les segments

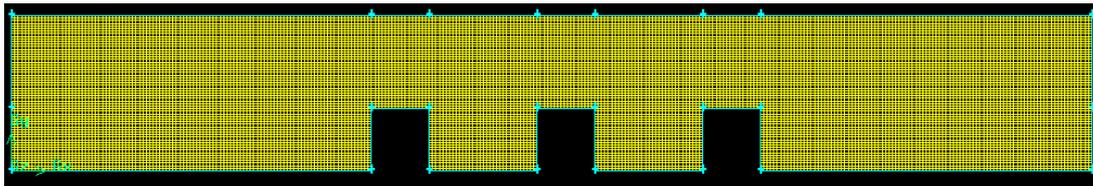


Figure.III.17. Présentation du maillage

### III.3.2.Implémentation des conditions aux limites

Une fois que la géométrie et le maillage, du domaine physique étudié, sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites. Le logiciel GAMBIT propose différents types de conditions aux limites. Nous utilisons : vitesse, conditions de parois, condition à la sortie.

- **Velocityinlet** : Correspond à une vitesse imposée à l'entrée de l'air. La variation de la valeur de cette vitesse nous permet d'imposer la valeur du nombre de Reynolds avec laquelle le problème sera traité.
- **Wall** : C'est la condition aux limites au niveau des parois du canal et les blocs. Sur le plan dynamique, cela correspond aux vitesses longitudinale et transversale nulles, et sur le plan thermique aux températures des parois imposées pour les blocs et une valeur du flux de chaleur nulle pour les deux parois constituant le canal.
- **Out-flow** : Correspond à la condition de sortie de l'écoulement. Comme spécifiée dans le chapitre précédent, cela correspond aux valeurs nulles des gradients longitudinaux de toutes les variables, juste au niveau de la section de sortie du canal.

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point « **msh** ».

### III.3.3.Principales étapes de simulation sous Fluent

La première étape sous Fluent consiste à choisir le type de géométrie et de résolution, par la suite on suit la chronologie d'exécution suivante :

- Importer le fichier « mesh » généré sous gambit
- Cocher l'équation de l'énergie.
- Définir du domaine fluide étudié.

- Indiquer les valeurs des conditions aux limites appropriées pour chaque limite du domaine.

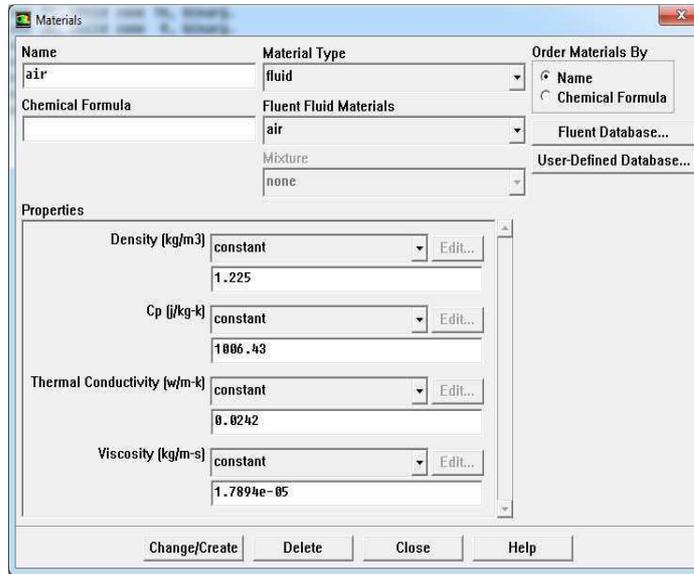


Figure.III.18. Définition du domaine fluide étudié

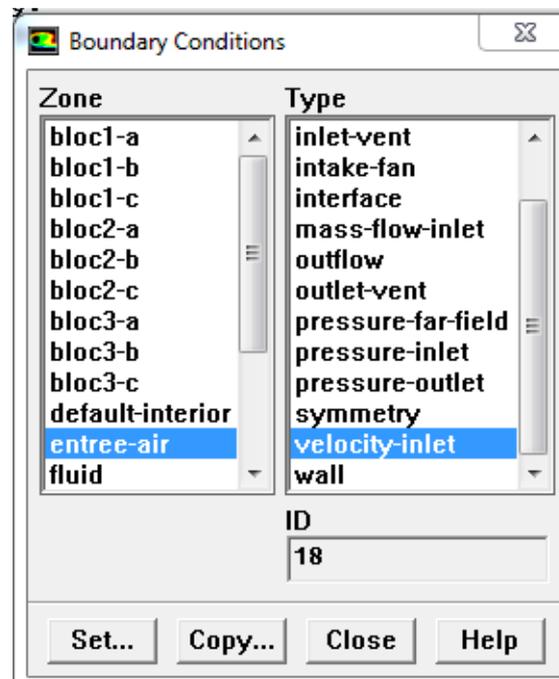


Figure.III.19. Les conditions aux limites

On considère les deux parois du canal adiabatique, la densité de flux de chaleur est nulle.

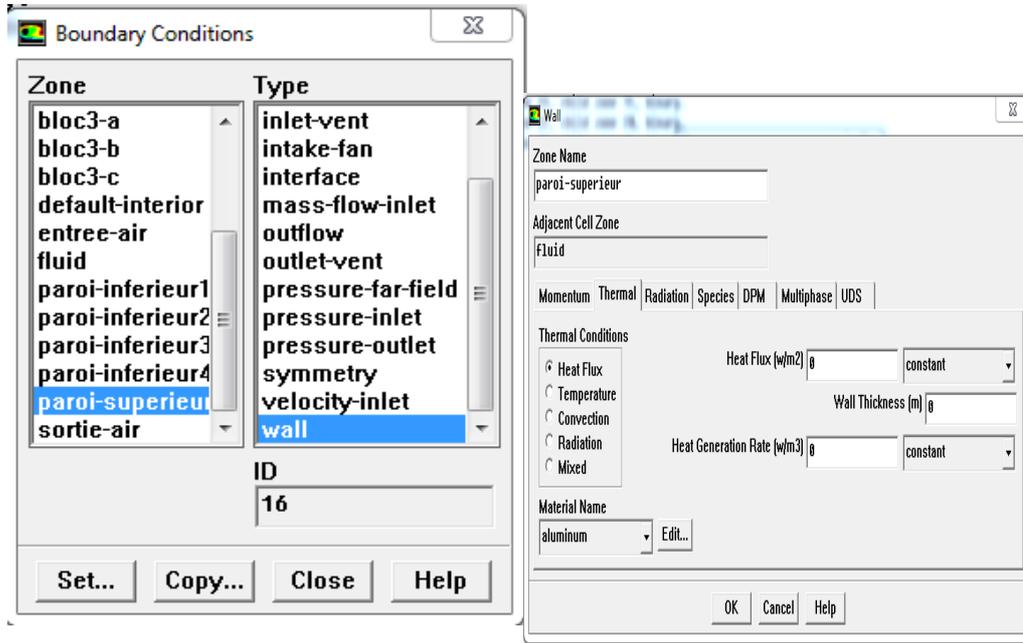


Figure III.20. La condition limite de la paroi supérieure du canal

Les parois des sources de chaleur sont maintenues à la température constante  $T_{\text{surface bloc}} = 313\text{K}$

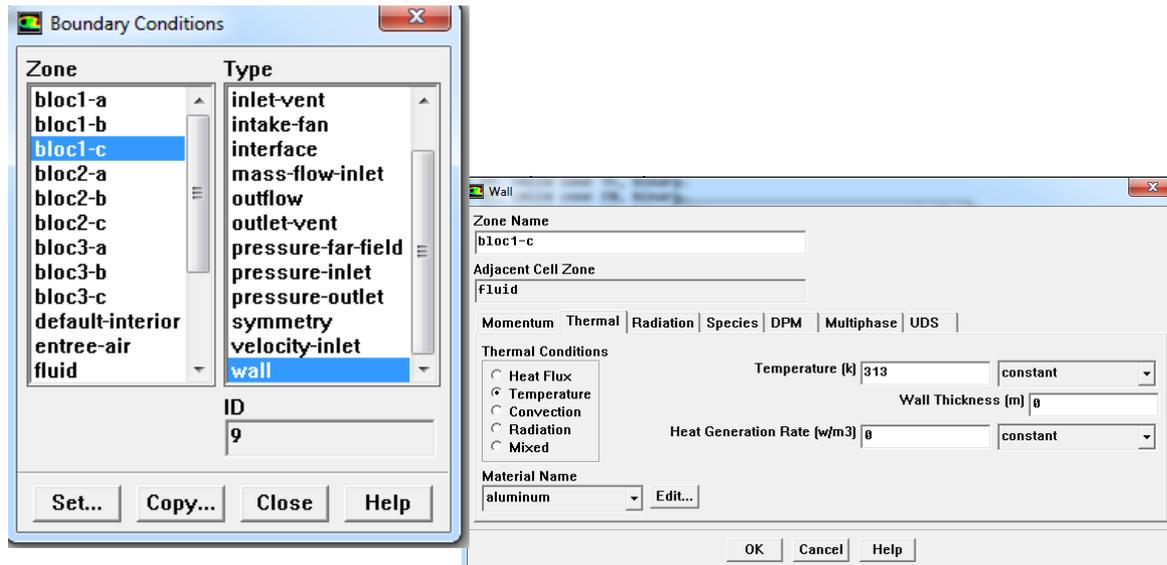


Figure III.21. La condition limite de la paroi verticale droite du 1<sup>er</sup> bloc

A l'entrée du canal la température  $T_0$  qui est égale à 288K, et la vitesse  $u_0$  est uniforme est calculée à partir de la relation de Nombre de Reynolds. Il est nécessaire de raffiner le maillage près des parois des blocs pour avoir des bons résultats: **Adapt** → **Boundary**

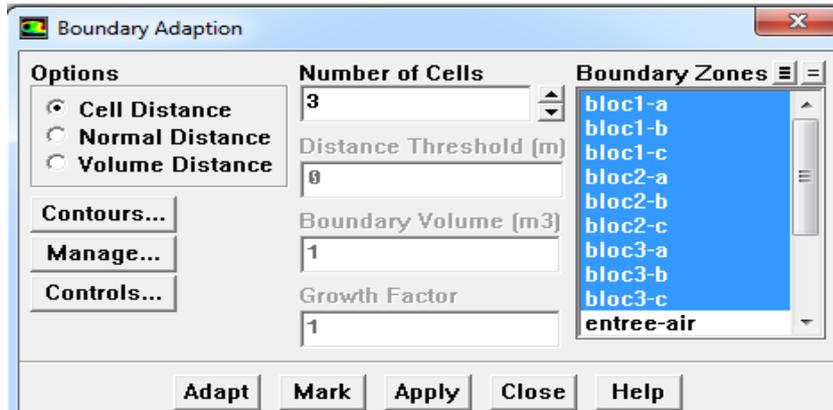


Figure.III.22.La fenêtre du Raffiner le maillage

Pour lancer les calculs on procède à une initialisation des différentes variables :  
 solver → Initialize → initialize, il ne reste qu'à choisir le nombre d'itérations que  
 Fluent devra réaliser solver → Iterate.  
 Quand la convergence est atteinte, on peut voir des différents résultats. Pour voir les lignes de  
 courant on utilise Display → contours.

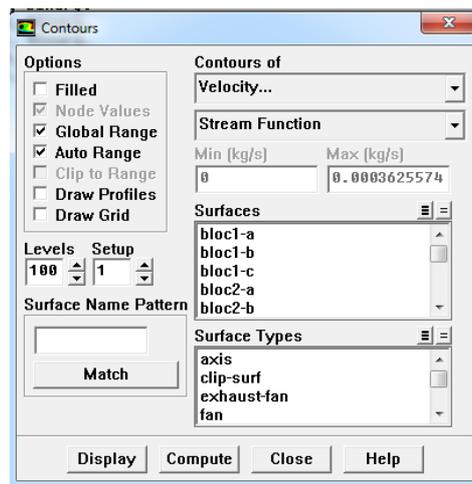


Figure.III.23. Contours des lignes de courant

### **III.4. Conclusion**

Une description détaillée des procédures de traitement d'un problème physique, allant de la création de la géométrie et la génération du maillage sous Gambit jusqu'à la définition des conditions de résolution et l'implémentation des conditions aux limites et du critère de convergence sous Fluent, a été présentée dans ce chapitre. Par la suite, les étapes suivantes dans notre cas portant sur le refroidissement des blocs chauffant seront détaillées.

# Chapitre IV

## CHAPITRE IV :

## RESULTATS ET INTERPRETATIONS

## IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons examiner la sensibilité du maillage choisi sur les résultats obtenus. Nous allons, par la suite, faire une étude paramétrique dans le but de voir l'effet des paramètres de contrôle tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Prandtl, l'espace entre les blocs, et les dimensions des sources (hauteur et longueur) sur le champ dynamique et thermique, particulièrement le refroidissement des blocs générateurs d'énergie.

## IV.2. Etude de la sensibilité au maillage

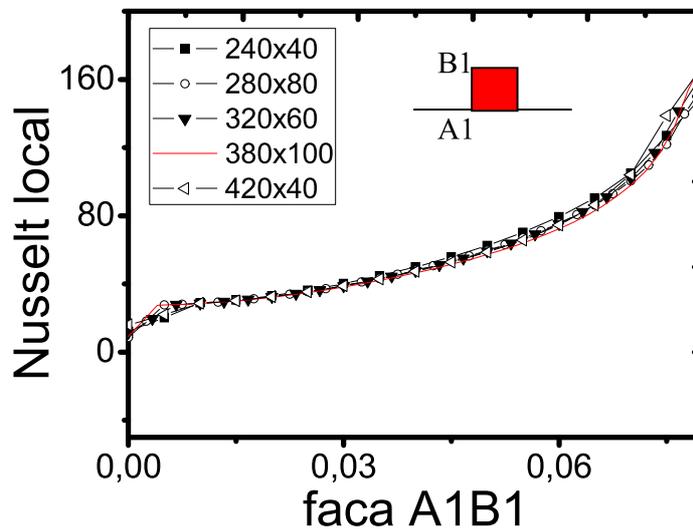
Nous avons réalisé dans ce travail des calculs préliminaires afin de tester le degré de sensibilité des résultats obtenus au maillage utilisé et de choisir, par conséquent, le maillage le plus adapté, en prenant en considération les différents aspects d'une étude numérique (Précision des résultats, temps de calcul...etc). Nous avons choisi, pour cette raison, différentes grilles à savoir : 240x40, 280x80, 320x60, 380x100 et 420x40. Nous avons lancé les exécutions pour faire sortir les valeurs du nombre de Nusselt moyen et local pour chaque bloc correspondant à chaque maillage et ce pour le nombre de Reynolds qui est égal à 100, et le nombre de Prandtl est 0,71.

Maillage	240X40	280X80	320X60	380X100	420X40
$\overline{Nu}_{bloc1}$	130.35	124.45	126.45	123.29	123.23
$\overline{Nu}_{bloc2}$	69.15	68.84	69.01	69.01	69.02
$\overline{Nu}_{bloc3}$	65.44	64.96	65.12	64.93	64.93

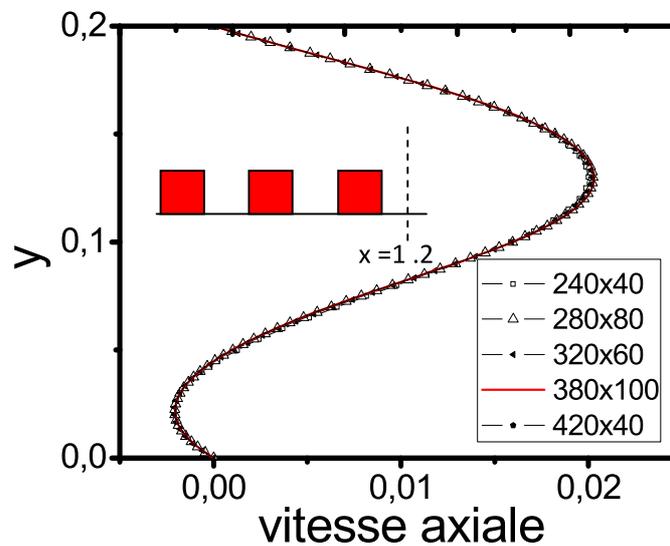
**Tableau.IV.1.** Effet du maillage sur les valeurs de Nusselt global au niveau de chaque bloc

Le tableau (IV.1) donne les résultats des valeurs du nombre de Nusselt global au niveau de chaque bloc, et la figure (IV.2) représente la variation du nombre de Nusselt local au niveau de la paroi verticale gauche (A1B1) du premier bloc pour différents maillages. Nous avons aussi représenté la variation du profile de la vitesse longitudinale (u), en fonction de (y)

pour différents maillages à une distance  $x=1.2$ , correspondant en une position en aval de la troisième source de chaleur figure (IV.3). L'examen minutieux de ces résultats montre clairement que les différents profils sont peu sensibles aux différents maillages. En s'appuyant sur les valeurs numériques du tableau IV.1, on constate que la grille (320x60) constitue un meilleur compromis.



**Figure.VI.2.** Variation du nombre de Nusselt local au niveau de la paroi verticale gauche (A1B1), pour le 1<sup>er</sup> bloc, (Re=100)

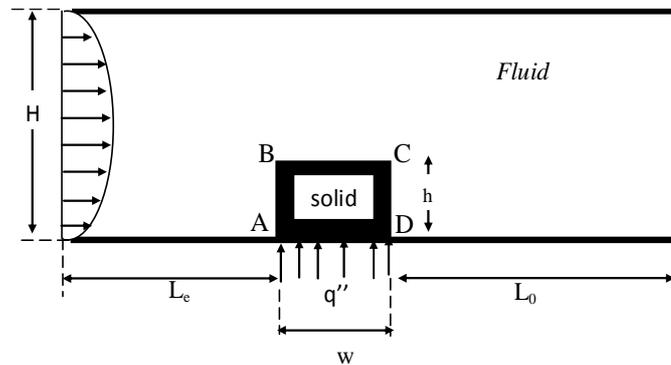


**Figure.IV.3.** Variation de la vitesse horizontale en fonction de (y), a  $x=1.2$  (Re =100).

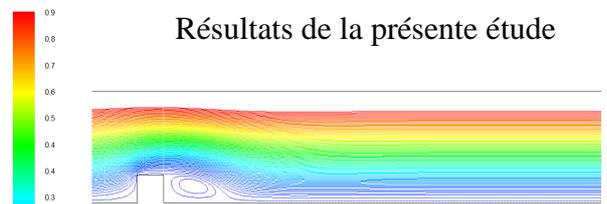
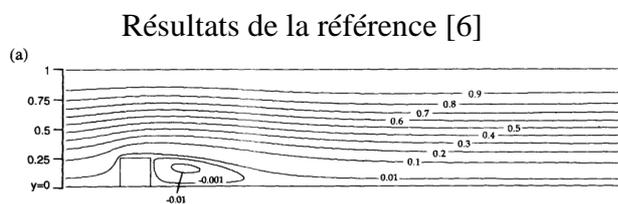
### IV.3. Validation du code de calcul

L'objectif recherché à travers cette section n'est guère de valider le logiciel Fluent, car il est déjà validé et voir mieux encore, il sert comme support de référence pour valider

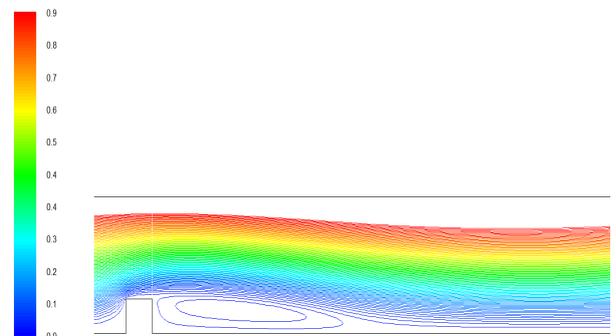
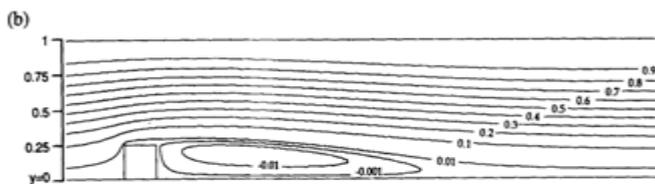
d'autres programmes et codes dans le domaine de la CFD, mais de s'assurer de la précision et l'aspect réaliste des résultats que nous allons traiter. Nous avons porté notre choix sur les travaux réalisés par Timothy J. Young and Kambiz Vafai [5]. Le travail concerne l'étude de la convection forcée dans un canal horizontal en présence d'une source de chaleur montée sur sa paroi inférieure figure (IV.4). La validation des résultats se fera sur les lignes de courant, pour les valeurs du nombre de Reynolds : 200, 800, 1400 et 2000, et un nombre de Prandtl de 0.7.



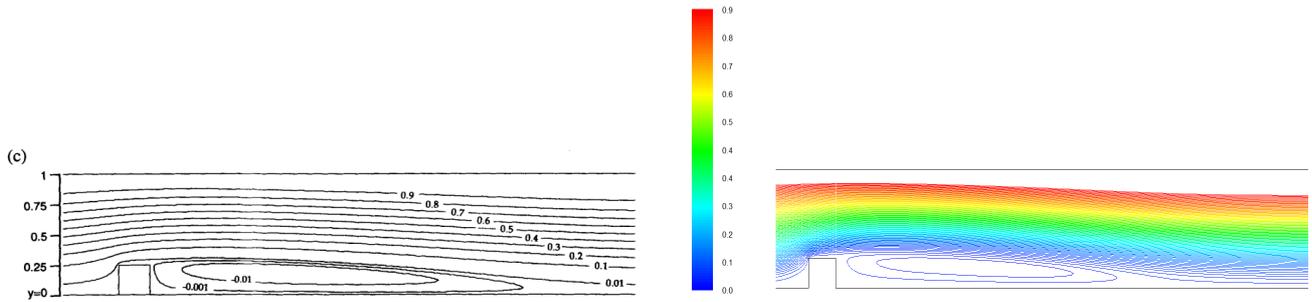
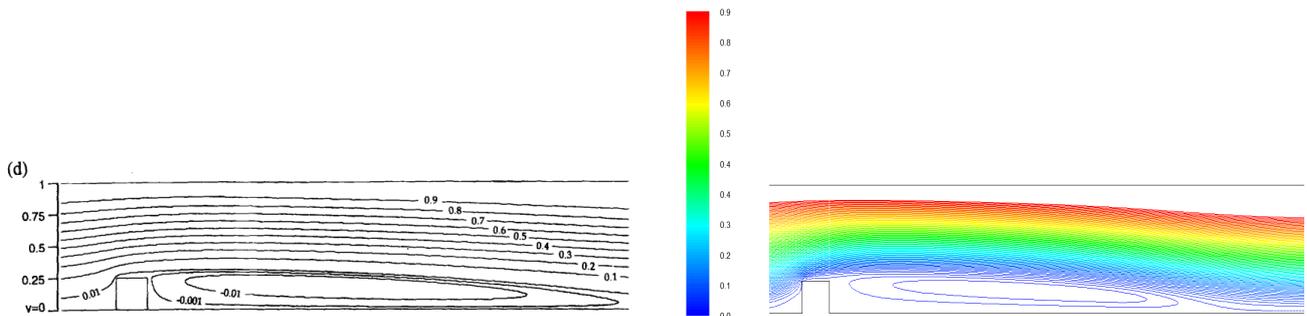
**Figure IV.4.** Représentation schématique de la géométrie considérée par Timothy J. Young and Kambiz Vafai [5].



Lignes de courant pour Re= 200



Lignes de courant pour Re=800

Lignes de courant pour  $Re= 1400$ Lignes de courant pour  $Re= 2000$ **Figure IV.5 :** Comparaison des lignes de courant pour différentes valeurs de Reynolds

On constate clairement à travers les courbes de la figure IV.5 qu'il y a une bonne concordance entre les résultats de la présente étude et ceux de la référence [5]

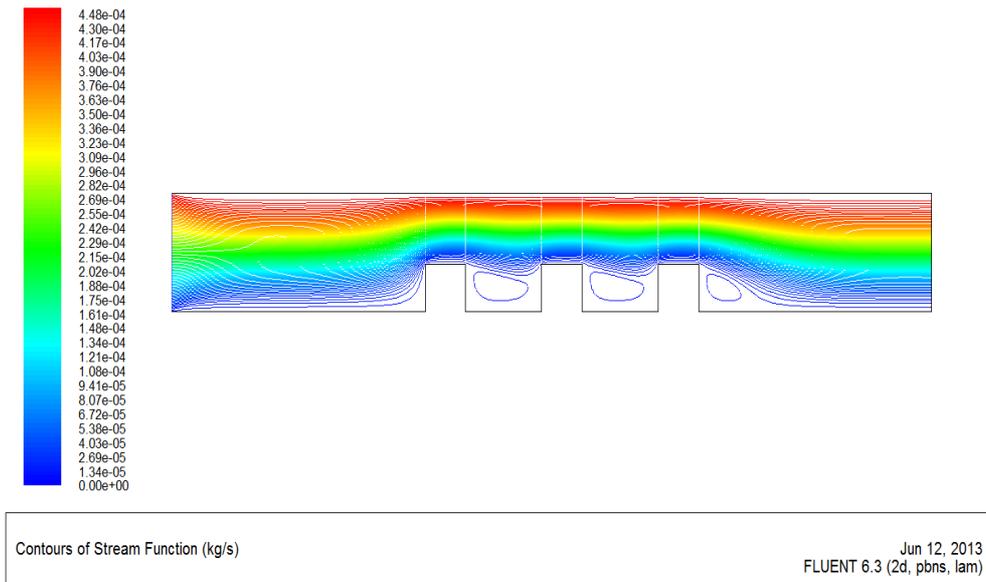
#### IV.4. Discussion des résultats

##### IV.4.1. Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courant

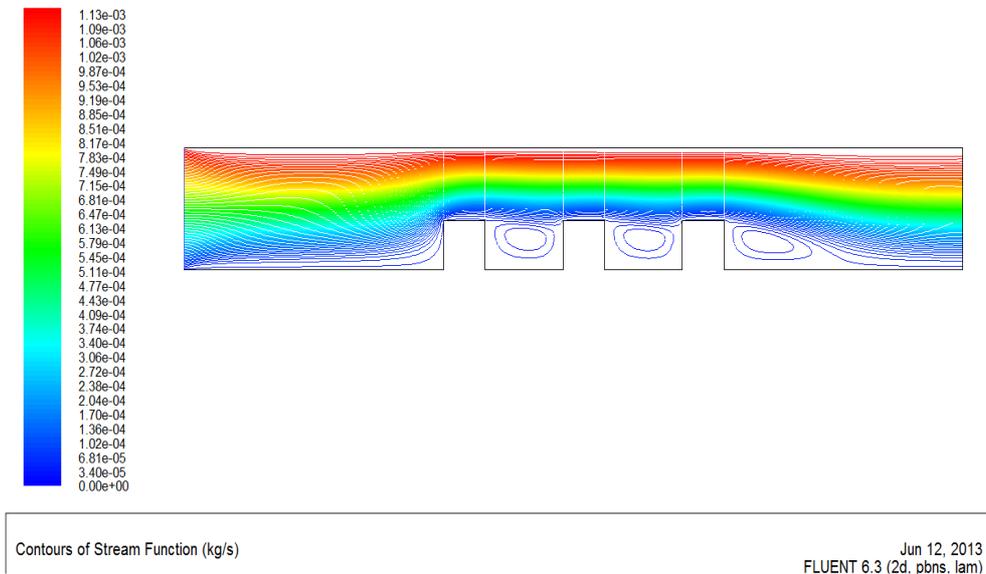
Nous allons présenter les résultats obtenus pour différentes valeurs de Reynolds  $Re = 20, 50, 100, 200$  et  $500$  et un nombre de Prandtl de  $Pr = 0.7$ . Les résultats concernent, les lignes de courant, les profils du nombre de Nusselt local, ainsi que les profils de la vitesse longitudinale. Les données géométriques pour lesquelles les calculs sont réalisés sont : La hauteur ( $H$ ) du canal et la longueur ( $L$ ) sont respectivement  $0.2$  m et  $1.5$  m. Les dimensions des blocs, la hauteur ( $h$ ) et la longueur ( $w$ ) sont  $0.08$  m avec une distance ( $d$ ) de séparation entre les blocs qui est égale à  $0,15$  m.

Les **figures IV.6. (a-e)**, montrent la distribution des lignes de courant dans un canal horizontale avec des sources de chaleur montées sur sa paroi inférieure pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Les résultats montrent qu'au début de l'écoulement les lignes de courant sont bien droites, cependant lorsque celles-ci s'approchent des sources, elles subissent

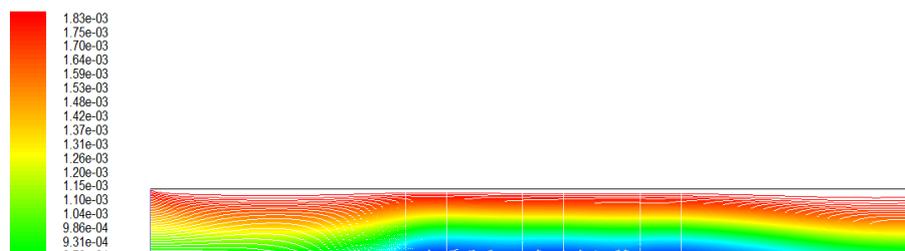
une déviation vers la paroi supérieure du canal. On remarque aussi que les zones de recirculation entre les blocs augmentent en intensité avec l'augmentation du nombre de Reynolds. On constate pour de faible nombre de Reynolds ( $Re=20$ ) que l'intensité des lignes de courant est faible et d'après la figure (IV.4.a), on voit une zone de recirculation entre les blocs créée par le mouvement du sillage de l'air derrière la ligne verticale droite des blocs. En augmentant d'avantage le nombre de Reynolds, c'est-à-dire à  $Re=50, 100, 200$  et  $500$ , on remarque une augmentation du nombre et la taille des zones de recirculation entre les blocs.



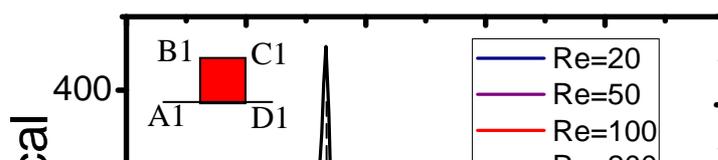
**Figure.IV.6.a.** Lignes de courant pour  $Re=20$

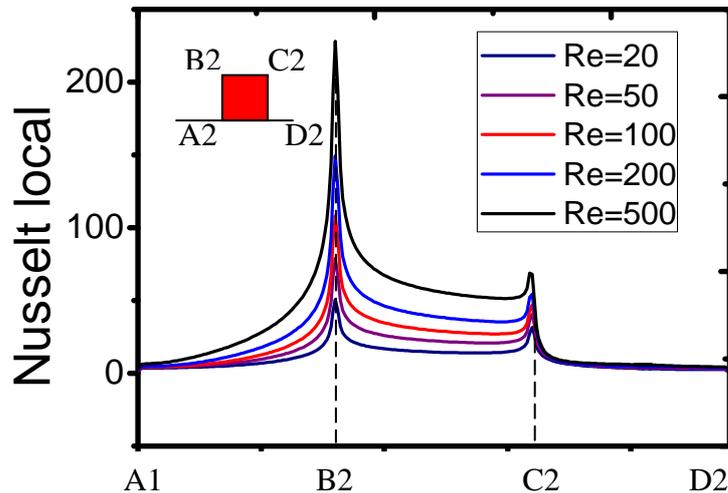


**Figure.IV.6.b.** Lignes de courant pour  $Re=50$



#### IV.4.2. Effet du nombre de Reynolds sur Les profils du nombre de Nusselt local





**Figure.IV.7.b.** Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 2<sup>ème</sup> bloc

La variation du nombre de Nusselt local le long des parois de chaque bloc pour différentes valeurs du nombre de Reynolds est représentée sur les figures (IV.7.a-c). On remarque que le maximum du transfert de chaleur se situe au coin gauche supérieur de chaque bloc. On peut voir aussi que les valeurs du profil du nombre de Nusselt local du 1<sup>er</sup> bloc sont plus importantes que celle du 2<sup>ème</sup> et du 3<sup>ème</sup> bloc du fait que le premier bloc est situé près de l'entrée du canal. On remarque aussi, à travers ces figures, que la valeur du nombre de Nusselt local sur toutes les facettes augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. L'effet de l'augmentation du nombre de Reynolds est apparent. En d'autres termes, l'augmentation du débit de ventilation conduit à un meilleur refroidissement des blocs chauffants.

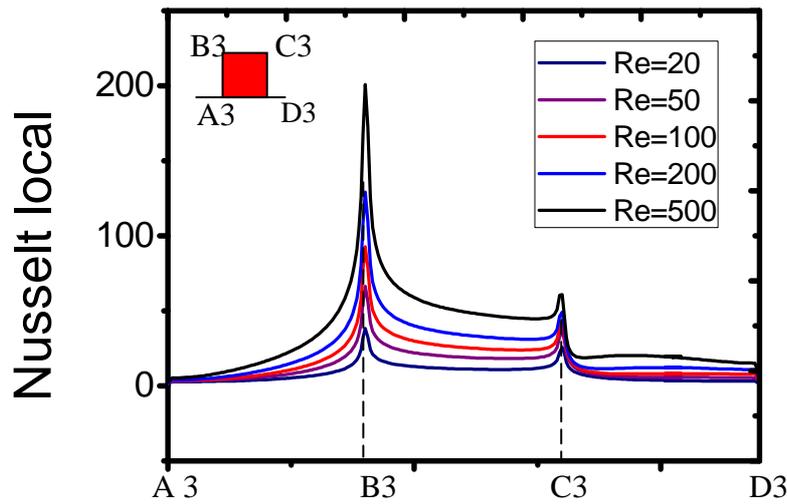


Figure.IV.7.c. Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 3<sup>ème</sup> bloc.

#### IV.4.3. Effet du nombre de Reynolds sur le profil de la vitesse axiale en fonction de y

Dans ce cas nous allons présenter le profil de la vitesse longitudinale pour différentes valeurs du nombre de Reynolds et différentes positions axiales du canal au voisinage des sources de chaleur, comme le montre les figures (IV.8) (a-e).

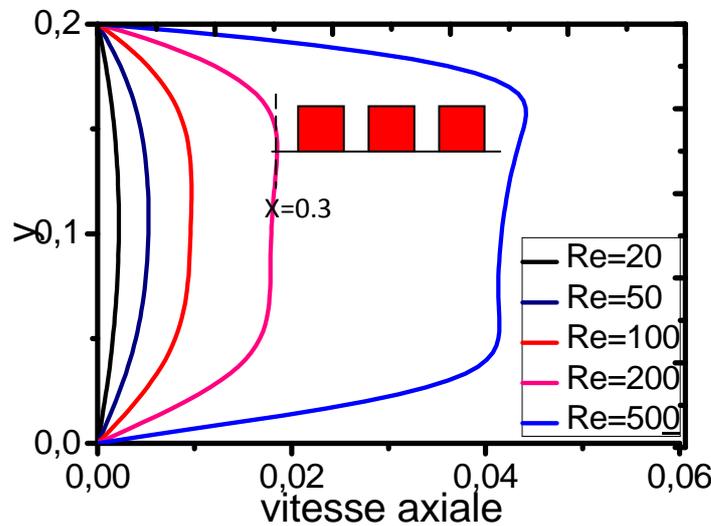
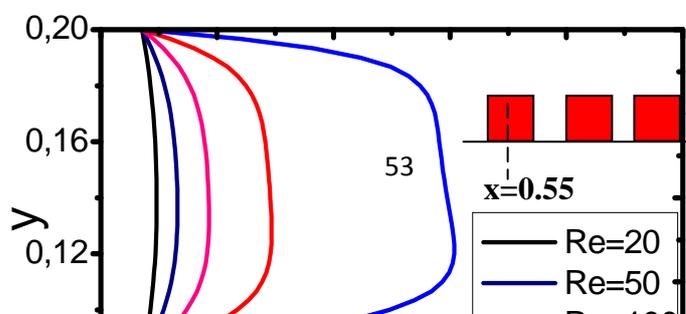
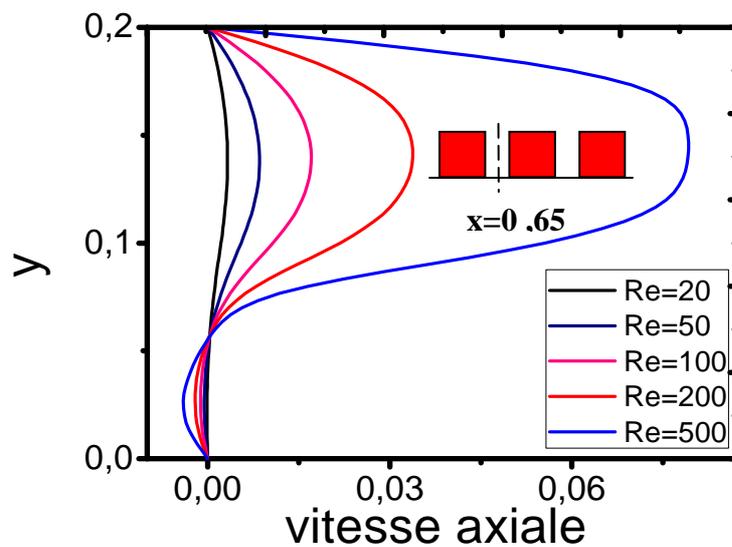


Figure.IV.8.a. Variation de la vitesse axiale en fonction de y, Pour différentes valeurs de Re, à x=0.3

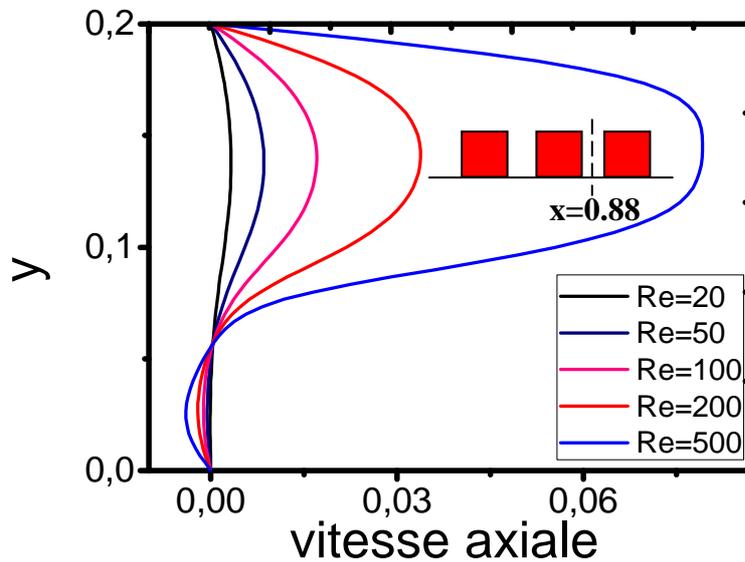




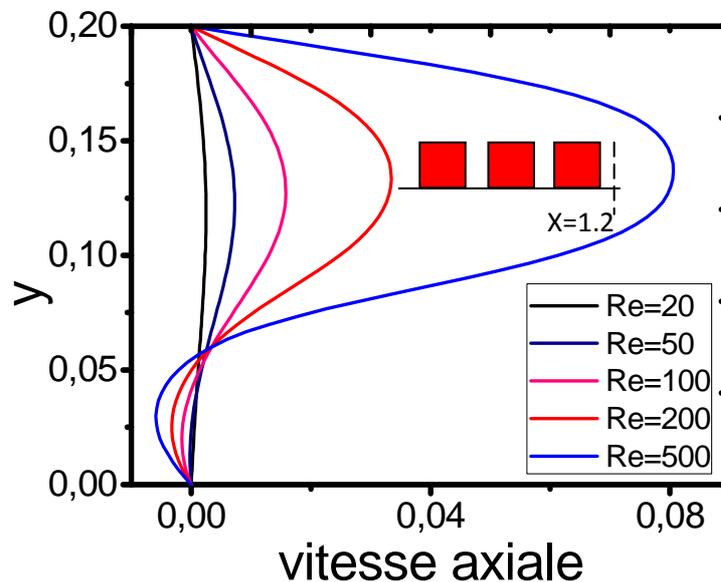
**Figure.IV.8.c.** Variation de la vitesse axiale en fonction de  $y$ , Pour différentes valeurs de  $Re$ , à  $x=0.65$

Les Figures (IV.8) (a-e) représentent la variation de la vitesse longitudinale en fonction de ( $y$ ), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds et pour différentes positions axiales le long du canal et au voisinage des sources de chaleur. On remarque que  $x=0.3$  au voisinage du premier bloc, le profil parabolique de la vitesse longitudinale, pour des faibles valeurs du nombre Reynolds ( $Re=20$ ), tend à devenir moins parabolique et s'approche d'avantage vers un profil plat pour des valeurs relativement élevées du nombre de Reynolds  $Re=200, 500$ . Cette allure est due principalement à une réduction de l'épaisseur de la couche limite dynamique ce qui va ralentir son développement. Les profils de la vitesse longitudinale pour les différentes positions axiales diffèrent considérablement d'une position à une autre, on constate, d'après la (figure IV.8-b) à la position de  $x=0.55$ , que le profil de la vitesse est nul jusqu'à la hauteur du bloc ( $y=0.08$ ), au-delà le profil commence à prendre une allure parabolique pour des faibles  $Re$  et quasi plat pour des  $Re$  élevés. Pour les positions de  $x=0.65, 0.88, 1.2$  (figure IV.8.c-e), on remarque l'apparition des valeurs négatives de la vitesse

longitudinale, ces valeurs sont dues à zones de recirculation qui se forment entre les blocs et aussi à l'arrière du dernier bloc, comme l'illustre les figures représentant les lignes de courant. L'intensité des valeurs négatives est fortement influencée par l'intensité de l'écoulement, traduite par le nombre de Reynolds.



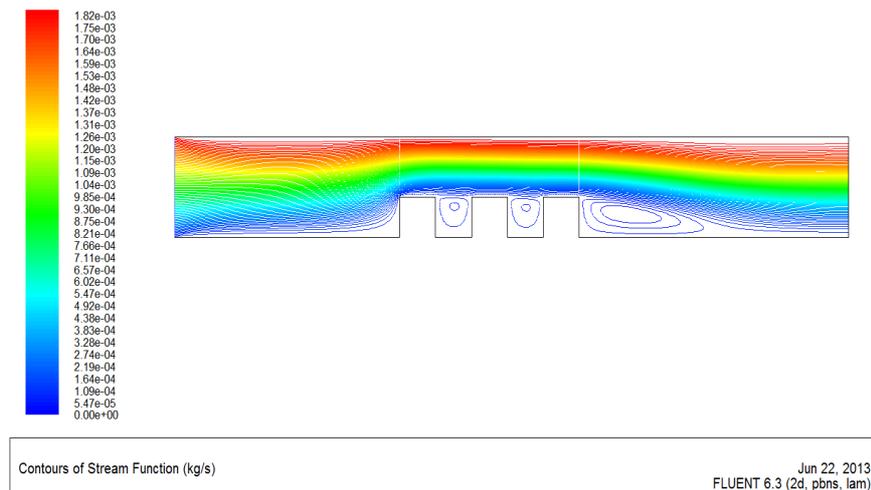
**Figure.IV.8.d.** Variation de la vitesse axiale en fonction de  $y$ , Pour différentes valeurs de  $Re$ , à  $x=0.88$



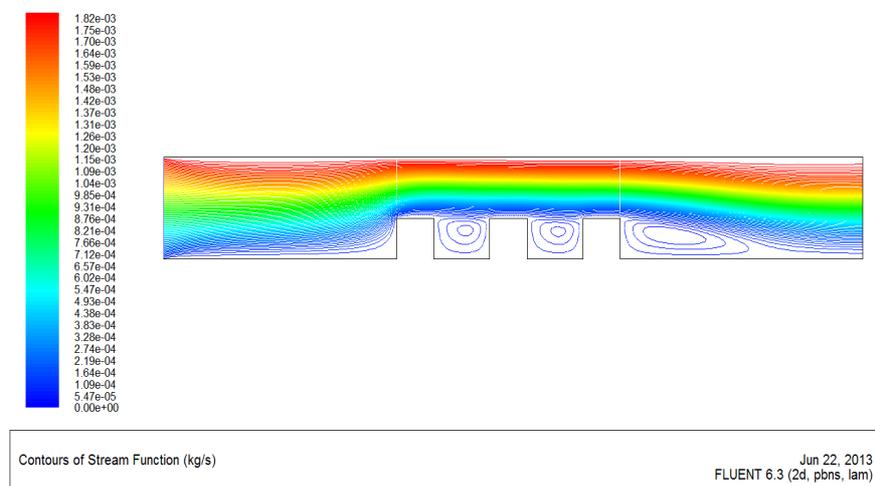
**Figure.IV.8.e.** Variation de la vitesse axiale en fonction de  $y$ , Pour différentes valeurs de  $Re$ , à  $x=1.2$

#### IV.4.4. Effet de l'espacement des blocs sur les lignes de courant

Nous allons examiner dans ce qui suit l'effet des paramètres géométriques tels que l'espacement entre les blocs chauffants sur les champs dynamique et thermique. Pour cette raison, nous avons fait varier la distance « d » séparant deux blocs consécutifs et ce en prenant  $d = 0.08, 0.12, 0.15$  et  $0.2$ . Les dimensions des blocs et du canal, considérées dans ce calcul, sont:  $H=0.2$  m,  $L_1= 3$  m,  $h=0.08$  m et  $w=0.08$  m.



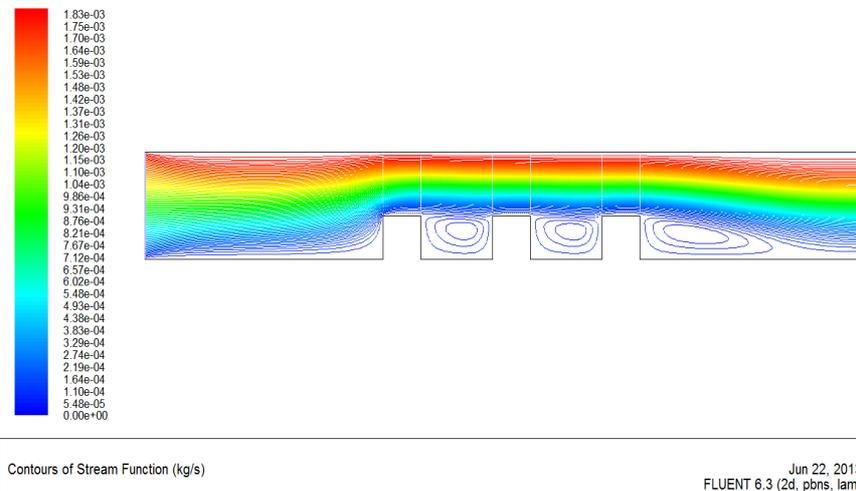
**Figure. VI.9.a.** Contour des lignes de courant pour  $d=0.08$  et  $Re=100$



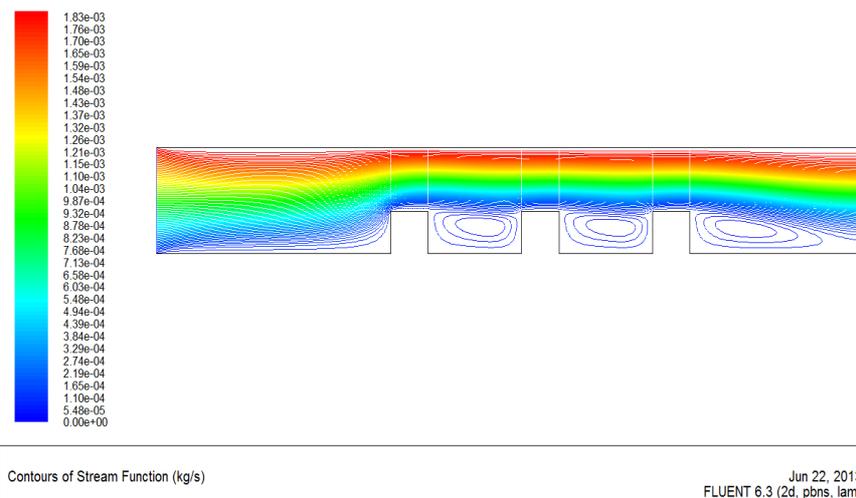
**Figure. VI.9.b.** Contour des lignes de courant pour  $d=0.12$  et  $Re=100$

Les figures .VI .9.(a-d) montrent la variation des lignes de courant pour différentes valeurs de la distance de séparation « d » entre les blocs pour le cas de  $Re=100$ . On constate à travers ces figures que l'augmentation de l'espacement entre les blocs conduit à une augmentation de la taille des cellules rotatives entre deux blocs consécutifs et ce passant d'une valeur d'espacement de  $0.08$  à  $0.12$ . Par contre en aval de troisième bloc près de la face

vertical C3D3, on constate la présence d'une zone de recirculation d'une taille plus importante par rapport à celles entre les blocs mais dont la variation avec l'espacement entre bloc reste limitée.



**Figure.VI.9.c.** Contour des lignes de courant pour  $d=0.15$  et  $Re=100$

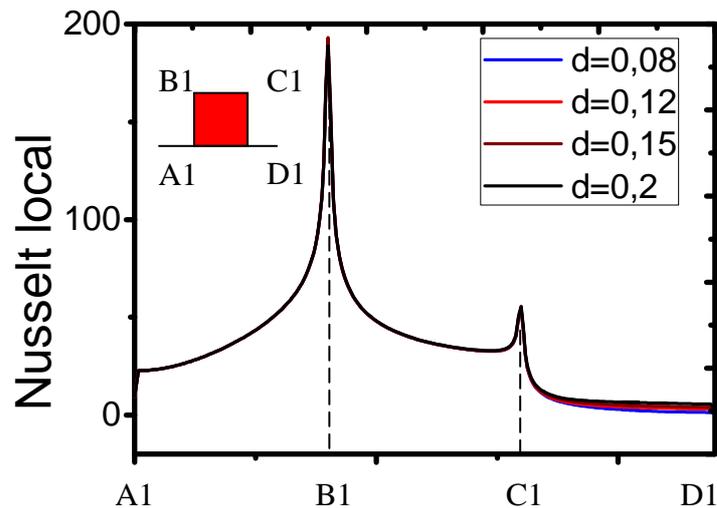


**Figure.VI.9.d.** Contour des lignes de courant pour  $d=0.2$  et  $Re=100$

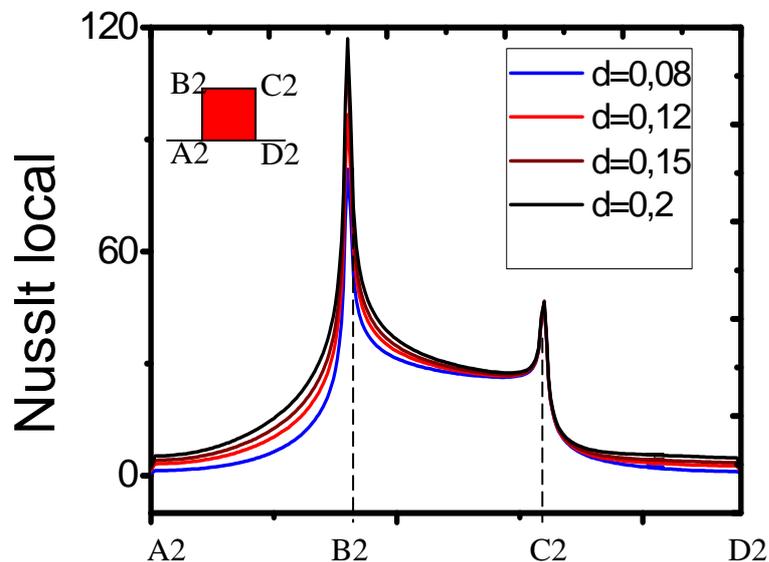
#### IV.4.5. Effet de l'espacement des blocs sur le Nombre de Nusselt local

L'effet de l'espacement inter bloc sur le nombre de Nusselt local sur toutes les facettes des trois blocs, est représenté sur les figures IV.10.a-c. Elles illustrent la variation du nombre de Nusselt local le long des facettes des blocs pour différentes valeurs de la distance de séparation «  $d$  » pour le cas de  $Re=100$ . On constate à travers la figure IV.10.a que le nombre de Nusselt local sur la facette verticale gauche A1B1 et horizontale B1C1 n'est pas affecté par la variation du paramètre espacement inter bloc. Cela est dû, et comme le montre les figures IV.9, au fait que sur ces facettes, il n'y a pas de formation de zones de recirculation. Cette influence commence à se faire remarquer au niveau de la facette verticale gauche qui est en

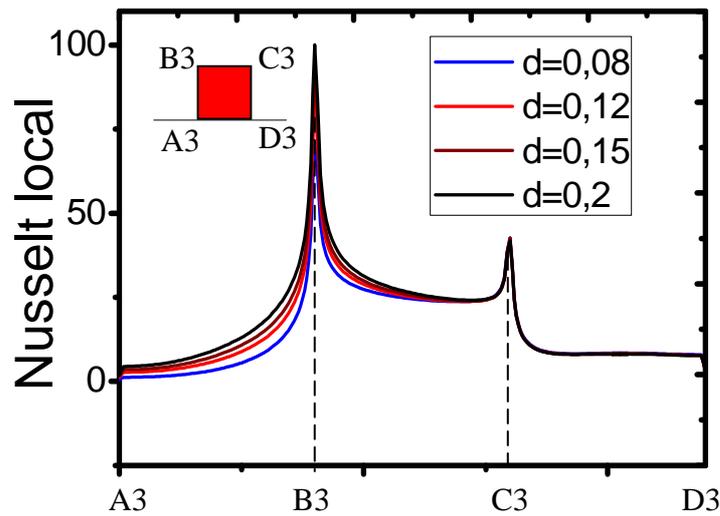
contact avec la première zone de recirculation. Concernant les blocs 2 &3, l'augmentation de l'espacement conduit clairement à une augmentation du nombre de Nusselt local pour les facettes verticales gauches et horizontales des blocs restants. La facette C3D3 n'est pas considérablement affectée par la variation de ce paramètre, ce qui est en adéquation avec les résultats montrant les lignes de courant en aval du dernier bloc.



**Figure .IV.10.a.** Variation du nombre de Nusselt local le long des facettes du 1<sup>er</sup> bloc, pour différentes valeurs de la distance de séparation,  $Re=100$



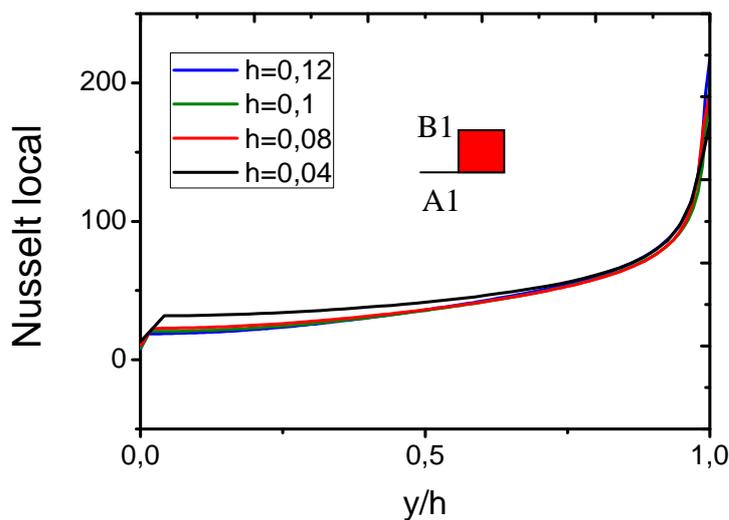
**Figure.IV.10.b.** Variation du nombre de Nusselt local le long des facettes du 2<sup>ème</sup> bloc pour différentes valeurs de la distance de séparation,  $Re=100$



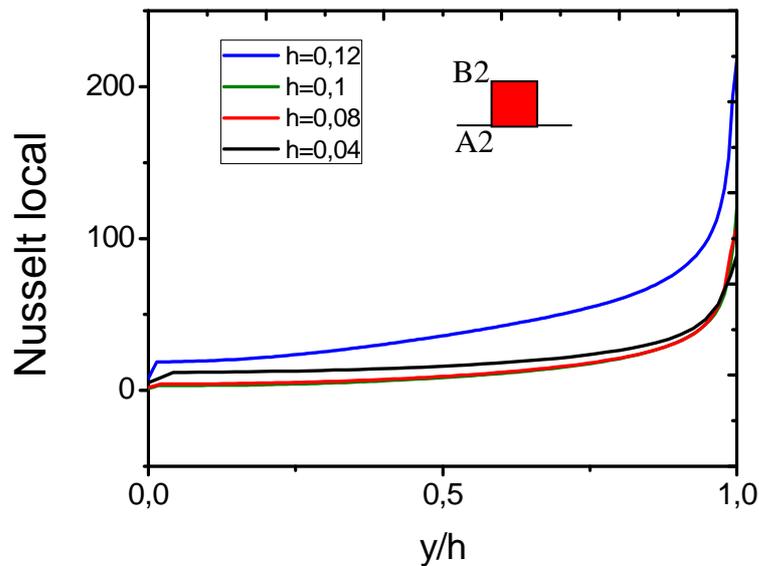
**Figure.IV.10.c.** Variation du nombre de Nusselt local le long des facettes du 3<sup>ème</sup> bloc, à  $Re=100$  pour différentes valeurs de la distance de séparation

#### IV.4.6. Effet de la hauteur des blocs sur les nombres de Nusselt locaux

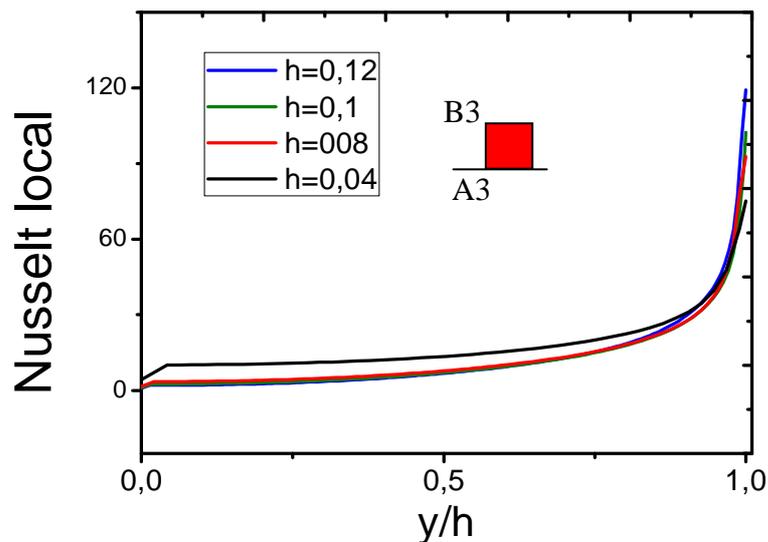
Nous allons examiner, dans ce qui suit, l'effet de la hauteur ( $h$ ) des blocs sur le transfert de chaleur à travers la variation du nombre de Nusselt local le long de chaque facette des trois blocs. Pour cela, nous avons lancé les exécutions pour différentes valeurs de la hauteur des blocs à savoir :  $h=0,04$ ,  $0,08$ ,  $0,1$  et  $0,12$  et ce en fixant la longueur des blocs  $w=0,08$ .



**Figure.VI.11.a.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale gauche du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$ .



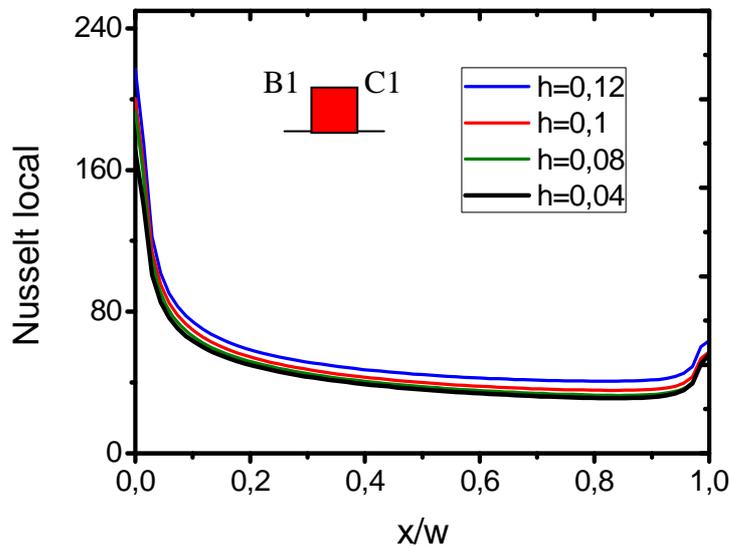
**Figure.VI.11.b.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale gauche du 2<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour  $Re=100$ .



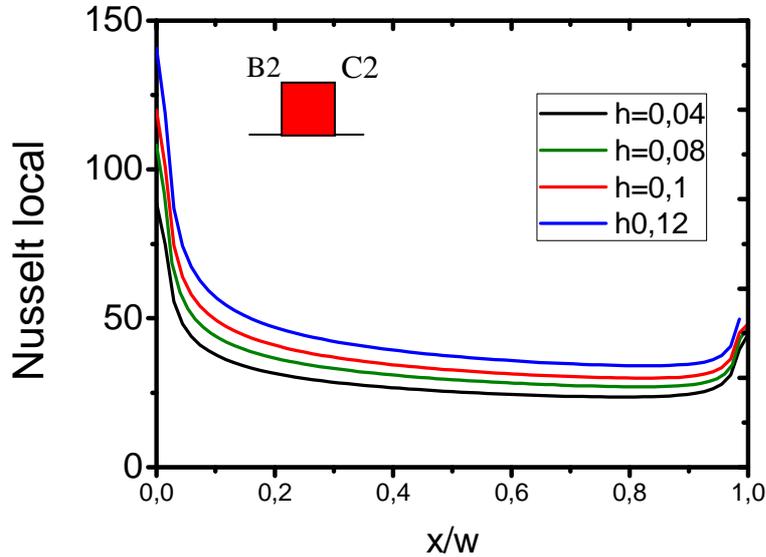
**Figure.VI.11.c.** Variation du nombre de Nusselt local le long de facette verticale gauche du 3<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur h, pour  $Re=100$ .

Les figures VI.11.a-c illustrent la variation du nombre de Nusselt local le long des surfaces verticales gauches des trois blocs pour différentes valeurs de la hauteur des blocs. On constate à travers ces figures que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la surface d'échange due à l'augmentation de la hauteur des blocs. Pour une hauteur du bloc donnée, le nombre de Nusselt local augmente le long de la surface verticale gauche pour chaque bloc en allant d'une faible valeur au niveau de la base du bloc vers une valeur élevée au

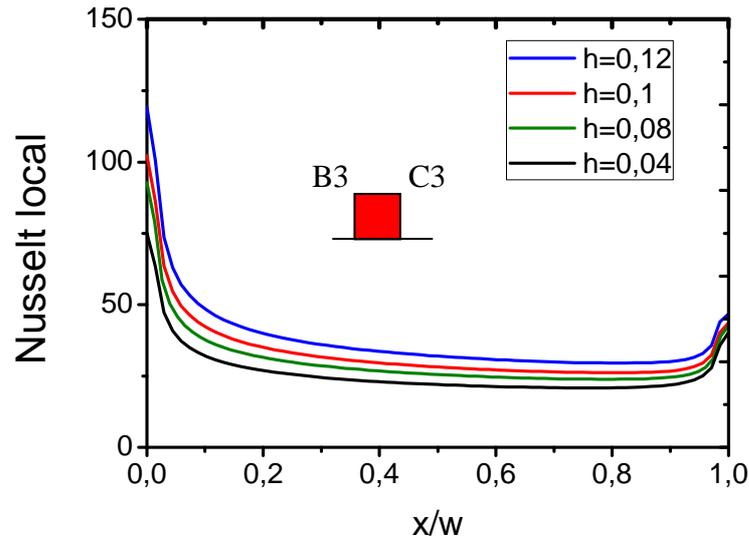
sommet du bloc. Il y a lieu de constater que pour une valeur fixe de la hauteur des blocs, les valeurs du nombre de Nusselt pour le premier bloc sont plus importantes que le deuxième et le troisième bloc.



**Figure.VI.11.d.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette horizontale du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$ .

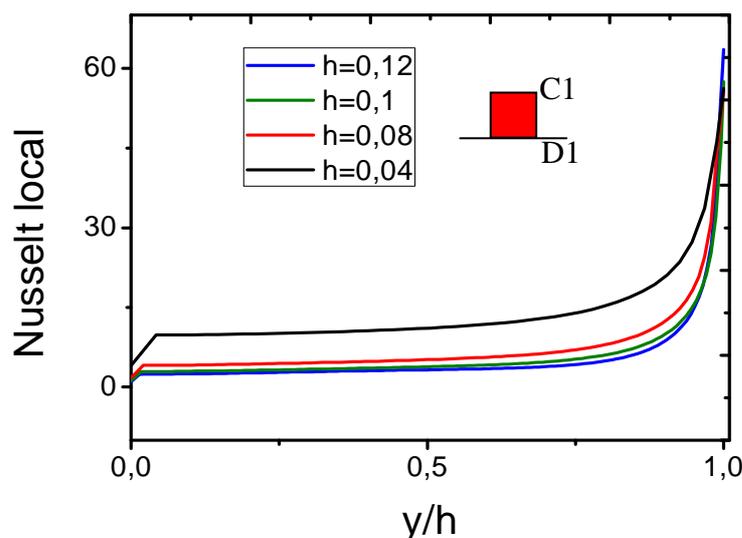


**Figure.VI.11.e.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette horizontale du 2<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$ .

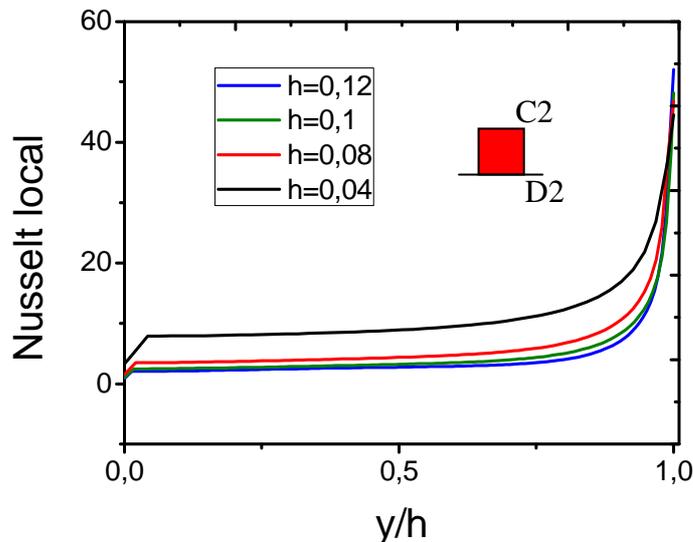


**Figure.VI.11.f.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette horizontale du 3<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$ .

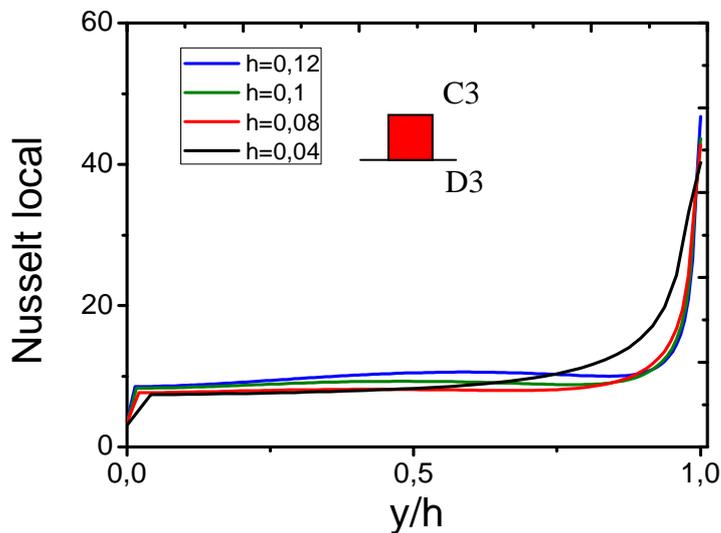
Les figures VI.11.d-f représentent la variation du nombre de Nusselt local le long des surfaces horizontales des trois blocs, pour différentes valeurs de la hauteur des blocs. Globalement, l'augmentation de la hauteur des blocs conduit à l'augmentation des valeurs du nombre de Nusselt local. Cette augmentation est beaucoup plus prononcée pour les surfaces horizontales du deuxième et troisième bloc comparativement à l'allure du premier bloc. Donc l'augmentation de la hauteur des blocs conduit à un meilleur refroidissement des facettes horizontales des blocs chauffants



**Figure.VI.11.g.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale droite du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$ .



**Figure.VI.11.h.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale droite du 2<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$ .

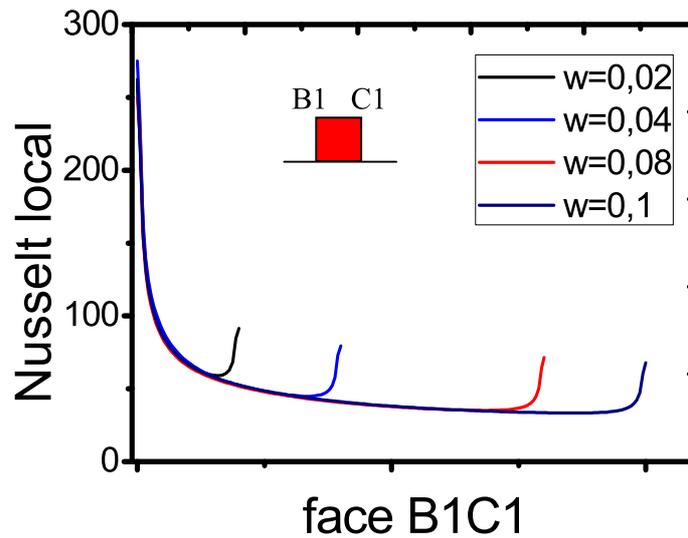


**Figure.VI.11.i.** Variation du nombre de Nusselt local le long de la facette verticale droite du 3<sup>ème</sup> bloc en fonction de la hauteur  $h$ , pour  $Re=100$

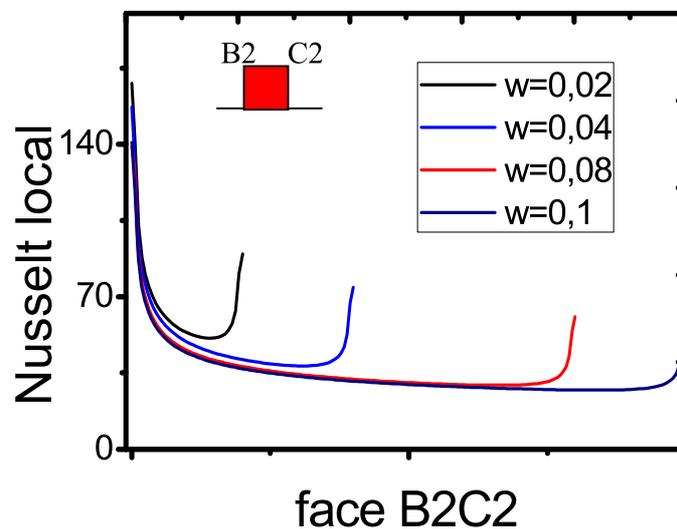
Les figures .VI.11. (g-i) montrent la variation du nombre de Nusselt local le long des facettes verticales droites de chaque bloc en fonction et pour différentes valeurs de la hauteur  $h$  pour  $Re=100$ . On constate le même effet que pour les autres facettes à savoir l'augmentation du nombre de Nusselt local avec l'augmentation de la hauteur des blocs. On remarque pour la facette verticale gauche du troisième bloc (C3D3), que pour une même ordonnée de la facette, la valeur du nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de la hauteur du bloc. L'augmentation de la hauteur du bloc conduit à une augmentation du transfert du fait de la modification de la structure de l'écoulement notamment les zones de recirculation.

#### IV.4.7. Effet de la longueur des blocs sur les nombres de Nusselt locaux

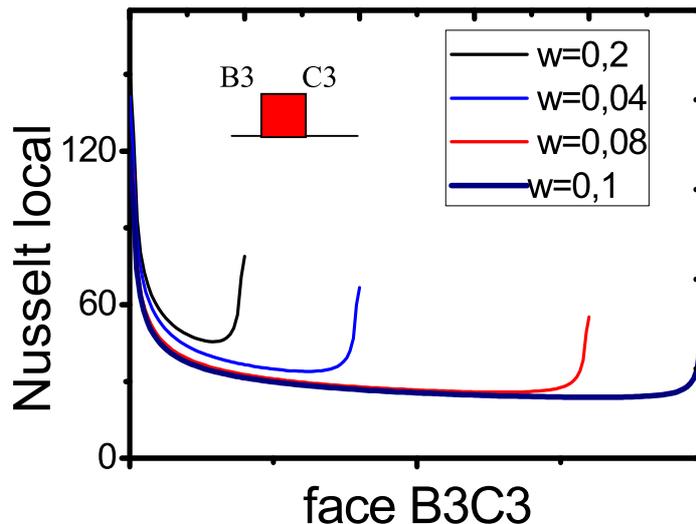
Nous allons nous étaler dans cette partie pour examiner l'effet de la longueur des blocs sur les transferts convectifs représentés en termes du nombre de Nusselt local le long de toutes les facettes horizontales supérieures des trois blocs chauffants. Pour cela on fait varier la longueur des blocs,  $w = 0.02, 0.04, 0.08, 0.1$  pour une valeur fixe de la hauteur  $h=0.08$  et une valeur du nombre de Reynolds  $Re=100$ .



**Figure.IV.12.a.** Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi horizontale du 1<sup>er</sup> bloc en fonction de longueur ( $w$ ), pour  $Re=100$



**Figure.IV.12.b.** Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi horizontale du 2<sup>ème</sup> bloc, en fonction de longueur ( $w$ ), pour  $Re=100$



**Figure.IV.12.c.** Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi horizontale du 3<sup>ème</sup> bloc, en fonction de longueur ( $w$ ), pour  $Re=100$

Les figures (IV-12) (a-c) montrent la variation du nombre de Nusselt local le long des facettes horizontales supérieure en fonction de la longueur ( $w$ ) des blocs. On constate à travers ces figures, que pour une longueur du bloc donnée (valeur fixe de  $w$ ), le profil du nombre de Nusselt local diminue à partir du bord d'attaque de chaque bloc pour atteindre sa valeur minimale à une certaine longueur du bloc pour ensuite augmenter à nouveau au fur et à mesure qu'on s'approche du bord de fuite. Ce changement d'allure dans les courbes de Nusselt au voisinage du bord de fuite peut être expliqué par la combinaison des effets convectifs dus au courant principal le long de la paroi horizontale et aux effets convectifs générés par les zones de recirculation entre deux blocs consécutifs, ce qui engendre un meilleur refroidissement au voisinage du bord de fuite de chaque bloc.

On constate aussi que l'augmentation de la longueur des blocs conduit à une diminution des valeurs du nombre de Nusselt local le long de facette horizontale supérieure, et plus particulièrement pour les facettes du deuxième et troisième bloc. Ceci peut être expliqué par le fait que l'augmentation de la longueur des blocs conduit aussi à l'augmentation de la chaleur générée et par conséquent à la diminution du gradient thermique entre le fluide de refroidissement et les surfaces des blocs chauffants. Le fluide froid (comparativement à la température des blocs), en brassant les surfaces du premier bloc pour une longueur supérieure reçoit d'avantage de chaleur de ce bloc, ce qui fait augmenter sa température de façon conséquente, et en abordant le deuxième bloc, sa capacité à refroidir devient faible et ainsi de

suite pour le troisième bloc d'où la diminution du nombre de Nusselt local avec l'augmentation de la longueur des blocs.

#### IV.4.8. Effet du nombre de Prandtl sur les nombre de Nusselt locaux

L'effet du nombre de Prandtl sur les transferts sera examiné dans cette partie afin de voir l'impact du type du fluide choisi pour assurer un meilleur refroidissement des blocs chauffants. Nous avons considéré pour cette raison différentes valeurs du nombre de Prandtl qui représentent différentes variantes de fluides de refroidissement à savoir :  $Pr=0.7$ ,  $1$ ,  $4$ ,  $7$  et  $20.9$ , pour une valeur fixe du nombre de Reynolds de  $Re=200$ .

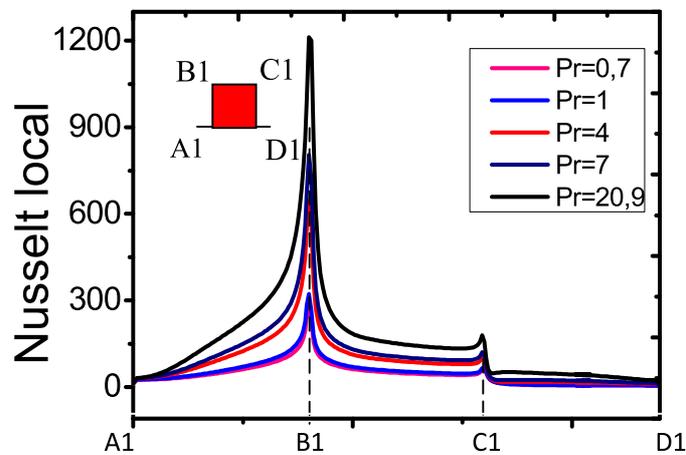


Figure.IV.13.a. Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 1<sup>er</sup> bloc

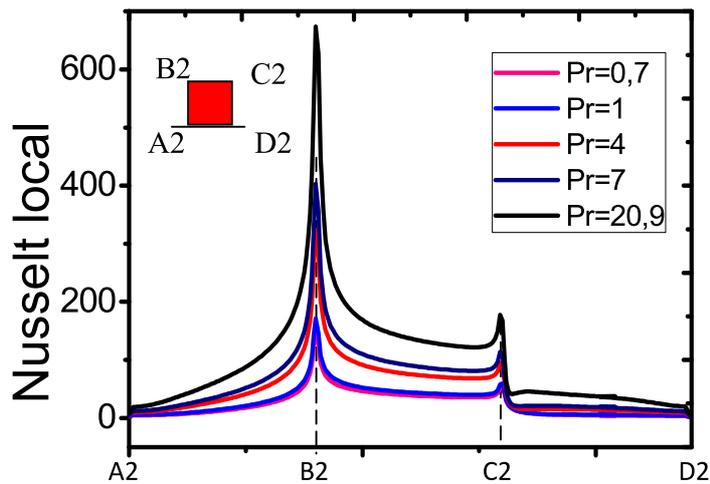
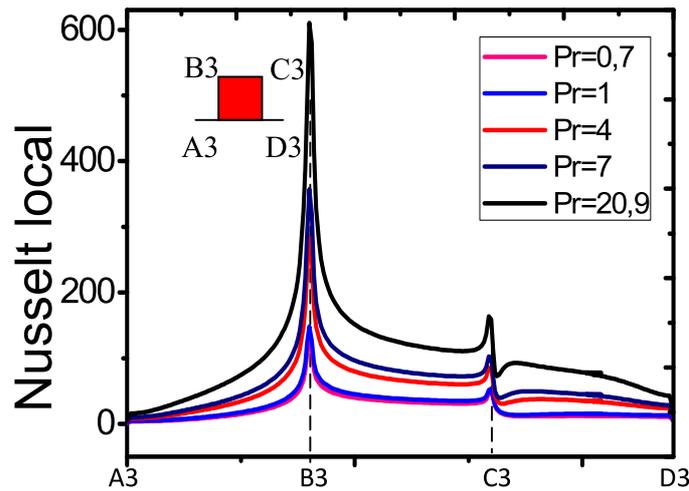


Figure IV.13.b. Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 2<sup>ème</sup> bloc



**Figure.IV.13.c.** Variation du nombre de Nusselt local au niveau des facettes du 3<sup>ème</sup> bloc

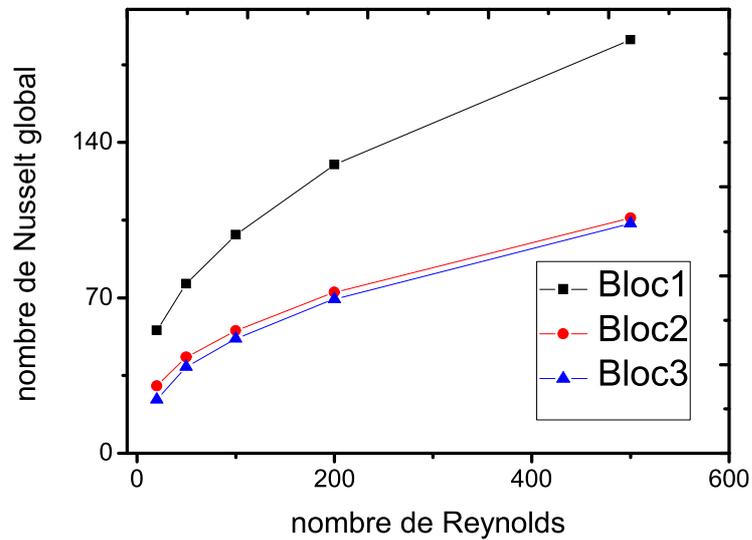
Les figures VI.13 (a-c) montrent la variation du nombre de Nusselt local le long des facettes de chaque bloc pour différentes valeurs du nombre de Prandtl. Il est clair, à travers ces figures, que l'augmentation du nombre de Prandtl conduit à une augmentation sensible du nombre de Nusselt local à travers l'ensemble des facettes et plus sensiblement pour le deuxième et troisième bloc. Le choix d'un fluide de refroidissement avec des capacité thermique élevées conduit à améliorer sensiblement les transferts particulièrement au niveau des facettes du troisième bloc ce qui va permettre de compenser la diminution du transfert due à la saturation thermique du fluide de refroidissement initialement choisi.

#### **IV.4.9. Effet des paramètres thermo physique et géométrique sur le nombre de Nusselt global**

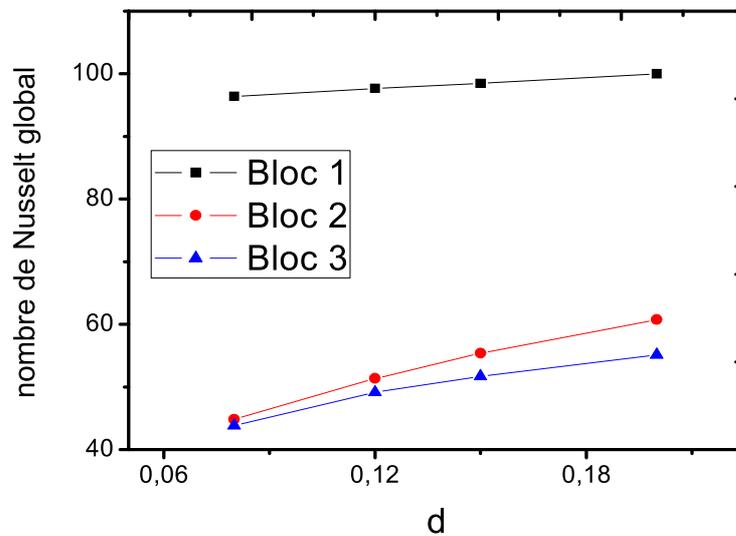
Le nombre de Nusselt moyen (global) de chaque bloc représente un paramètre d'étude très intéressant qui nous permet d'avoir une idée globale sur la quantité de chaleur transférée au niveau de chaque bloc et de permettre ainsi de faire une comparaison chiffrée des écarts, des pertes et des gains. Comme défini dans le chapitre II, le nombre de Nusselt global de chaque bloc est calculé en sommant le nombre de Nusselt moyen sur chaque facette.

La figure VI.14 représente la variation du nombre de Nusselt global de chaque bloc en fonction du nombre de Reynolds. Globalement et comme le montre cette figure, le nombre de Nusselt global augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cette augmentation est beaucoup plus significative pour le premier bloc où on obtient des valeurs très élevées du

nombre de Nusselt global. Ces valeurs diminuent dans du deuxième et troisième bloc. Le meilleur refroidissement est obtenu au niveau du premier bloc.



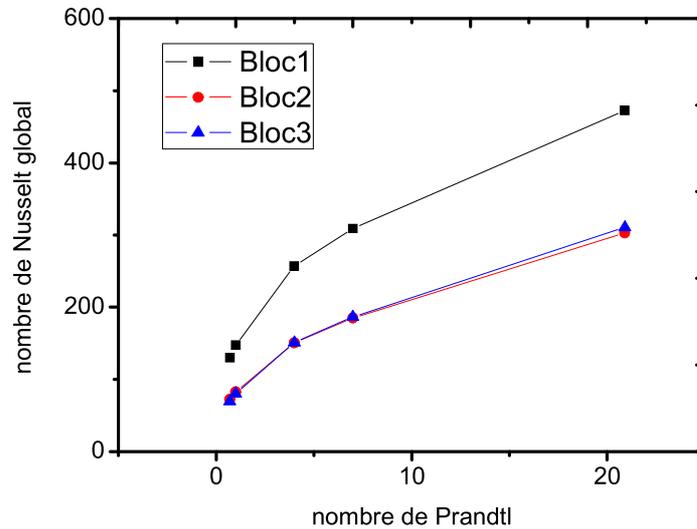
**Figure IV.14.** Variation du nombre de Nusselt global en fonction de Reynolds



**Figure IV.15.** Variation du nombre de Nusselt global en fonction de la distance de séparation « d » entre les sources de chaleur.

L'effet de la variation de l'espacement entre bloc sur le nombre de Nusselt global de chaque bloc est illustré sur la figure VI.15. Il est clair à travers cette figure que l'augmentation de l'espacement conduit à une augmentation du nombre de Nusselt global. Cette augmentation est moins significative pour le premier bloc, mais beaucoup plus prononcée

pour le deuxième et le troisième bloc. L'augmentation de l'espacement permet l'apparition de zone de recirculation de tailles plus importantes, entre deux blocs consécutifs, ce qui contribue à l'amélioration des échanges convectifs.



**Figure IV.16.** Variation du nombre de Nusselt global en fonction du nombre de Prandtl

L'augmentation du nombre de Prandtl conduit à une augmentation des nombres de Nusselt global de chaque bloc chauffant comme le montre la figure VI.16. Le nombre de Nusselt global du première demeure supérieure à ceux des blocs suivants. L'écart entre les valeurs des nombres de Nusselt global du deuxième et troisième reste quasi-constant pour toutes les valeurs du nombre de Prandtl.

# Conclusion générale

---

## CONCLUSION GENERALE

---

Le transfert de chaleur dans un canal plan muni d'obstacles chauffants concerne divers domaines tels que le refroidissement des composants électroniques et le refroidissement des systèmes produisant de l'énergie nucléaire ou chimique.

Nous avons présenté dans ce travail une étude numérique du transfert de chaleur par convection forcée dans un canal horizontal avec des parois adiabatiques, où sont montées trois sources de chaleur maintenues à des températures constantes sur la paroi inférieure. La modélisation mathématique du problème physique a été effectuée moyennant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les équations aux dérivées partielles résultantes sont résolues en se basant sur le logiciel Fluent associé à Gambit.

Les effets du nombre de Reynolds, la distance de séparation « d » entre les sources, les dimensions des blocs chauffants, c'est-à-dire la hauteur et la longueur des sources, et le nombre de Prandtl, sur le transfert de chaleur au sein du canal ont été examinés. Les différents résultats sont traduits sous forme de courbe des lignes de courant, des profils de vitesses, des nombres de Nusselt locaux et moyens. Les différents résultats ont montré que:

- Le nombre de Nusselt local de la première source de chaleur est toujours supérieur par rapport aux autres sources.
- L'augmentation du nombre de Reynolds conduit à l'augmentation du transfert de chaleur traduite par les nombres de Nusselt locaux au niveau des facettes des blocs chauffants. On constate aussi une évolution remarquable de la structure de l'écoulement représentée par des lignes de courant, avec l'apparition de zones de recirculation entre les blocs. L'apparition des valeurs négatives de la vitesse longitudinale au niveau des espaces inter blocs ce qui nous renseigne sur le sens d'écoulement des zones de recirculation.
- Le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la longueur des blocs (sources).
- Le taux d'enlèvement de la chaleur au niveau des facettes des blocs (sources) augmente considérablement avec l'augmentation de la hauteur et de la distance de séparation entre les sources de chaleur.
- Le transfert de chaleur au niveau des parois des obstacles augmente avec l'augmentation du nombre de Prandtl.

## Références bibliographiques

- [1] **Y.Jannot (2008)**, “Transferts Thermiques”,Ecole des Mines Nancy.
- [2] **TRANSFERT DE CHALEUR**, -TP - L3 Physique - Plate-forme TTE - C.E.S.I.R.E. - Université Joseph Fourier – Grenoble
- [3] **J .Brau (2006)** “ Convection ” ; INSA de Lyon, tous les droites réservés
- [4] **J.Prevert** : Professeur Emérite à l’Université de Reims **(2010)**, “Principes des transferts convectifs “
- [5]**T.J. Young, K. Vafai (1998);**”Convective cooling of a heated obstacle in a channel”,*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 41, pp 3131-3148.
- [6] **Kim, S. Y, Kang., B. H., Hyun, G.M. (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 .625-634.
- [7] **M. H. Yang, R. H. Yeh, J. J. Hwang (2010);** “Forced convective cooling of a fin in a channel”, *Energy Conversion and Management*, vol 51, pp 1277–1286;
- [8] **M. H. Yang, R. H.Yeh, J. J. Hwang (2010);** “Mixed convective cooling of a fin in a channel”,*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 53, pp 760–771
- [9] **A. Korichi, L.Oufer (2005);**“ Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls”,*International Journal of Thermal Sciences*, vol 44 ,pp 644–655.
- [10] **W.S. Fu, B. H. Tong (2004);** “Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with a transversely oscillating cylinder”,*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 47 pp 341–351
- [11] **A. Korichia, L. Oufer (2007);** “Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles”,*International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol 28, pp 1003–1012.

- [12] **M. Mohammadi Pirouz, M. Farhadi, K. Sedighi, H. Nemati, E. Fattahi (2011)** ;"Lattice Boltzmann simulation of conjugate heat transfer in a rectangular channel with wall-mounted obstacles"; *Scientia Iranica, Transactions B: Mechanical Engineering, vol 18, pp 213–221.*
- [13] **H. W. Wu, S. W. Perng (1999)**;"Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a horizontal channel",*International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 42, pp 1217-1235*
- [14] **A. Hamouche, R. Bessaih, A. Abbas, M. Bensouic;** " Refroidissement à air des composantes électronique par convection mixte", Laboratoire LEAP, Département de Génie Mécanique, Université Mentouri -Constantine
- [15] **A. Hamouche, R. Bessaih (2009)**;"Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel",*International Communications in Heat and Mass Transfer, vol 36, pp 841–849*
- [16] **L. Boutina, R. Bessaih (2011)**; "Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel",*Applied Thermal Engineering, vol 31, pp2052-2062*
- [17] **D. Mouhtadi, A. Amahmid a, M. Hasnaoui, R. Bennacer (2012)**;" Natural convection in a horizontal channel provided with heat generating blocks: Discussion of the isothermal blocks validity"; *Energy Conversion and Management, vol 53, pp 45–54*