

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université 20 août 1955-Skikda

Faculté des Sciences

Département de Physique



جامعة 20 أوت 1955 سكيكدة

كلية العلوم

قسم الفيزياء

**THESE**

**Présentée en vue de l'obtention du diplôme de  
DOCTORAT EN SCIENCES**

**Filière : Physique**

**Spécialité : Physique Energétique et Energies Renouvelables**

**Thème :**

---

**Convection Mixte dans un canal Horizontal avec une Cavité  
Ouvverte à Couvercle munie de Différentes Géométries**

Présenté par:

**Laouira Hanane**

Soutenu le : .. / .. /2023 devant le jury composé de :

Président :	Mr. T. Boufendi	Professeur	Université 20 août 1955-Skikda
Rapporteur :	Mr. F. Mebarek-Oudina	Professeur	Université 20 août 1955-Skikda
Examineur :	Mr. F. Mechighel	Professeur	Université d'Annaba
	Mr. F. Berrahil	Maître de conférences	Centre Universitaire de Mila
	Mr. B. Bouchehit	Maître de conférences	Université de Skikda
	Mr. S. Guerbaai	Maître de conférences	Université de Biskra

Année Universitaire : 2023/2024

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université 20 août 1955-Skikda  
Faculté des Sciences  
Département de Physique



جامعة 20 أوت 1955 سكيكدة  
كلية العلوم  
قسم الفيزياء

**THESE**

**Présentée en vue de l'obtention du diplôme de  
DOCTORAT EN SCIENCES**

**Filière : Physique**

**Spécialité : Physique Energétique et Energies Renouvelables**

**Thème :**

---

**Convection Mixte dans un canal Horizontal avec une Cavité  
Ouverte à Couvercle munie de Différentes Géométries**

Présenté par:

**Laouira Hanane**

## Résumé

L'objet du présent travail est d'étudier numériquement la convection mixte dans un canal horizontal avec une cavité ouverte à couvercle munie de différentes géométries.

Les calculs ont été effectués pour le cas d'un flux laminaire, incompressible et bidimensionnel avec un fluide newtonien. Les équations régissant sur l'écoulement et le transfert de chaleur ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis.

Dans un premier temps, nous avons pris une cavité trapézoïdale ouverte, le flux est entraîné par un flux d'air traversant un canal relié à la paroi supérieure horizontale de la cavité, chauffée par le bas par une source de chaleur de différentes longueurs. Le flux d'air pénètre horizontalement dans le canal avec une température froide, tandis que les autres parois sont supposées adiabatiques. Les résultats montrent que la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen correspond à la plus grande longueur de la source de chaleur.

Dans un second temps une étude numérique du transfert de chaleur avec une cavité trapézoïdale ouverte disposée de divers emplacements de source de chaleur est effectuée, les résultats montrent que le meilleur transfert de chaleur se trouve lorsque la source de chaleur est placée en haut du mur droit.

Dans le troisième cas nous avons pris la géométrie trapézoïdale ouverte avec deux sources de chaleur intégrées à la paroi inférieure de la cavité, quatre cas de couvercle entraîné ont été simulés.

Enfin on a étudié différentes formes de géométries avec les mêmes hypothèses et les conditions aux limites. D'après les résultats que nous avons obtenus, on a trouvé la géométrie qui nous donne le meilleur transfert de chaleur.

Dans cette étude le code ANSYS- FLUENT a été utilisé pour résoudre les équations du problème en question afin de calculer le nombre de Nusselt moyen et déterminer les effets des nombres de Richardson et de la source de chaleur (longueurs, positions).

Les résultats sont présentés sous forme de contours de vitesse et de température, l'évolution du nombre moyen de Nusselt en fonction des différents paramètres de fonctionnement.

Mots-clés : source de chaleur, transfert de chaleur, canal horizontal, cavité trapézoïdale ouverte.

## **ABSTRACT**

The object of this work is to numerically study the mixed convection in a horizontal channel with an open cavity with a lid provided with various geometries.

The calculations were carried out for the case of a laminar, incompressible and two-dimensional flow with a Newtonian fluid. The equations governing flow and heat transfer have been solved using the finite volume method.

Firstly, we took an open trapezoidal cavity, the flow is driven by the airflow through a channel connected to the horizontal upper wall of the cavity, heated from below by a heat source of different lengths. The airflow enters the channel horizontally with a cold temperature, while the other walls are assumed to be adiabatic. The results show that the maximum value of the average Nusselt number corresponds to the greatest length of the heat source.

Secondly, a numerical study of heat transfer with an open trapezoidal cavity arranged with various heat source locations is carried out; the results show that the best heat transfer is found when the heat source is placed at the top of the right wall.

Thirdly case we took the open trapezoidal geometry with two heat sources integrated into the lower wall of the cavity, four cases of driven cover were simulated.

Finally we studied different forms of geometries with the same assumptions and boundary conditions. According to the results that we obtained, we found the geometry that gives us the best heat transfer.

In this study, ANSYS-FLUENT code is used to solve the equations of the problem in question in order to calculate the average Nusselt number and to determine the effects of the Richardson numbers and the heat source (lengths, positions).

The results are presented in the form of velocity and temperature contours, the evolution of the average Nusselt number according to the different operating parameters.

**Keywords:** heat source, heat transfer, horizontal channel, open trapezoidal cavity.

## ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة الحمل الحراري المختلط عدديًا في قناة أفقية ذات تجويف مفتوح بغطاء مزود بأشكال هندسية مختلفة .

تم إجراء الحسابات في حالة التدفق الصفحي غير القابل للضغط وثنائي الأبعاد بسائل نيوتن. تم حل المعادلات التي تحكم التدفق وانتقال الحرارة باستخدام طريقة الحجم المحدد.

في البداية أخذنا تجويفً شبه منحرفً مفتوح ، يتم دفع التدفق بواسطة تدفق الهواء عبر قناة متصلة بالجدار العلوي الأفقي للتجويف ويتم تسخينها من الأسفل بواسطة مصدر حراري بأطوال مختلفة.

يدخل تدفق الهواء إلى القناة أفقيًا بدرجة حرارة باردة، بينما يُفترض أن تكون الجدران الأخرى ثابتة الحرارة

أظهرت النتائج أن القيمة القصوى لرقم نوسالت المتوسطة تتوافق مع أكبر طول لمصدر الحرارة .

ثانيًا، تم إجراء دراسة عددية لانتقال الحرارة مع تجويف شبه منحرف مفتوح مرتب مع مواقع مختلفة لمصادر الحرارة، وأظهرت النتائج أن أفضل نقل للحرارة يتم العثور عليه عند وضع مصدر الحرارة في أعلى الجدار الأيمن.

في الحالة الثالثة، أخذنا هندسة شبه المنحرف المفتوحة مع مصدرين للحرارة مدمجين في الجدار السفلي للتجويف، تمت محاكاة أربع حالات للغطاء المدفوع.

أخيرًا درسنا أشكالًا مختلفة من الأشكال الهندسية بنفس الافتراضات والشروط الحدودية. وفقًا للنتائج التي حصلنا عليها، فقد وجدنا الهندسة التي تمنحنا أفضل نقل للحرارة

في هذه الدراسة تم استخدام كود انسيس لحل معادلات المسألة المعنية من أجل حساب عدد نوسالت وتحديد تأثيرات أرقام ريتشاردسون ومصدر الحرارة (الأطوال ، المواضع).

تم عرض النتائج في شكل ملامح السرعة ودرجة الحرارة ، وتطور عدد نوسالت المتوسط وفقًا لمعايير التشغيل المختلفة. الكلمات المفتاحية: مصدر الحرارة ، انتقال الحرارة ، القناة الأفقية ، التجويف شبه المنحرف المفتوح.

# Remerciements

**Tout d'abord, je remercie notre dieu de m'avoir donné le courage, la force et la patience pour réaliser ce modeste travail.**

**Mes sincères remerciements et toute ma gratitude vont premièrement à mon encadreur Mr Mebarek-Oudina Fateh professeur à l'université de Skikda de m'avoir suivie et dirigée pendant la réalisation de cette thèse. Je le remercie vivement pour son aide et sa disponibilité.**

**Je remercie monsieur le président de jury Mr T. Boufendi Professeur à l'université de Skikda d'avoir accepté de présider le jury de soutenance. Je remercie également Mr. F. Mechighel professeur à l'université d'Annaba, Mr F. Berrahil Maitre de conférences à l'université de Mila, Mr S. Guerbaai Maitre de conférence à l'université de Biskra et B. Bouchehit Maitre de conférence à l'université de Skikda d'avoir accepté d'évaluer mon modeste travail.**

**Mes plus profonds remerciements vont vers mes parents, mon mari et toute ma famille.**

**Enfin je remercie tous ceux qui m'ont aidée et soutenue pendant la réalisation de ce travail.**

# Dédicaces

*Je dédie ce travail en particulier*

*A mes chers parents*

*A mon mari Rami*

*A ma petite fille kamar*

*A mon adorable frère et ma jolie sœur*

*A ma nièce Sidra*

*A tous ceux qui me sont chers*

**H. Laouira**

## Table des matières

Résumé.....	I
ABSTRACT.....	II
ملخص.....	III
<b>Dédicaces</b> .....	V
Nomenclature.....	VII
Liste des figures.....	X
Liste des tableaux.....	XIII
Introduction générale.....	2
Chapitre I. Synthèse bibliographique.....	5
I.1. Introduction.....	6
I.2. SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	6
I.3. Conclusion.....	14
Chapitre II. Modèle mathématique et procédure numérique.....	15
II.1. INTRODUCTION.....	16
II.2. Hypothèses simplificatrices.....	16
II.3. Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	16
II.3.1. Equation de continuité :.....	16
II.3.2. Equation de la quantité de mouvement :.....	16
II.3.3. Equation de l'énergie :.....	17
II.4. Application 1.....	17
II.4.1. Description de la géométrie et modèle mathématique.....	17
II.4.2. Modèle mathématique.....	18
II.4.3. Conditions aux limites.....	20
II.4.4. Résolution numérique.....	20
II.5. Application 2.....	24
II.5.1. Description de la géométrie.....	24
II.6. Application 3.....	25
II.6.1. Description de la géométrie et modèle mathématique.....	25
II.6.2. Validation et analyse de l'indépendance du réseau.....	26
II.7. Application 4 (pour différentes géométries).....	27
II.7.1. Description de la géométrie et modèle mathématique.....	29
II.7.2. Conditions aux limites.....	30
II.7.3. Effet de Maillage.....	30

II.8.	Conclusion .....	31
Chapitre III.	Résultats et discussion .....	32
III.1.	Introduction.....	33
III.2.	Application 1 : Effet de la longueur de la source de chaleur.....	33
III.3.	Application 2 : L'effet de la position de la source de chaleur .....	54
III.3.1.	Effet du nombre de Richardson.....	69
III.4.	Application 3 : Effet de deux sources de chaleur .....	72
III.4.1.	Effets de divers cas des parois latérales entraînées par le couvercle .....	72
III.4.2.	Effets du nombre de Richardson .....	77
III.4.3.	Effets du rapport du nombre de Reynolds.....	80
III.4.4.	Le nombre de Nusselt moyen.....	83
III.5.	Application 4.....	85
III.5.1.	Impact de la longueur de la source de chaleur sur les isothermes et lignes de courant 86	
III.5.2.	Impact de la longueur de la source de chaleur sur Nusselt .....	88
III.5.3.	Impact du nombre de Richardson sur Nusselt .....	89
III.5.4.	Comparaison entre les différentes géométries.....	90
III.6.	Conclusion .....	92
	RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....	98

## Nomenclature

D	Hauteur du canal	[m]
g	Accélération gravitationnelle	[m·s <sup>-2</sup> ]
H	La hauteur et la largeur de la cavité	[m]
h	Coefficient de transfert thermique	[W/m <sup>2</sup> ·K]
L	Longueur de sortie	[m]
$L_H$	Longueur de la source de chaleur localisée	[m]
n	Vecteur normal	[-]

P	Pression	[N/m <sup>2</sup> ]
Q	Flux de chaleur par unité de surface	[ W/m <sup>2</sup> ]
T	Température	[°K]
U,V	Composantes de la vitesse adimensionnelles	[ - ]
u,v	Composantes de la vitesse	[m/s]
X,Y	Coordonnées adimensionnelles	[ - ]
x,y	Coordonnées cartésienne	[m]
$\dot{q}$	Génération de chaleur par unité de volume	[W/m <sup>3</sup> ]
k	Conductivité thermique	[W/m·K]
Cp	La chaleur massique	[J/kg·K]

### Nombres adimensionnels

Gr	Le nombre de Grashof
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Le nombre de Reynolds
Ri	Le nombre de Richardson
Re <sub>r</sub>	Rapport du nombre de Reynolds

### Symboles grecques

$\alpha$	Diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique	[1 /K]
$\theta$	Température adimensionnelle	[ - ]
$\varepsilon$	La longueur adimensionnelle de la source de chaleur localisée	[ - ]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Densité du fluide	[kg /m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosité dynamique	[kg/m·s]

### Indices

c	Froid
h	Chaud
loc	Locale
moy	Moyen
r	Rapport
lid	Couvercle

in	Entrée
i	Indice de direction
j	Indice de somme
0	Indice de référence

## Liste des figures

Figure II.1 Géométrie du problème.....	18
Figure II.2 : Interface du logiciel Ansys-Fluent.....	21
Figure II.3 : Maillage de la cavité trapézoïdale.....	22
Figure II.4 : Comparaison des lignes de courant et des isothermes avec l'étude numérique de Manca et al [57].....	23
Figure II.5: Géométrie du problème [58]. .....	24
Figure II.6 : Le problème physique et les conditions aux limites [59].....	25
Figure II.7 : Configuration A .....	27
Figure II.8 : Configuration B.....	27
Figure II.9 : Configuration C.....	28
Figure II.10 : Configuration D .....	28
Figure II.11 : Configuration E.....	28
Figure II.12 : Configuration F.....	28
Figure II.13 : Le model physique de la géométrie C.....	30
Figure III.1 : Contours de distribution des Températures de la géométrie trapézoïdale à $Ri=0,1$ .....	35
Figure III.2 : Contours de distribution des vitesses de la géométrie trapézoïdale à $Ri=0,1$ ....	38
Figure III.3 : Contours de distribution des Températures de la géométrie trapézoïdale à $Ri=1$ .....	41
Figure III.4 : Contours de distribution des vitesses de la géométrie trapézoïdale à $Ri=1$ .....	43
Figure III.5 : Contours des distributions des températures de la géométrie trapézoïdale à $Ri=10$ .....	45
Figure III.6 : Contours des distributions des vitesses de la géométrie trapézoïdale à $Ri=10$ ...	47
Figure III.7 : Contours des distributions des températures de la géométrie trapézoïdale à $Ri=100$ .....	49
Figure III.8 : Contours des distributions des vitesses de la géométrie trapézoïdale à $Ri=100$ . 50	
Figure III.9 : profils de Nusselt local avec la distance pour diverses valeurs de longueur de la source de chaleur. ....	52
Figure III.10 : variation du nombre moyen de Nusselt avec la source de chaleur locale.....	53
Figure III.11 : Contours des Température pour la position 1 à $Ri=0,1$ .....	54
Figure III.12: Contours des Températures pour la position 2 à $Ri=0,1$ .....	54

Figure III.13 : Contours des Températures pour la position 3 à $Ri=0,1$ .....	55
Figure III.14 : Contours des Températures pour la position 4 à $Ri=0,1$ .....	55
Figure III.15: Contours des Températures pour la position 5 à $Ri=0,1$ .....	55
Figure III.16 : Contours des Températures pour la position 6 à $Ri=0,1$ .....	56
Figure III.17: Contours des Températures pour la position 7 à $Ri=0,1$ .....	56
Figure III.18: Contours des Températures pour la position 8 à $Ri=0,1$ .....	57
Figure III.19: Contours des Températures pour la position 9 à $Ri=0,1$ .....	57
Figure III.20: Contours des Températures pour la position 1 à $Ri=1$ .....	57
Figure III.21: Contours des Températures pour la position 2 à $Ri=1$ .....	58
Figure III.22: Contours des Températures pour la position 3 à $Ri=1$ .....	58
Figure III.23: Contours des Températures pour la position 4 à $Ri=1$ .....	58
Figure III. 24 : Contours des Températures pour la position 5 à $Ri=1$ .....	59
Figure III.25: Contours des Températures pour la position 6 à $Ri=1$ .....	59
Figure III.26 : Contours des Températures pour la position 7 à $Ri=1$ .....	60
Figure III.27: Contours des Températures pour la position 8 à $Ri=1$ .....	60
Figure III.28: Contours des Températures pour la position 9 à $Ri=1$ .....	60
Figure III.29: Contours des Températures pour la position 1 à $Ri=10$ .....	61
Figure III.30: Contours des Températures pour la position 2 à $Ri=10$ .....	61
Figure III.31: Contours des Températures pour la position 3 à $Ri=10$ .....	62
Figure III.32: Contours des Températures pour la position 4 à $Ri=10$ .....	62
Figure III.33: Contours des Températures pour la position 5 à $Ri=10$ .....	63
Figure III.34: Contours des Températures pour la position 6 à $Ri=10$ .....	63
Figure III.35 : Contours des Températures pour la position 7 à $Ri=10$ .....	64
Figure III.36: Contours des Températures pour la position 8 à $Ri=10$ .....	64
Figure III.37: Contours des Températures pour la position 9 à $Ri=10$ .....	65
Figure III.38 : Contours des Températures pour la position 1 à $Ri=100$ .....	65
Figure III.39: Contours des Températures pour la position 2 à $Ri=100$ .....	65
Figure III.40 : Contours des Températures pour la position 3 à $Ri=100$ .....	66
Figure III.41: Contours des Températures pour la position 4 à $Ri=100$ .....	66
Figure III.42: Contours des Températures pour la position 5 à $Ri=100$ .....	66
Figure III.43 : Contours des Températures pour la position 6 à $Ri=100$ .....	67
Figure III.44: Contours des Températures pour la position 7 à $Ri=100$ .....	67
Figure III.45: Contours des Températures pour la position 8 à $Ri=100$ .....	68

Figure III.46 : Contours des Températures pour la position 9 à $Ri=100$ .....	68
Figure III.47: $Nu_{moy}$ pour la position (1, 2,3) de la source de chaleur. ....	70
Figure III.48 : $Nu_{moy}$ pour la position (4, 5,6) de la source de chaleur. ....	71
Figure III.49: $Nu_{moy}$ pour la position (7, 8,9) de la source de chaleur. ....	71
Figure III.50: $Nu_{moy}$ pour la position (2, 5,8) de la source de chaleur. ....	72
Figure III.51: Contour de la distribution de vitesse de cas 0 à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	74
Figure III.52: Contour de la distribution des isothermes de cas 0 à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	75
Figure III.53: Contour de la distribution de vitesse de cas 1 à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	75
Figure III.54: Contour de la distribution des isothermes de cas 1 à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	75
Figure III.55: Contour de la distribution de vitesse de cas II à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	76
Figure III.56: Contour de la distribution des isothermes de cas II à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	76
Figure III.57: Contour de la distribution de vitesse de cas III à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	76
Figure III.58: Contour de la distribution des isothermes de cas III à $Ri=1$ et $Re_r=5$ .....	77
Figure III.59: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=0,1$ .....	78
Figure III.60: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=0,1$ .....	78
Figure III.61: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=1$ .....	79
Figure III.62: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=1$ .....	79
Figure III.63: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=10$ .....	79
Figure III.64: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=10$ .....	80
Figure III.65: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=10$ .....	80
Figure III.66: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à $Re_r=3$ et $Ri=100$ .....	80
Figure III.67: Contour de la distribution de la vitesse de Cas 3 à $Re_r=1$ et $Ri=10$ .....	81
Figure III.68: Contour de la distribution des isothermes de Cas3 à $Re_r=1$ et $Ri=10$ .....	82
Figure III.69: Contour de la distribution des vitesses de Cas3 à $Re_r=3$ et $Ri=10$ .....	82
Figure III.70: Contour de la distribution des isothermes de Cas3 à $Re_r=3$ et $Ri=10$ .....	82
Figure III.71: Contour de la distribution des vitesses de Cas3 à $Re_r=5$ et $Ri=10$ .....	83
Figure III.72: Contour de la distribution des isothermes de Cas3 à $Re_r=5$ et $Ri=10$ .....	83
Figure III.73: La variation de $Nu_{moy}$ en fonction de $Ri$ à deux réchauffeurs pour différents cas de paroi mobile et $Re_r = 1$ .....	84
Figure III.74: La Variation de $Nu_{moy}$ en fonction de $Ri$ à deux réchauffeurs pour différents cas de paroi mobile et $Re_r = 3$ .....	85
Figure III.75: La variation du $Nu_{moy}$ en fonction de $Ri$ à deux réchauffeurs pour différents cas de paroi mobile et $Re_r = 5$ .....	85

Figure III.76: Les isothermes pour différentes longueurs de la source de chaleur de la géométrie C. .... 87

Figure III.77: Contours de la distribution des vitesses pour différentes longueur de la source de chaleur de la géométrie C. .... 88

Figure III.78: Comparaison du Nusselt locale pour différentes longueur de la source de chaleur ..... 89

Figure III.79 : Comparaison du Nusselt local pour différents nombres de Richardson..... 90

Figure III.80 : Nusselt moyen pour différents nombres de Richardson ..... 90

Figure III.81: Nusselt moyen pour différents configurations étudié. .... 91

**Liste des tableaux**

Tableau II.1: le nombre de Nusselt local pour diverses grilles,  $Re = 100$ ,  $Pr = 0,7$ ,  $\epsilon = 0,16$  et  $Ri = 0,1, 1, 10$  et  $100$  ..... 23

Tableau II.2: Validation du nombre moyen de Nusselt ..... 24

Tableau II.3 : ***Numoy*** à différents grilles a  $Ri = 0,1$ ,  $Re = 100$ , et  $Pr = 0,7$  ..... 26

Tableau II.4 :  $Nu_{moy}$  pour différents géométries a :  $Ri = 0,1$ ,  $Pr = 0,7$  ..... 29

Tableau II.5: Test de maillage..... 30

Tableau III.1 : Variation de  $Nu_{loc}(X)$  pour différentes valeurs de la longueur de la source de chaleur. .... 51

Tableau III.2: Nombre moyen de Nusselt pour différentes longueurs de source de chaleur. .. 53

Tableau III.3 : le nombre moyen de Nusselt pour divers nombres de Richardson et position de la source de chaleur. .... 70

Tableau III.4 : Nusselt moyen à différents nombres de Richardson et rapport d'aspect ..... 90

# **Introduction générale**

### Introduction générale

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine industriel. Bien qu'il se présente sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), ce dernier est le plus ciblé dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des équipements électroniques et certains processus industriels. [1-6]

Le transfert de chaleur par convection peut se produire par trois modes : convection naturelle, convection forcée et convection mixte. Le dernier est impliqué dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels, où ses applications se retrouvent dans les échangeurs de chaleur pour fluides de chauffage ou de refroidissement, les échangeurs de chaleur compacts, l'industrie alimentaire ainsi que dans le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques [7-10]. En fait, l'analyse de l'écoulement de la convection naturelle ou forcée peut ne pas être plus complexe sont analysées séparément. Mais lorsqu'un gradient de température est imposé, de sorte que l'écoulement entraîné par cisaillement en raison d'écoulement d'air froid induit par l'extérieur et l'écoulement convectif naturel dû aux effets de flottabilité sont d'une ampleur comparable, l'écoulement résultant tombe sous le régime de convection mixte et l'interaction et le couplage de ces effets rend l'analyse plus complexe. En effet, la convection mixte dans un canal comprenant une enceinte ouverte est un problème qui a suscité beaucoup d'intérêt au cours des cinq dernières années. Cette attention particulière est due à ses applications importantes dans de nombreux secteurs industriels. Des exemples de ces secteurs comprennent les récepteurs solaires, croissance des cristaux, production de verre flotté, emballage de semi-conducteurs, réservoirs de pétrole, puits de train d'atterrissage, systèmes d'énergie géothermique et puces électroniques [11-22]. De cette manière, le transfert de chaleur et les caractéristiques du champ d'écoulement ont été étudiés pour le problème de convection mixte dans une combinaison cavité-canal par de nombreux auteurs.

Dans le présent travail, nous étudions la convection mixte dans un canal horizontale avec une cavité ouverte. Un écoulement s'écoule à travers un canal connecté à la paroi supérieure horizontale de la cavité.

La source de chaleur est un appareil de chauffage local fixée selon les cas étudiés, qui le maintient à une température constante. Un écoulement froid pénètre dans le canal horizontal avec une température froide. L'écoulement est supposé laminaire, incompressible et bidimensionnel.

L'objectif de ce travail consiste à étudier numériquement la convection mixte dans un canal horizontal contenant une source et deux sources de chaleur. L'intérêt de cette étude est de mettre en évidence l'influence des nombres de Richardson  $Ri$  sur la structure de l'écoulement, la distribution de la température et sur le transfert de chaleur pour un nombre de Reynolds fixe.

Le présent manuscrit est organisé autour de trois chapitres suite à cette introduction :

Le 1<sup>er</sup> chapitre est consacré à une synthèse bibliographique concernant l'étude des écoulements avec transfert de chaleur et les problèmes d'évacuation de chaleur par convection naturelle, forcée ou mixte.

Le 2<sup>ème</sup> chapitre détaille les différentes géométries utilisées, le modèle mathématique conduisant à la mise en équation du problème, les hypothèses simplificatrices, les variables adimensionnelles, et les conditions aux limites. Nous étudions plus particulièrement une simulation numérique par le logiciel ANSYS- FLUENT afin de vérifier l'effet de la grille sur la solution numérique en fonction des variations du nombre de Nusselt local.

Le 3<sup>ème</sup> chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus (Isothermes et contours de vitesses) et leurs discussions, quatre applications ont été entamées.

Dans la 1<sup>ère</sup> application nous avons travaillé sur une cavité trapézoïdale ouverte, le flux est entraîné par le flux d'air traversant un canal relié à la paroi supérieure horizontale de la cavité, chauffée par le bas avec une source de chaleur de différentes longueurs.

Dans la 2<sup>ème</sup> application, on a travaillé sur la même géométrie mais disposée de divers emplacements de source de chaleur avec les mêmes hypothèses et les conditions aux limites afin de trouver la position idéale de cette source.

Dans la 3<sup>ème</sup> application, on a étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte, avec deux sources de chaleur discrètes disposées à la paroi inférieure de la cavité pour quatre cas de couvercle entraîné et simulés par le code de calcul ANSYS FLUENT. Nous

avons étudié les effets du nombre de Richardson pour ( $0,1 \leq Ri \leq 100$ ) et un nombre fixe de Reynolds  $Re=100$  en présence d'un jet d'air ( $Pr=0,7$ ) afin de voir l'influence du rapport du nombre de Reynolds et l'effet de Richardson et Nusselt moyen sur le transfert de chaleur.

Dans la 4<sup>ème</sup> application on s'intéresse au transfert de chaleur dans un conduit combiné de différentes géométries ouvertes avec les mêmes hypothèses et les conditions aux limites de l'application 1. D'après les profils du Nusselt moyen et les résultats on va distinguer la géométrie qui nous donne le meilleur transfert de chaleur.

Enfin, on termine par une conclusion générale en retraçant les principaux résultats obtenus le long de cette étude ainsi les perspectives pour nos futurs travaux.

*Chapitre I. Synthèse  
bibliographique*

## I.1. Introduction

Afin d'améliorer un système de transfert, il faut d'abord connaître les écoulements de convection (forcée, naturelle, ou mixte). Ces écoulements sont étudiés à travers des géométries connues, en raison de leurs applications pratiques comme les systèmes électroniques, les échangeurs de chaleur de haute performance, les équipements des procédés chimiques, les chambres de combustion, les systèmes de contrôle de l'environnement,....etc.

Lors de l'étude des problèmes de convection, seul le 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique (principe de la conservation d'énergie) est utilisé à côté des principes de la conservation de masse et la quantité de mouvement.

Le transfert thermique sert à réduire les contraintes dans le travail des équipements utilisés pour plusieurs industries. Au cours des deux dernières décennies, l'étude du transfert de chaleur sur les sources discrètes de chaleur est rendue un thème d'une grande importance en raison des progrès dans l'industrie électronique. Afin d'assurer un bon environnement thermique (avoir un fonctionnement juste et fiable) d'un système électronique. L'un des principaux obstacles à l'évolution des systèmes plus rapides le refroidissement des composants électroniques, c'est pourquoi il est primordial que l'extraction de chaleur dissipée (par les machines électroniques) doit être efficace. De sorte d'éliminer les contraintes des températures élevées et par conséquent, permettre au processeur d'aboutir une vitesse maximale de traitement de données.

## I.2. SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

**Manca et al.** [23] ont étudié le cas d'une cavité située sous un canal. L'air circule dans le canal, les parois de la cavité subissent un flux de chaleur uniforme, tandis que les autres parois sont adiabatiques. Ceci produit une interaction entre un écoulement induit par la flottabilité et un flux forcé. Trois cas résultantes sont examinés : a) écoulement forcé dans le canal assister le mouvement dû à la convection naturelle dans la cavité ; (b) écoulement forcé dans le canal s'opposant au mouvement dû à la convection naturelle dans la cavité ; et (c) écoulement forcé dans le canal et convection naturelle due à une source de chaleur sur la paroi inférieure de la cavité.

Les résultats montrent que les valeurs maximales de température diminuent à mesure que les nombres de Reynolds et de Richardson augmentent pour les trois configurations étudiées.

**Manca et al.** [24] ont effectué une étude expérimentale de la convection combinée de l'air entrant dans le canal par son côté gauche. Le canal contient une cavité ouverte sur sa paroi inférieure. Un flux de chaleur uniforme était soumis à la cavité à partir de sa paroi latérale gauche, tandis que les parois restantes du canal et la cavité ont été supposées thermiquement isolées. Les résultats ont indiqué que le nombre de Nusselt est amélioré en augmentant le rapport de la longueur à la hauteur de la cavité.

**Mebarek-Oudina et al.** [25] Une simulation de la stabilité de la convection libre d'un fluide est achevée sur un anneau cylindrique incliné sous l'effet d'un magnétisme radial. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques, tandis que les cylindres internes et externes sont maintenus à des températures fixes. Les équations régissant ce système fluide sont résolues par la méthode des volumes finis. Les résultats numériques pour divers paramètres efficaces qui résolvent le problème sont discutés en termes d'isobares, d'isothermes et de lignes de courant dans l'espace annulaire pour une large gamme de nombres de Hartmann, d'angles d'inclinaison et les différents rapports de rayons. L'angle d'inclinaison et le rapport des rayons de l'anneau ont un effet significatif sur la stabilisation de l'écoulement magnéto-convectif et indiquant que la meilleure stabilisation de la convection oscillatoire naturelle est obtenue par l'intensité du champ magnétique le plus fort.

**Rahman et al.** [26] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal horizontal rempli d'air avec un fond rectangulaire ouvert chauffé dans une cavité, en utilisant la méthode des éléments finis. Les autres parois de la cavité et du canal sont isolées thermiquement. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt moyen augmente en augmentant le nombre de Rayleigh, alors qu'il diminue en augmentant le nombre de Hartmann.

**Buonomo et al.** [27] ont étudié numériquement la convection mixte laminaire transitoire dans un canal avec une cavité ouverte en forme de U dans sa région inférieure. La cavité est chauffée de sa paroi latérale gauche par un flux de chaleur uniforme, tandis que les autres parois de la cavité et le canal sont supposés thermiquement isolés. Le canal et la cavité sont remplis d'un milieu poreux saturé de fluide où la phase fluide est constituée d'air, tandis que la phase solide est constituée d'une mousse métallique d'aluminium. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt et la température moyenne des parois présentent une forte variation au moment initial.

**Abdelmassih et al.** [28] ont étudié une simulation numérique de la convection laminaire stable et transitoire mixte d'un flux d'air dans une cavité cubique ouverte, située sous un canal horizontal. Ils ont déduit qu'à mesure que le nombre de Richardson augmente, le nombre de Nusselt moyen augmente également, et ce comportement est remarqué pour chaque valeur du nombre de Reynolds.

**Séliméféndigil** [29] a présenté une simulation numérique de la convection combinée du flux d'air entrant dans un canal avec une cavité ouverte chauffée par le bas pour différentes gammes de nombres de Reynolds et de Richardson. Les résultats ont indiqué que pour ( $Re = 800$ ), le nombre de Nusselt moyen ( $Ri = 10$ ) est inférieur aux résultats calculés ( $Ri = 5$ ).

**Burgos et al.** [30] ont analysé la convection combinée dans un ensemble cavité-canal carré ouvert. La paroi inférieure de la cavité est chauffée à une température uniforme. Les résultats sont présentés pour une large gamme du nombre de Reynolds ( $50 \leq Re \leq 1000$ ) et le nombre de Richardson ( $0,01 \leq Ri \leq 10$ ). On a trouvé que pour ( $Ri \geq 1$ ), une nette amélioration du taux de transfert de chaleur est constatée.

**Sabbar et al.** [31] ont étudié numériquement en utilisant la méthode des éléments finis la convection mixte transitoire dans une cavité ensemble de canaux résultant de l'interaction entre l'écoulement du fluide et le matériau déformable murs (élastiques). La cavité est soumise à une source de chaleur discrète par le bas, tandis que sa partie supérieure est ouverte au canal. Les deux parois verticales de la cavité sont fabriquées à partir d'un matériau élastique. Les parois restantes du canal et de la cavité sont supposées adiabatiques. Ils ont conclu que le taux de transfert de chaleur est amélioré d'environ 17 % par l'existence des parois élastiques par rapport aux parois rigides de la cavité surtout à  $Ri = 10$ .

**Cardénas et al.** [32] ont réalisé une étude expérimentale laminaire instationnaire s'opposant à la convection mixte dans un canal carré incliné rempli d'eau qui comprenait deux cubes ouverts symétriques, Les cavités soumises à un flux thermique constant pariétal. Les murs restants du canal et les cavités sont supposées isolées. Il est constaté que le transfert de chaleur est non linéaire en fonction de l'angle d'inclinaison du canal.

**Garcia et al.** [33] ont étudié numériquement la convection mixte transitoire dans un canal rectangulaire incliné contenant deux cavités cubiques ouvertes identiques à des apports thermiques isothermes et discrets. Les murs faisant face à l'ouverture sont considérés comme isothermes, les cavités et le canal sont supposés non adiabatiques. Ils ont conclu que le taux

de transfert est augmenté en augmentant le nombre de Reynolds pour des valeurs fixes du nombre de Richardson.

**Icoz et Jaluria** [34] ont étudié la convection naturelle dans un canal rectangulaire ouvert contenant deux sources de chaleurs identiques. Les résultats montrent que le nombre de Grashof ainsi que la distance entre les sources sont les principaux paramètres qui affectent la vitesse de dissipation de la chaleur des sources. Autrement dit, l'augmentation de la vitesse du transfert de chaleur est étroitement liée au nombre de Grashof.

**Banarjee et al.** [35] ont étudié le refroidissement passif par convection naturelle de deux semi-conducteurs (sources de chaleur) disposés horizontalement sur la surface inférieure d'une enceinte carrée, dont les parois sont isolées thermiquement. Leurs résultats découlent des variations des longueurs dimensionnelles liées au domaine d'étude ainsi que les sources elles mêmes. Ils ont conclu qu'il existe une longueur optimale du composant qui produit une température constante maximale sur chaque composant.

**Abourida et Hasnaoui** [36] ont étudié la convection naturelle laminaire dans un canal horizontal chauffé périodiquement muni de cloisons adiabatiques disposées sur la paroi inférieure. L'étude concerne une portion du canal assimilée à une enceinte fermée, pour une gamme du nombre de Rayleigh de  $10^2$  à  $4.9 \times 10^6$ . Les résultats montrent l'intérêt particulier de la présence des cloisons et l'influence de leurs tailles sur le transfert thermique.

**N. Ben Mansour et al.** [37] ont étudié la convection mixte dans une cavité cubique entraînée chauffée par le bas. Les deux parois en face sont maintenues à une température constante dont  $T_{top} < T_{bas}$ , tandis que les parois verticales sont thermiquement isolés. Les équations régissant le problème s'expriment sous une forme adimensionnelle. La procédure de calcul est basée sur la méthode des volumes finis articulé avec une accélération multi grille. Le nombre de Reynolds est fixé à  $Re = 100$ , tandis que le nombre de Richardson varie de 0,001 à 10. Des études paramétriques portant l'effet du nombre de Richardson sur l'écoulement de fluide et le transfert thermique ont effectuées. Les résultats montrent que lorsque Reynolds est faible un seul tourbillon primaire centrale est observée couvrant le domaine de la cavité pour tous les nombres de Ri et plus le taux de transfert de chaleur augmente le nombre de Richardson augmente également.

**Leong et al.** [38] ont étudié numériquement le transfert de chaleur résultant de la convection mixte d'un fond d'une cavité ouverte chauffée et soumise à un courant d'air externe pour  $1 \leq Re \leq 2000$  et  $0 \leq Gr \leq 10^6$  et pour différents rapports d'aspect. Les résultats montrent que les nombres de Reynolds et de Grashof contrôlent l'aspect des cellules formées, alors que le rapport d'aspect a une bonne influence sur leurs orientations. Ils ont montré aussi que le transfert de chaleur est approximé d'une part par la convection naturelle (à faibles nombres de Reynolds) et par la convection forcée (pour des nombres de Reynolds plus élevés) d'autre part il est réduit en convection mixte où l'écoulement peut devenir instable.

**Yong et Vafai** [39] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal avec des chicanes disposées périodiquement. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur par convection change d'un état stable à un état instable avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

**Premachandran et Balaji** [40] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal horizontal muni de quatre sources de chaleur. L'écoulement est considéré laminaire. avec l'eau est le fluide considéré. Les résultats montrent que l'effet de flottabilité est important. La conductivité thermique des sources de chaleur affecte sur la température maximale de 40% lorsque  $Re = 200$ .

**Sharif** [41] a étudié numériquement la convection mixte dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle à l'aide de l'algorithme SIMPLER. La surface supérieure de la cavité rectangulaire est maintenue à une haute température et la surface inférieure à basse température, tandis que les deux surfaces gauche et droite sont adiabatiques. L'étude numérique est faite pour un nombre de Rayleigh varié de  $10^5$  à  $10^7$ , et le nombre de Reynolds est  $Re = 408.21$ . Les résultats montrent que le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de l'angle de l'inclinaison pour la convection forcée dominante. Ainsi le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison pour le cas ( $Ri = Gr/Re = 0.1$ ), tandis qu'il augmente plus rapidement dans le cas où ( $Ri = 10$ ).

**Sankar et al.** [42] ont fait une étude numérique qui traite des effets de taille et de localisation d'un élément isoflux chauffant discret sur la convection induite par la flottabilité dans un anneau cylindrique. Un élément chauffant discret est placé au niveau de la paroi intérieure, tandis que les autres parois sont adiabatiques, et la paroi extérieure est maintenue à une température plus basse. L'influence de l'emplacement et de la taille du réchauffeur discret sur

le flux convectif et le transfert de chaleur correspondant sont obtenus pour une large gamme de paramètres physiques. Les résultats numériques prédits révèlent que le placement du réchauffeur près de la partie intermédiaire de la paroi intérieure produit un transfert de chaleur maximum et un minimum de points chauds plutôt que de placer le réchauffeur près des parties supérieure et inférieure de la paroi intérieure.

**Berletta** [43] a effectué une étude analytique de la convection mixte dans un canal vertical, en tenant compte de l'effet de la dissipation visqueuse. Les deux parois verticales sont considérées isothermes ou différentiellement chauffées. Les résultats montrent que l'effet de la dissipation visqueuse peut être important dans le cas où l'écoulement est ascendant. L'une des conséquences des termes de la dissipation visqueuse est que le transfert de chaleur entre les deux parois du canal n'est pas dû simplement à la conduction pure comme dans le cas où on néglige la dissipation visqueuse.

**Habchi et Acharya** [44] ont analysé numériquement l'écoulement d'air en convection mixte dans un canal vertical contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffées, alors que l'autre est considérée comme adiabatique. Les résultats montrent que pour des faibles nombres de Richardson le maximum de la vitesse se trouve au voisinage de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque  $Ri$  augmente. Un écoulement inversé est prédit derrière l'obstacle, où les variations de la température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque le nombre de Richardson diminue.

**Huang et Chen** [45] ont étudié la convection mixte laminaire dans un canal vertical contenant plusieurs sources de chaleur couvertes par un milieu poreux. Ils ont exploré en détail les effets du nombre de Darcy, du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof, du rapport de conductivité et des paramètres géométriques sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur. Les résultats montrent que la zone de recirculation induite par la couverture poreuse entraîne un bon refroidissement des sources de chaleur. Aussi, ils ont remarqué qu'il existe une valeur critique du nombre de Darcy pour laquelle le taux de transfert de chaleur est maximal.

**Jeong et al.** [46] Une expérience sur le transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'un tube incliné a été réalisée. Le diamètre variant entre 0,026 et 0,063, l'inclinaison entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ , tandis que la longueur du tube entre 0.1 et 0.3 m. ils ont prouvé

que l'augmentation de l'angle d'inclinaison et l'augmentation du diamètre entraînent une diminution du transfert de chaleur. Cette diminution est due à l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite.

**F. Mebarek-Oudina et R. Bessaih** [47] a effectué une simulation numérique du transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluides cuivre-eau dans un anneau cylindrique verticale avec des sources de chaleur, les effets de la fraction volumique solide du nanofluides sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques tels que les nombres de Nusselt moyens et locaux, les lignes de courant et les diagrammes isothermes pour le nombre de Rayleigh vont de  $10^3$  à  $10^6$  et la fraction volumique solide de 0 à 0.1. Le transfert de chaleur et la température des éléments chauffants dépendent du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique solide de nanoparticules et de la longueur des éléments chauffants.

**Mebarek-Oudina** [48] a effectué une investigation numérique sur l'effet de la longueur d'une source de chaleur installée sur la paroi interne d'un anneau cylindrique. Les résultats trouvés montrent que l'augmentation du rapport de longueur de la source de chaleur diminue le nombre de Rayleigh critique.

On peut contrôler la stabilité de l'écoulement et le taux de transfert de chaleur avec la variation de la longueur de la source de chaleur.

**Duna et Muneer** [49] a effectué une simulation numérique de l'interaction de structure fluide non Newtonienne et du transfert de chaleur par convection mixte à l'intérieur d'une cavité trapézoïdale ouverte sur un canal horizontal. Une nageoire élastique est suspendue à la paroi supérieure du canal.

Les résultats trouvés montrent que le phénomène de flottement de l'ailette se produit aux nombres les plus élevés de Richardson et de Reynolds pour le fluide d'amincissement par cisaillement et le fluide newtonien également. Et pour le fluide épaississant par cisaillement le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre de Cauchy pour toutes les gammes de nombre de Richardson.

**Habchi et Acharya** [50] ont fait une étude numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffées, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée.

Les résultats montrent que des faibles nombres de Richardson, le maximum de la vitesse se trouve au voisinage de la paroi adiabatique, et au voisinage de la paroi chaude lorsque  $Ri$  augmente. Un écoulement inversé est prédit derrière l'obstacle, où les variations de la température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque le nombre de Richardson diminue.

**Oztop et Dagtekin** [51] ils ont étudié numériquement la convection mixte bidimensionnelle stationnaire dans une cavité carrée portant deux parois mobiles verticales et chauffées différemment. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques. Trois cas étaient considérés dépendants de la direction du mouvement des parois. Les paramètres gouvernant l'écoulement sont le nombre de Richardson ( $0.01 < Ri < 100$ ) et le nombre de Prandtl ( $Pr = 0.7$ ).

Les résultats montrent que l'écoulement du fluide et le transfert thermique dans la cavité sont tous les deux affectés par le nombre de Richardson et la direction du mouvement des parois et pour  $Ri > 1$ , le transfert de chaleur est assez meilleur.

**Al-Farhany et al.** [52] ont considéré un canal bidimensionnel avec une cavité ouverte est considéré en tenant compte du champ magnétique. La géométrie de la cavité serait légèrement différente, où la face gauche serait verticale tandis que la face droite est inclinée. L'étude serait réalisée en utilisant une large gamme de nombres de Richardson pour deux valeurs du nombre de Reynolds. Leur objectif principal est d'étudier l'effet du nombre de Richardson et du champ magnétique sur le flux de convection mixte.

**Mamun et al.** [53] ont considéré une cavité trapézoïdale remplie d'air dont la paroi inférieure et la paroi supérieure sont soumises à des températures chaudes et à des températures froides tandis que les parois latérales sont maintenues adiabatiques. Le but de ce travail est de déterminer l'effet de l'angle d'inclinaison des parois latérales, le nombre de Richardson  $Ri$ , le nombre de Reynolds  $Re$ , et l'angle de rotation de la cavité sur le flux de convection mixte dans l'enceinte trapézoïdale.

**Ghasemi et Aminossadati** [54] ont effectué un diagramme schématique d'une enceinte rectangulaire bidimensionnelle utilisée dans la première étape de l'analyse. L'objectif de cette étape est d'examiner les effets du nombre de sources de chaleur sur le comportement thermique de l'enceinte. Ceci est réalisé en effectuant une comparaison entre les champs de débit et de température et les taux de transfert de chaleur avec une, deux et trois sources de

chaleur. Les sources de chaleur simulent les composants des appareils électriques Générant un flux de convection naturelle dans l'enceinte. Ils sont considérés comme constitués de silicium recouvert d'une couche de Céramique. De plus, un flux d'air uniforme d'origine externe avec une température spécifique pénètre dans l'enceinte à partir d'une Section située au bas du panneau avant (section d'entrée) et les échappements de la section arrière supérieure (section de sortie). Ce flux d'air en forme de S génère un flux de convection forcée dans l'enceinte. Les sections d'entrée et de sortie ont la même hauteur, soit le quart de la hauteur de l'enceinte.

**Tmartnhad et al.** [55] ont considéré une cavité de forme trapézoïdale munie de deux ouvertures. L'ouverture d'admission d'air frais est aménagée sur la paroi verticale droite. L'ouverture d'évacuation est placée sur la paroi horizontale inférieure, la paroi située entre les deux ouvertures est chauffée à température constante  $T_c$ , la paroi inclinée est maintenue isotherme à une température  $T_c < T_h$ , les autres parois sont considérées adiabatiques. On suppose que l'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels, les propriétés du fluide sont constantes et l'approximation de Boussinesq est valide. Lorsque  $Re \leq 10$ , la convection naturelle domine et il ya une absence de lignes ouvertes. Au delà de cette valeur et jusqu'à  $Re=100$  on est en pleine convection mixte. Les cellules de convection de type Rayleigh-Bénard sont toujours présentes et résistent au jet de ventilation. Lorsque  $Re$  dépasse 100, les cellules disparaissent et l'on a une structure simple formée de lignes ouvertes au-dessous d'une seule cellule d'entraînement, c'est la convection forcée qui s'installe.

### I.3. Conclusion

Dans ce chapitre, recherche bibliographique, on a présenté une revue des travaux récentes disponibles dans la littérature. Afin de bien comprendre les caractéristiques de l'écoulement, le transfert thermique et les problèmes de refroidissement en utilisant la convection mixte. L'analyse de ces études nous a permis de cerner les différents paramètres qu'ils puissent influencer sur le comportement thermique du transfert de chaleur.

*Chapitre II. Modèle mathématique et  
procédure numérique*

## II.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous avons procédé à une simulation numérique de l'écoulement de l'air dans des configurations géométriques complexes, soumises à des conditions aux limites thermiques.

Dans cette partie, une simulation numérique en (2-D) a été effectuée en utilisant le logiciel de calcul « ANSYS FLUENT 16.0 »; on commence par exposer les hypothèses simplificatrices ensuite les équations régissant le problème et les conditions aux limites associées. On passe ensuite à l'effet du maillage et la validation du modèle présenté.

## II.2. Hypothèses simplificatrices

- Un écoulement laminaire, incompressible et bidimensionnel
- La puissance des forces externes et la dissipation visqueuse est négligeable.
- Fluide newtonien.

## II.3. Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Chaque phénomène physique est souvent formulé par les équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène. Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace. Ces équations sont obtenues à partir des lois de conservation de masse, de quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes), de conservation d'énergie.

### II.3.1. Equation de continuité :

Cette équation qui exprime le principe de conservation de la masse. Elle se formule comme suit (Bejan, 2004) [56] :

$$\frac{\partial(u_j)}{\partial x_i} = \text{div } u = 0 \quad (\text{II. 1})$$

(j : indice de somme, = 1~3).

### II.3.2. Equation de la quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées.

Elle s'écrit comme suit (Bejan, 2004) [56] :

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II. 2})$$

Où :

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

$\rho g_i$  : Représente la force de volume suivant la direction i.

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

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

(j : indice de somme, = 1 ~ 3).

(i : indice de direction, = 1 ~ 3).

### II.3.3. Equation de l'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la Thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible (Bejan, 2004.) [56].

L'équation d'énergie est exprimée comme suit :

$$\rho C_p \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \dot{q} \quad (\text{II. 3})$$

Où :

k : La conductivité thermique [W/m·K]

$C_p$  : La chaleur spécifique à pression constante [J/kg·K]

$\rho$  : La masse volumique. [kg/m<sup>3</sup>]

$\dot{q}$  : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique) [W/m<sup>3</sup>]

## II.4. Application 1

### II.4.1. Description de la géométrie et modèle mathématique

La figure 1 illustre les caractéristiques dynamiques et thermiques au sein d'une cavité trapézoïdale ouverte. L'écoulement est entraîné par le flux d'air traversant un canal relié à la paroi supérieure horizontale de la cavité. La hauteur de la cavité est (H). La longueur libre du canal au-delà de la cavité est supposée être (4H). La source de chaleur de longueur ( $L_h$ ) est intégrée à la paroi inférieure de la cavité et maintenue à une température constante ( $T_h$ ). Le flux d'air pénètre horizontalement dans le canal avec une température froide ( $T_c$ ), tandis que les autres parois sont supposées adiabatiques. La largeur de la paroi supérieure ouverte de la cavité est le double de celle de la paroi inférieure [57]

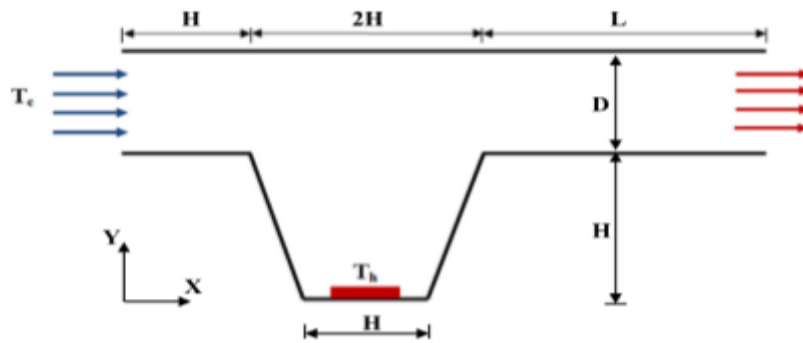


Figure II.1 Géométrie du problème

### II.4.2. Modèle mathématique

#### ➤ Equations dimensionnelles gouvernantes

Les équations de gouvernance simplifiées sont écrites en coordonnées cartésiennes sous la forme suivante :

- **L'équation de continuité:**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \tag{II.4}$$

- **Les équations de la conservation de la quantité de mouvement**

Dans la direction x

$$\rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu (\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}) + \rho g. \tag{II.5}$$

Dans la direction y

$$\rho (u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu (\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}) + \rho g \tag{II.6}$$

- **La conservation de l'énergie est donnée par :**

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \alpha (\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}), \tag{II. 7}$$

#### ➤ Equations adimensionnelles gouvernantes

- **L'équation de continuité :**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0. \tag{II. 8}$$

- **Les équations de la conservation de la quantité de mouvement**

Dans la direction X

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re_{in}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (II. 9)$$

Dans la direction Y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re_{in}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri\theta, \quad (II. 10)$$

- **La conservation de l'énergie est donnée par :**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re_{in} Pr} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right), \quad (II.11)$$

Où

$$Re_{in} = \frac{\rho u_{in} H}{\mu} : \text{nombre de Reynolds.}$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re_{in}^2} = \frac{g H \beta (T_h - T_c)}{U_{in}^2} : \text{nombre de Richardson}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} : \text{nombre de Prandtl}$$

Les autres variables sans dimension peuvent être définies comme

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} ; U = \frac{u}{u_{in}} ;$$

$$V = \frac{v}{u_{in}} ; X = \frac{x}{H} ; Y = \frac{y}{H} ; p = \frac{p}{\rho u_{in}^2} ; \varepsilon = L_H / H$$

Le nombre moyen de Nusselt peut être calculé par

$$Nu = \frac{1}{L_H} \int_0^{L_H} Nu(X) dX ,$$

Où

$$Nu(X) = \frac{h(X)X}{k} \quad \text{est le nombre de Nusselt local}$$

$$h(X) = \frac{q}{T_h(X) - T_i}$$

### II.4.3. Conditions aux limites

Entrée du canal

$$\left\{ \begin{array}{l} X=0, \theta=0, U_{in} = 1 \\ H \leq Y \leq H+D, \theta=0, U_{in} = 1 \end{array} \right.$$

Sortie de canal

$$\left\{ \begin{array}{l} X=5H, \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, P=0. \\ H \leq Y \leq H+D, \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, P=0. \end{array} \right.$$

Sur la source :  $\theta = 1$  autrement,  $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$  où  $n$  est le vecteur normal sur les murs fixes solides :

$$U=V=0$$

### II.4.4. Résolution numérique

#### II.4.4.1. Choix de la méthode numérique

Les équations définissant le phénomène d'écoulement sont des équations aux dérivées partielles non linéaires. Afin de pouvoir résoudre les équations souhaitées, nous faisons appel à différentes méthodes numériques telles que la méthode des volumes finis, la méthode des différences finies ou encore celle des éléments finis.

La discrétisation simplifiée de celle-ci permet une utilisation très fréquente. Cette méthode s'appuie également sur des lois de conservation locales, et grâce au théorème de Gauss, elle permet de transformer une intégrale de volume en intégrale de surface. Pour résoudre le système d'équations dans ce chapitre, ANSYS FLUENT est basée sur la méthode des volumes finis. Cette dernière est appliquée sur une approche de type volume de contrôle. Notre choix est porté sur la méthode des volumes finis, qui présente des avantages considérables du fait elle est simple, garantit la conservation de masse et de quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et applicable pour des géométries complexes. Elle est aussi avantageuse, parce qu'elle facilite la linéarisation des termes sources s'ils ne le sont pas et permet un traitement plus facile des milieux hétérogènes. Le principe de la méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de transport sur un ensemble discret de volumes finis jointifs, appelés volumes de

contrôle, couvrant le domaine physique. Le résultat de la discrétisation en un point est une équation algébrique liant la valeur d'une variable aux valeurs des variables des points voisins. Telle que la stabilité, la convergence, et principalement elle assure la conservation de masse et de quantité de mouvement sur chaque volume de contrôle.

#### II.4.4.2. Présentation du code de calcul Ansys-Fluent

ANSYS-Fluent est un logiciel de simulation numérique. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la configuration, la solution et finalement la résolution.

ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits.

Les utilisateurs du logiciel ANSYS- FLUENT sont de domaines industriels très divers comme la construction de machines, les secteurs de l'énergie, l'automobile, le ferroviaire, l'aérospatial, le médical, la microtechnique, la micro-électronique ou pareillement les biens de consommation.

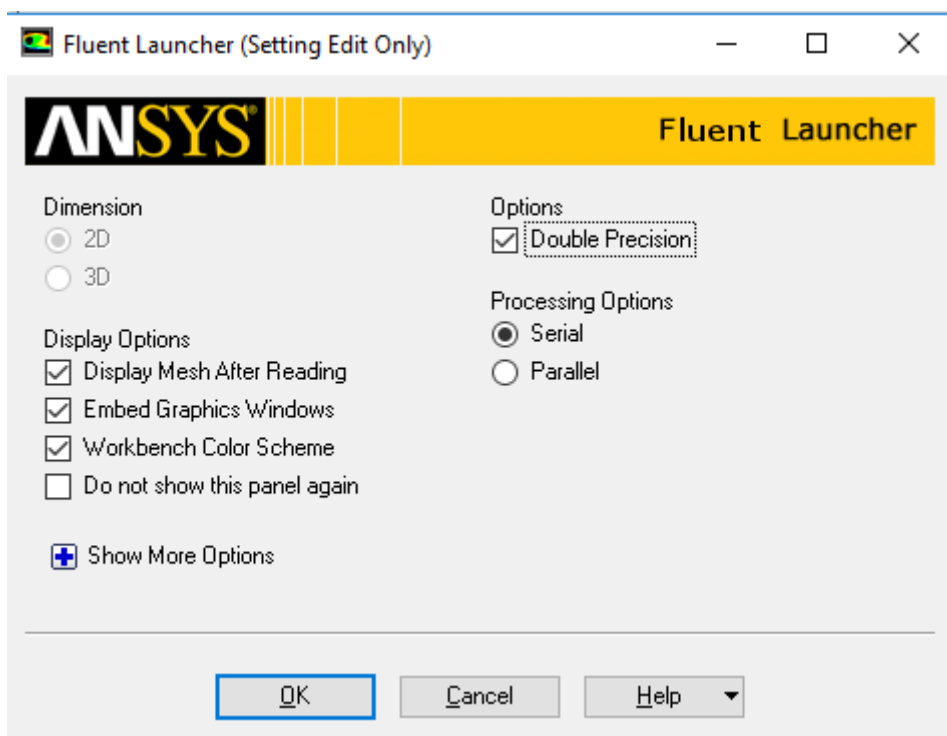


Figure II.2 : Interface du logiciel Ansys-Fluent.

### II.4.4.3. La résolution en CFD

Le calcul en CFD ; Computational Fluid Dynamics, nous permet la résolution des équations qui gouvernent les mouvements des fluides, ces équations représentent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie. Afin de prédire en toute confiance le comportement des fluides en écoulement, quels que soient les phénomènes que nous étudions - monophasés ou multi phases, isothermes ou réactifs, compressibles ou non, les solutions CFD nous donnent un aperçu précieux.

### II.4.4.4. Maillage

La simulation numérique est affectée par le choix du maillage, donc il est nécessaire de bien choisir le type de maillage qui s'adapte au mieux aux problèmes considérés

Workbench 16.0 est un logiciel utilisé pour constituer la géométrie, générer le maillage et définir les conditions aux limites. Notre cavité est de forme bidimensionnelle trapézoïdale où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie construite (figure II. 3).

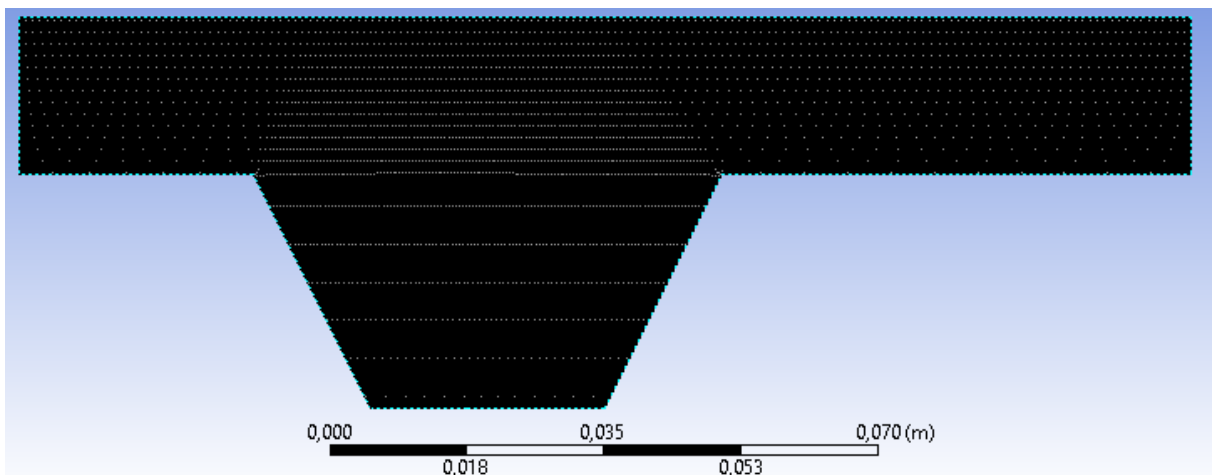


Figure II.3 : Maillage de la géométrie.

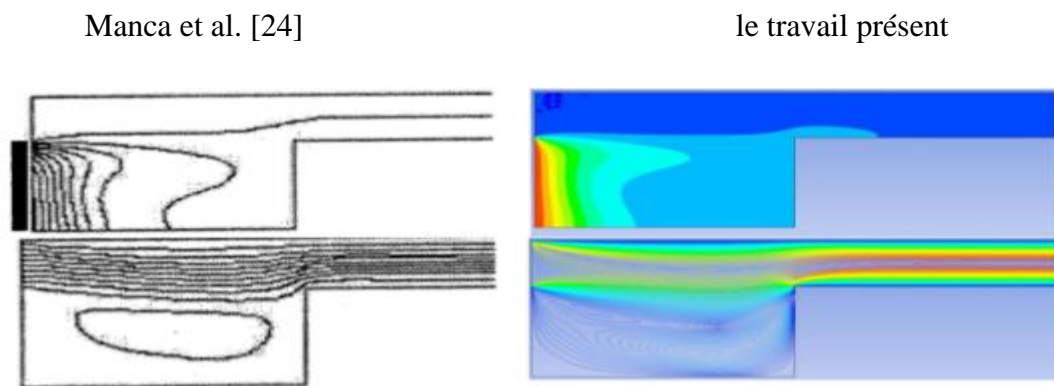
### II.4.4.5. Effet de grille et validation

L'évolution du calcul scientifique a conduit au développement de nouveaux algorithmes, de nouvelles méthodes de calcul, d'interfaces plus conviviales et plus puissantes. Combinés aux progrès rapides du matériel, ces développements assurent la progression des performances du logiciel et donc la réduction du temps de calcul numérique.

Dans le présent travail, le logiciel de simulation ANSYS est utilisé pour réaliser cette étude numérique et vérifier l'effet de la grille sur la solution numérique, sept nombres d'éléments différents est utilisés comme indiqué dans le tableau II.1, en fonction des variations du nombre de Nusselt local.

**Tableau II.1: le nombre de Nusselt local pour diverses grilles,  $Re = 100$ ,  $Pr = 0,7$ ,  $\varepsilon = 0,16$  et  $Ri = 0,1, 1, 10$  et  $100$**

Grid \ Ri	Ri=0,1	Ri=1	Ri=10	Ri=100
G1(3822)	1,457193464	1,442382681	1,442761768	1,442486166
G2(4207)	1,41940595	1,457056529	1,457209587	1,457161653
G3(4706)	1,457100496	1,454695168	1,455591863	1,455596313
G4(5455)	1,472682409	1,470899055	1,472737308	1,47274026
G5(5947)	1,477707039	1,477666287	1,477752066	1,477756626
G6(6930)	1,48376353	1,483726473	1,48381205	1,483814983
G7(10472)	1,525768595	1,525738147	1,525803175	1,525805568



**Figure II.4 : Comparaison des lignes de courant et des isothermes avec l'étude numérique de Manca et al [57].**

De l'autre côté, les résultats de la présente étude sont validés, le problème présent est résolu par Manca et al [24] est à nouveau résolu par notre code comme le montre la figure II. 4 avec un excellent accord entre les deux résultats peut être vu. De plus, nous avons trouvé approximativement le même nombre moyen de Nusselt pour le cas où  $D / H = 0,5$  (voir tableau II.2).

Tableau II.2: Validation du nombre moyen de Nusselt

D/H	Manca et al	Le présent résultats
0,5	1,68	1,67361609

## II.5. Application 2

### II.5.1. Description de la géométrie

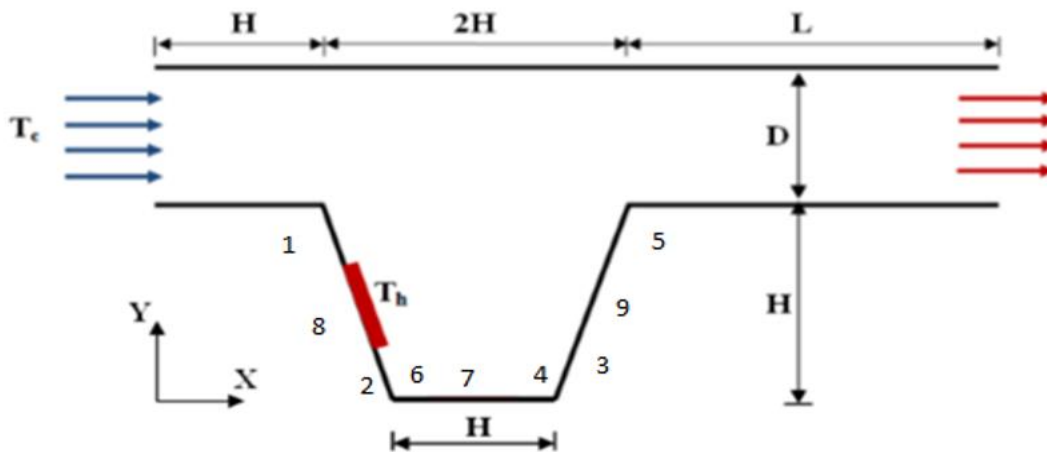


Figure II.5: Géométrie du problème [58].

La géométrie du problème est illustrée sur la Figure II .5. Le flux est entraîné par le flux d'air circulant à travers un canal relié à la paroi supérieure horizontale de la cavité de hauteur ( $H$ ). La longueur libre du canal au-delà de la cavité est considérée comme  $(4H)$ . La source de chaleur de longueur ( $L_h$ ) est intégrée dans les parois intérieures de la cavité et maintenue à une température constante ( $T_h$ ). Un flux d'air entre dans le canal horizontalement avec une température froide ( $T_c$ ), tandis que les autres parois sont supposées adiabatiques. La largeur de la paroi supérieure ouverte de la cavité est le double de celle de la paroi inférieure [58].

Les équations de gouvernance, les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites utilisées pour cette étude sont les mêmes que la première application.

## II.6. Application 3

### II.6.1. Description de la géométrie et modèle mathématique

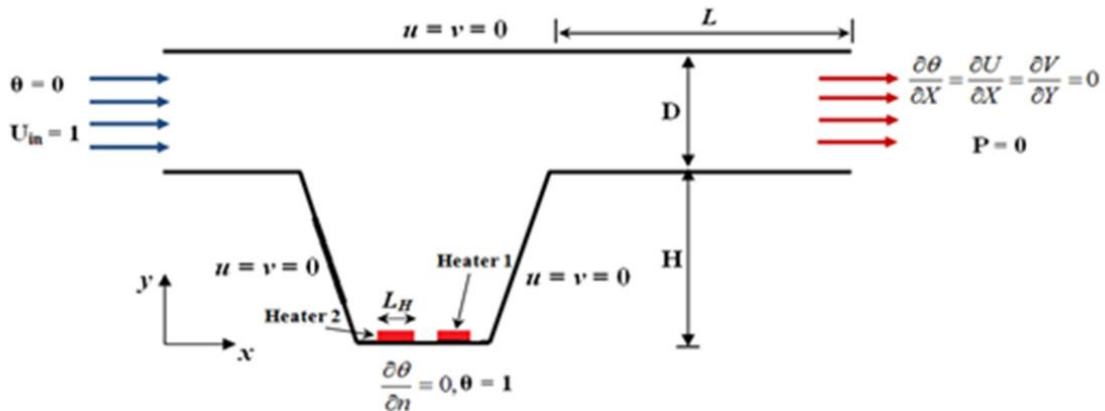


Figure II.6 : Le problème physique et les conditions aux limites [59].

La géométrie du problème est présentée sur la Figure II.6. Dans un flux d'air bidimensionnel laminaire stable, incompressible et newtonien entre dans un conduit rectangulaire horizontal de diamètre ( $D$ ) combiné à une cavité trapézoïdale ouverte de hauteur ( $H$ ) et de longueur ( $L$ ). La longueur libre du conduit au-delà la cavité est égale à  $4H$ . La paroi supérieure horizontale de l'enceinte tenait compte ouverte sur le conduit. L'air froid entre horizontalement dans le conduit par son côté gauche à vitesse uniforme ( $u_{in}$ ) et température ( $T_c$ ). Une zone du mur en aval de l'enceinte a une température chaude constante ( $T_h$ ) en utilisant deux sources de chaleur discrètes caractérisées par une longueur ( $L_H$ ), et les autres parties ont été supposées thermiquement isolées. Deux radiateurs ont été placé, un près de la paroi latérale droite de la cavité et nommé (réchauffeur 1), et le second a été situé près de la paroi latérale gauche et nommé (réchauffeur 2). Toutes les autres parois du conduit et de l'enceinte ont été maintenues adiabatiques. Au cours de cette étude, les parois latérales déplacées de la cavité ont été maintenu à une vitesse constante ( $U_{lid}$ ). En conséquence de ce mouvement, les cas suivants ont été considérés comme suit :

Cas 0 : toutes les parois latérales de la cavité sont supposés immobiles.

Cas 1 : la paroi latérale gauche se déplace vers le bas.

Cas 2 : la paroi latérale gauche se déplace vers le bas et celui de droite vers le haut.

Cas 3 : la paroi latérale droite se déplace vers le haut.

On remarque que les caractéristiques thermo-physiques de l'air sont restées fixes.

L'approximation de Boussinesq a été adoptée pour résoudre la dépendance de la température de densité.

Les équations gouvernantes dimensionnelles en coordonnées cartésiennes sont les même qui sont présenté auparavant de (II.4 à II.7).

Le  $Nu_{moy}$  a été calculé après avoir intégré le  $Nu_{loc}$  à chaque élément chauffant et s'exprime comme suit :

$$Nu_{moy} = \frac{1}{L_{h1}} \int_0^{L_{h1}} (Nu)_x dX, Nu_{av} = \frac{1}{L_{h2}} \int_0^{L_{h2}} (Nu)_x dX,$$

où  $(Nu)_x$  est le  $Nu_{loc}$  et il est donné par :

$$(Nu)_x = \frac{h_x L_h}{k} \text{ où } h_x = \frac{Q}{T_{h(x)} - T_{in}}$$

De plus, le rapport des nombres de Reynolds défini comme :

$$Re_r = \frac{Re_{lid}}{Re_{in}} = \frac{U_{lid}}{U_{in}} \text{ où } Re_{lid} = \frac{\rho u_{lid} H}{\mu}$$

Où  $(Re_{lid})$  est le nombre de Reynolds basé sur la vitesse entraînée par le couvercle.

### II.6.2. Validation et analyse de l'indépendance du réseau

Au cours de la recherche actuelle, le logiciel ANSYS a été utilisé pour calculer les résultats numériques. Le premier défi consiste à convertir les équations différentielles partielles (c'est-à-dire les équations (4) – (7)) avec leurs conditions aux limites associées en équations algébriques linéaires pour les résoudre facilement. Le domaine physique du problème est discrétisé en plusieurs éléments reliés par des nœuds et représenté par des équations linéaires algébriques. Les résidus de chaque équation de conservation sont calculés en substituant les approximations dans les équations de Navier Stokes., Pour sélectionner la taille de grille appropriée, nécessaire pour réduire le temps de calcul, la première étape consiste à vérifier l'indépendance du réseau. Ce test a été réalisé en utilisant six différents nombres d'éléments pour chaque source de chaleur en fonction des différents Nusselt moyens.

Six tailles de grille ont été testées à  $Ri = 0,1$ ,  $Pr = 0,7$  et  $Re = 100$  (voir tableau II.3). A été constaté que les valeurs du  $Nu_{moy}$  pour G3 (50 554 éléments) et G4 (42 468 éléments) les grilles sont presque identiques avec une très petite erreur (<0,2%). Par conséquent, une taille de grille de G3 (50 554 éléments) a été sélectionnée dans la solution numérique en raison de son gain de temps et petits écarts dans le nombre de Nusselt moyen.

**Tableau II.3 :  $Nu_{moy}$  à différents grilles a  $Ri = 0,1$ ,  $Re = 100$ , et  $Pr = 0,7$**

Maillage	Source1	Source2
G1(75125)	0,12583998	0,06460179

<b>G2(60996)</b>	0,11428922	0,0563892
<b>G3(50554)</b>	0,12641978	0,0662162
<b>G4(42468)</b>	0,12497943	0,06409777
<b>G5(36276)</b>	0,12144383	0,060833
<b>G6(31296)</b>	0,11671896	0,05772451

### II.7. Application 4 (pour différentes géométries)

Plusieurs géométries ont été étudiées avec les mêmes hypothèses et les conditions aux limites afin de trouver la configuration qui donne le meilleur transfert de chaleur.

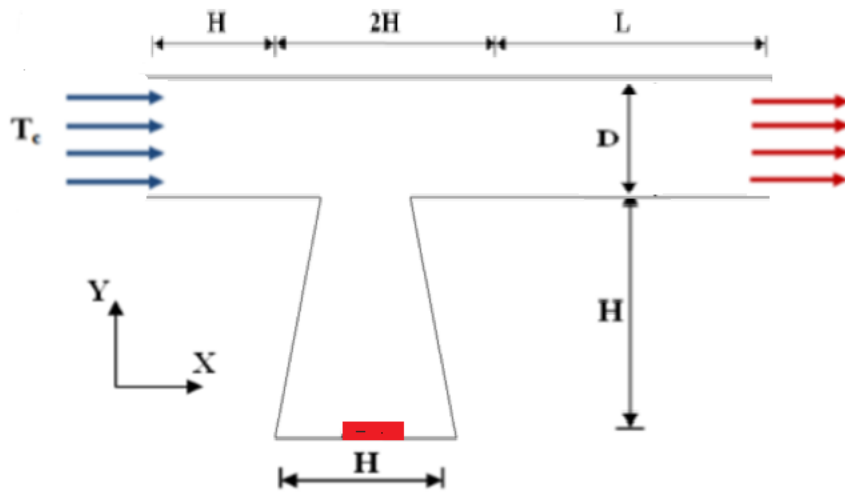


Figure II.7 : Configuration A

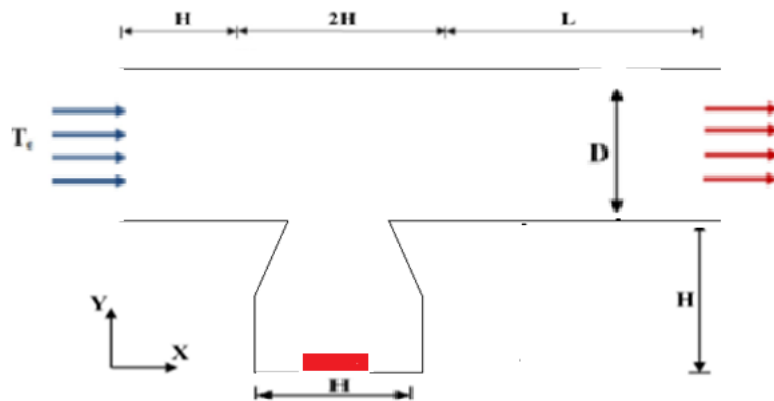


Figure II.8 : Configuration B

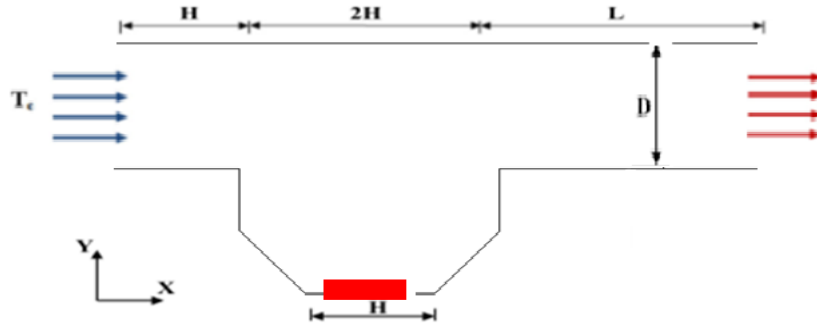


Figure II.9 : Configuration C

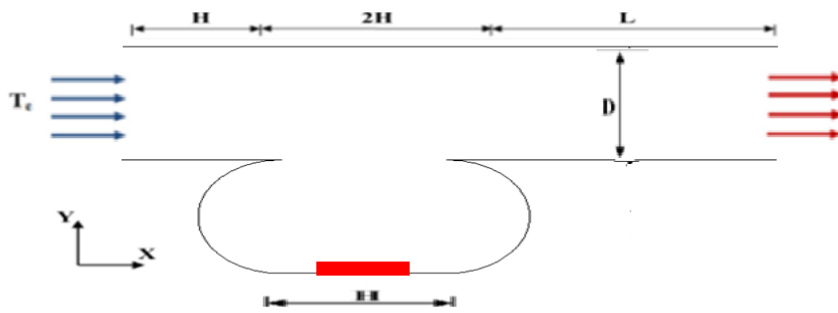


Figure II.10 : Configuration D

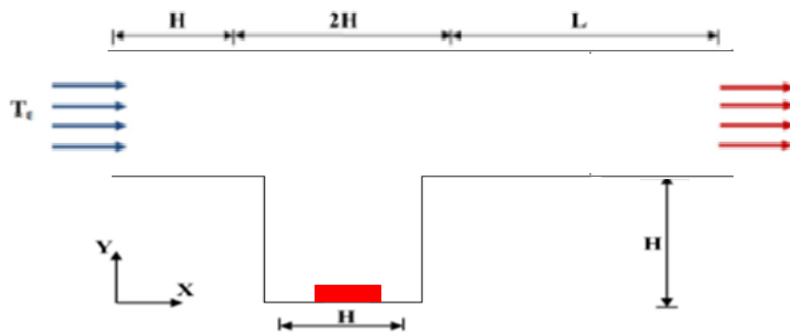


Figure II.11 : Configuration E

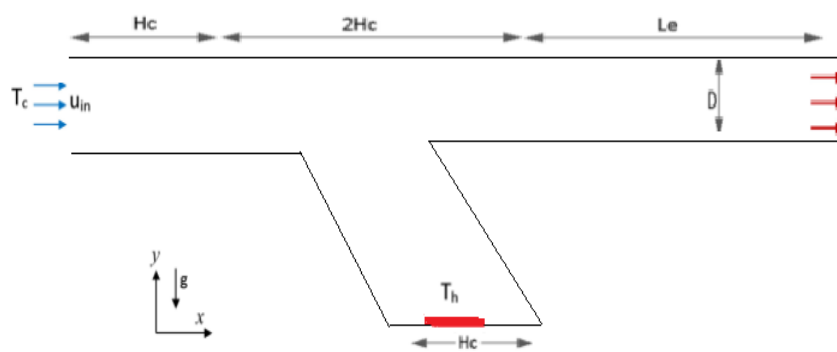


Figure II.12 : Configuration F

Pour analyser et évaluer le transfert de chaleur de la solution numérique, on a calculé le Nusselt moyen pour les différentes géométries. Le Tableau II.4 illustre le nombre moyen de Nusselt pour différents géométries et longueur de la source de chaleur.

**Tableau II.4 :  $Nu_{\text{moy}}$  pour différents géométries a :  $Ri= 0,1$ ,  $Pr = 0,7$ .**

$Nu_{\text{moy}}$	$\epsilon = 0.25$	$\epsilon = 0.5$	$\epsilon = 0.75$	$\epsilon = 1$
<b>Configuration F</b>	0,030	0,040	0,048	0,062
<b>Configuration A</b>	0,056299	0,0642698	0,0678927	0,0691236
<b>Configuration B</b>	0,06877155	0,0812864	0,0881525	0,0907301
<b>Configuration E</b>	0,0935908	0,1167826	0,1296542	0,13407927
<b>Configuration D</b>	0,1109133	0,1452329	0,1693496	0,18677401
<b>Configuration C</b>	0,1565062	0,22102208	0,26529562	0,29208817

Ce qui est démontré dans le tableau II.4 où le Nusselt moyen est présenté en fonction des géométries étudiés, les meilleures valeurs que nous avons obtenues de transfert de chaleur se rapportent à la géométrie C.

### II.7.1. Description de la géométrie et modèle mathématique

La figure II.13 décrit le processus thermique étudié à l'intérieur de la cavité complexe étudiée, où un flux d'air supposé laminaire et incompressible sur un canal combiné avec la paroi supérieure horizontale de la cavité inhabituelle favorise l'échange de chaleur. La hauteur de la cavité est  $H_c$  et  $4H_c$  est supposé représenter la longueur indépendante du canal au-delà de la cavité. La source de chaleur rectangulaire a une longueur  $L_h$  située au niveau de la paroi de fond de la cavité avec une température  $T_h$ . Un flux d'air refroidi avec une température  $T_c$  passe dans le canal, par contre, les côtés restants de l'enceinte sont supposés isolés thermiquement. La paroi supérieure ouverte du creux est deux fois plus large que la paroi inférieure.

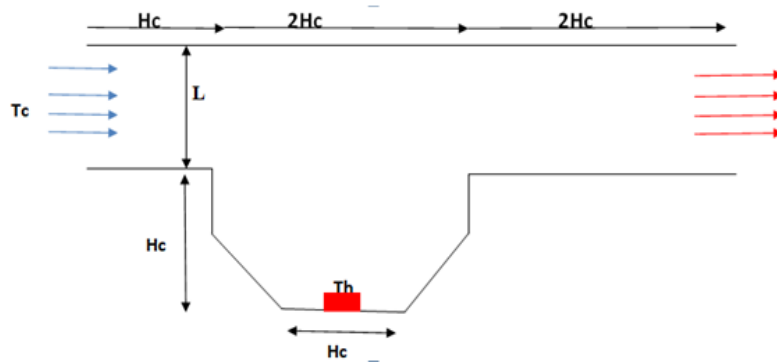


Figure II.13 : Le model physique de la géométrie C

Les équations de base de la continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie sont les même qui sont présenté auparavant de (II.4 à II.7).

### II.7.2. Conditions aux limites

Entrée du canal

$$X=0, H_c \leq Y \leq H_c+D, \theta = 0, U_{in}=1, Re=100$$

Sortie de canal

$$X=5H_c, H_c \leq Y \leq H_c+D, \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{\partial V}{\partial y} = 0, P = 0.$$

Sur la source :  $\theta = 1$  autrement,  $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$  où n est le vecteur normal sur les murs fixes solides :

$$U=V=0$$

### II.7.3. Effet de Maillage

Afin d'examiner la dépendance des résultats numériques au type de maillage utilisé pour mener à bien cette étude via le programme ANSYS, un test de grille a été réalisé. Le tableau II.5 montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du type de maille utilisé à  $Ri=0,1$ ,  $Re= 100$  et  $Pr= 0,7$ . Il est essentiel de noter que le  $Nu_{moy}$  est en fait dépendant de la qualité du type de maillage et du nombre d'éléments fournis, avec une relation renforcée et directe. Les valeurs moyennes de Nusselt pour les mailles M4 et M5 sont presque identiques, avec une erreur inférieure à 0,6 %. Sur la base de ces résultats, nous avons choisi le maillage M5 avec 172426 éléments afin de gagner du temps de calcul.

Tableau II.5: Test de maillage

Mesh	Nombre d'éléments	$Nu_{moy}$
M1	53145	0,12893898
M2	67428	0,13832584
M3	88185	0,14483232

<b>M4</b>	120004	0,15128014
<b>M5</b>	172426	0,15761601
<b>M6</b>	269163	0,16390136
<b>M7</b>	477693	0,17024681

## II.8. Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons essayé de présenter les configurations géométriques respectivement étudiées avec ces hypothèses et ces conditions aux limites correspondantes. Notre but c'est d'avoir une vue claire sur la formulation mathématique utilisée et le choix du maillage du domaine physique, et par la suite voir l'effet de grilles et validations employées.

## ***Chapitre III. Résultats et discussion***

### III.1. Introduction

Dans cette étape de notre étude, on s'intéresse aux résultats numériques acquis à l'évolution de l'écoulement dynamique et thermique par convection dans les géométries citées précédemment. (Chapitre 2) représentation des contours de vitesses et des isothermes pour les différents cas étudiés.

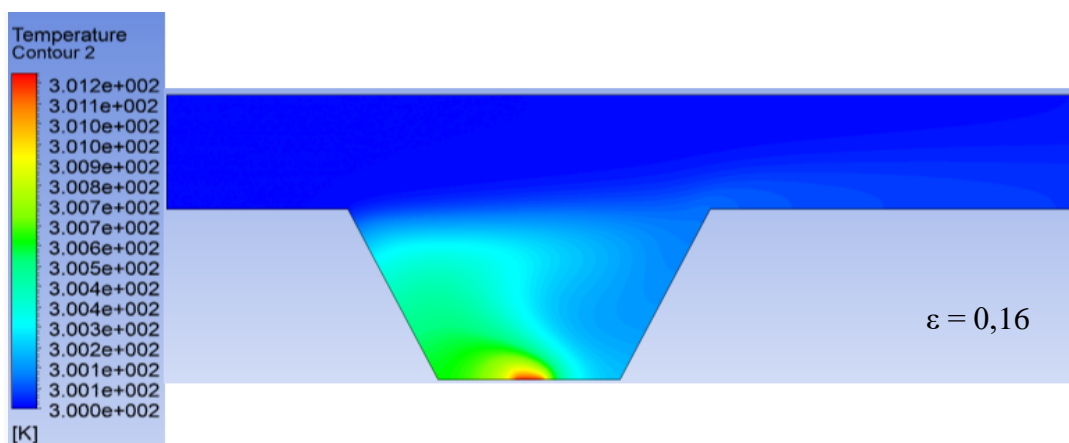
Nous avons utilisé particulièrement, au niveau de cette simulation numérique, le logiciel commercial ANSYS-Fluent, pour résoudre les équations de continuité, quantité de mouvement et d'énergie avec les conditions aux limites proposées.

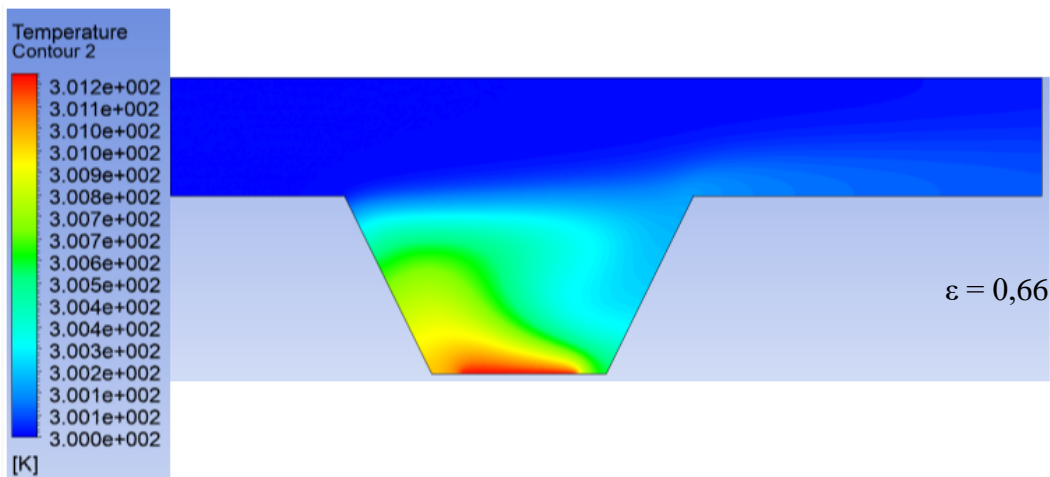
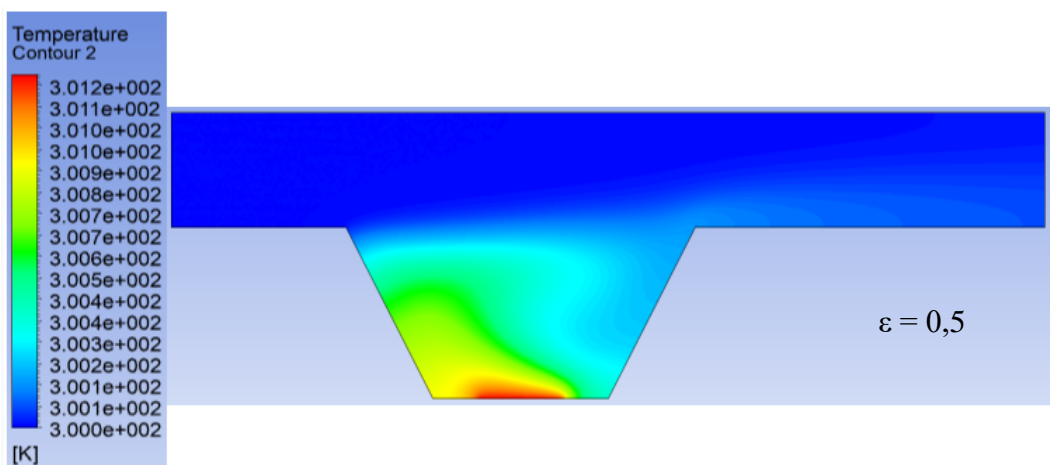
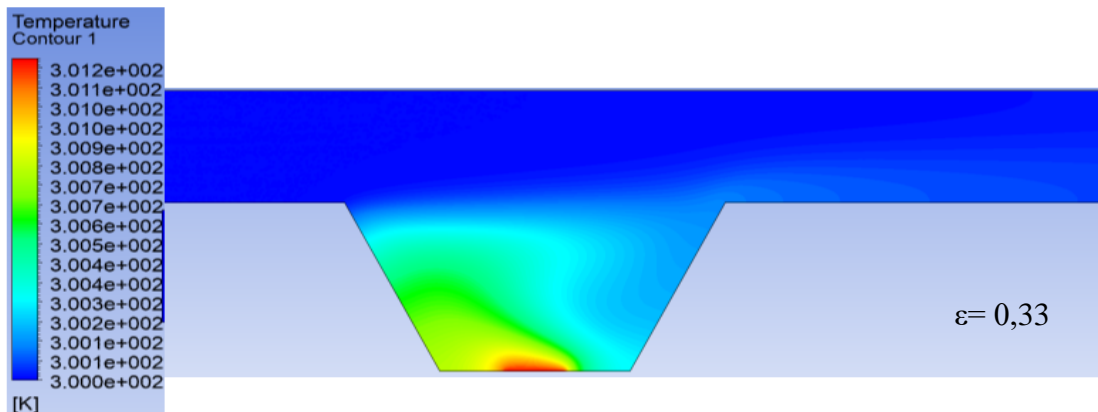
ANSYS-Fluent fournit l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulement potentiellement complexes.

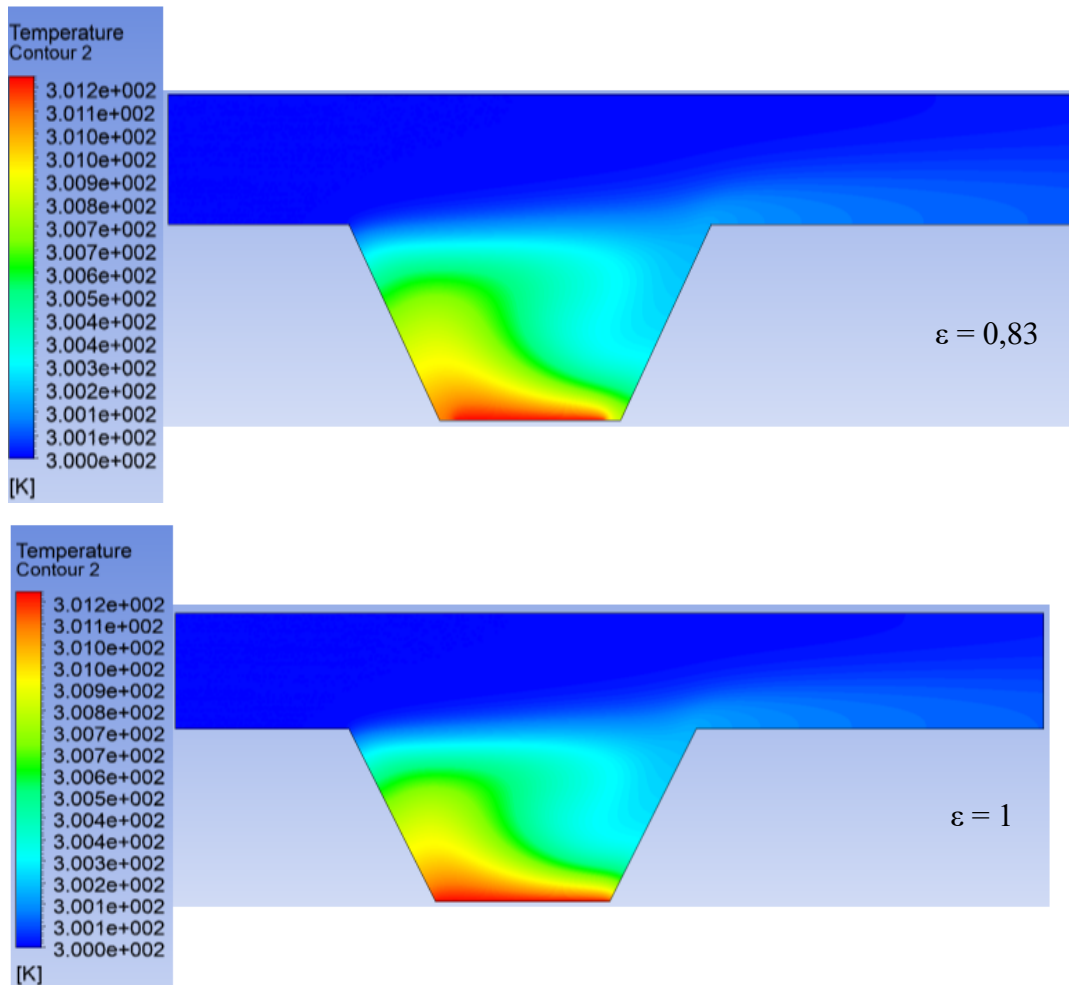
### III.2. Application 1 : Effet de la longueur de la source de chaleur

Dans cette section, les résultats, qui sont présentés sous forme de contours de vitesses et d'isothermes avec le nombre de Nusselt, sont présentés et discutés pour diverses valeurs des longueurs de source de chaleur ( $0,16 \leq \varepsilon \leq 1$ ). Les nombres de Prandtl et de Reynolds sont maintenus constants à ( $Pr=0,71$ ) et ( $Re=100$ ), respectivement. Le phénomène de convection mixte dans un ensemble canal- enceinte provient de l'effet combiné de la convection forcée ou de la force de cisaillement, qui est due au flux d'air à l'intérieur du canal et à la convection naturelle ou à la force de flottabilité résultant du gradient de température entre le flux d'air froid et la source de chaleur locale encastrée dans la paroi inférieure de l'enceinte.

A  $Ri=0,1$





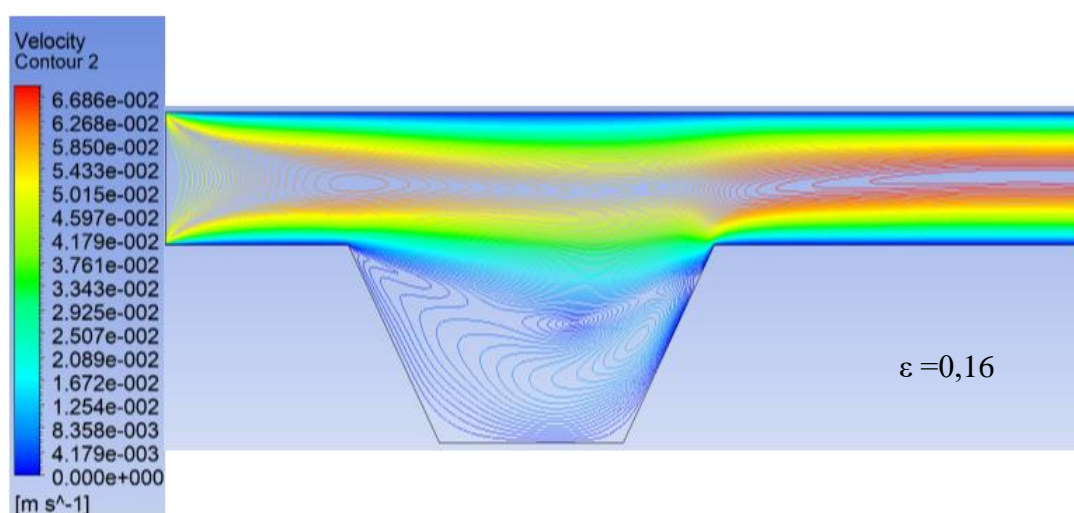


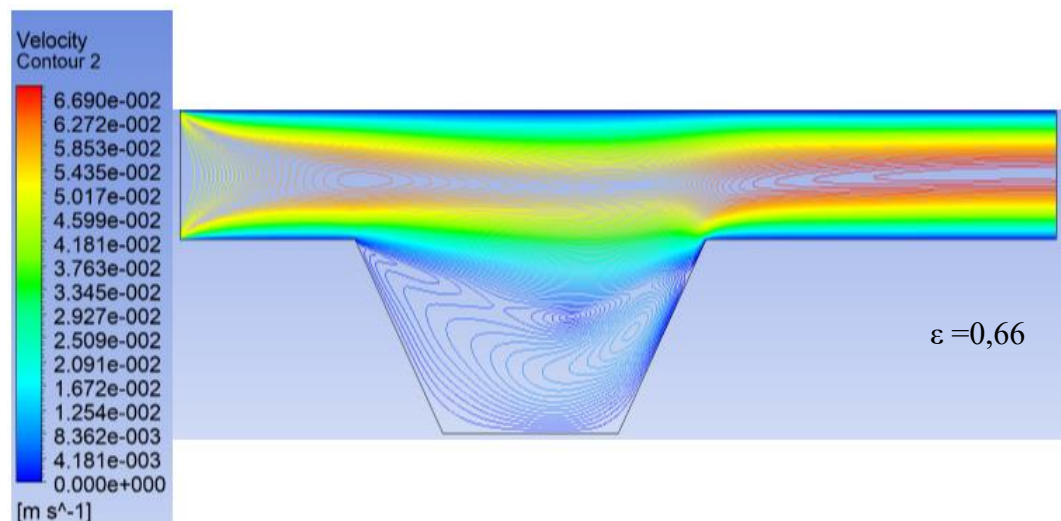
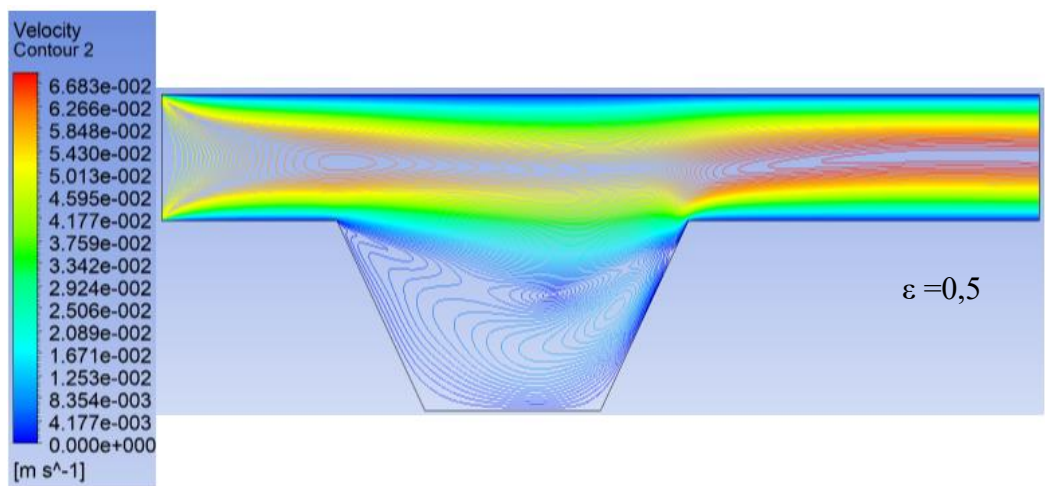
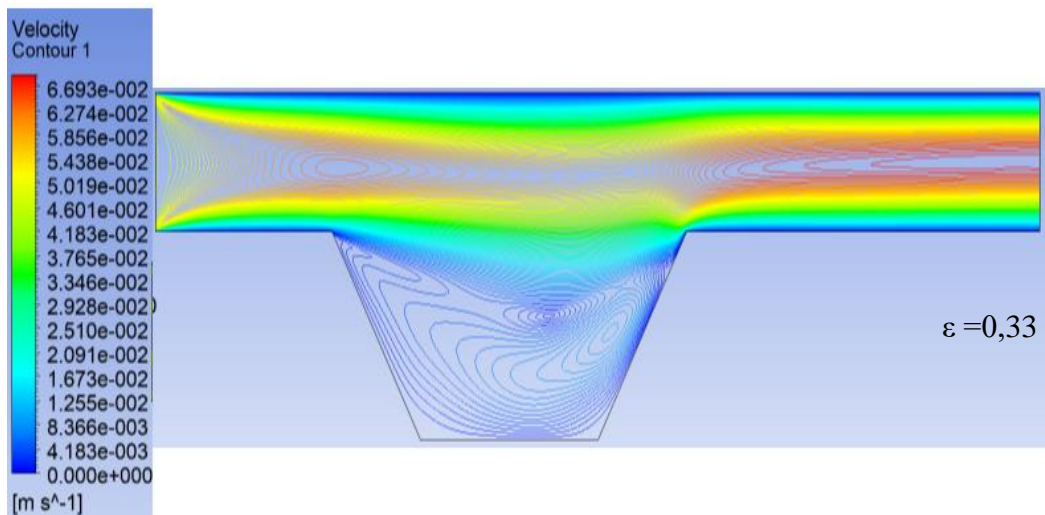
**Figure III.1 : Contours de distribution des Températures de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=0,1$**

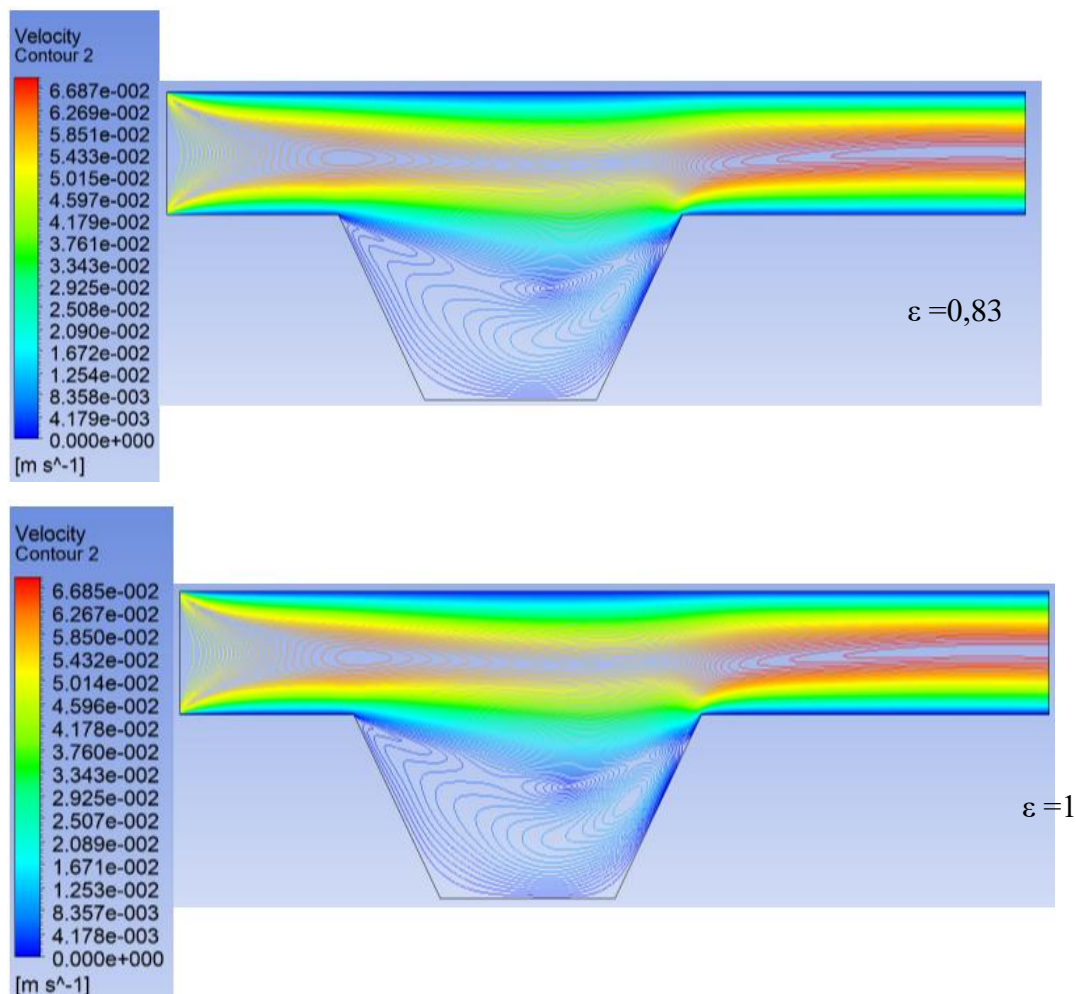
La figure III.1 affiche les contours des isothermes pour diverses longueurs de source de chaleur allant de ( $\epsilon = 0,16$ ) à ( $\epsilon = 1$ ). On constate généralement que trois modes différents de transfert de chaleur sont observés dans différentes régions.

La diffusion dans la partie inférieure de la cavité est due à un faible débit vitesse, convection mixte dans la zone d'interférence entre la cavité et le canal et convection forcée dans le canal. Sur la figure de  $\epsilon = 0,16$ , l'évacuation de la chaleur dans la majeure partie de la cavité est dominée par la diffusion de chaleur en raison de la petite source de chaleur et de la vitesse du fluide relativement faible dans la région de la chaleur, tandis que dans la région du canal, la chaleur est évacuée par convection forcée en raison de vitesses relativement élevées. Il est clair sur la figure III.1 ou  $\epsilon = 0,33$ , que la zone de transfert de chaleur diffusive est plus confinée dans la cavité au voisinage de la source de chaleur, tandis que les contours au reste de la cavité et du canal montrent que l'évacuation de la chaleur est principalement due à la convection thermique. La longueur de la source de chaleur conduit à augmenter le taux de

génération de chaleur à l'intérieur de l'enceinte, cela entraîne une augmentation significative des effets de convection en raison de l'augmentation de la force de flottabilité. Au fur et à mesure que la longueur de la source de chaleur augmente, comme on le voit sur la figure III.1 quand  $\varepsilon = 0,5$  à  $\varepsilon = 0,83$ , la région diffusive continue de se rétrécir et se déplace vers la source de chaleur tandis que les panaches présentant le début de la convection naturelle ont commencé à se développer dans la région médiane de la cavité et le fluide stratifié s'est répandu et a occupé la majeure partie de la cavité. Sur la figure III.1 à  $\varepsilon = 1$ , la source de chaleur couvrait toute la longueur de la paroi inférieure, ce qui se traduisait par un taux de génération de chaleur plus élevé, et par conséquent, la cavité est remplie de fluide entièrement stratifié. L'accumulation intense des isothermes peut être observée notamment à l'emplacement de la source de chaleur au niveau de la paroi inférieure de l'enceinte trapézoïdale ouverte. On peut voir que la source de chaleur sur la paroi inférieure transfère la plupart de la chaleur dans l'air froid entrant dans le canal en raison de la grande différence de température entre eux. Cela peut être détecté à partir de l'isotherme accumulée près de la sortie du canal. De plus, on peut remarquer que la température commence à Diminuer progressivement à mesure que l'on s'éloigne de l'emplacement de la source de chaleur vers le canal horizontal. Cette observation correspond à la condition aux limites du problème. De la discussion précédente, on peut déduire que l'augmentation de la longueur de la source de chaleur conduit à une variation significative du motif des contours isothermes.







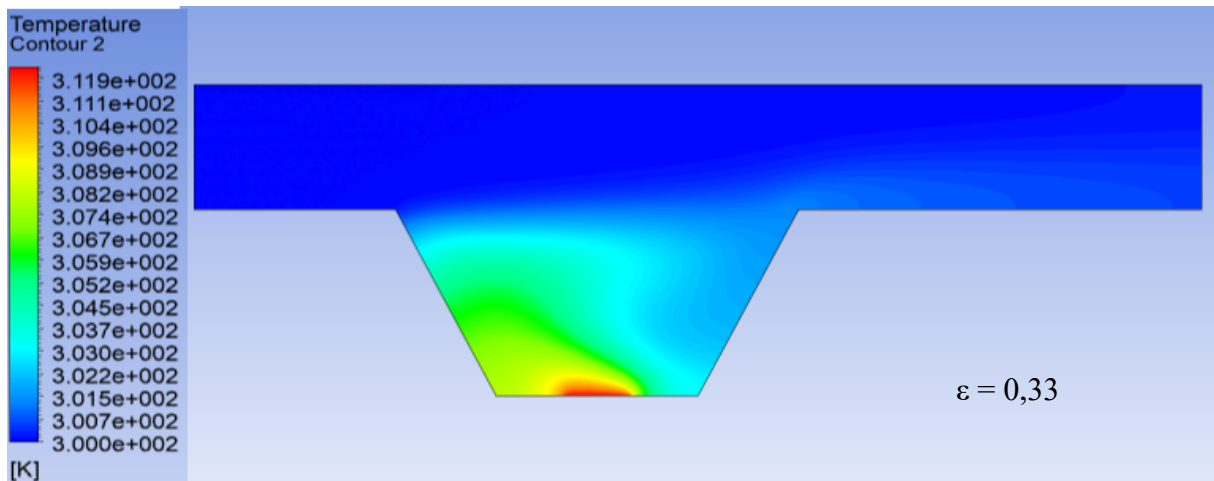
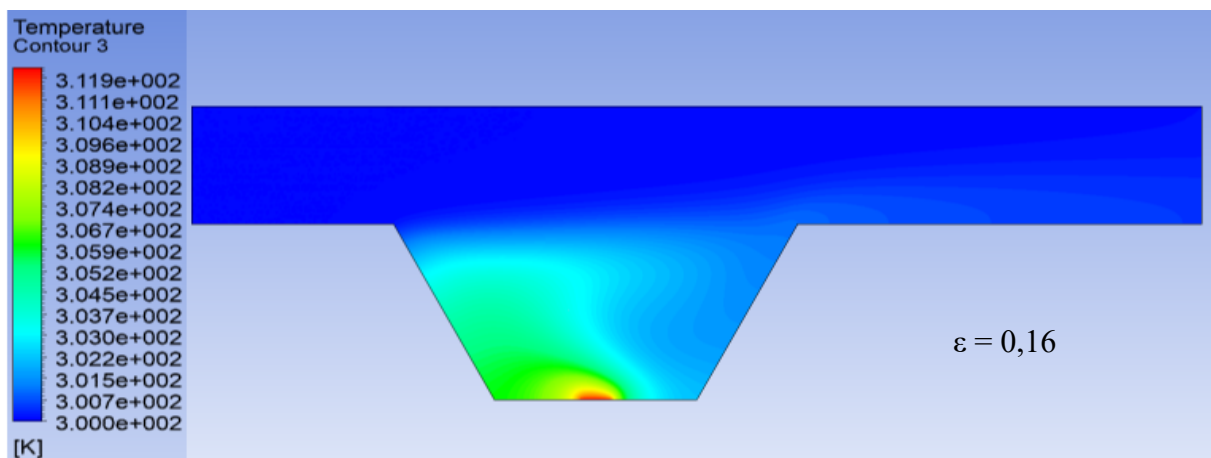
**Figure III.2 : Contours de distribution des vitesses de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=0,1$**

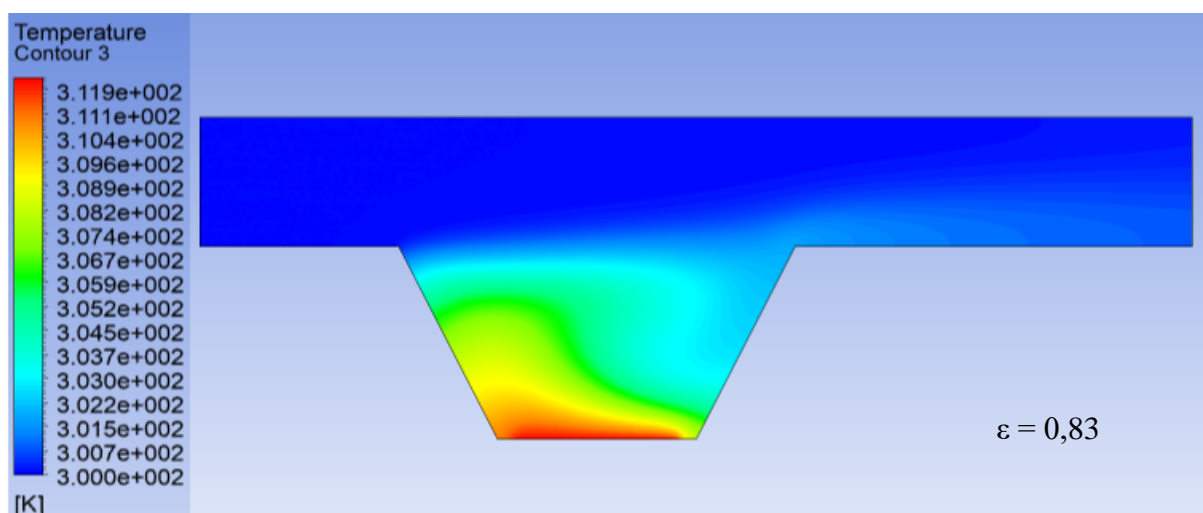
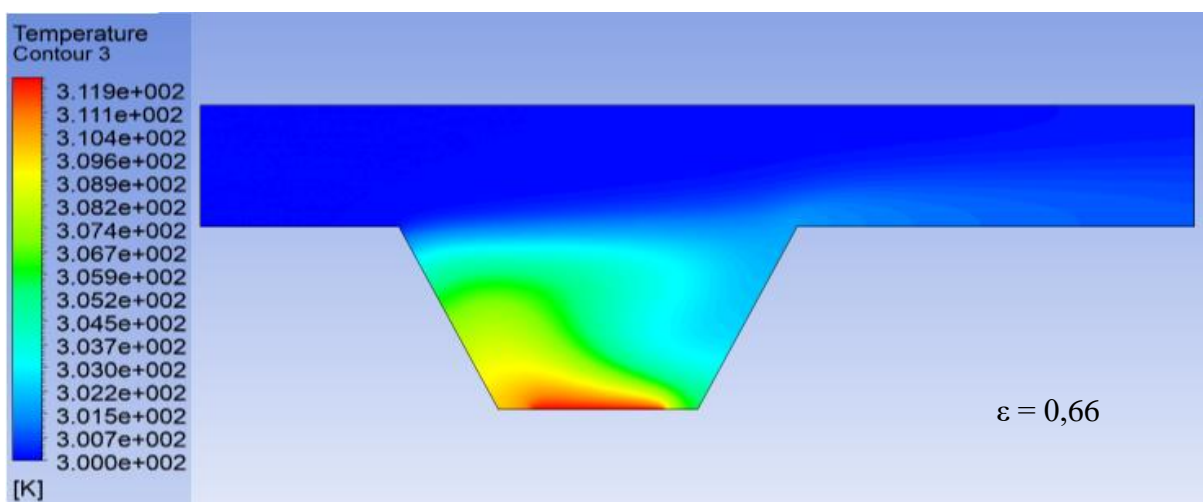
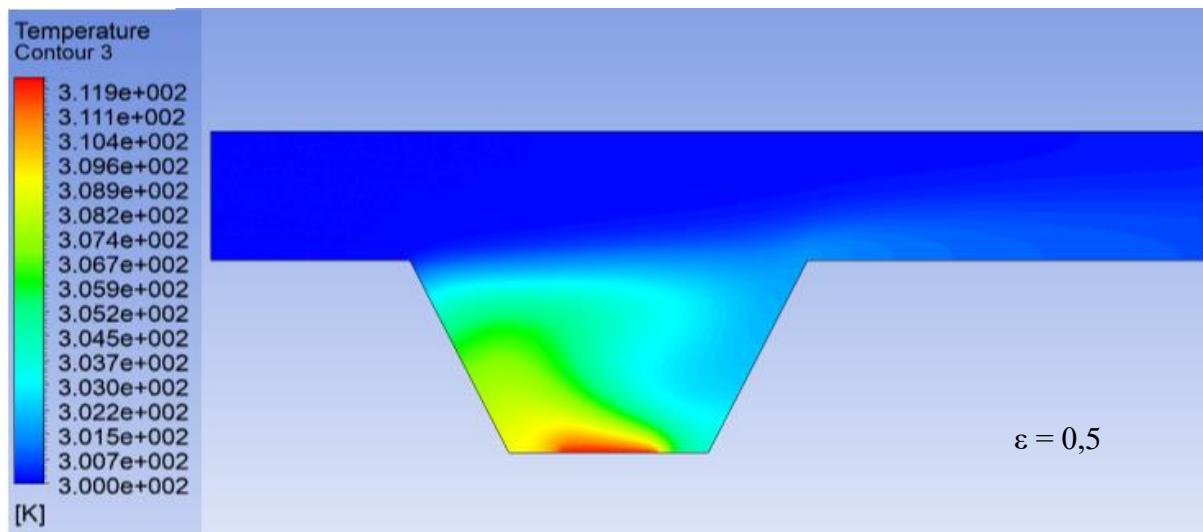
La figure III.2 montre les contours de vitesses pour différentes longueurs de source de chaleur. Les résultats sont affichés lorsque la longueur de la source de chaleur augmente de ( $\varepsilon = 0,16$ ) à ( $\varepsilon = 1$ ). Dans la figure où  $\varepsilon = 0,16$ , une région de recirculation du fluide est présentée et occupe toute la cavité, l'existence de cette région est un résultat direct de l'existence de la source de chaleur. En raison de la force de flottabilité, cette région de recirculation se déplace vers la paroi adiabatique gauche de la cavité. Cependant, dans la région du canal, un profil de vitesse d'écoulement laminaire typique est évident avec la vitesse maximale au centre du canal et une vitesse nulle au niveau des parois du canal.

Une région spéciale apparaît sur l'interférence entre le canal et la paroi horizontale de la cavité supérieure, dans cette région le profil de vitesse laminaire du canal est affecté par la faible région de recirculation de la cavité. L'incrément de la longueur de la source de chaleur sur la figure où  $\varepsilon = 0,16$  affecte l'intensité de la région de recirculation et entraîne une plus grande déviation du profil de vitesse laminaire dans la région spéciale en raison d'une force de

flottabilité plus élevée. Ce comportement est répété sur la figure où  $\varepsilon = 0,5$  à  $\varepsilon = 0,83$ . Quand  $\varepsilon = 1$ , malgré le fait que la source de chaleur occupe toute la paroi inférieure de la cavité, le motif des contours de vitesse ne montre aucun changement significatif, ce qui est principalement attribué à la position fixe de la source de chaleur. On peut conclure que l'augmentation de la longueur de la source de chaleur conduit à une légère variation dans le motif des contours de vitesse. Ce comportement est dû à l'emplacement constant de la source de chaleur au milieu de la paroi inférieure de l'enceinte.

A  $Ri=1$





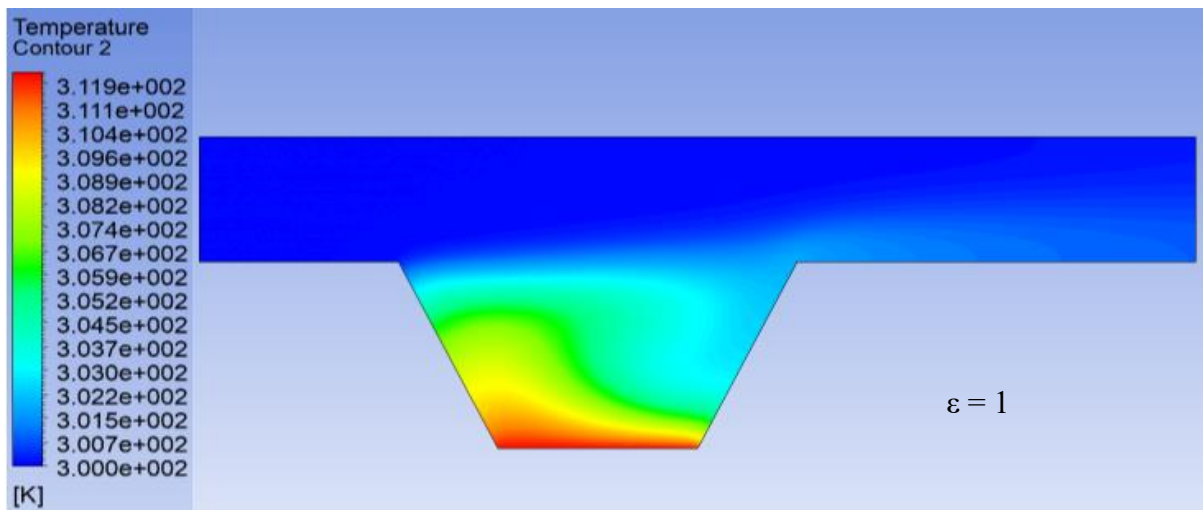
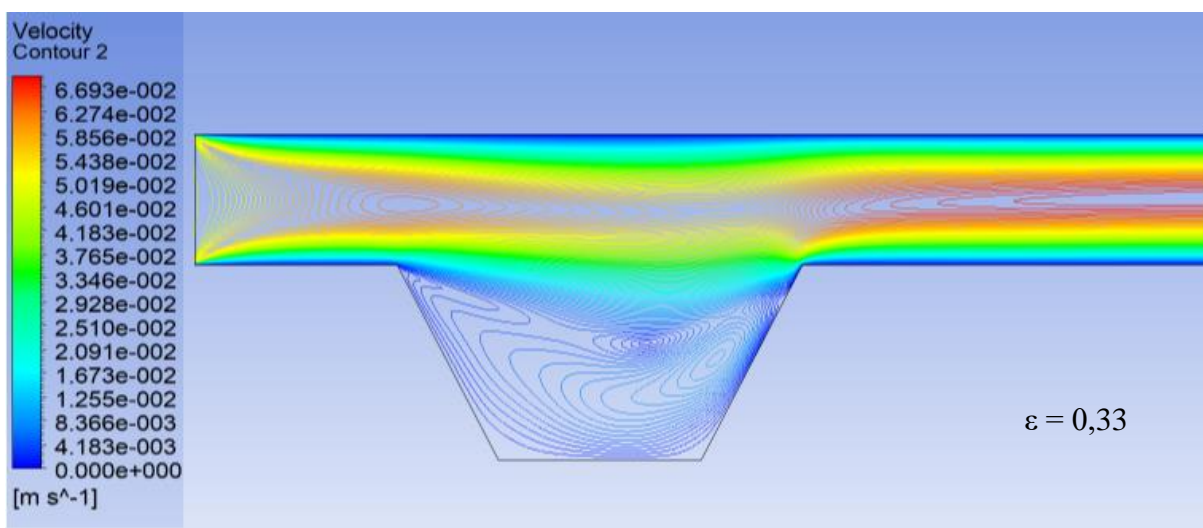
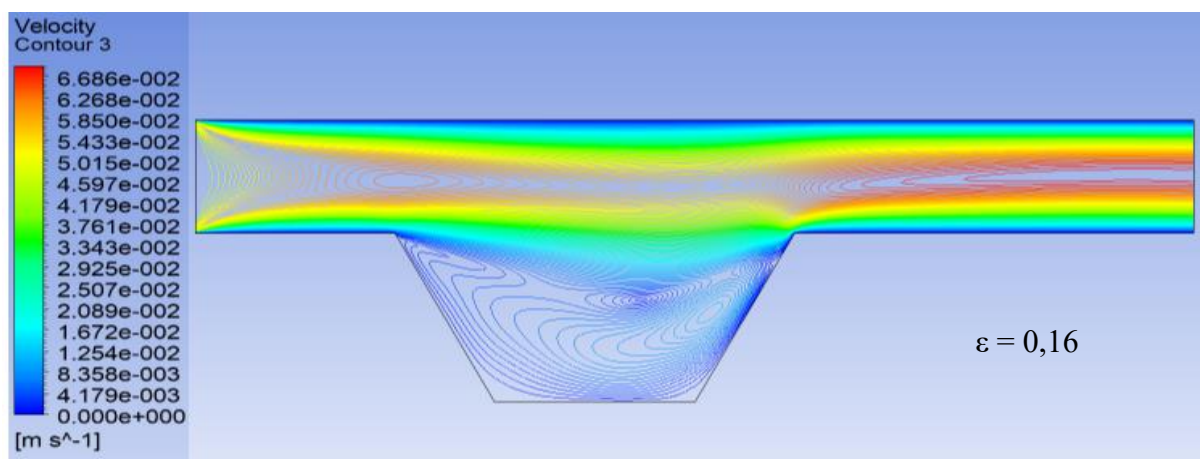
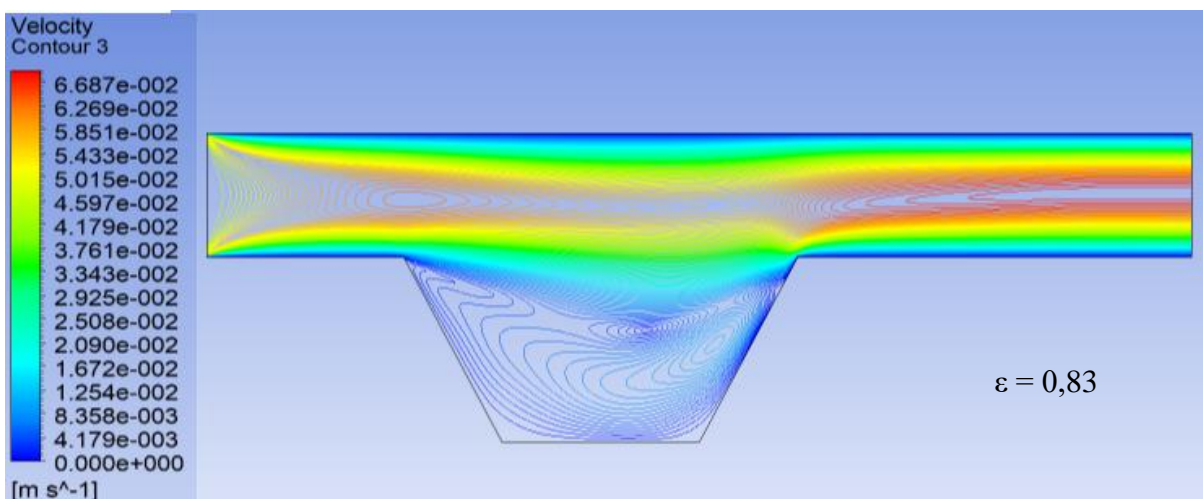
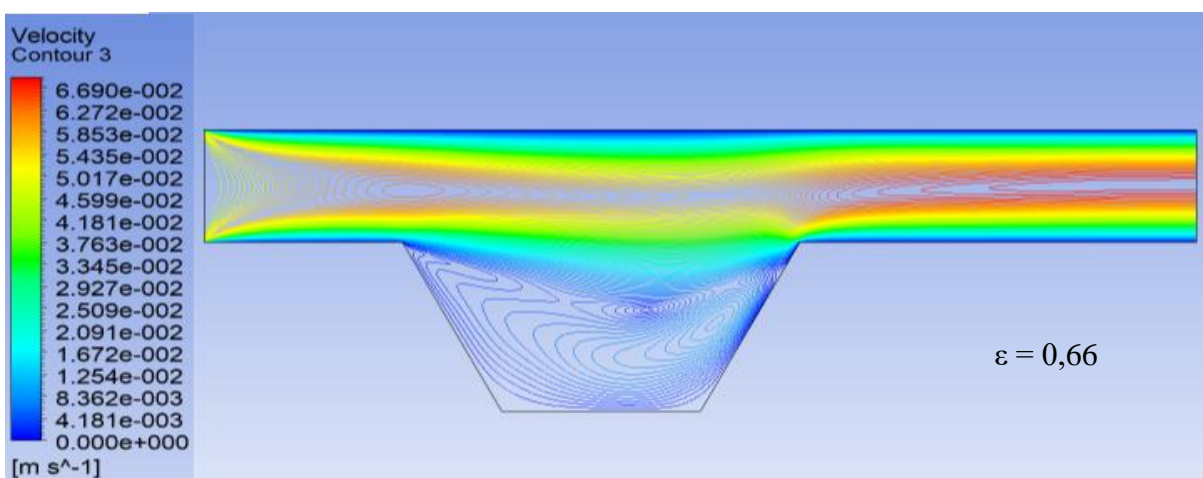
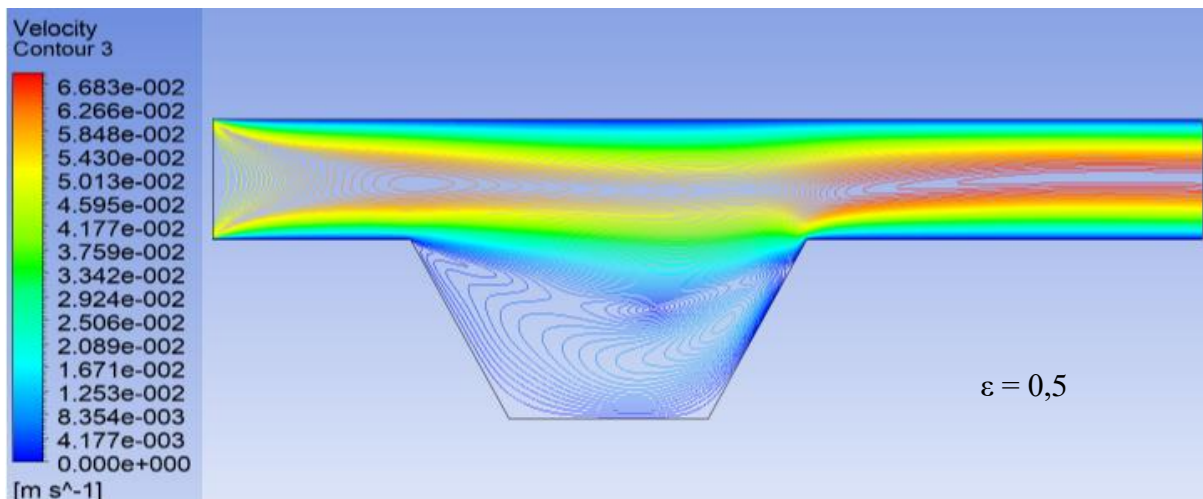


Figure III.3 : Contours de distribution des Températures de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=1$





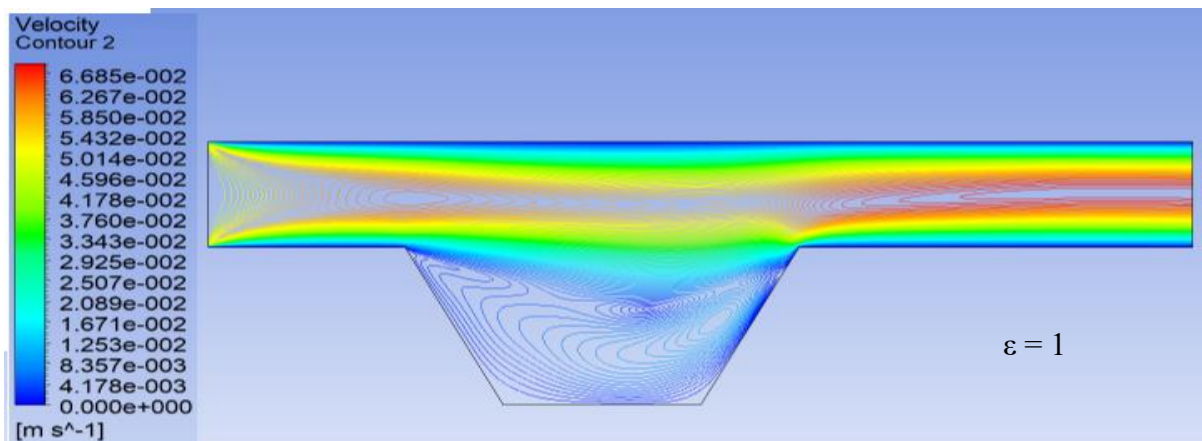
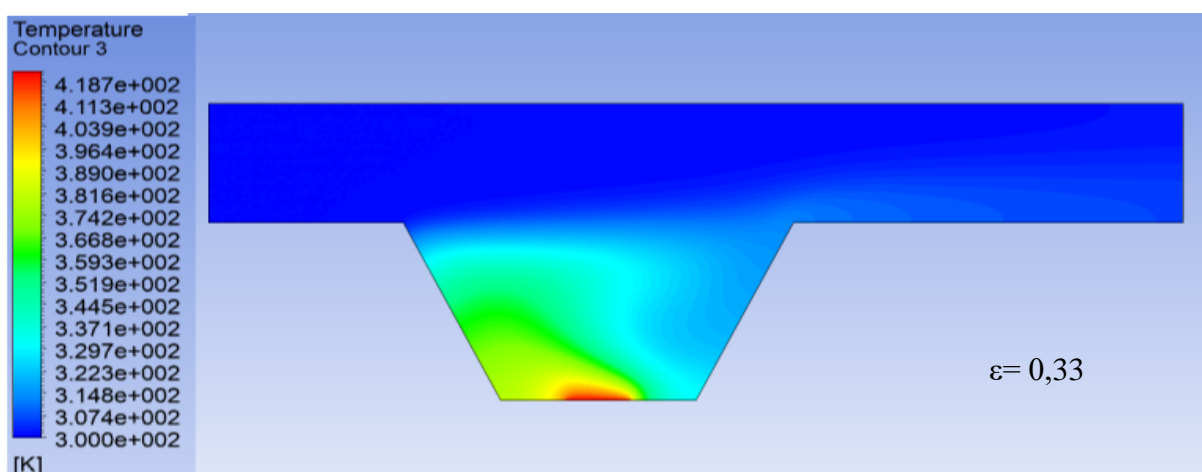
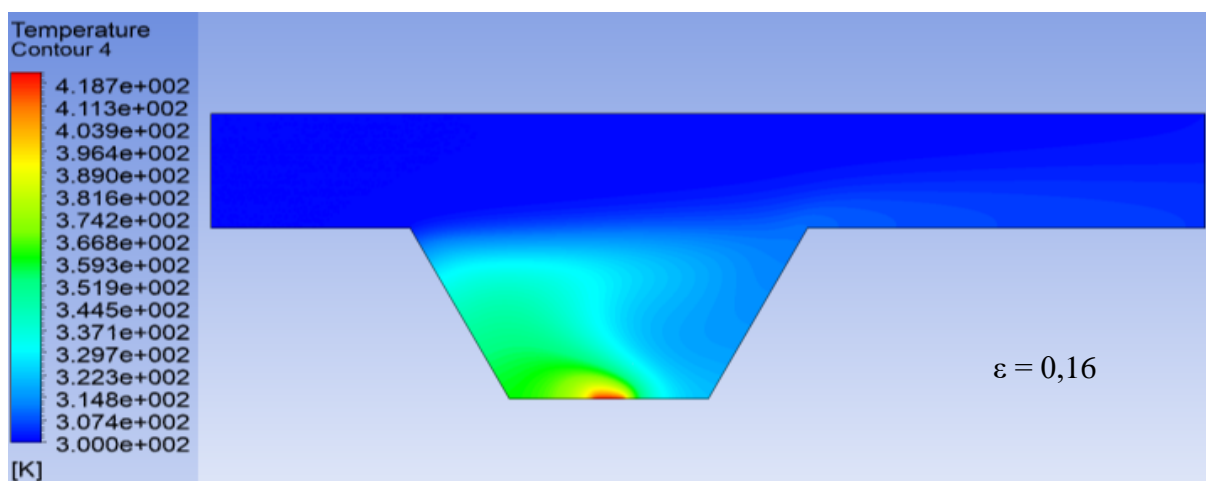
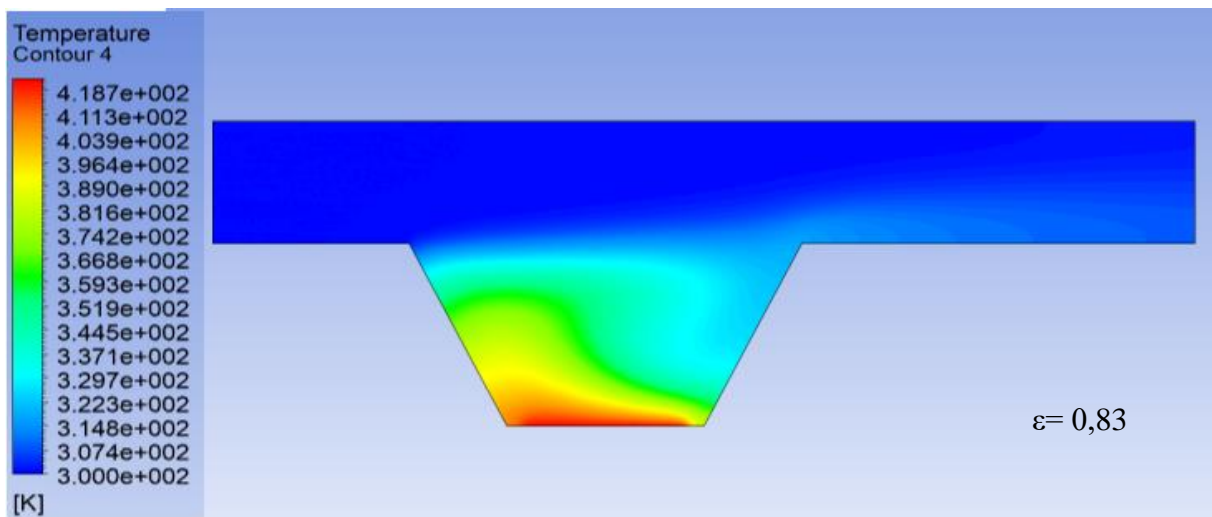
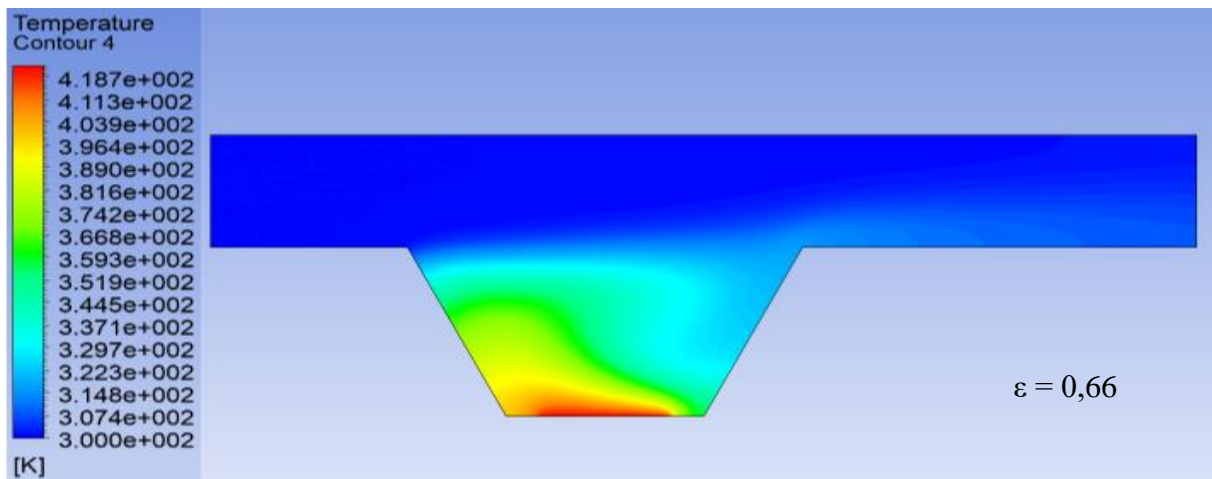
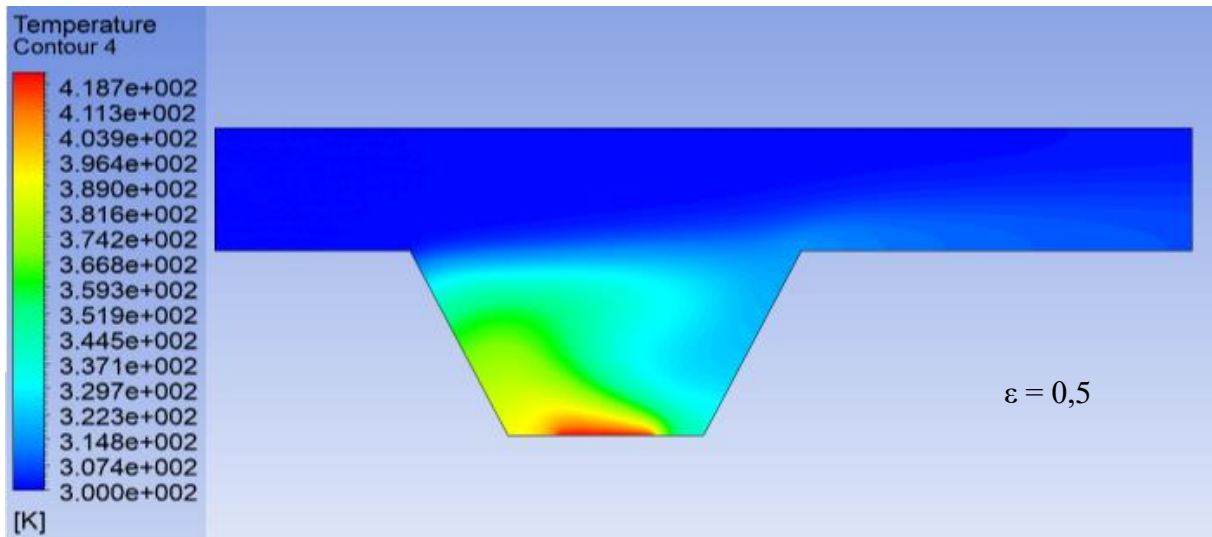


Figure III.4 : Contours de distribution des vitesses de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=1$





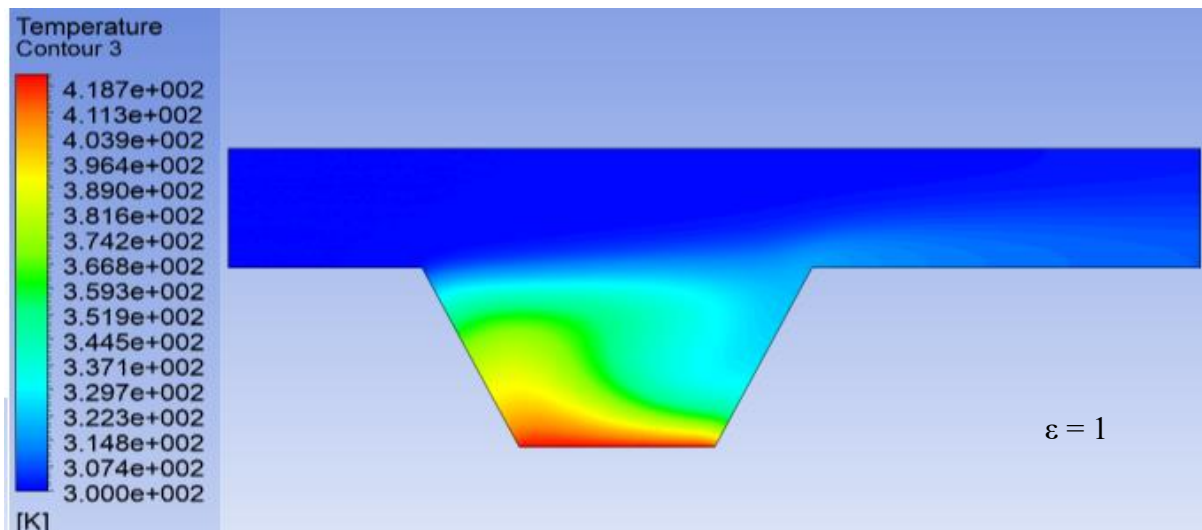
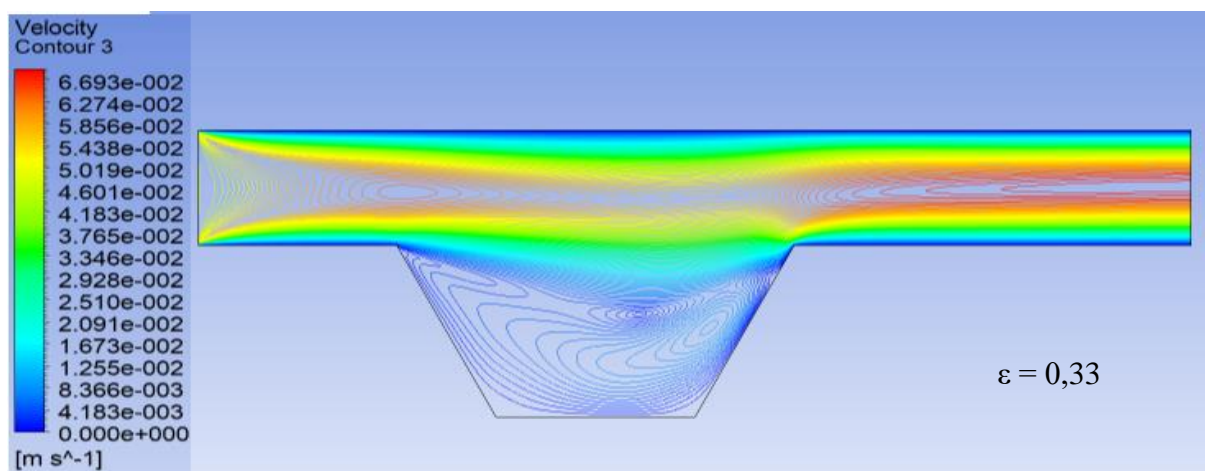
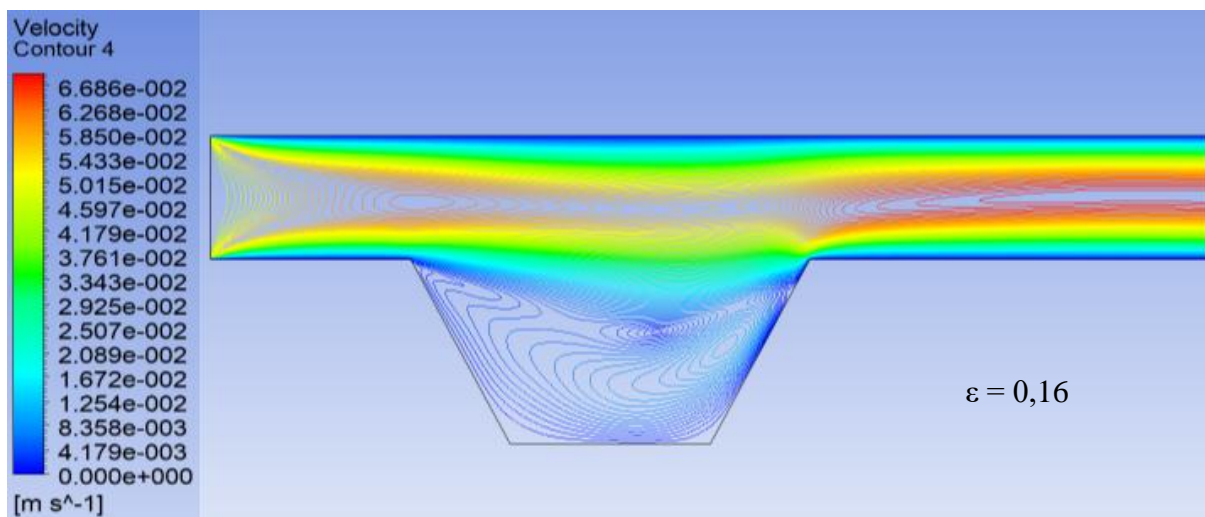
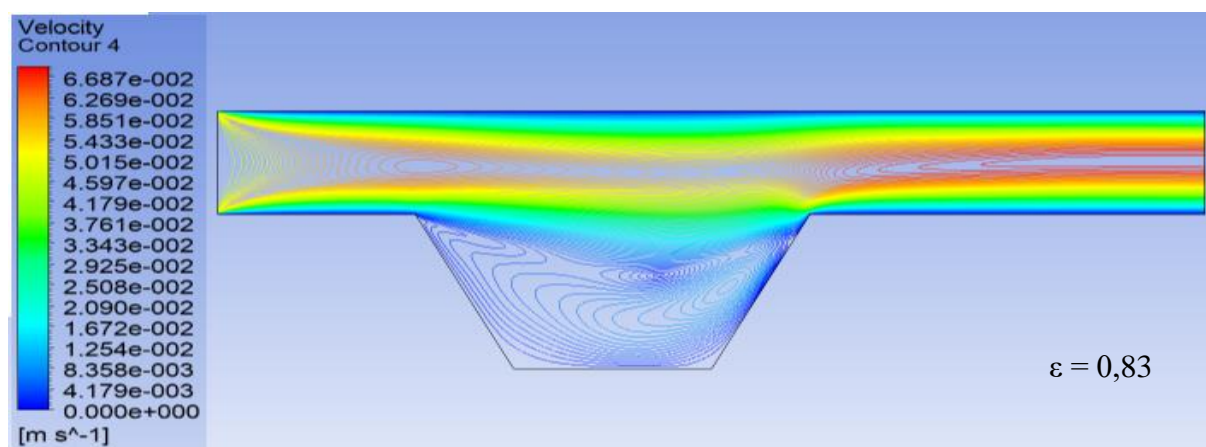
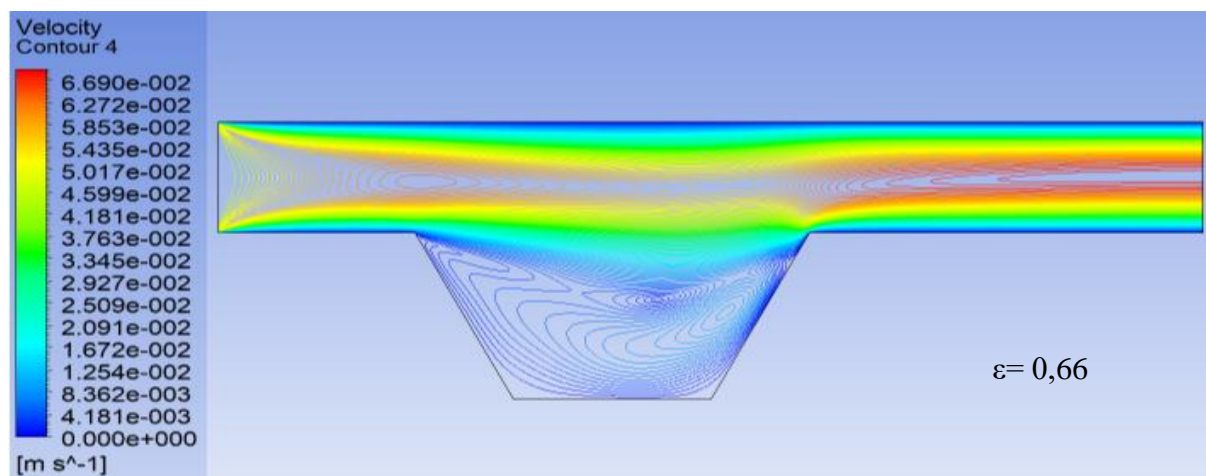
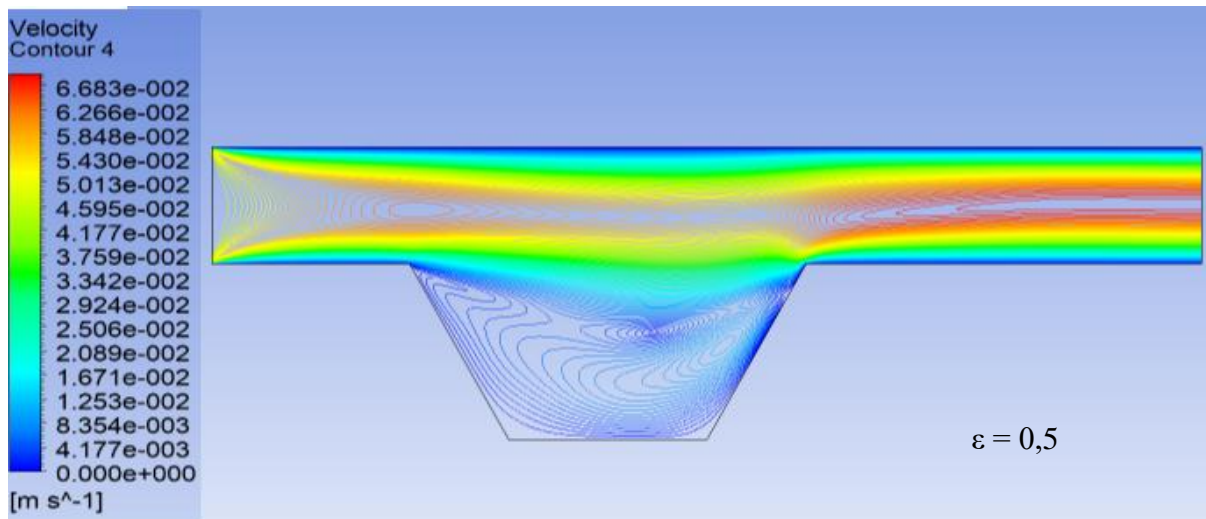


Figure III.5 : Contours des distributions des températures de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=10$





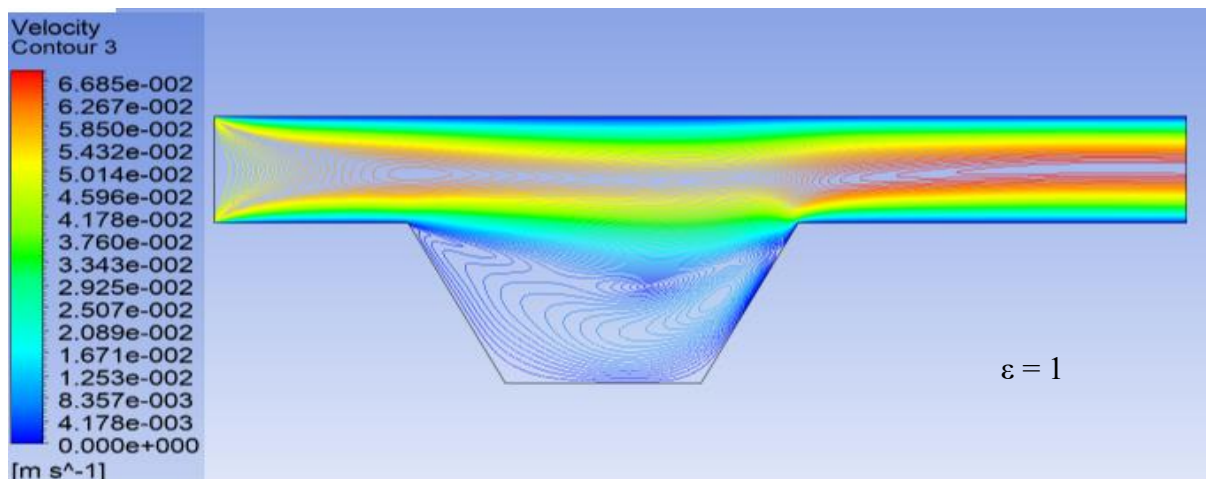
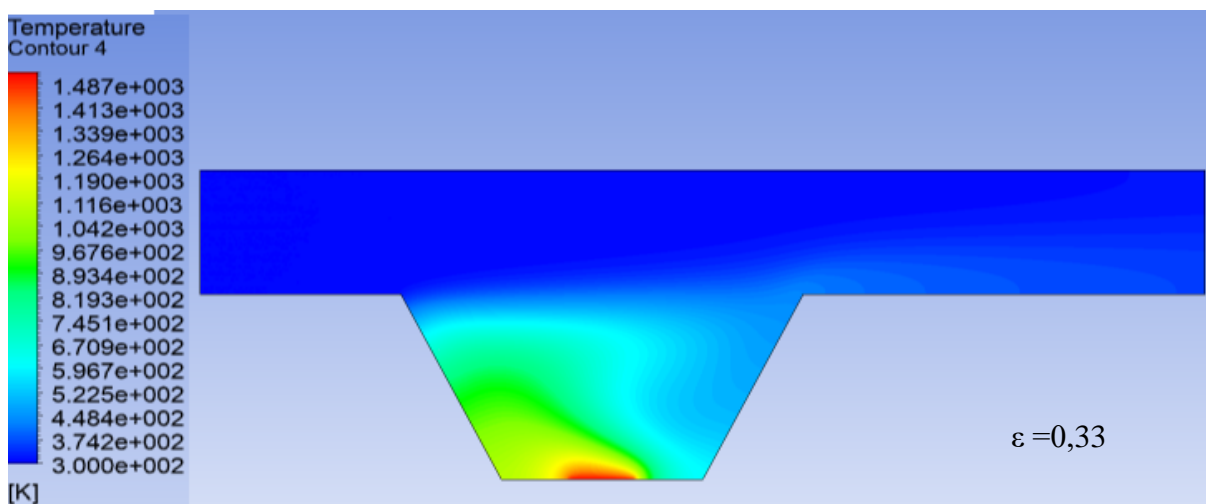
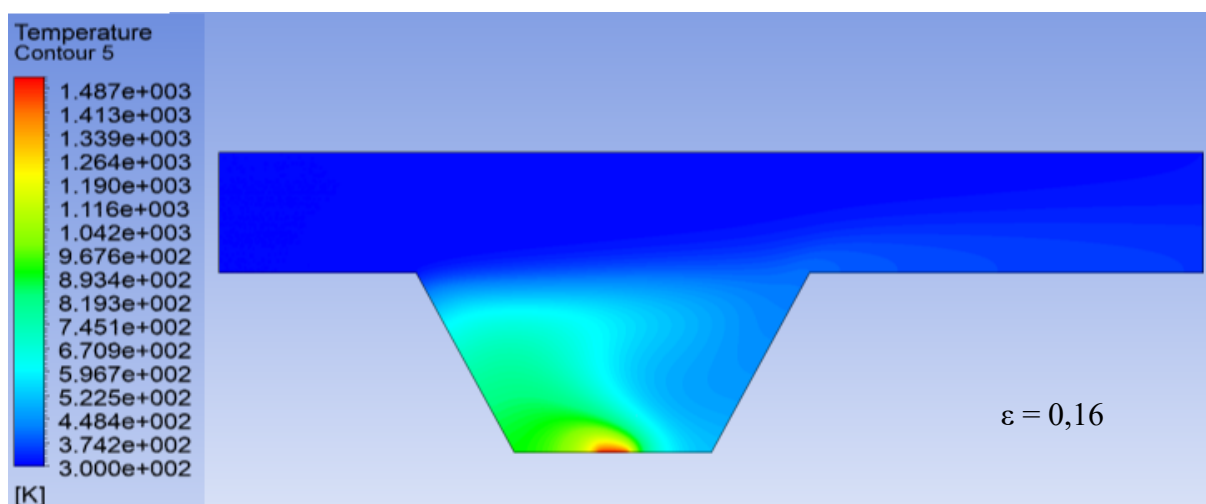
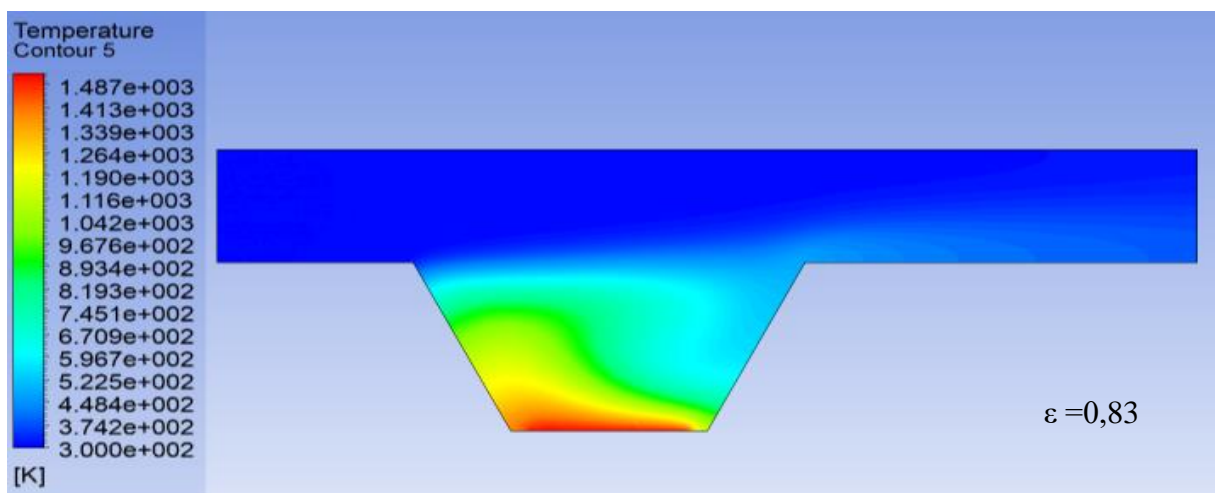
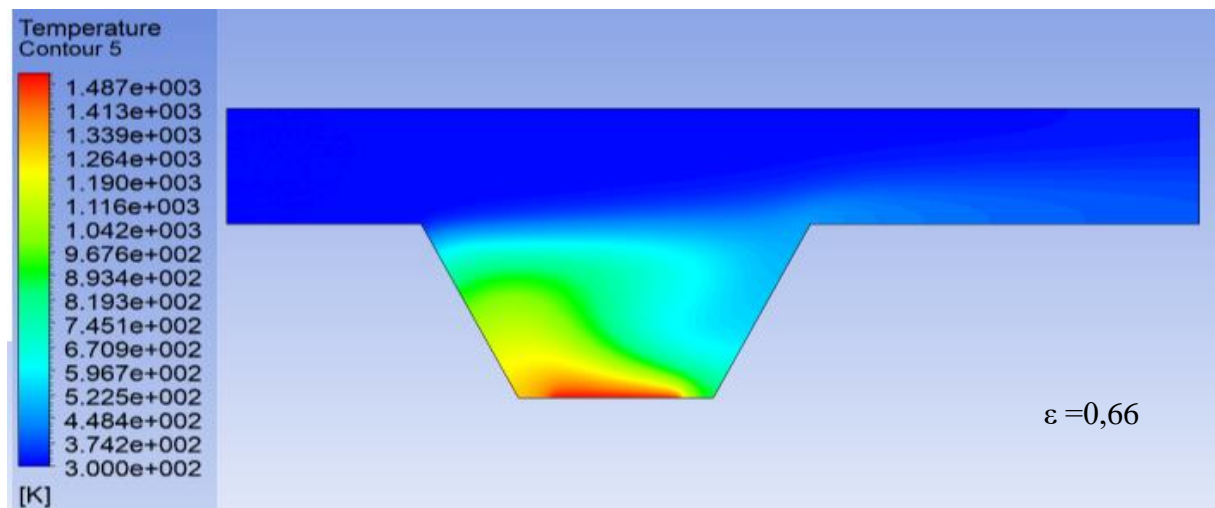
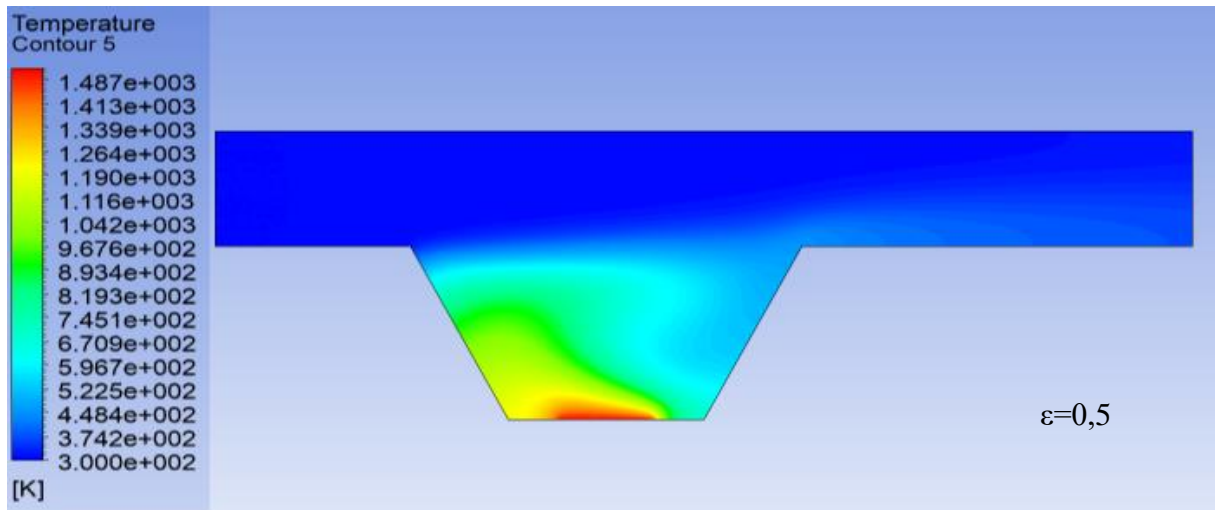


Figure III.6 : Contours des distributions des vitesses de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=10$





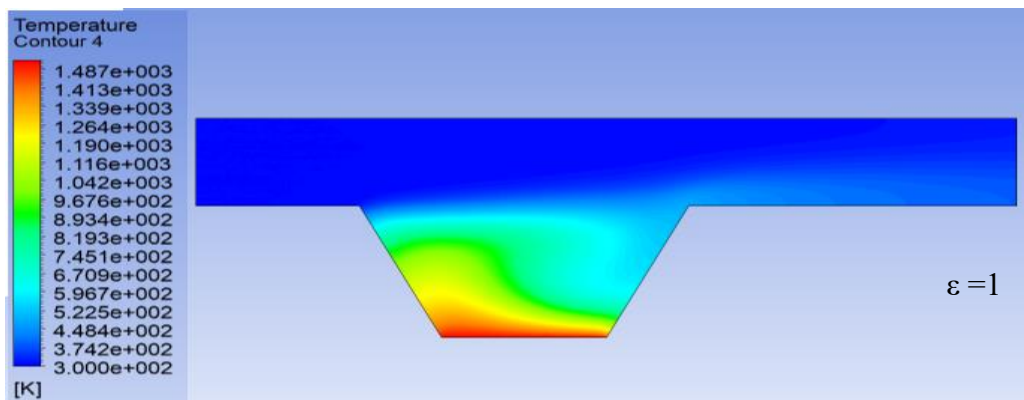
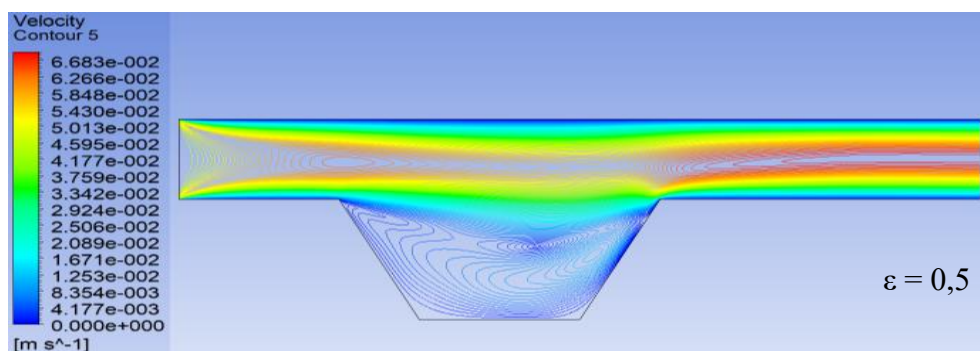
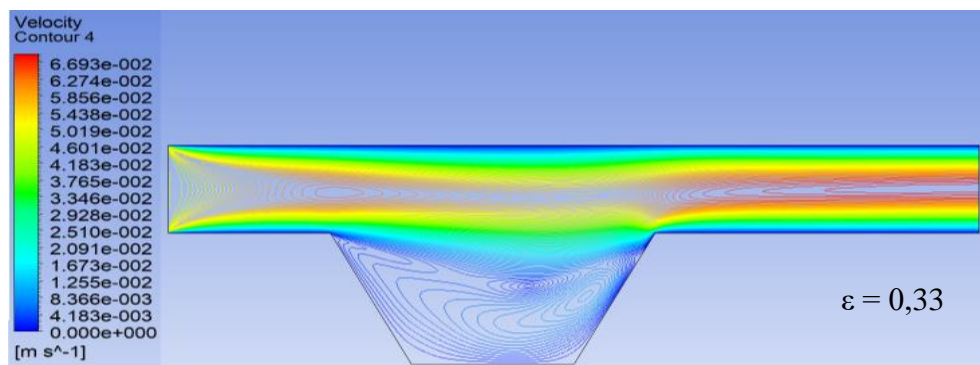
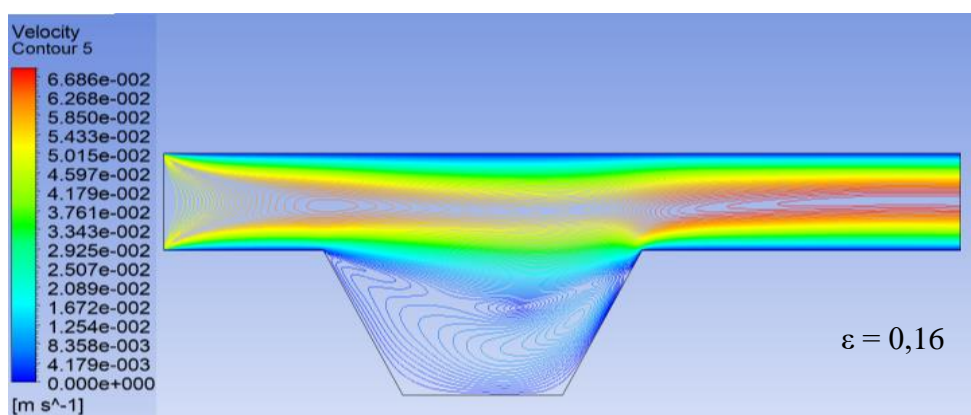


Figure III.7 : Contours des distributions des températures de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=100$



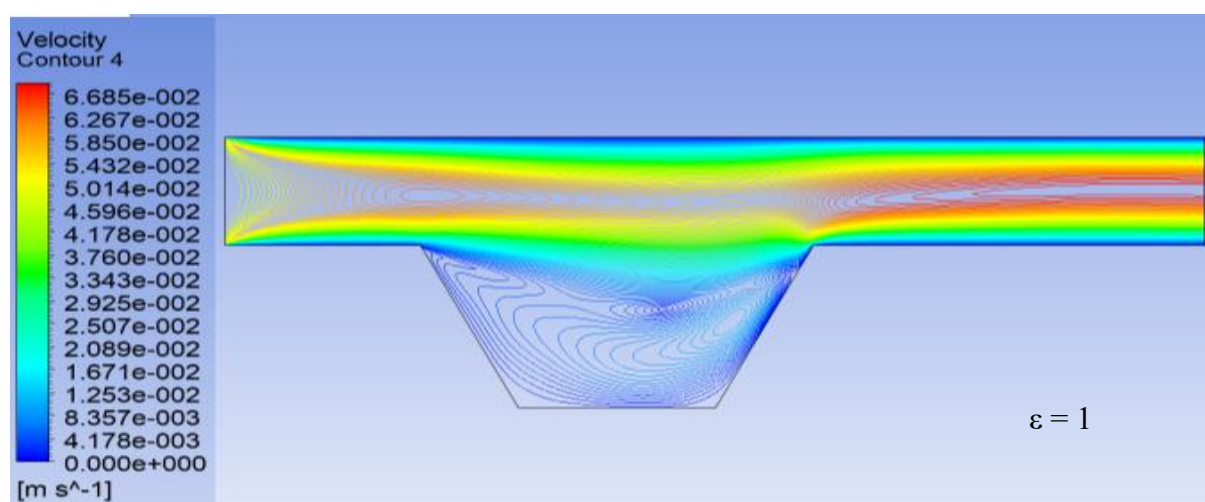
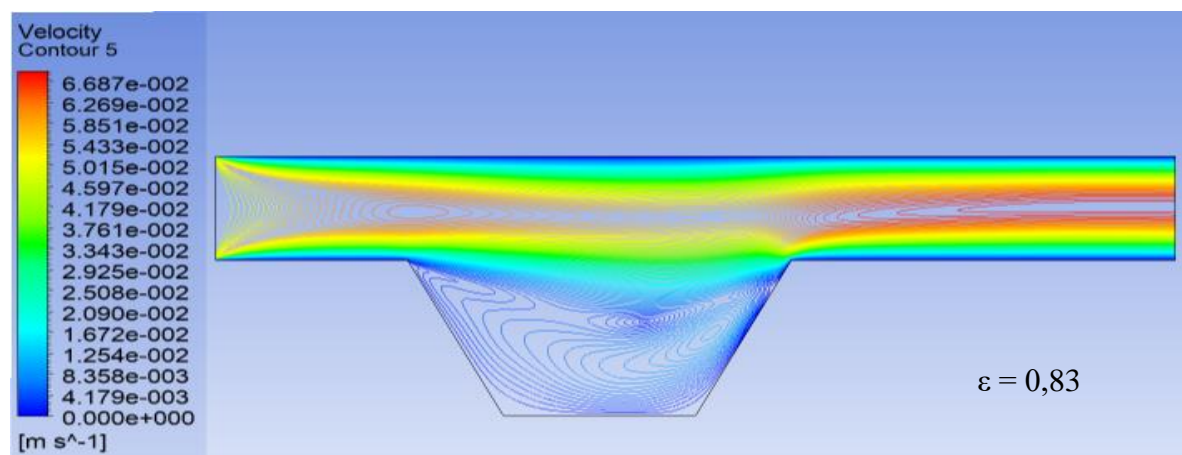
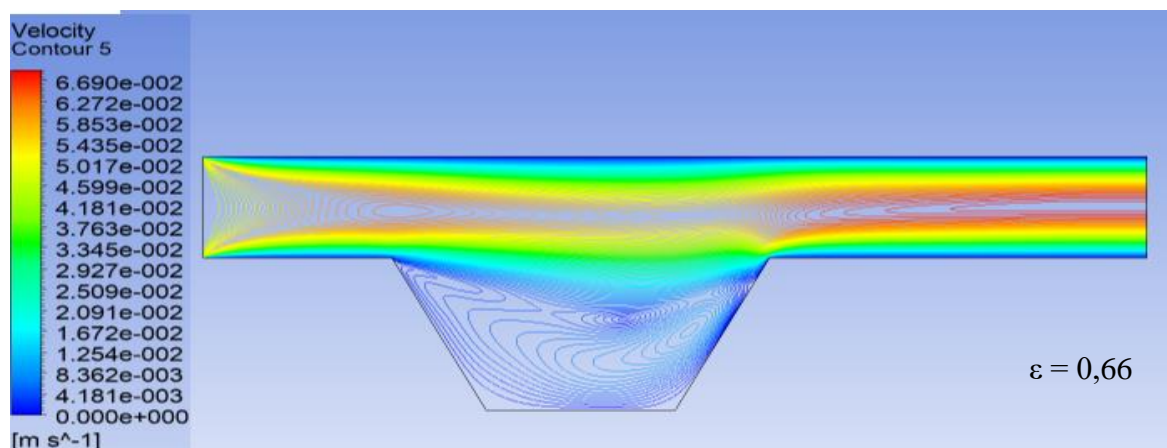


Figure III.8 : Contours des distributions des vitesses de la géométrie trapézoïdale à  $Ri=100$

**Tableau III.1 : Variation de  $Nu_{loc}(X)$  pour différentes valeurs de la longueur de la source de chaleur.**

Nu local \ X	$\varepsilon = 0,16$	$\varepsilon = 0,33$	$\varepsilon = 0,5$	$\varepsilon = 0,66$	$\varepsilon = 0,83$	$\varepsilon = 1$
0	0	0	0	0	0	0
0,00075	0,137636	0,093744	0,074376	0,058974	0,048821	0,031246
0,0015	0,212192	0,136643	0,10662	0,084177	0,070338	0,052569
0,00225	0,30096	0,178642	0,137382	0,10742	0,090771	0,071881
0,003	0,430776	0,227611	0,172501	0,133375	0,113359	0,091543
0,00375	0,654321	0,284819	0,212414	0,162484	0,138477	0,11216
0,0045	1,152321	0,35166	0,257342	0,194784	0,166165	0,134088
0,00525	0,840128	0,430496	0,30775	0,230482	0,196636	0,157662
0,006		0,525214	0,364245	0,269836	0,230138	0,183193
0,00675		0,642719	0,427596	0,313113	0,266908	0,21095
0,0075		0,79696	0,498793	0,360591	0,307166	0,241172
0,00825		1,021685	0,579198	0,412559	0,351117	0,274071
0,009		1,41531	0,670764	0,469333	0,398952	0,309836
0,00975		2,291775	0,776495	0,531281	0,450856	0,348633
0,0105		1,581264	0,901334	0,598839	0,507017	0,390616
0,01125			1,054199	0,672548	0,567606	0,435923
0,012			1,253519	0,753129	0,63281	0,484675
0,01275			1,545263	0,841545	0,702833	0,536986
0,0135			2,064563	0,939193	0,777899	0,592946
0,01425			3,246232	1,048166	0,858265	0,65265
0,015			2,110314	1,171747	0,944291	0,716163
0,01575				1,315528	1,036416	0,783543
0,0165				1,489839	1,135339	0,854823
0,01725				1,716647	1,242058	0,930032
0,018				2,052102	1,358204	1,009183
0,01875				2,65439	1,486484	1,09228
0,0195				4,026531	1,631713	1,179315
0,02025				2,711479	1,803145	1,270303

0,021					2,02135	1,365304
0,02175					2,340896	1,464431
0,0225					2,913486	1,567971
0,02325					4,245255	1,676421
0,024					2,737379	1,790737
0,02475						1,912613
0,0255						2,045132
0,02625						2,194153
0,027						2,371883
0,02775						2,608236
0,0285						2,981194
0,02925						3,670851
0,03						2,211379

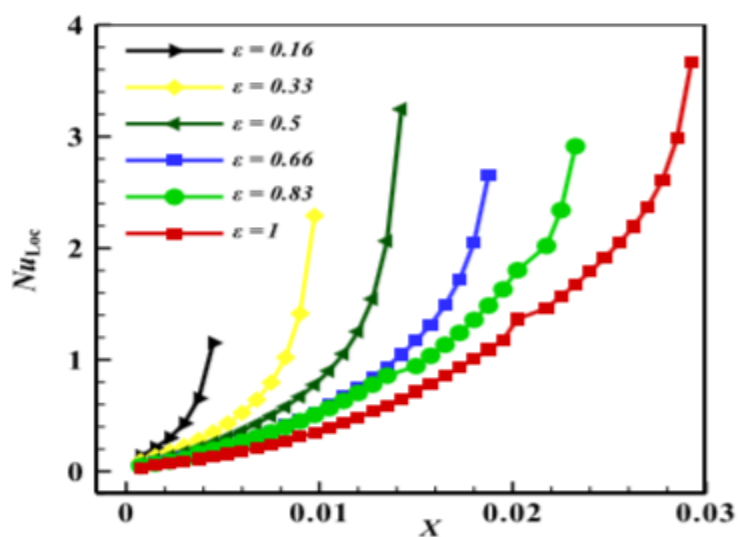
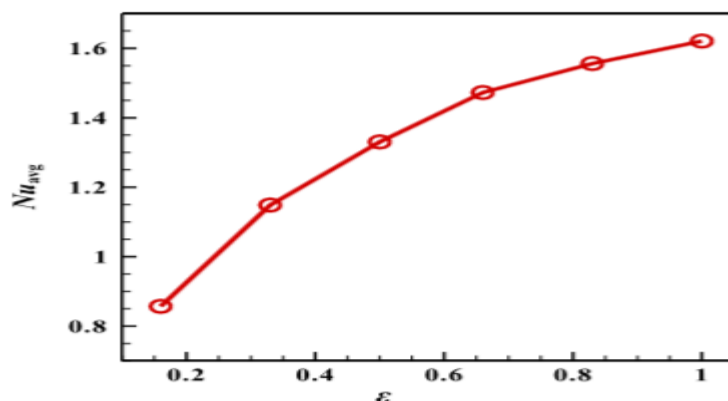


Figure III.9 : profils de Nusselt local avec la distance pour diverses valeurs de longueur de la source de chaleur.



**Figure III.10 : variation du nombre moyen de Nusselt avec la source de chaleur locale**

**Tableau III.2: Nombre moyen de Nusselt pour différentes longueurs de source de chaleur.**

$\epsilon$	Nu moyen
<b>0,16</b>	0,85715
<b>0,33</b>	1,14874
<b>0,5</b>	1,33056
<b>0,66</b>	1,47273
<b>0,83</b>	1,55622
<b>1</b>	1,620935

Le tableau III.1 et la figure III.9 affichent la variation du nombre de Nusselt local pour différentes longueurs de source de chaleur. Il ressort des résultats que lorsque la longueur de la source de chaleur augmente, le nombre de Nusselt local augmente également. L'augmentation de la longueur de la source de chaleur conduit à augmenter la région qui est exposée aux courants de convection et conduit à augmenter le taux de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt local. La Figure III.10 et le Tableau III.2 présentent la variation du nombre de Nusselt moyen avec la longueur sans dimension de la source de chaleur locale. On peut également remarquer que le nombre moyen de Nusselt augmente à mesure que la longueur de la source de chaleur locale augmente. Cela est dû à l'amélioration de la convection naturelle. Par conséquent, on peut voir que la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen correspond à la longueur la plus élevée de la source de chaleur (c'est-à-dire  $\epsilon = 1$ ).

Les résultats de la première application ont fait l'objet d'une publication dans une revue internationale (Laouira et al. Heat Transf. Asian Res. 2020, 49, 406–423).

### III.3. Application 2 : L'effet de la position de la source de chaleur

Dans cette partie les résultats sont présentés sous forme de contours d'isotherme et le nombre de Nusselt et discuté pour diverses valeurs du nombre de Richardson ( $0,1 \leq Ri \leq 100$ ) pour la longueur de la source de chaleur [ $\varepsilon = 0,75$ ]. Reynolds et Les nombres de Prandtl sont maintenus constants à ( $Re = 100$ ) et ( $Pr = 0,71$ ) respectivement.

Pour  $Ri=0,1$

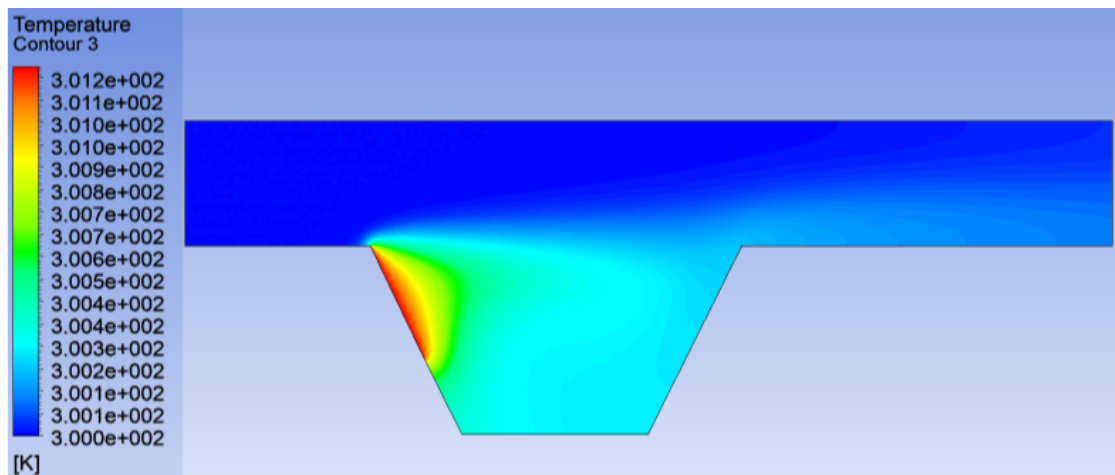


Figure III.11 : Contours des Température pour la position 1 à  $Ri=0,1$

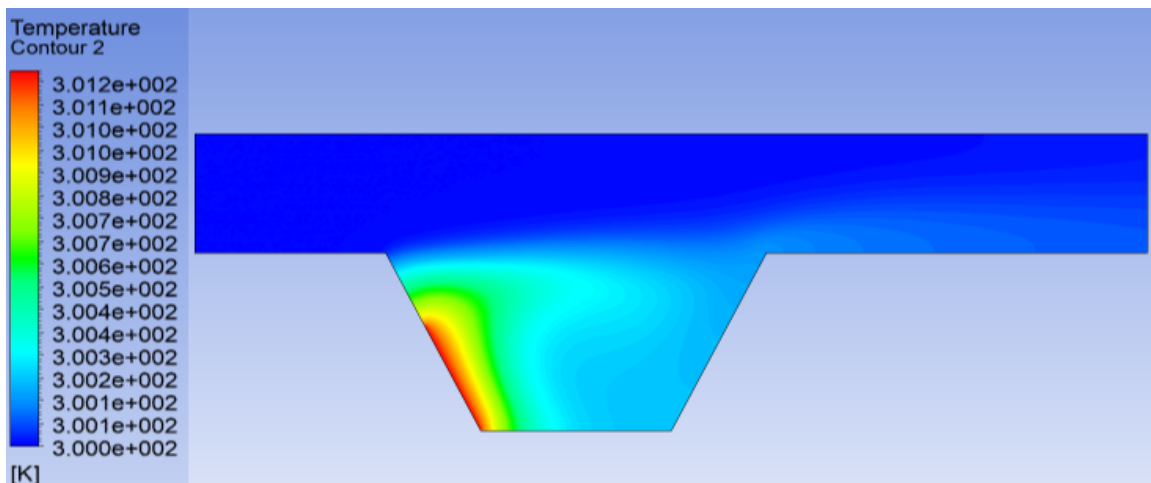


Figure III.12: Contours des Températures pour la position 2 à  $Ri=0,1$

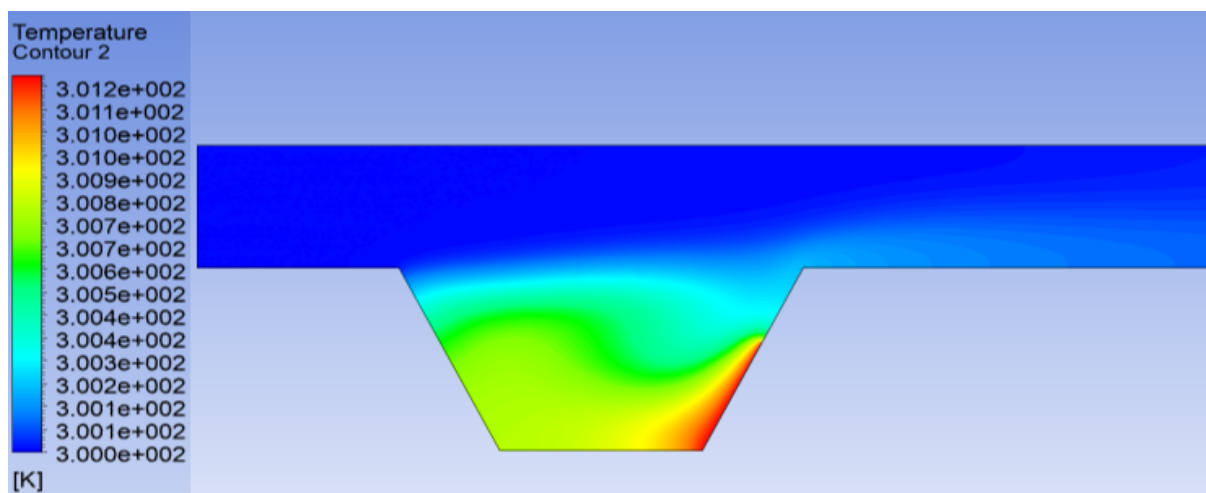


Figure III.13 : Contours des Températures pour la position 3 à  $Ri=0,1$

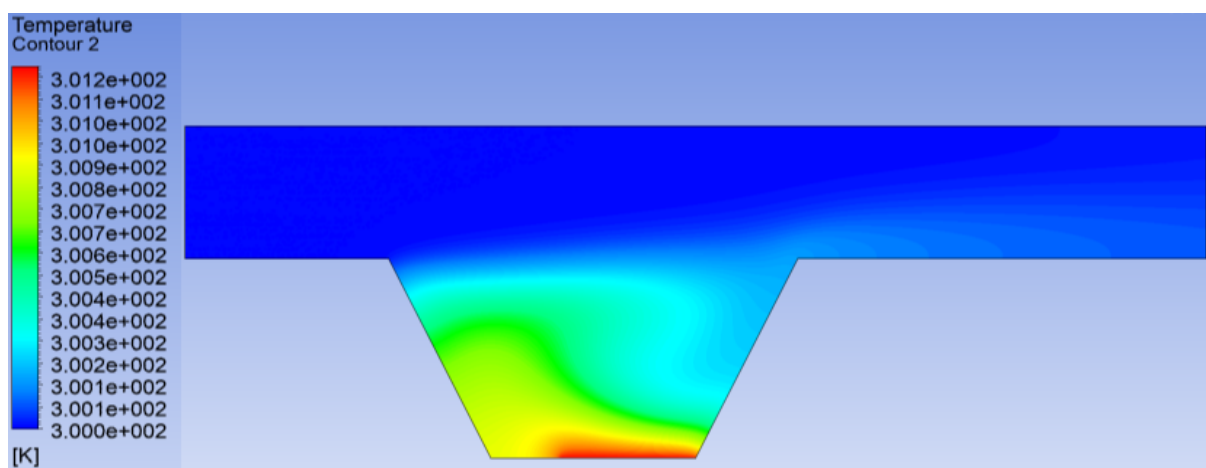


Figure III.14 : Contours des Températures pour la position 4 à  $Ri=0,1$

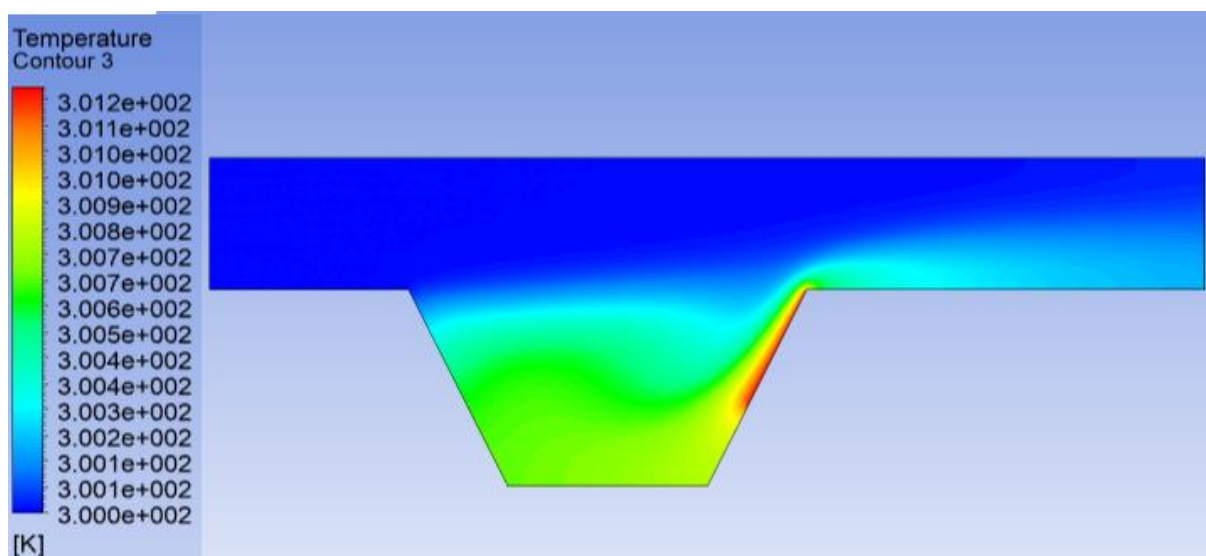


Figure III.15: Contours des Températures pour la position 5 à  $Ri=0,1$

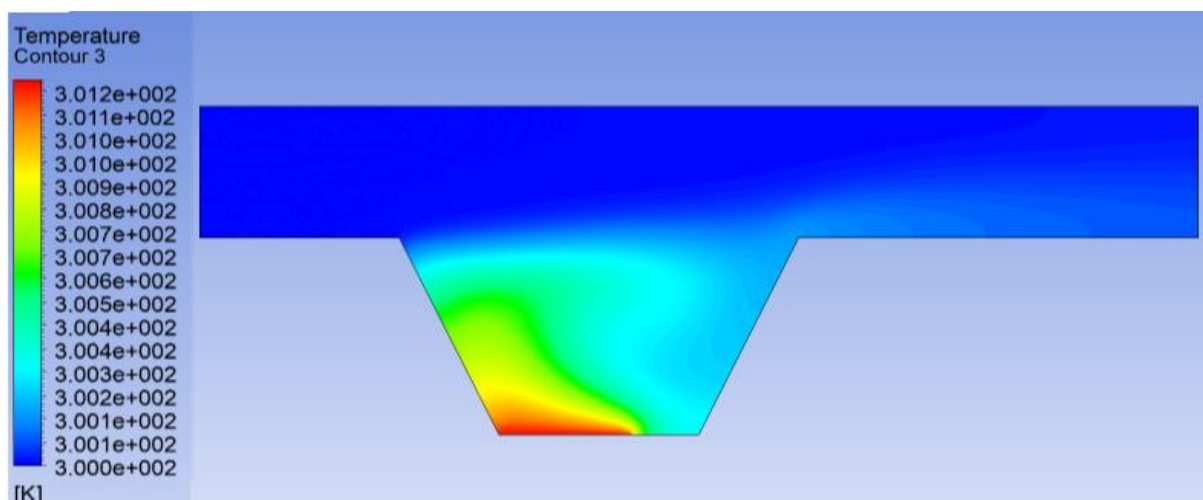


Figure III.16 : Contours des Températures pour la position 6 à  $Ri=0,1$

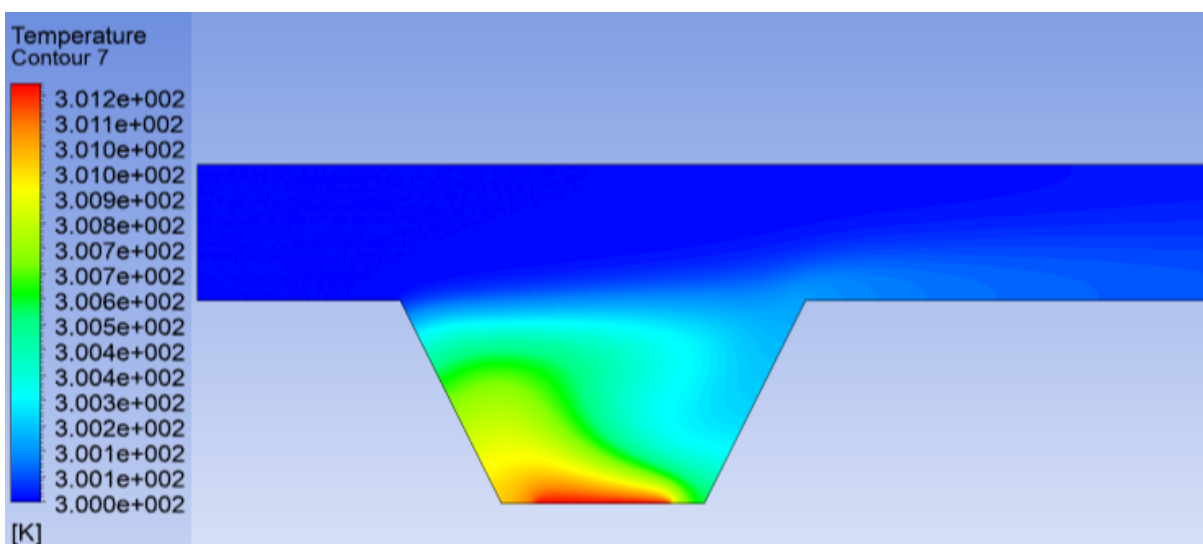


Figure III.17: Contours des Températures pour la position 7 à  $Ri=0,1$

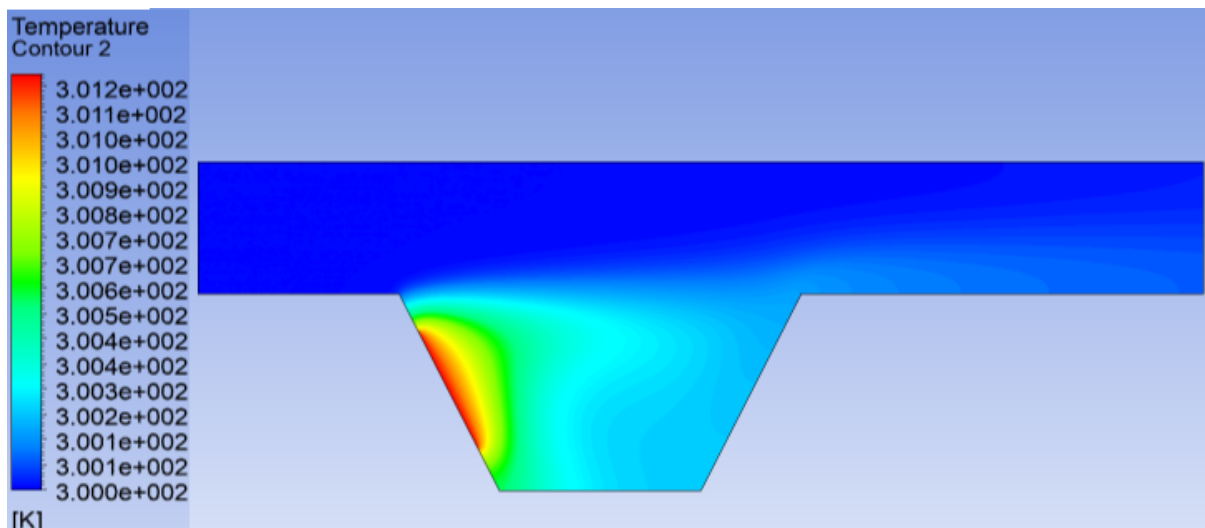


Figure III.18: Contours des Températures pour la position 8 à  $Ri=0,1$

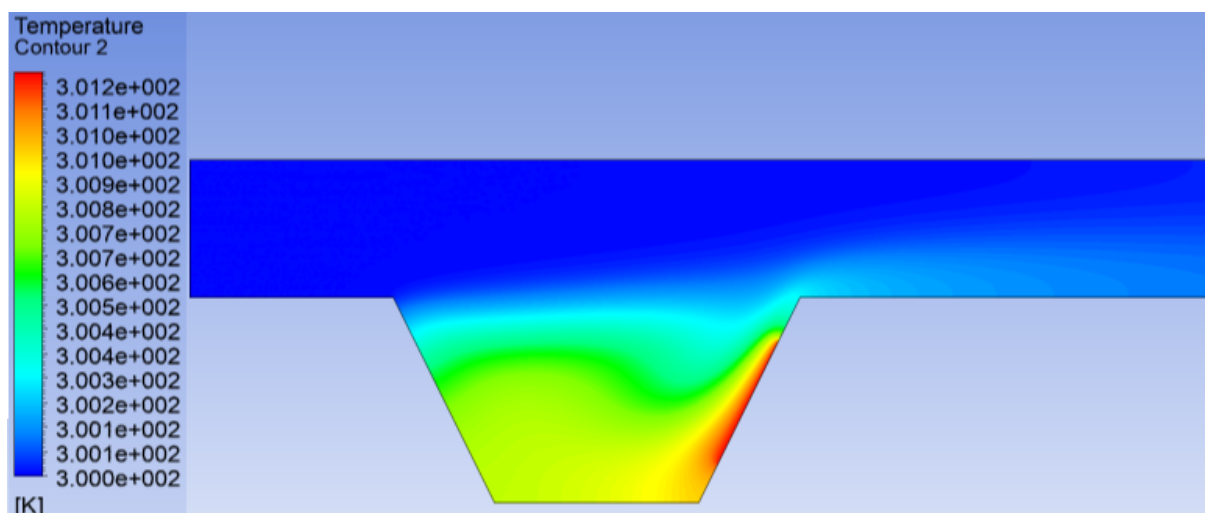


Figure III.19: Contours des Températures pour la position 9 à  $Ri=0,1$

A  $Ri=1$

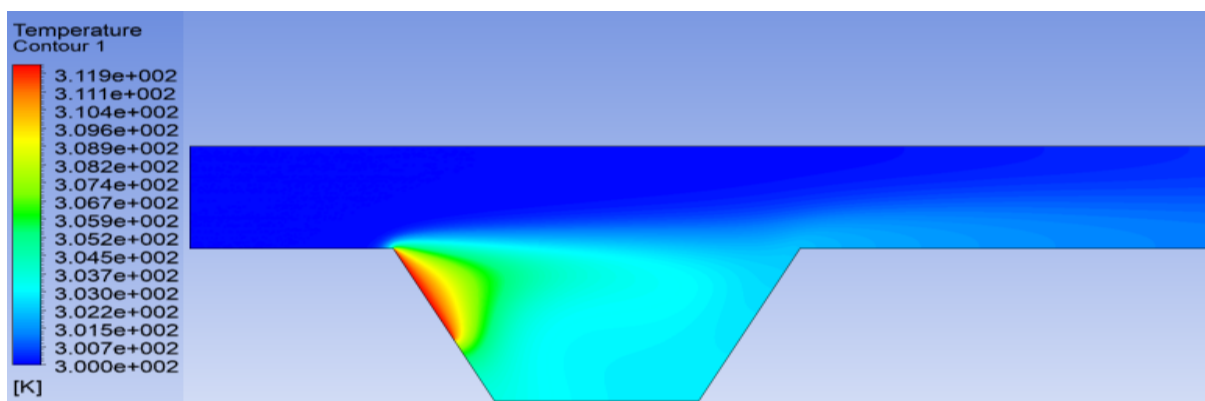


Figure III.20: Contours des Températures pour la position 1 à  $Ri=1$

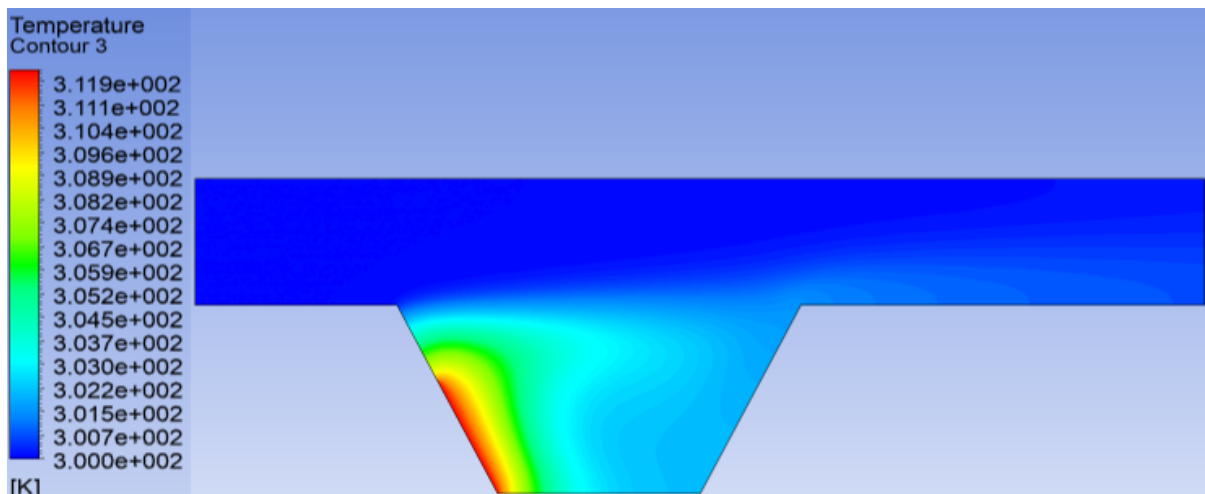


Figure III.21: Contours des Températures pour la position 2 à  $Ri=1$

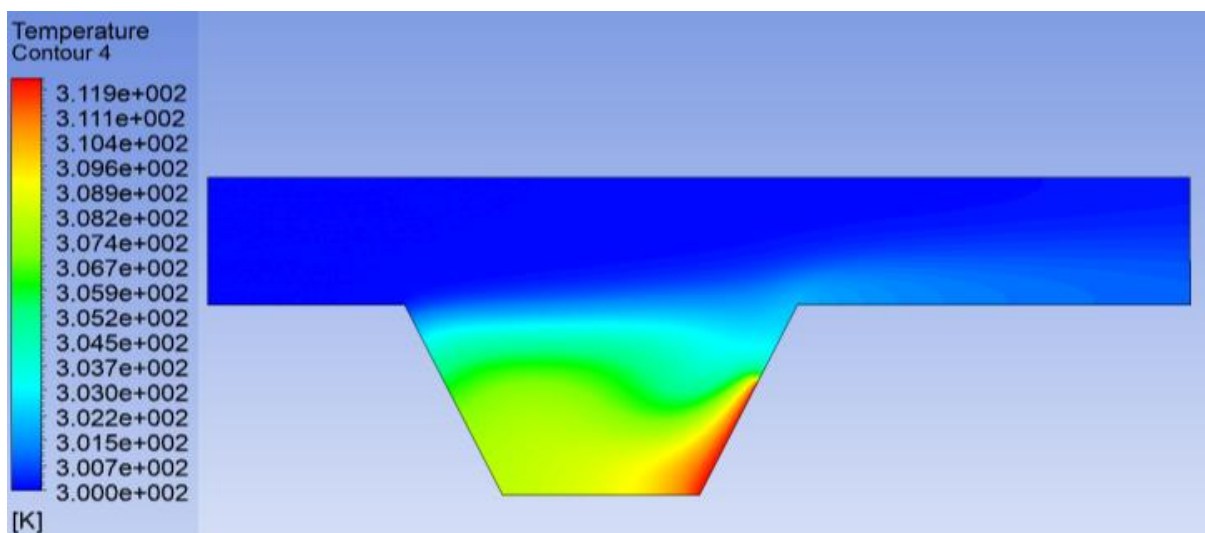


Figure III.22: Contours des Températures pour la position 3 à  $Ri=1$

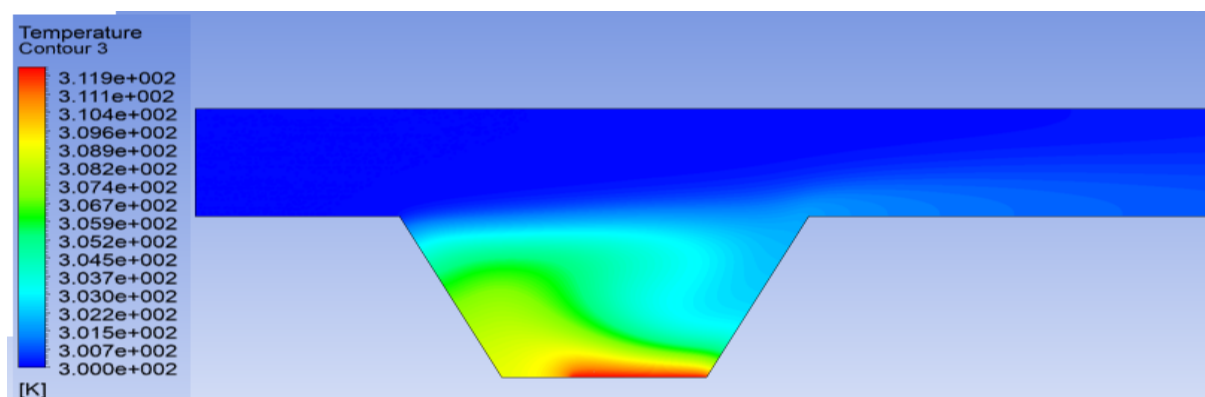


Figure III.23: Contours des Températures pour la position 4 à  $Ri=1$

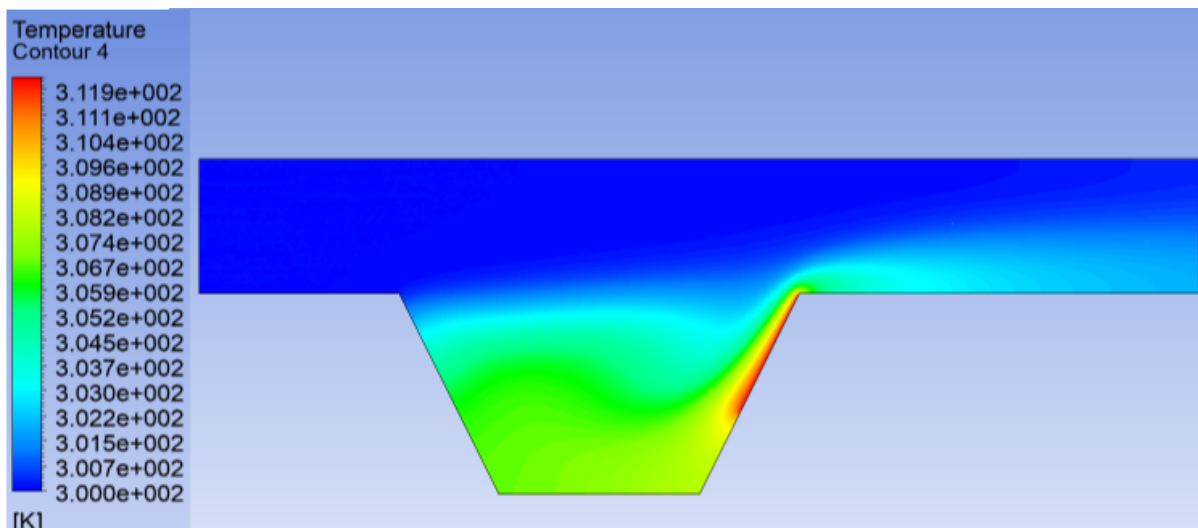


Figure III. 24 : Contours des Températures pour la position 5 à  $Ri=1$

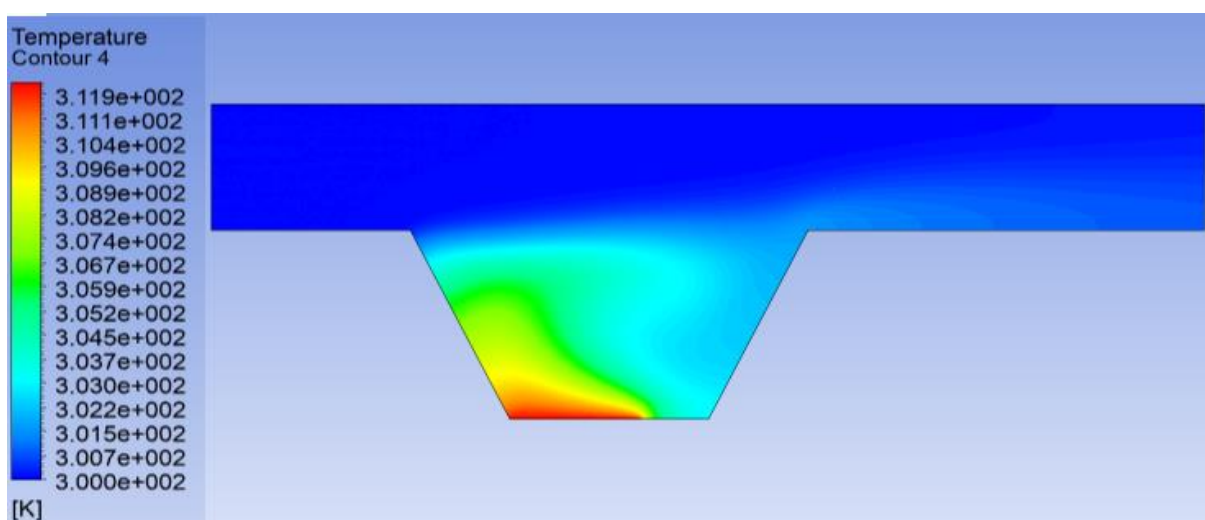


Figure III.25: Contours des Températures pour la position 6 à  $Ri=1$

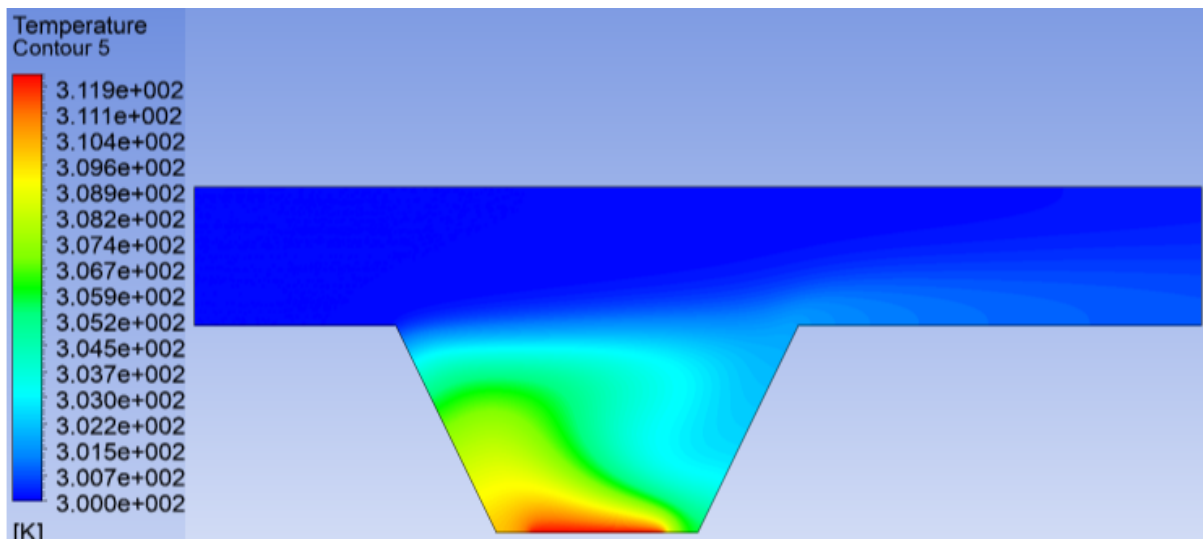


Figure III.26 : Contours des Températures pour la position 7 à  $Ri=1$

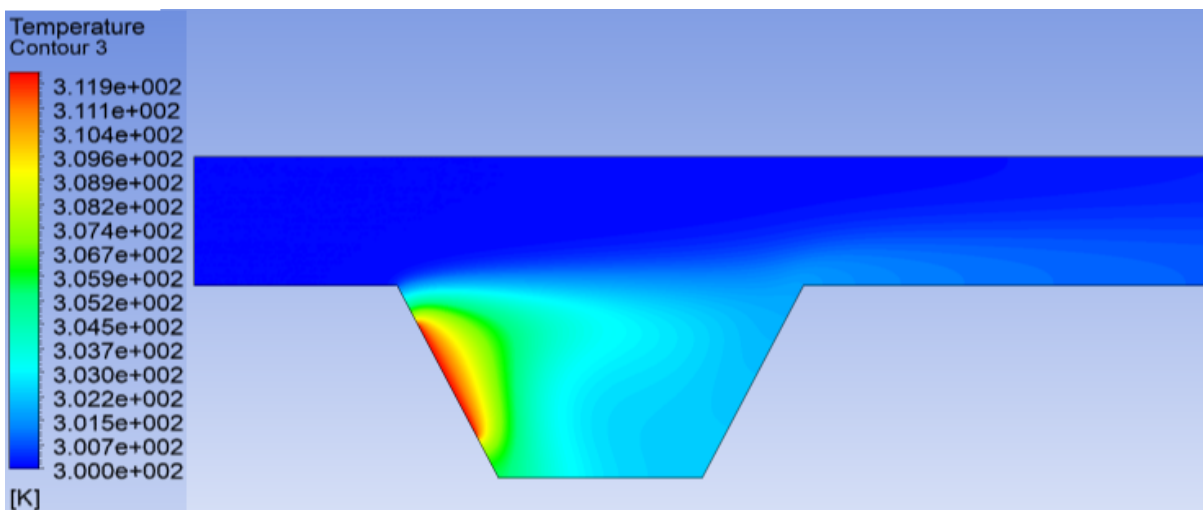


Figure III.27: Contours des Températures pour la position 8 à  $Ri=1$

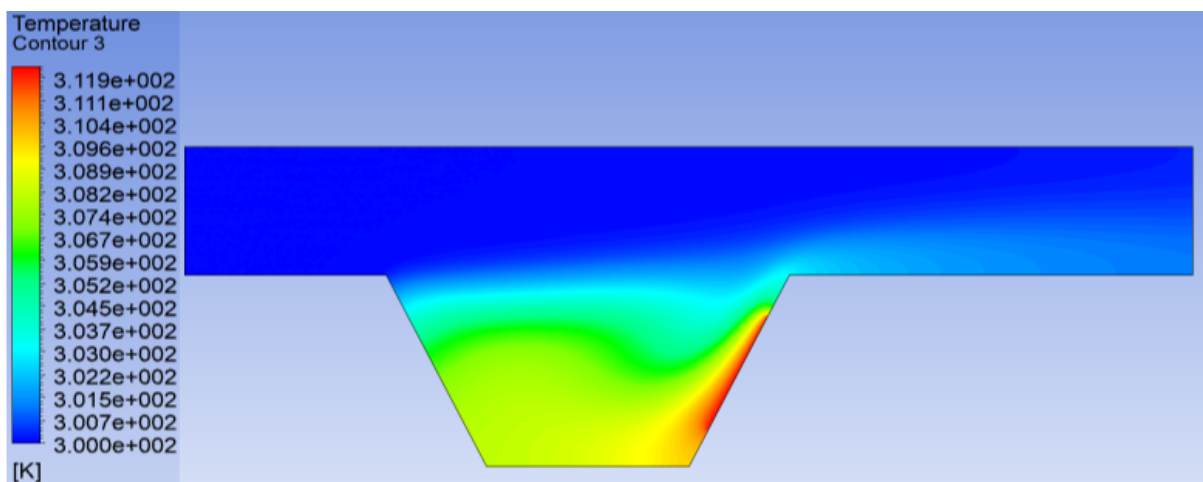


Figure III.28: Contours des Températures pour la position 9 à  $Ri=1$

A  $Ri=10$

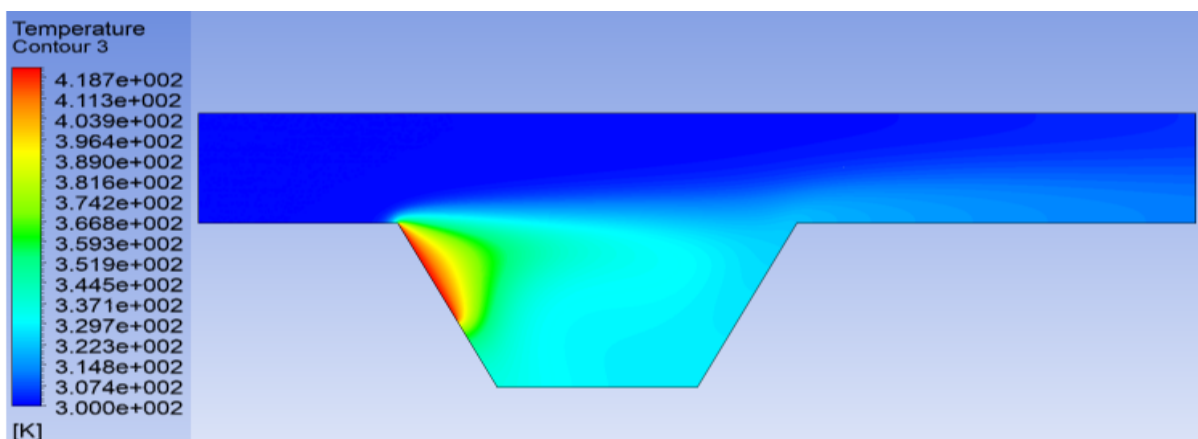


Figure III.29: Contours des Températures pour la position 1 à  $Ri=10$

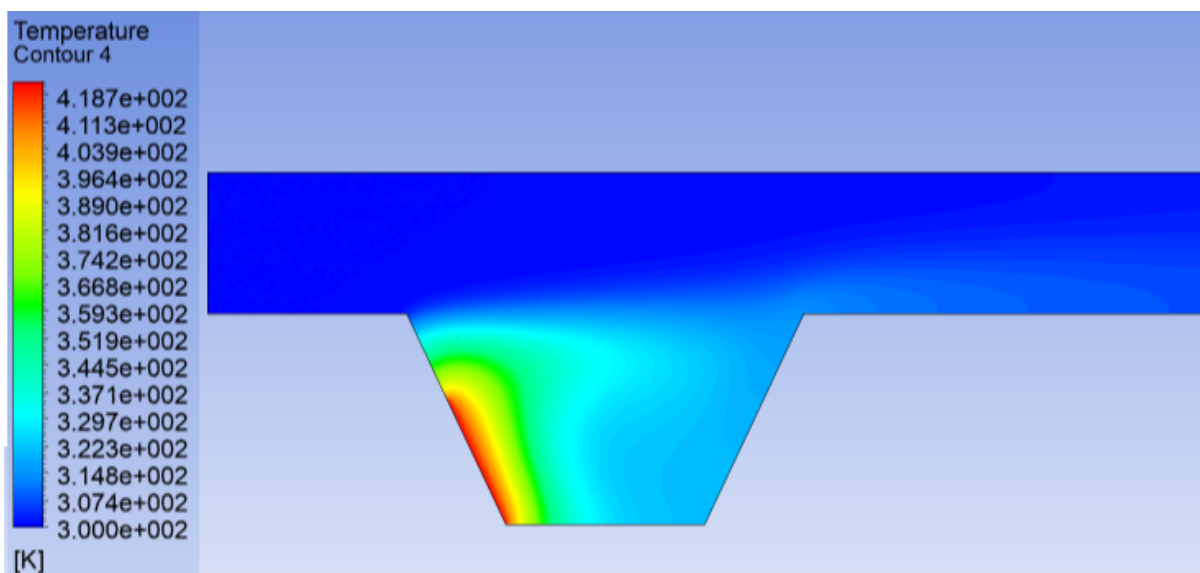


Figure III.30: Contours des Températures pour la position 2 à  $Ri=10$

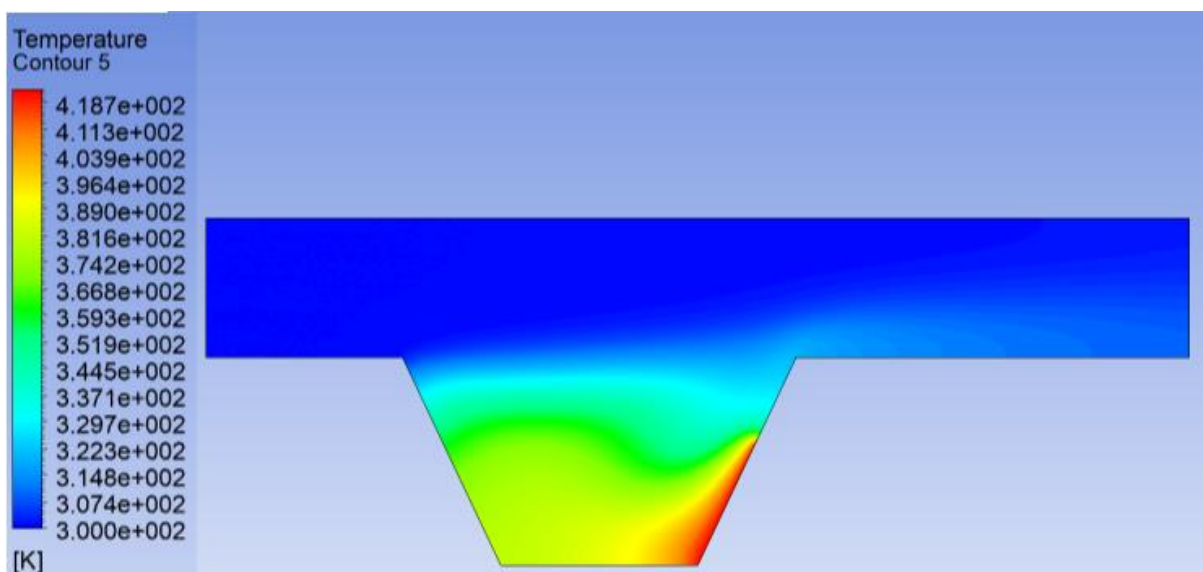


Figure III.31: Contours des Températures pour la position 3 à  $Ri=10$

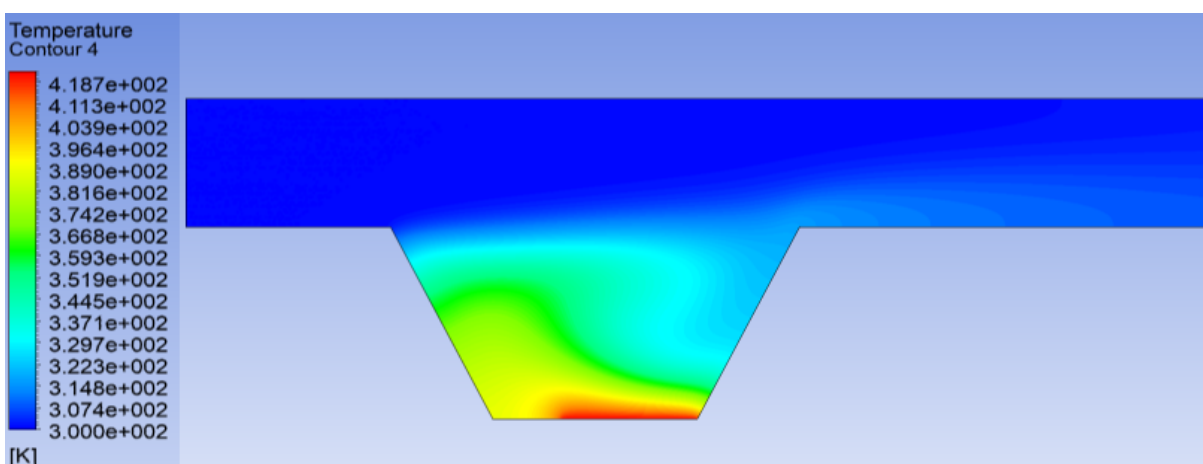


Figure III.32: Contours des Températures pour la position 4 à  $Ri=10$

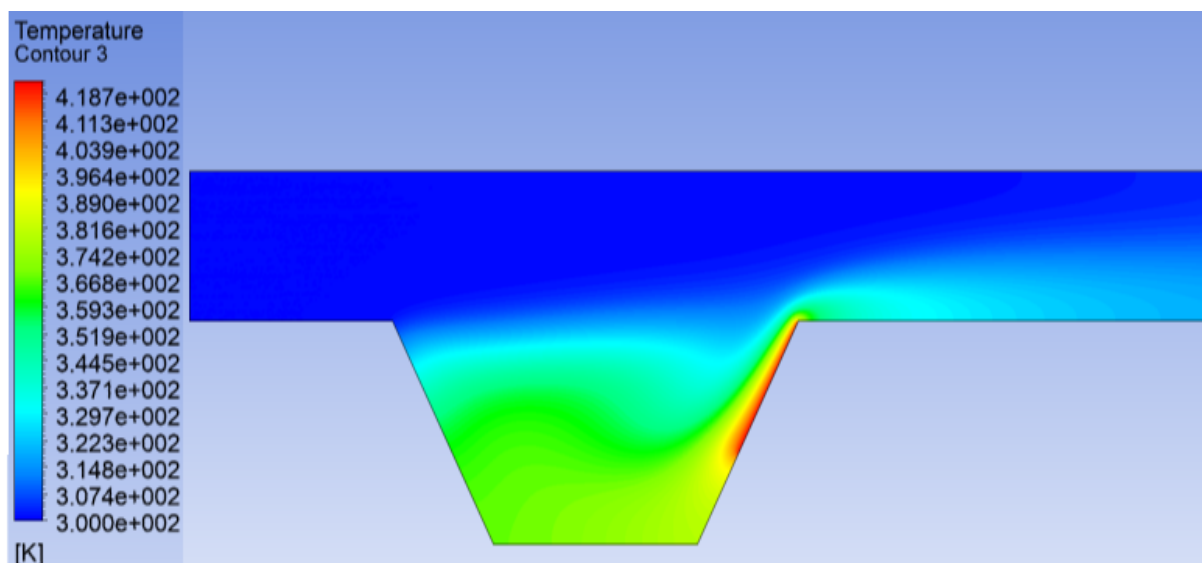


Figure III.33: Contours des Températures pour la position 5 à  $Ri=10$

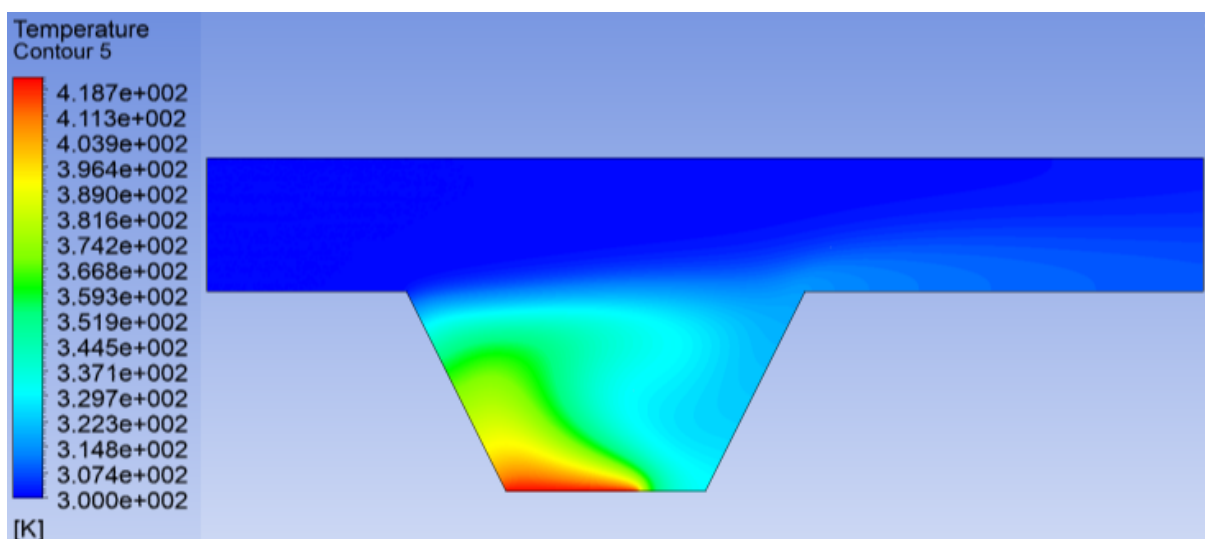


Figure III.34: Contours des Températures pour la position 6 à  $Ri=10$

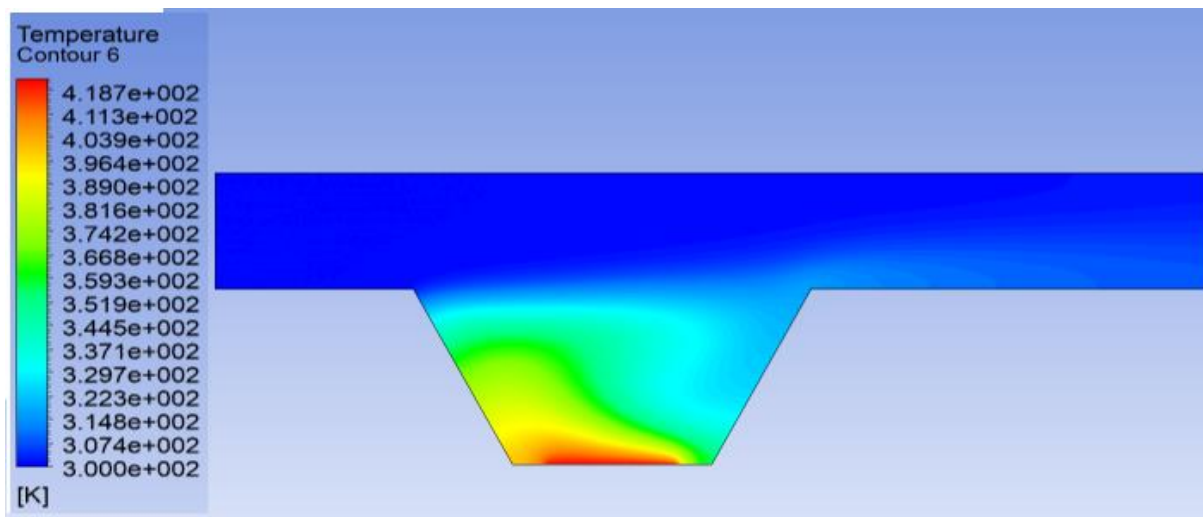


Figure III.35 : Contours des Températures pour la position 7 à  $Ri=10$

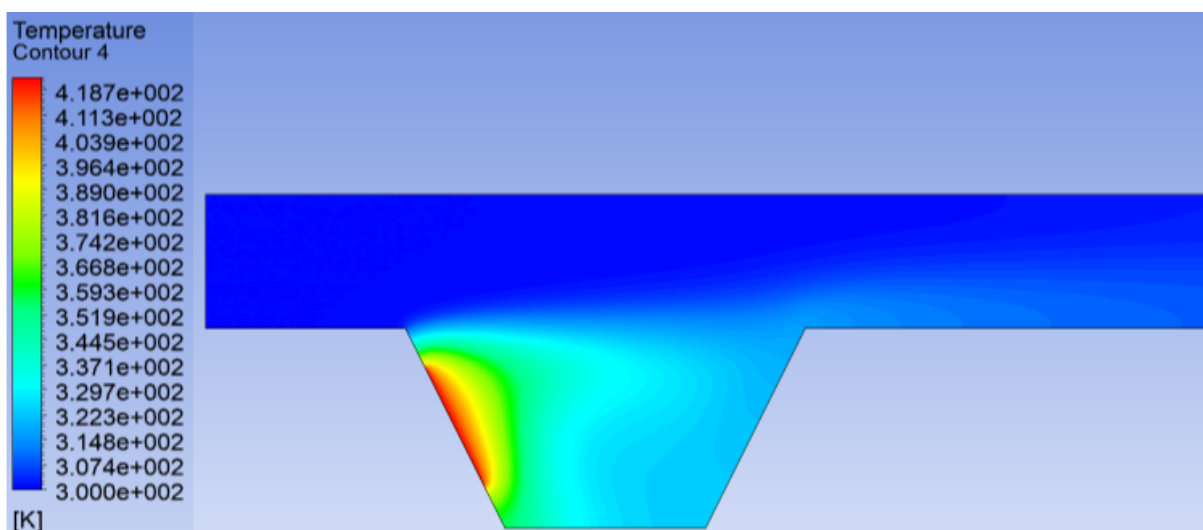


Figure III.36: Contours des Températures pour la position 8 à  $Ri=10$

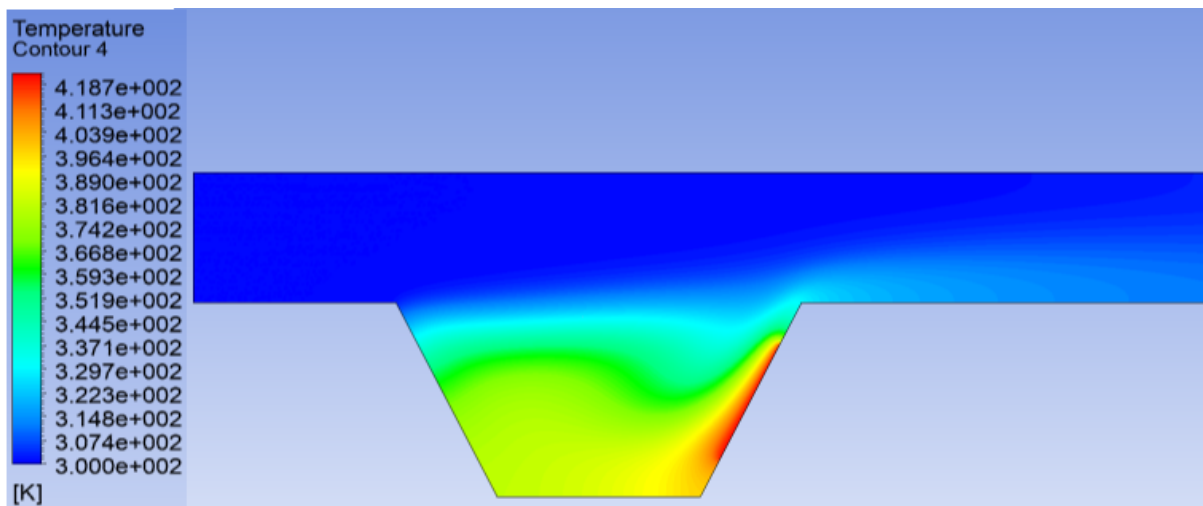


Figure III.37: Contours des Températures pour la position 9 à  $Ri=10$

A  $Ri=100$

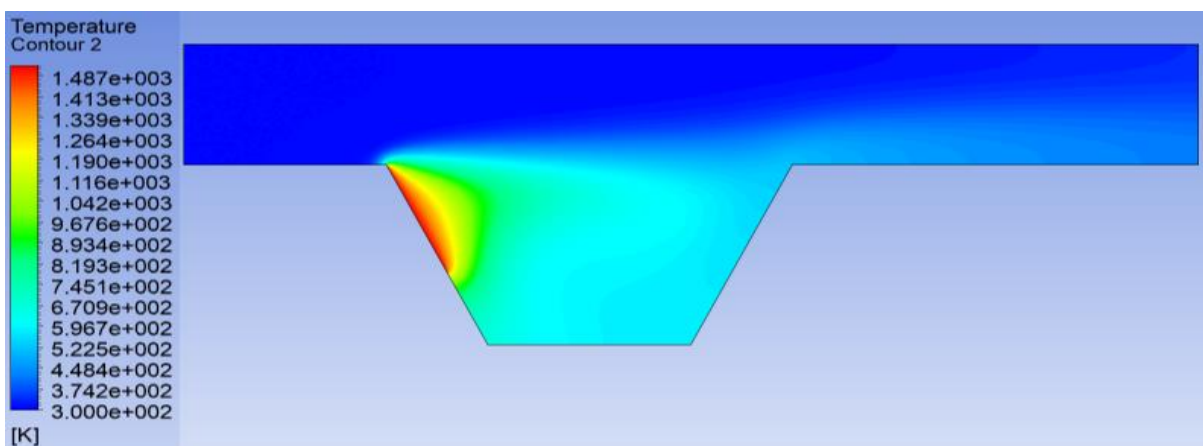


Figure III.38 : Contours des Températures pour la position 1 à  $Ri=100$

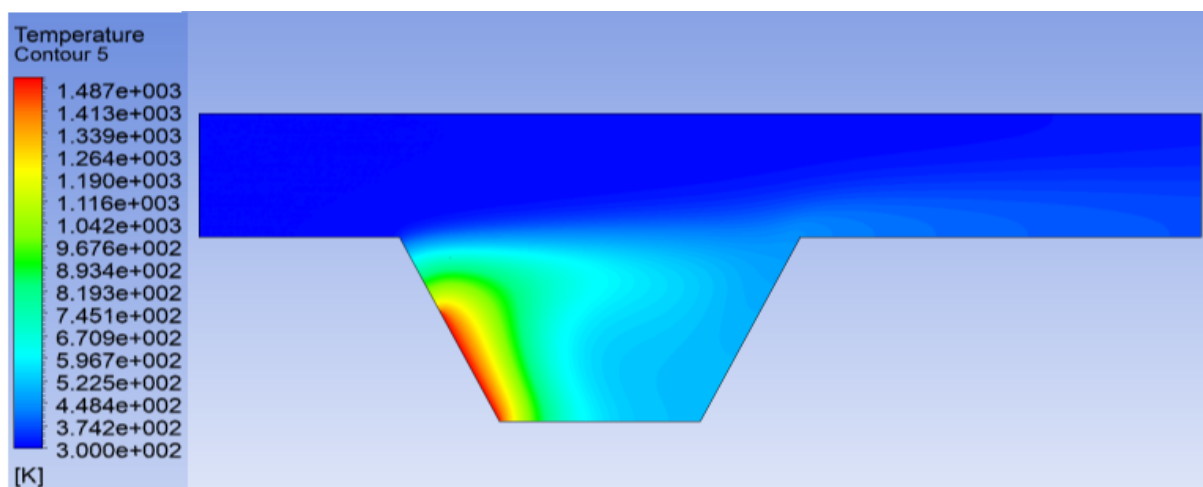


Figure III.39: Contours des Températures pour la position 2 à  $Ri=100$

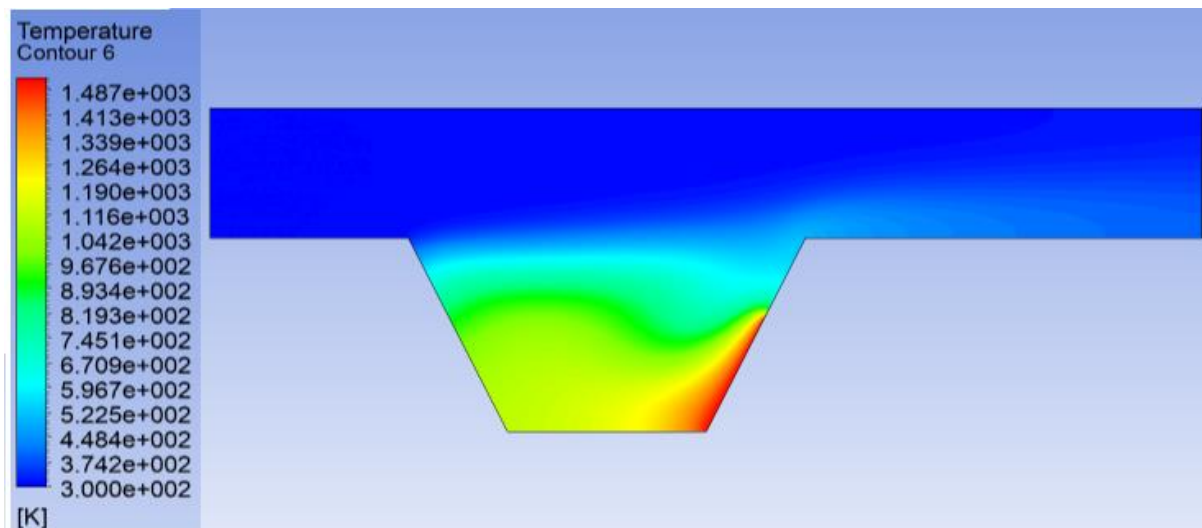


Figure III.40 : Contours des Températures pour la position 3 à  $Ri=100$

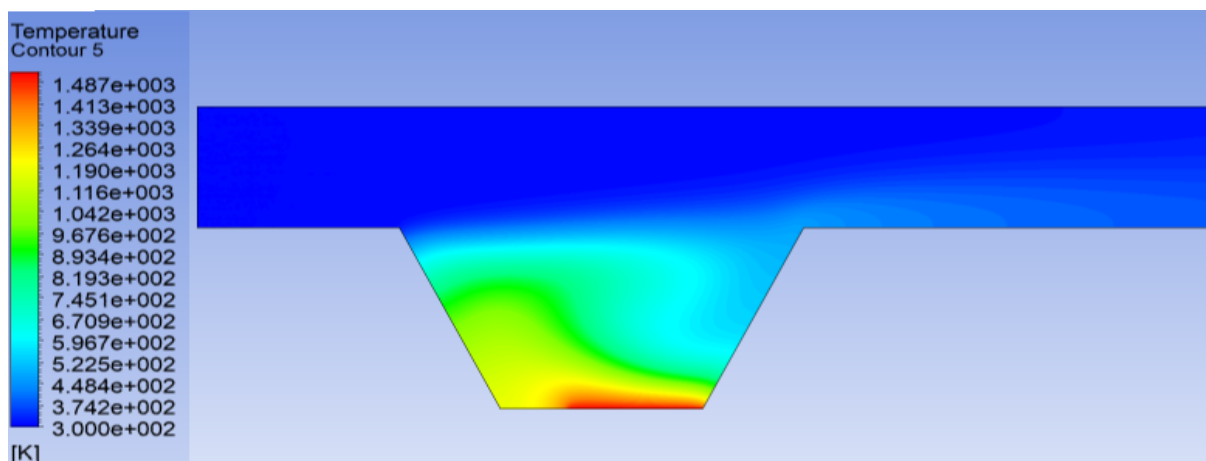


Figure III.41: Contours des Températures pour la position 4 à  $Ri=100$

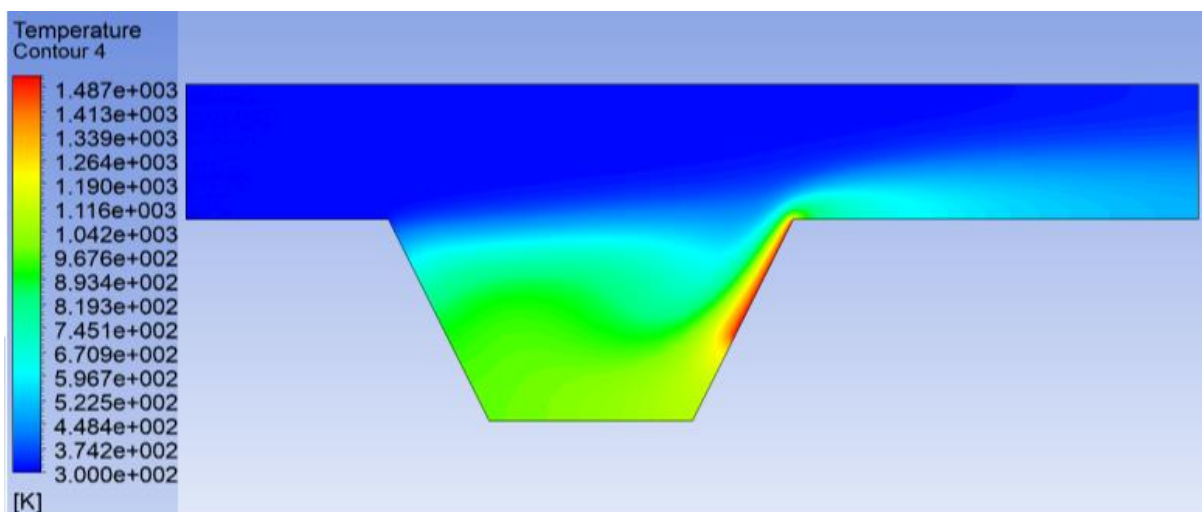


Figure III.42: Contours des Températures pour la position 5 à  $Ri=100$

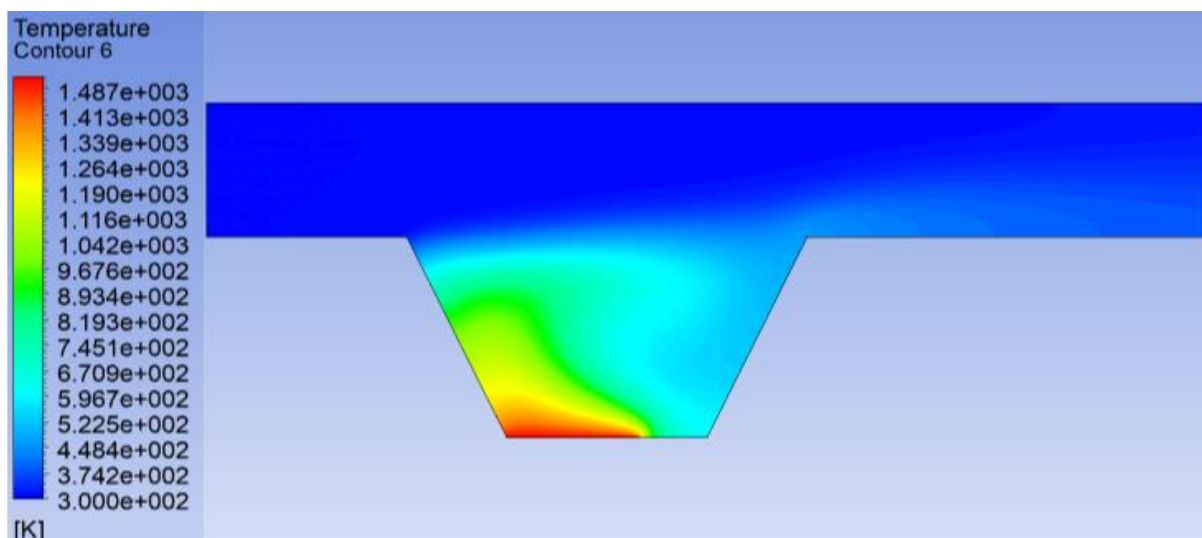


Figure III.43 : Contours des Températures pour la position 6 à  $Ri=100$

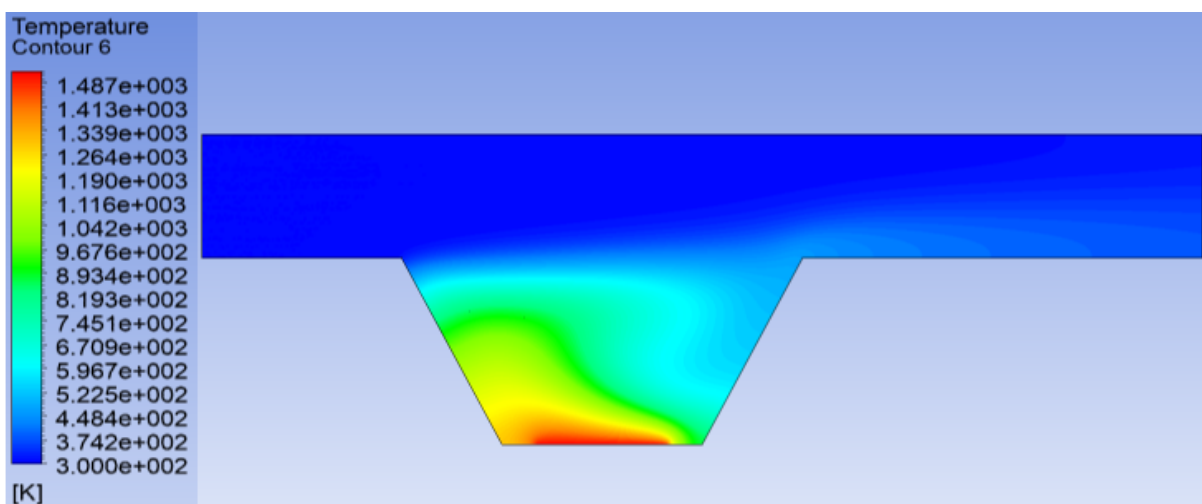
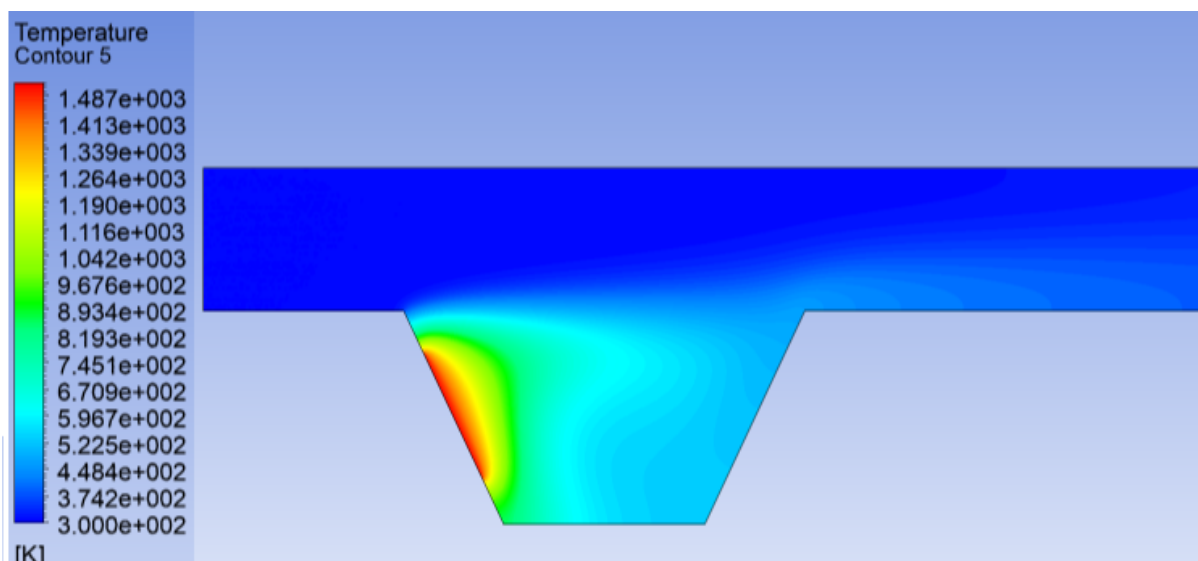
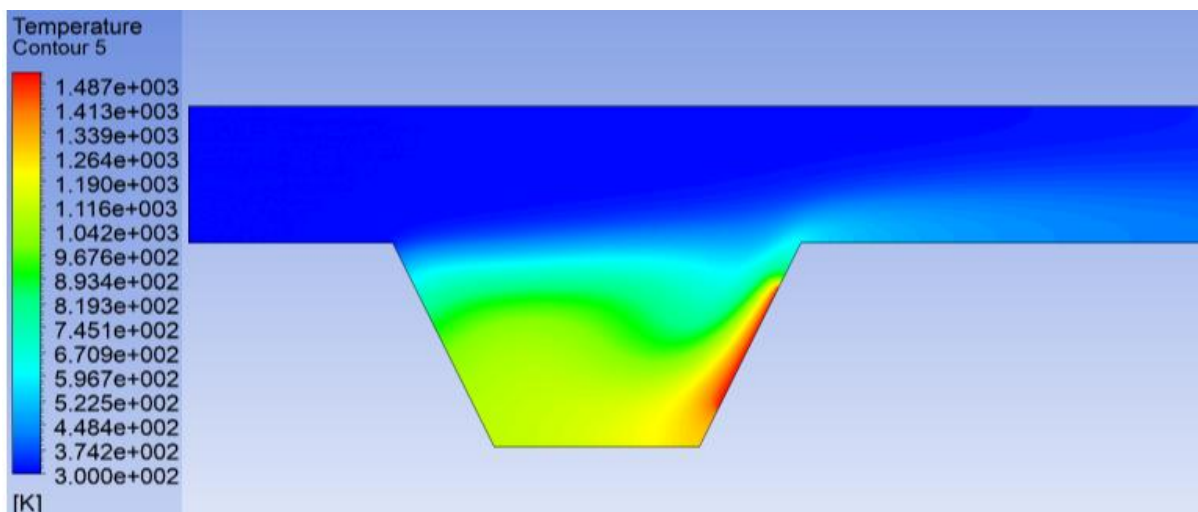


Figure III.44: Contours des Températures pour la position 7 à  $Ri=100$



**Figure III.45: Contours des Températures pour la position 8 à  $Ri=100$**



**Figure III.46 : Contours des Températures pour la position 9 à  $Ri=100$**

Les figures (III.11 III.46) montrent les contours isothermes pour divers emplacements de la source de chaleur et nombre de Richardson  $Ri = [0,1, 1, 10, 100]$ . Les trois modes de transfert de chaleur sont observés dans différentes régions. Il peut être observé à partir des résultats, que ces contours essaient de distribuer rapidement et fortement à l'intérieur du boîtier lorsque l'emplacement de la source de chaleur change.

L'accumulation intense des isothermes est visible en particulier à l'emplacement de la source de chaleur sur la paroi de l'enceinte trapézoïdale ouverte. Comme la source de chaleur plus longue conduit à augmenter le taux de génération de chaleur à l'intérieur de l'enceinte. Cela provoque une augmentation significative de la convection en raison de l'augmentation de la

force de flottabilité. De côté, le taux le plus élevé de génération de chaleur conduit à augmenter la température de surface de la source de chaleur et en conséquence, l'effet de convection naturelle devient plus sévère lorsque la longueur de la source de chaleur augmente.

De plus, on constate que la source de chaleur sur la paroi inférieure transfère la plupart de la chaleur dans l'air froid entrant le canal en raison de la grande différence de température entre eux. Cela peut être détecté à partir de l'isotherme accumulée près de la sortie du canal. On peut en déduire que l'emplacement de la source de chaleur conduit à une variation significative du motif des contours isothermes.

On peut voir que la source de chaleur sur la paroi transfère la plupart de la chaleur dans l'air froid entrant dans le canal en raison de la grande différence de température entre eux. Cela peut être détecté à partir de l'isotherme accumulée près de la sortie du canal.

De plus, on peut remarquer que la température commence à diminuer progressivement au fur et à mesure que l'on s'éloigne de l'emplacement de la source de chaleur vers le canal horizontal. Cette observation correspond à la condition aux limites du problème. De la discussion précédente, on peut déduire que le changement de l'emplacement de la source de chaleur conduit à une variation significative du motif des contours isothermes.

### III.3.1. Effet du nombre de Richardson

Pour analyser et évaluer le transfert de chaleur et l'indépendance du maillage de la solution numérique, on a construit ce Tableau III.3 qui illustre le nombre moyen de Nusselt pour divers nombres de Richardson et position de la source de chaleur.

A  $Ri=0,1$  on constate que le meilleur transfert de chaleur se situe en position 5 ou  $Nu_{moy} \approx 0,37$ , puis suivi la position 1 ou la source de chaleur placée en haut de la paroi de la cavité (près de l'entrée de flux de chaleur) à ce stade nous l'avons obtenu un  $Nu_{moy} \approx 0,27$ , puis suivent l'ordre de position 9 après la position 3 et 8 et 6 et 2 et 4 jusqu'à la position 7 qui est placée au fond de la paroi inférieure de la cavité.

A  $Ri = [1, 10, 100]$  on remarque qu'il y a une augmentation du Nusselt moyen avec l'augmentation du nombre de Richardson avec les mêmes constatations précédentes.

Les meilleures valeurs de  $Nu_{moy}$  sont obtenues pour le cas où  $Ri=100$  de la position 5 ce qui garantit que la transmission de chaleur améliorée et étendue dépend fortement de l'augmentation à la fois du nombre de Richardson et l'emplacement de la source de chaleur.

Tableau III.3 : le nombre moyen de Nusselt pour divers nombres de Richardson et position de la source de chaleur.

Ri	0.1	1	10	100
Position1	0,27005612	1,46512041	2,65488756	2,86271187
Position2	0,17162815	0,86506075	1,55174809	1,68554648
Position3	0,20797856	1,02959558	1,85609339	2,01613497
Position4	0,17155011	0,93070196	1,66949578	1,81344737
Position5	0,36708165	1,99150944	3,57237445	3,88040057
Position6	0,17368284	0,92438607	1,65816503	1,80113977
Position7	0,16780391	0,91037831	1,63303869	1,73756879
Position8	0,18975639	1,02947545	1,82693644	2,00590409
Position9	0,23797453	1,29107074	2,31592623	2,51561606

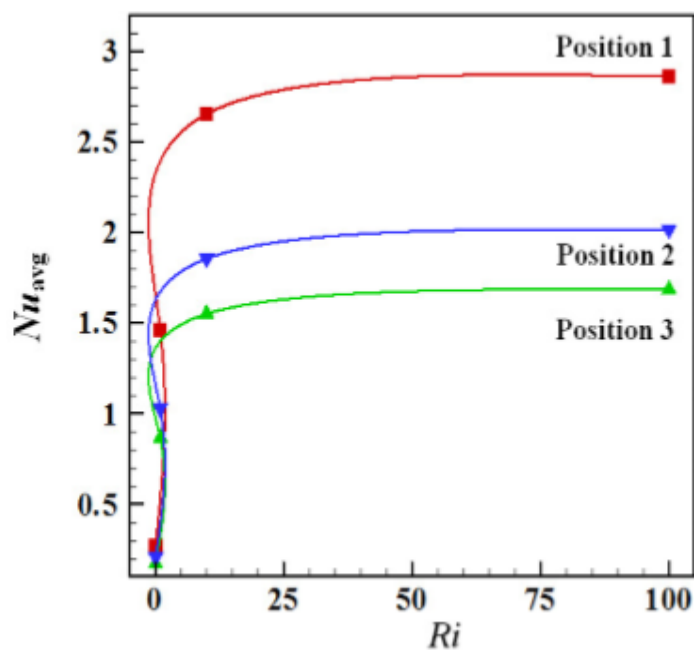


Figure III.47:  $Nu_{moy}$  pour la position (1, 2,3) de la source de chaleur.

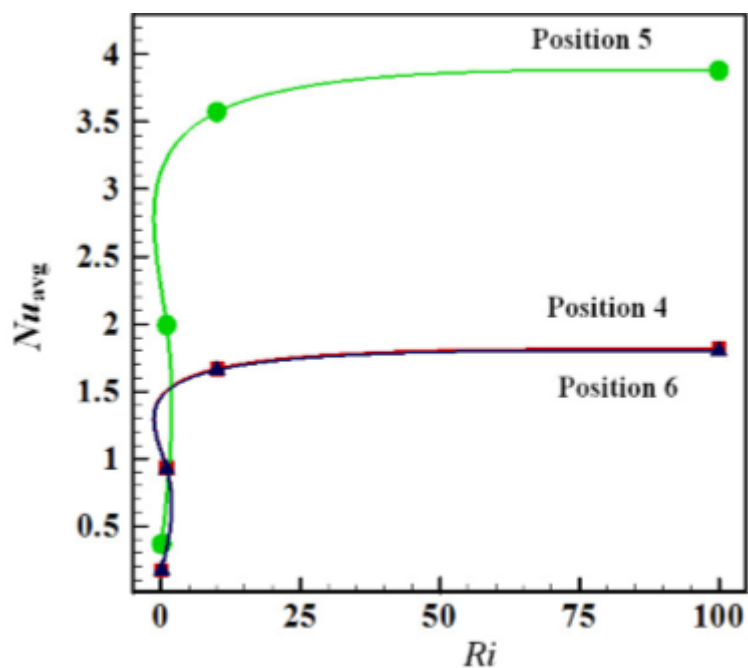


Figure III.48 :  $Nu_{moy}$  pour la position (4, 5,6) de la source de chaleur.

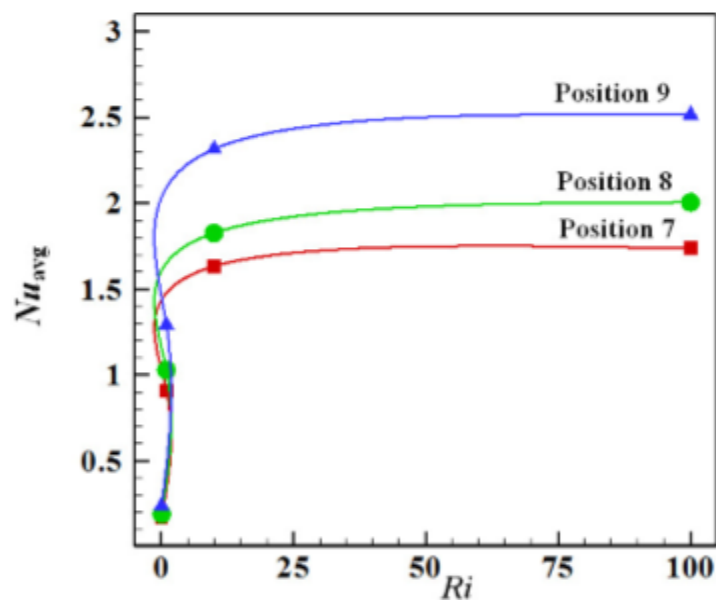


Figure III.49:  $Nu_{moy}$  pour la position (7, 8,9) de la source de chaleur.

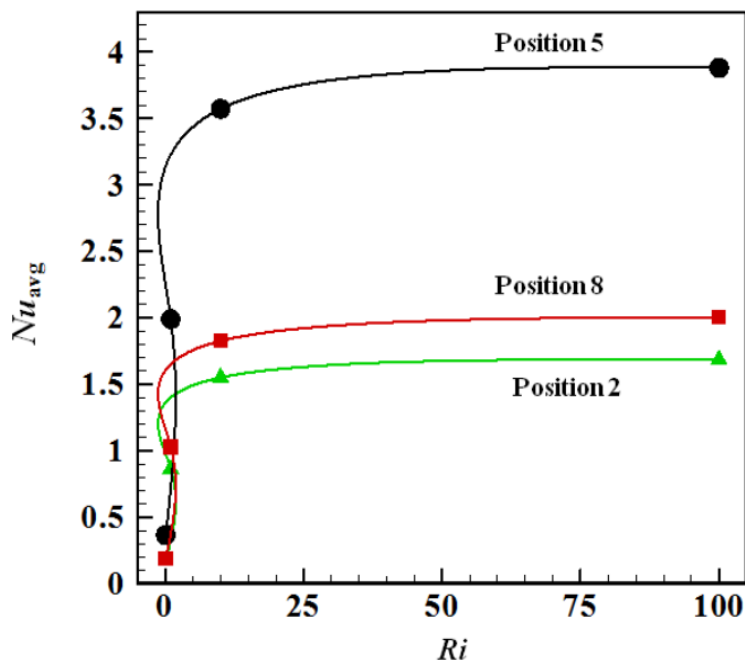


Figure III.50:  $Nu_{moy}$  pour la position (2, 5,8) de la source de chaleur.

Pour trouver la position idéale de la source de chaleur, on a comparé trois positions des sources de chaleur 2, 5 et 8 pour choisir le meilleur transfert de chaleur (Figure III.50). Nous avons remarqué que le meilleur transfert de chaleur se situe en position 5, où la source de chaleur est placée en haut de la paroi gauche de la cavité ouverte.

**Les résultats obtenus de cette application ont été publiés dans une revue internationale: (MATEC Web of Conferences 330, 01006 (2020))**

#### III.4. Application 3 : Effet de deux sources de chaleur

Des résultats de simulation numérique sont présentés ci-après en traçant les isothermes, rationalise, et le  $Nu_{moy}$  pour différents paramètres. Ces paramètres sont le nombre de  $Ri$  ( $0,1 \leq Ri \leq 100$ ),  $Re$  ( $1 \leq Re_r \leq 5$ ), et diverses directions ou des parois latérales entraînées par le couvercle de la cavité. les paramètres constants sont la source de chaleur, la longueur  $\varepsilon$  ( $\varepsilon = 0,2$ ),  $Pr = 0,71$  et  $Re = 100$ .

##### III.4.1. Effets de divers cas des parois latérales entraînées par le couvercle

Les contours de vitesse et la distribution des isothermes pour différents cas de mouvement à  $Ri = 1$  et  $Re_r = 5$  sont présentés ci-dessous (FigIII.51 à FigIII.58) lorsque les parois latérales de la cavité sont supposé immobile (c'est-à-dire le cas 0). Par conséquent, le débit et le

transfert de chaleur dans le conduit- l'assemblage de l'enceinte ont été influencés par deux impacts.

Le premier effet revient au Convection forcée provenant du flux d'air à l'intérieur du conduit, tandis que la seconde est due à la convection naturelle s'élevant des côtés des deux radiateurs. Les résultats ont indiqué que le flux d'air ne pouvait pas entrer facilement dans la cavité en raison de l'effet élevé de la force de cisaillement à l'intérieur du conduit. Pour cette raison, le mélange entre les champs d'écoulement à l'intérieur du conduit et de la cavité n'est pas assez bon dans ce cas, et ils semblent être séparés les uns des autres. La même chose se voit pour le champ thermique. Les contours isothermes indiquent qu'ils sont similaires à l'autre dans le conduit et la cavité, et aucun transfert de chaleur efficace ne se produit entre eux dans ce cas. Pour le cas 1, la paroi latérale gauche de la cavité se déplace vers le bas. Donc, la convection forcée, dans ce cas, provient de deux impacts différents.

Le premier effet est à venir retour à l'effort tranchant initié par le mouvement de la paroi latérale gauche de l'enceinte, tandis que le second est dû au flux d'air dans le conduit. L'impact de la convection naturelle reste le même que celui mentionné dans le cas 0. Par conséquent, les contours de vitesse se déplacent vers la gauche de la paroi latérale de l'enceinte. Étant donné que l'impact de la convection forcée provoquée à proximité de cette paroi devient plus important que celle observée dans le cas 0. Ceci conduit à produire une circulation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre à l'intérieur de la cavité, comme le montre les figures ci-dessous.

De plus, il peut observer que les contours de vitesse à l'intérieur de l'enceinte changent leur comportement d'un vortex unique primaire, qui a été remarqué au cas 0, à plusieurs vortex au cas 1. En ce qui concerne au champ thermique, nous avons constaté qu'il existe une région isotherme près de la paroi latérale gauche de la cavité. Ce comportement revient au mouvement de cette paroi qui facilite l'entrée de l'air froid qui pénètre dans la cavité. Cela accompagne la poussée du gradient de température vers la paroi latérale droite de la cavité jusqu'à ce qu'elle atteigne la longueur de sortie du conduit.

Pour le cas 2, la paroi latérale gauche se déplace vers le bas et celui de droite vers le haut. Ce mouvement des deux paroi latérale de la cavité aide l'air chaud adjacent aux deux sources de chaleur discrètes à se déplacer vers le haut et se mélangent efficacement avec l'air froid à

l'intérieur du conduit. Ce comportement peut se refléter dans les tourbillons rotatifs majeurs au cœur de l'ensemble conduit-cavité.

D'un autre côté, il peut être observé à partir des contours isothermes qu'il y a un bon mélange de transfert de chaleur entre l'air dans l'ensemble conduit-cavité. Cela peut également être assuré par un comportement semblable à un panache d'isothermes. Dans ce cas, on peut conclure que l'effet supplémentaire de la force de cisaillement vient de la paroi droite de l'enceinte entraînée par le couvercle ; de plus, celui de gauche à couvercle a un clair impact sur l'écoulement et les champs thermiques à l'intérieur de l'ensemble gaine-cavité.

De plus, les gradients de température tentent de s'étendre à l'entrée de la longueur de sortie du conduit. Donc, plus d'énergie sera transférée de la cavité à la longueur de sortie du conduit, rendant l'air qu'il contient devient plus chaud (cas 2) par rapport aux autres cas considérés.

Dans le cas 3, la paroi latérale droite se déplace vers le haut. Par conséquent, les contours de vitesse se déplacent vers le flanc droit de la cavité. Dans ce cas, le schéma des contours de vitesse est similaire à celui observé pour Cas 1.

La différence entre eux est que les tourbillons se déplacent vers le couvercle mur dans chaque cas. À partir des contours isothermes, nous avons observé que l'air froid entrant dans le conduit a été aspiré dans la cavité et s'est accumulé près de la paroi latérale droite entraînée par le couvercle. Par conséquent, on peut déduire des résultats discutés ci-dessus que le mouvement ou les parois latérales de la cavité ont un impact significatif sur la structure de l'écoulement et le champ de température.

#### cas 0 :

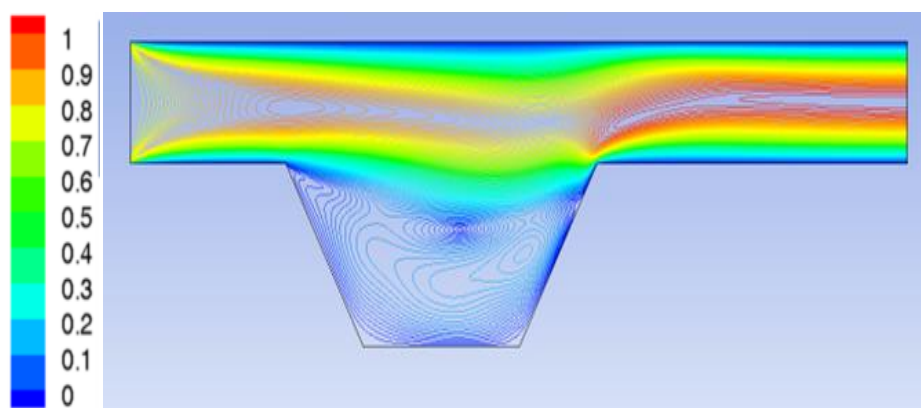


Figure III.51: Contour de la distribution de vitesse de cas 0 à  $Ri=1$  et  $Rer=5$

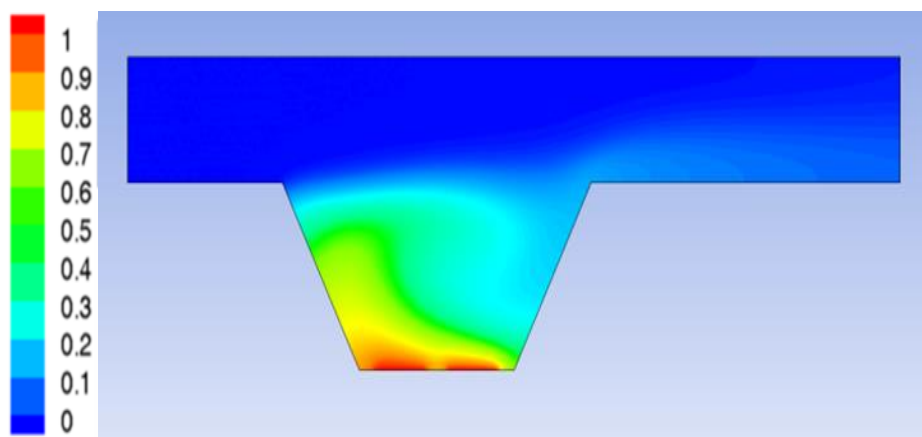


Figure III.52: Contour de la distribution des isothermes de cas 0 à  $Ri=1$  et  $Re_r=5$

Cas1 :

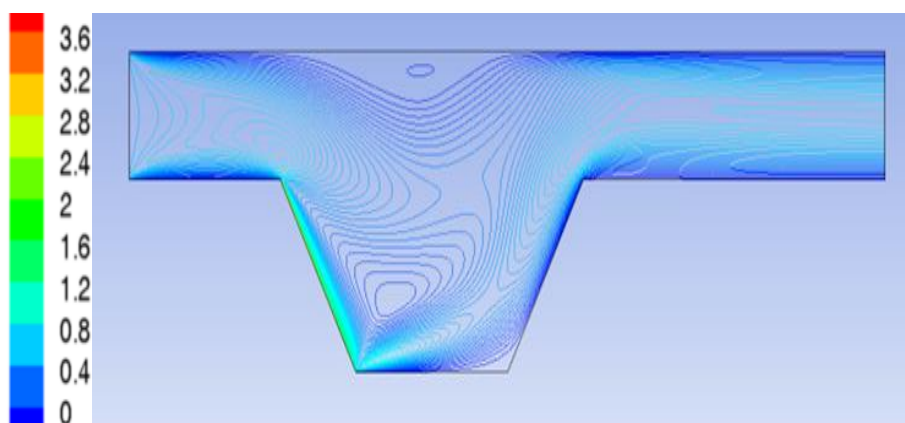


Figure III.53: Contour de la distribution de vitesse de cas 1 à  $Ri=1$  et  $Re_r=5$

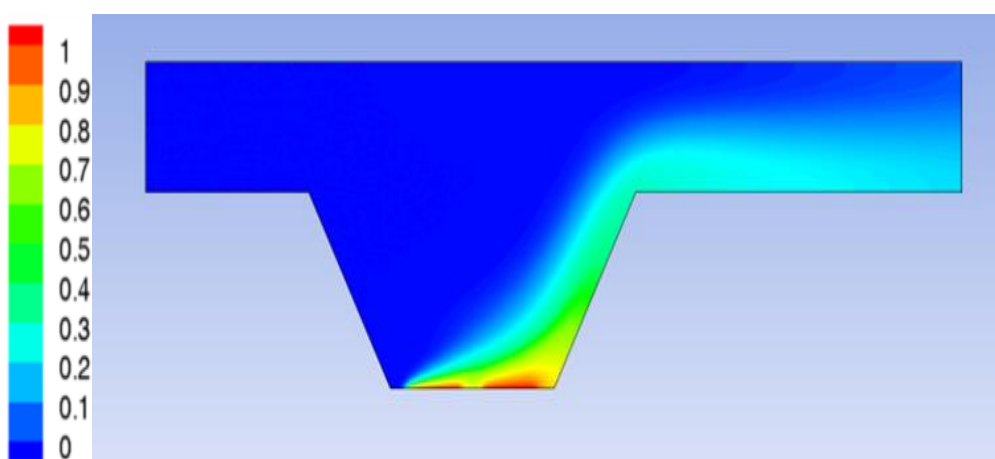


Figure III.54: Contour de la distribution des isothermes de cas 1 à  $Ri=1$  et  $Re_r=5$

Cas II :

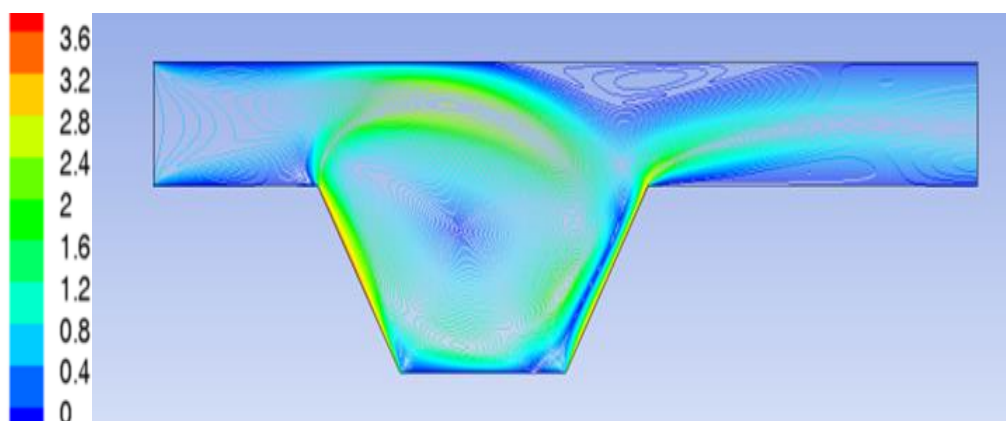


Figure III.55: Contour de la distribution de vitesse de cas II à  $Ri=1$  et  $Re=5$

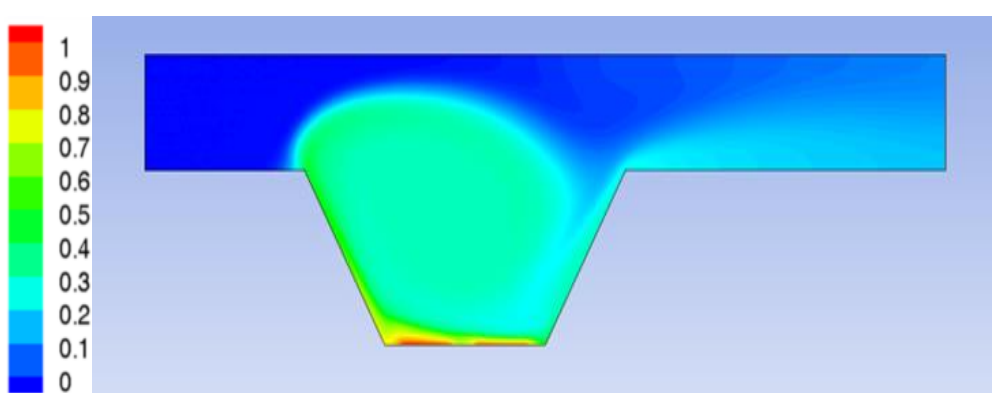


Figure III.56: Contour de la distribution des isothermes de cas II à  $Ri=1$  et  $Re=5$

Cas III :

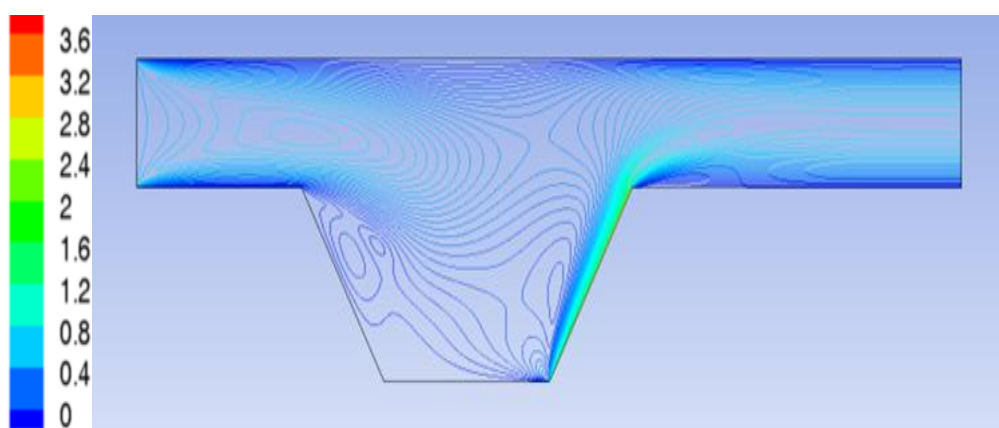


Figure III.57: Contour de la distribution de vitesse de cas III à  $Ri=1$  et  $Re=5$

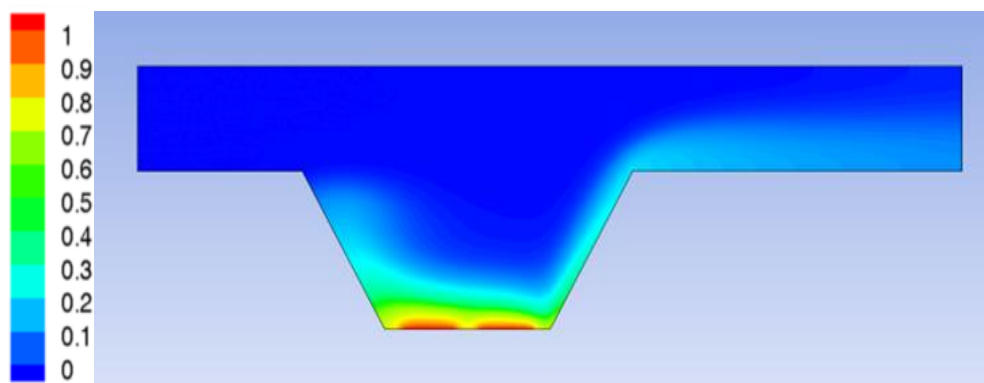


Figure III.58: Contour de la distribution des isothermes de cas III à  $Ri=1$  et  $Rer=5$

#### III.4.2. Effets du nombre de Richardson

Les figures ci-dessous (Figure III.59 à Figure III.66) montrent les contours de vitesse et la distribution des isothermes pour différents nombre de Richardson à  $Re_r = 3$  et cas 1. Comme mentionné précédemment, dans le cas 1, la paroi latérale gauche se déplace uniquement vers le bas. Il est important de signaler que les résultats sont tirés lorsque le rapport du nombre de Reynolds est égal à trois (c'est-à-dire,  $Re_r = 3$ ). Cela signifie que le couvercle de la paroi latérale gauche de la cavité se déplace trois fois plus que la vitesse de l'air d'admission ( $u_{couvercle} = 3 u_{entré}$ ).

Il a été constaté que les contours de vitesse commencent à se déplacer vers la paroi latérale gauche entraînée par le couvercle de la cavité lorsque  $Ri = 0,1$ . Cela revient à la dominance de l'effort tranchant pour un petit niveau des nombres  $Ri$  et  $Re$  est élevé. Par conséquent, la force de cisaillement devient supérieure à la force de flottabilité.

Cela revient à l'augmentation de la vitesse du flux d'air à l'intérieur du conduit. Ce conduit à rendre la convection forcée supérieure à la convection naturelle à l'intérieur de la cavité. Par rapport au champ thermique, Il a été constaté que le gradient de température est gouverné par la convection forcée uniquement à  $Ri = 0,1$ . Par conséquent, l'effet des courants de convection qui vient des gradients de température entre l'air froid à l'intérieur du conduit et l'air chaud adjacent aux sources de chaleur discrètes est faible.

Lorsque  $Ri = 1$ , l'impact de convection naturelle devient équivalent à l'impact de convection forcée, ou dans un autre sens, à la fois les effets des forces de cisaillement et de flottabilité deviennent comparables. De plus, les contours de vitesse deviennent plus proches les uns des autres. Cela indique que l'effet de convection mixte est dominant à  $Ri = 1$ .

Or, pour  $Ri \geq 10$ , ou lorsque le  $Re$  est faible, la convection naturelle devient supérieure à la Convection forcée. Cela revient à l'impact sévère de la force de flottabilité lorsque le  $Ri$  est haut. Cela entraîne une diminution de la vitesse du flux d'air à l'intérieur du conduit et provoque, par conséquent, une nette faiblesse de l'effet de force de cisaillement.

En d'autres termes, à la fois le flux et le champ thermique à l'intérieur de l'enceinte n'étaient régis que par la différence de température entre l'air froid entrant dans le conduit et l'air chaud adjacent aux deux sources de chaleur discrètes intégrées dans le mur du bas. Par conséquent, l'effet de la paroi latérale entraînée par le couvercle devient négligeable. Pour cette raison, on peut voir une grande similitude entre l'écoulement et les champs thermiques à  $Ri = 10$  et  $Ri = 100$ , respectivement.

A  $Ri=0,1$

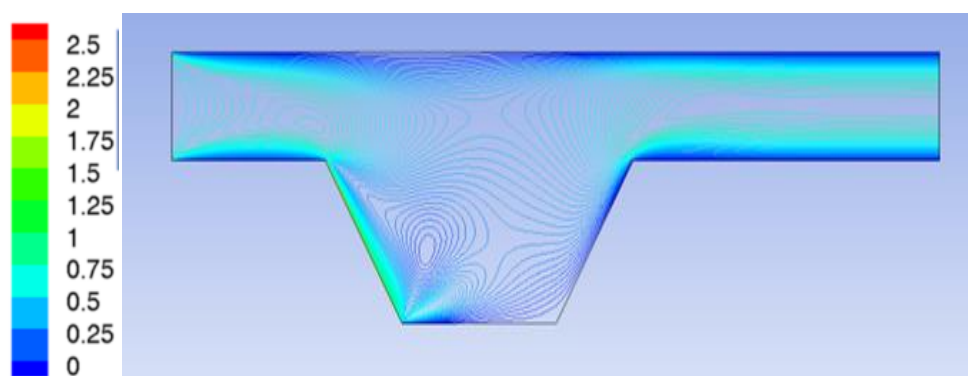


Figure III.59: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à  $Re=3$  et  $Ri=0,1$

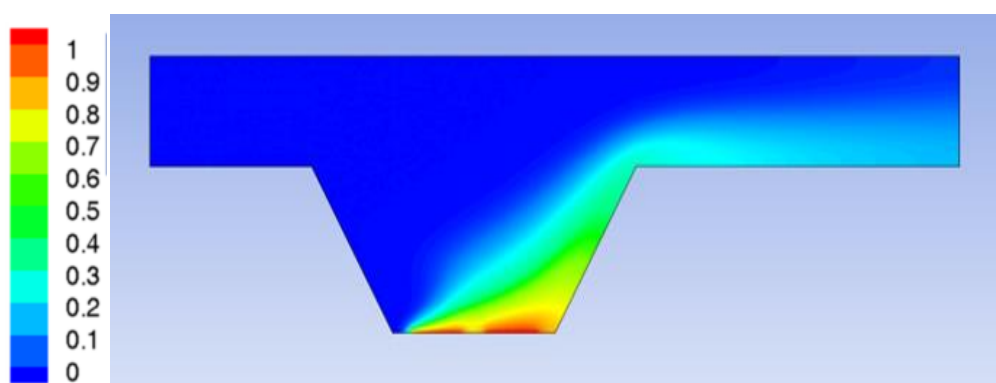


Figure III.60: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à  $Re=3$  et  $Ri=0,1$

$Ri=1$

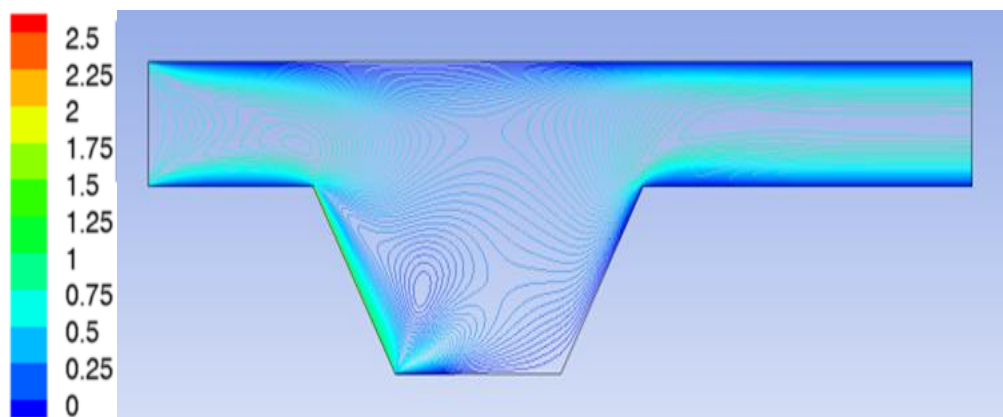


Figure III.61: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à  $Re=3$  et  $Ri=1$

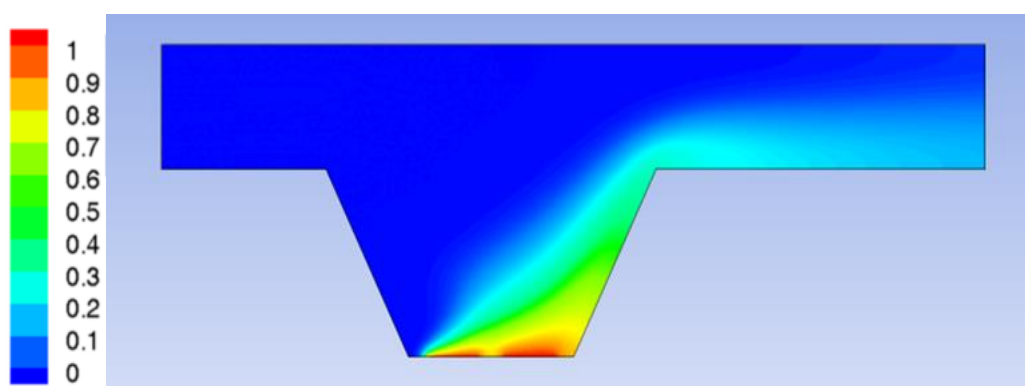


Figure III.62: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à  $Re=3$  et  $Ri=1$

A  $Ri=10$

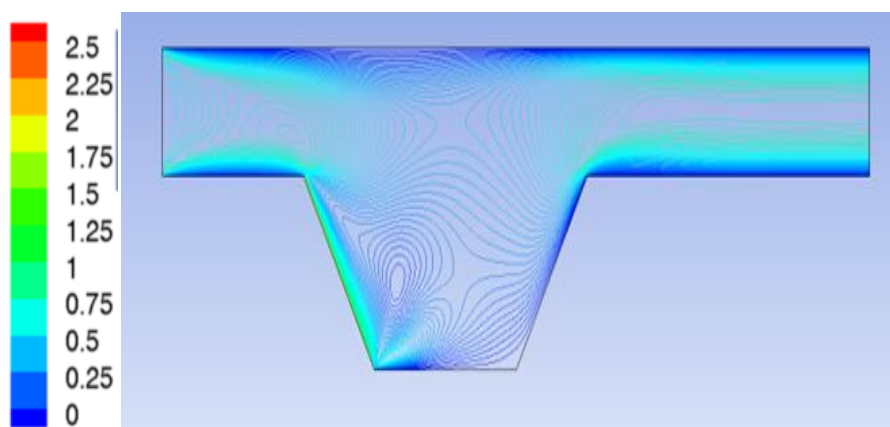


Figure III.63: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à  $Re=3$  et  $Ri=10$

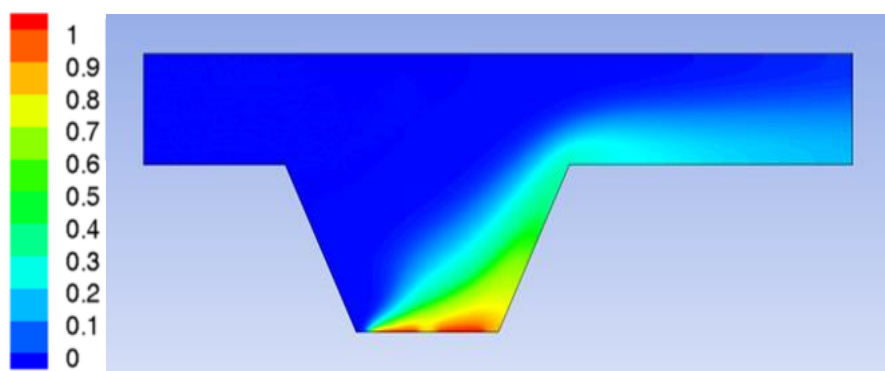


Figure III.64: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à  $Re_r=3$  et  $Ri=10$

A  $Ri=100$

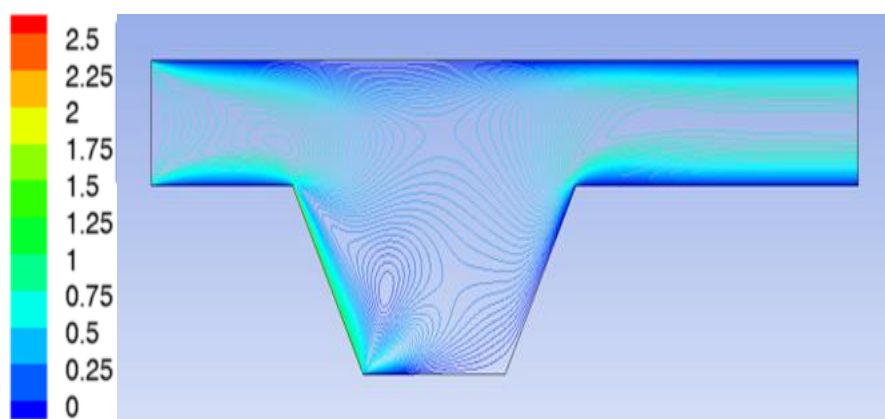


Figure III.65: Contour de la distribution de la vitesse de Cas1 à  $Re_r=3$  et  $Ri=10$

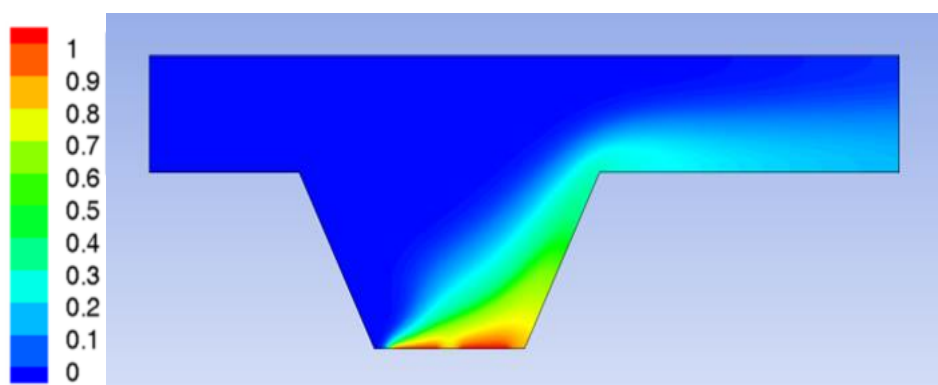


Figure III.66: Contour de la distribution des isothermes de Cas1 à  $Re_r=3$  et  $Ri=100$

### III.4.3. Effets du rapport du nombre de Reynolds

Les figures en bas (Figure III.67 à Figure III.72) montrent les contours de vitesse et la distribution de température pour différents Rapports des nombres de Reynolds à  $Ri = 10$  et

cas 3. Comme mentionné précédemment, dans le cas 3, le flanc droit se déplace uniquement vers le haut. Lorsque le rapport des nombres de Reynolds est égal à l'unité ( $Rer = 1$ ),

La paroi latérale droite de la cavité se déplace avec une vitesse égale à la vitesse de l'air d'admission (c'est-à-dire  $u_{lid} = u_{in}$ ). Les contours sont très faibles. Pour cette raison, le modèle d'écoulement et de champs thermiques semble similaire à celle remarquée et discutée précédemment (c'est-à-dire le cas 0).

Maintenant, quand le rapport des nombres de Reynolds augmente (c'est-à-dire que  $Rer = 3$  et 5), ou en d'autres termes, lorsque la vitesse de la paroi entraînée par le couvercle devient supérieure à la vitesse de l'air d'entrée, une nette différence entre le flux et le schéma thermique peuvent être observés. Le modèle d'écoulement devient multicellulaire, et la taille des tourbillons d'écoulement commence à augmenter à mesure que le rapport du nombre de Reynolds augmente.

De plus, une accumulation intense de lignes de courant près de la paroi latérale entraînée par le couvercle peut être observée. Cette modification du modèle d'écoulement peut être renvoyée à l'augmentation de la vitesse de paroi entraînée par le couvercle.

En ce qui concerne le champ thermique, il a été constaté que, comme le rapport du nombre de Reynolds augmente, l'air froid dans le conduit commence à entrer plus rapidement à l'intérieur de la cavité et passe au-dessus des sources de chaleur discrètes transportant plus d'énergie avant de partir. Ceci, bien sûr, améliore le mécanisme de transfert de chaleur à l'intérieur de l'ensemble conduit-cavité.

A  $Rer=1$

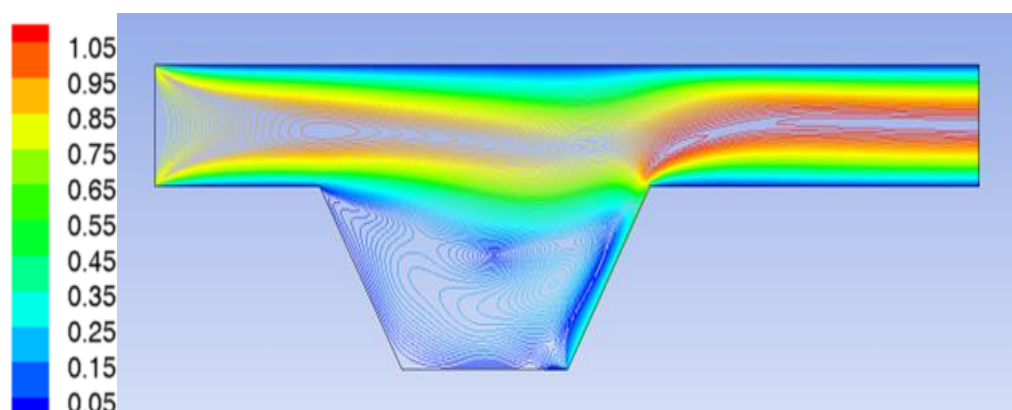


Figure III.67: Contour de la distribution de la vitesse de Cas 3 à  $Rer=1$  et  $Ri=10$

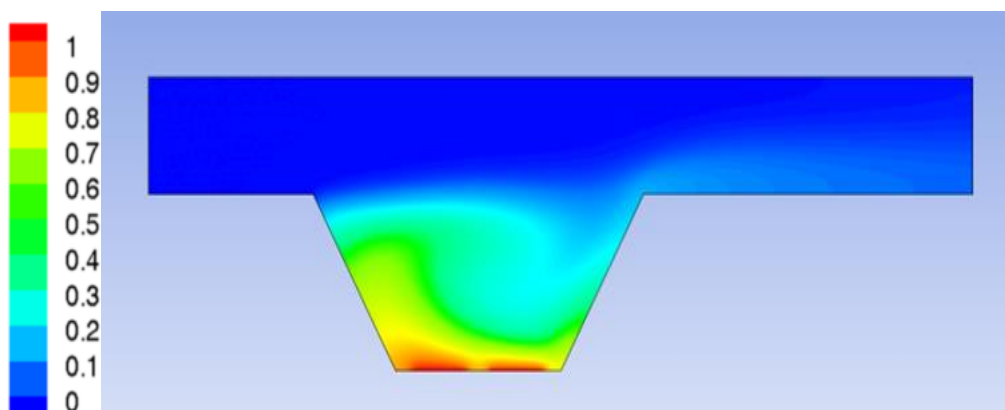


Figure III.68: Contour de la distribution des isothermes de Cas3 à  $Re=1$  et  $Ri=10$

A  $Re=3$

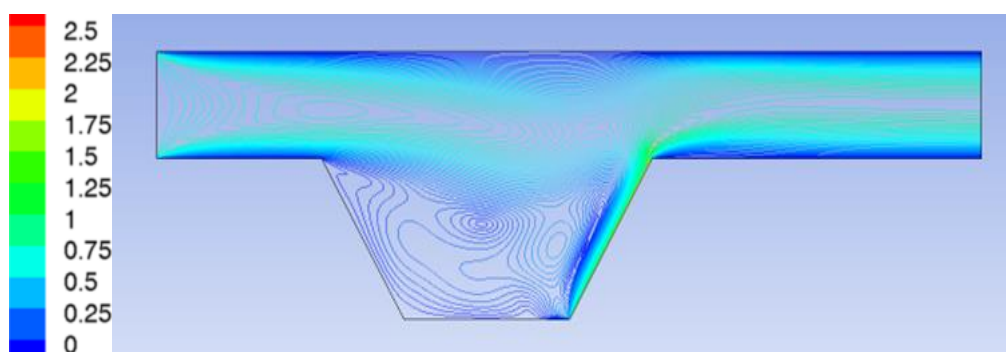


Figure III.69: Contour de la distribution des vitesses de Cas3 à  $Re=3$  et  $Ri=10$

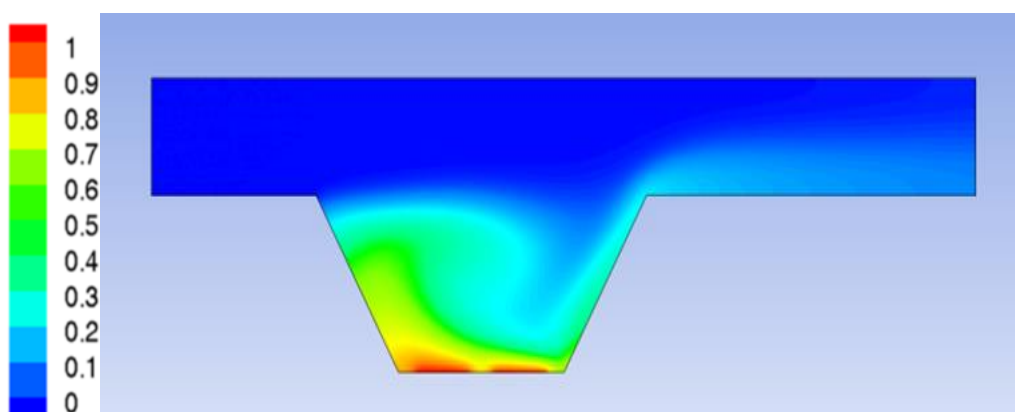


Figure III.70: Contour de la distribution des isothermes de Cas3 à  $Re=3$  et  $Ri=10$

A  $Re=5$

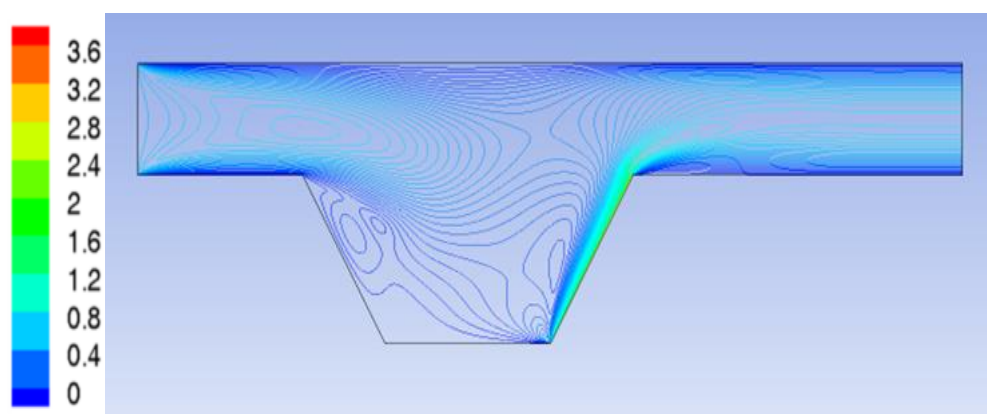


Figure III.71: Contour de la distribution des vitesses de Cas3 à  $Re_r=5$  et  $Ri=10$

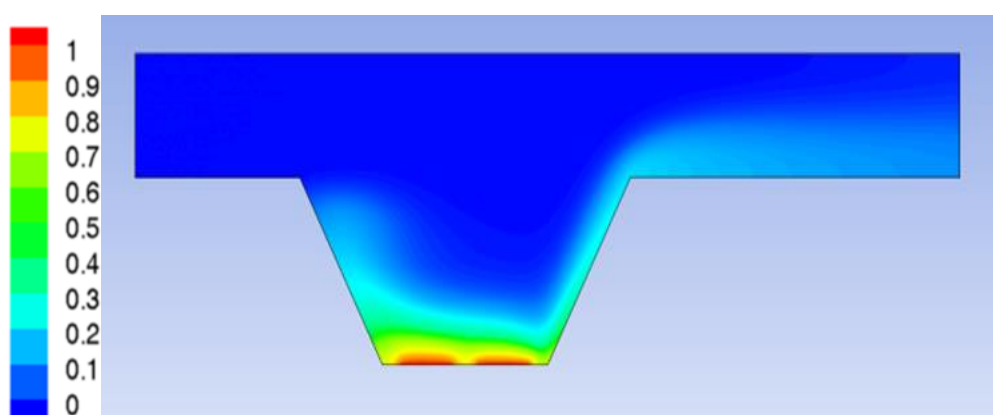


Figure III.72: Contour de la distribution des isothermes de Cas3 à  $Re_r=5$  et  $Ri=10$

#### III.4.4. Le nombre de Nusselt moyen

Les figures ci-dessous indiquent respectivement la variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Richardson pour les deux positions des radiateurs et pour différents cas de déplacement du mur et  $Re_r = 1$  et 3. Pour tous les cas considérés, les  $Nu_{moy}$  augmentent de l'augmentation de  $Ri$ .

En conséquence, le  $Nu_{moy}$  atteint sa valeur maximale à ( $Ri = 100$ ), et ce résultat est semblable à tous les cas considérés. Cela est dû à la forte augmentation de la contribution de la convection naturelle dans les performances thermiques, ce qui entraîne une croissance de gradient de température et par conséquent l'augmentation du  $Nu_{moy}$ .

De plus, la valeur maximale de  $Nu_{moy}$  se produit pour le réchauffeur 1 Cas 2 et la valeur minimale pour le réchauffeur 1—Cas 1.

Pour le réchauffeur 2, la valeur maximale du  $Nu_{moy}$  se produit au cas 1, tandis que la valeur minimale de celui-ci se produit à Cas 0. Par conséquent,  $Nu_{moy}$  a été amélioré par le

mouvement des parois latérales de la cavité par rapport avec des murs fixes. Cela est dû au frottement de cisaillement entre l'air et le couvercle entraîné des parois latérales, ce qui améliore le transfert de chaleur à l'intérieur de l'ensemble gaine-enceinte.

C'est utile à mentionner également que le  $Nu_{moy}$  s'améliore à mesure que le rapport du nombre de Reynolds s'améliore. Par conséquent, sa valeur à  $Re_r = 3$  est supérieure à sa valeur quand  $Re_r = 1$  car l'augmentation du rapport de nombre Reynolds provoque la vitesse du couvercle et améliore le  $Nu_{moy}$ .

Le même comportement décrit précédemment peut être observé sur la figure III.75 ou lorsque la ou les parois entraînées par le couvercle de la cavité se déplace cinq fois plus que la vitesse de l'air d'admission ( $u_{lid} = 5u_{in}$  ou  $Re_r = 5$ ).

La seule différence remarquable est que la valeur minimale du  $Nu_{moy}$  pour le réchauffeur 1 se produit au cas 0, et il est très proche des résultats correspondants au cas 1. De plus, il peut être déduit des résultats ci-dessous que l'utilisation du réchauffeur 2 est préférable à l'utilisation du réchauffeur 1 en raison des valeurs élevées du  $Nu_{moy}$ . Ce résultat est validé pour tous les cas et les rapports considérés.

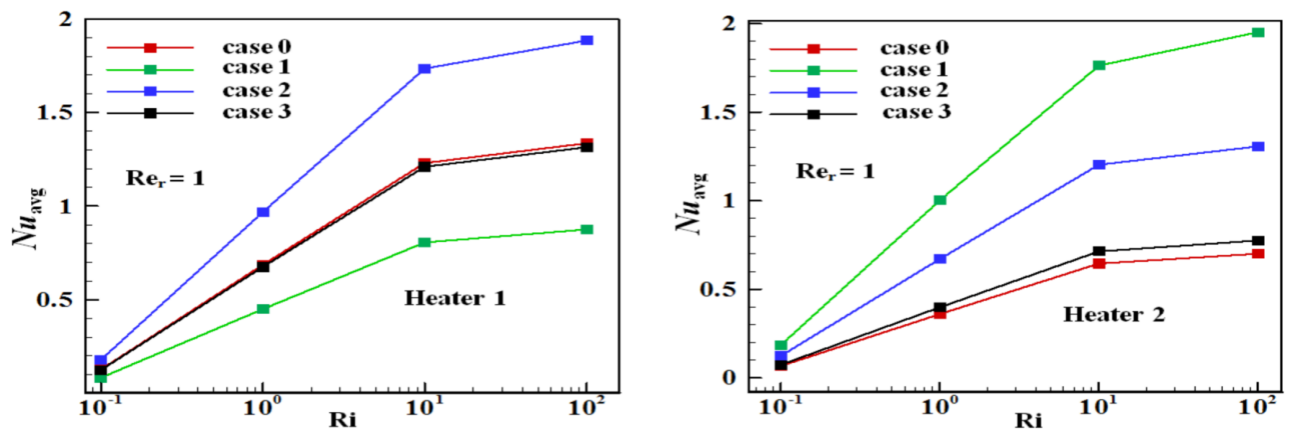


Figure III.73: La variation de  $Nu_{moy}$  en fonction de  $Ri$  à deux réchauffeurs pour différents cas de paroi mobile et  $Re_r = 1$ .

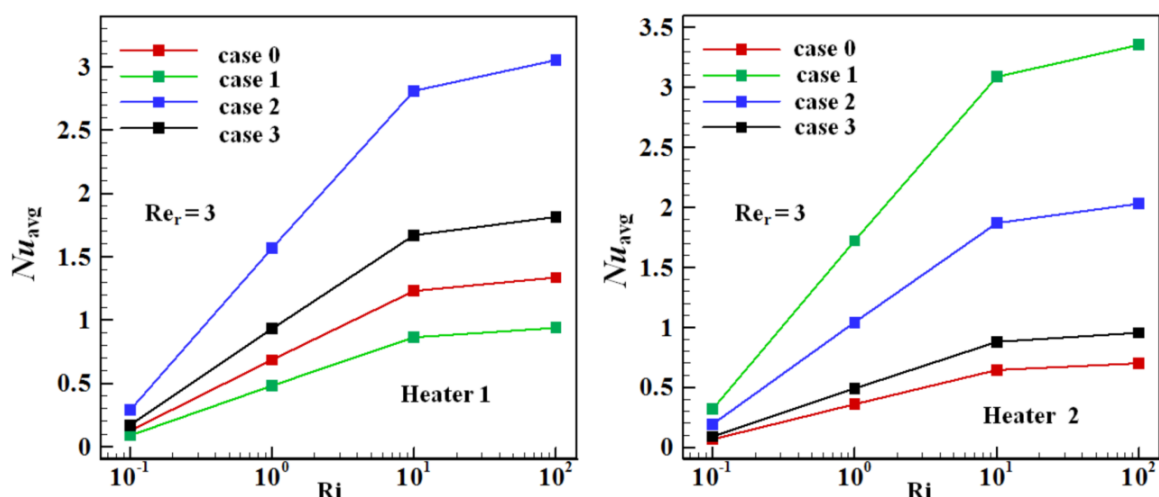


Figure III.74: La Variation de  $Nu_{moy}$  en fonction de  $Ri$  à deux réchauffeurs pour différents cas de paroi mobile et  $Re_r = 3$ .

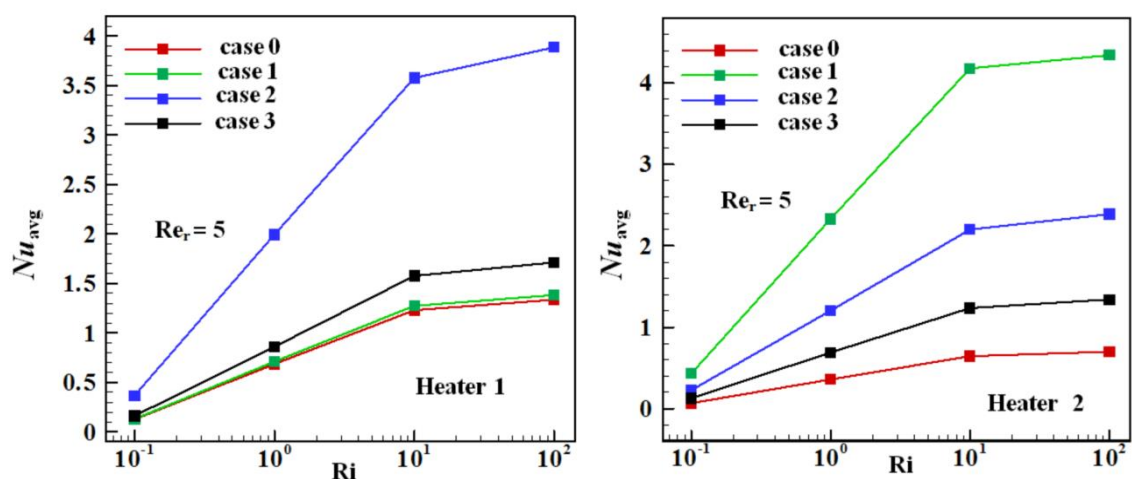


Figure III.75: La variation du  $Nu_{moy}$  en fonction de  $Ri$  à deux réchauffeurs pour différents cas de paroi mobile et  $Re_r = 5$ .

Les résultats obtenus de la 3<sup>ème</sup> application ont été publiés dans une revue internationale Mathematics 2022, 10, 929. <https://doi.org/10.3390/math10060929>.

### III.5. Application 4

Le logiciel ANSYS est utilisé dans l'étude à venir pour analyser la convection mixte due au flux d'air à vitesse fixe, dans un canal horizontal au sommet d'une géométrie complexe C supportant un générateur de source de chaleur de longueur variable. Les nombres de Reynolds et Prandtl sont supposés constants, tandis que les résultats des contours isothermes et profilés les lignes de vitesses, ainsi que le nombre de Nusselt sont exprimés en fonction de la longueur

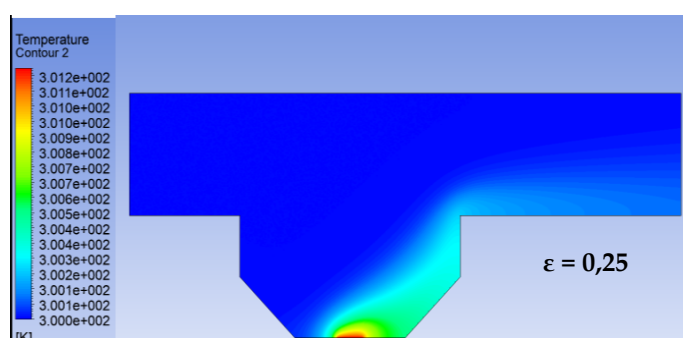
de la source de chaleur adimensionnelle  $0,25 \leq \varepsilon \leq 1$ , ainsi que le nombre de Richardson  $0,1 \leq Ri \leq 100$ .

### III.5.1. Impact de la longueur de la source de chaleur sur les isothermes et lignes de courant

L'influence des différentes longueurs de source de chaleur de  $\varepsilon = 0,25$  à  $\varepsilon = 1$  sur les contours isothermes et les lignes de courant est illustrée à la Figure III.76 et à la Figure III.77 lors de l'utilisation d'une source de chaleur plus courte de  $\varepsilon = 0,25$ , l'échange de chaleur est limité à certaines sections de la cavité inférieure où le transport de chaleur diffusif est répandu, ce qui entraîne une performance de transfert convective limitée et seulement un changement modeste de la température du flux d'air supérieure.

Le transport de chaleur, en revanche, est renforcé à mesure que la longueur de la source de chaleur augmente ; l'extension améliore le flux convectif naturel tout au long de l'enceinte, permettant à la chaleur générée de monter et d'atteindre le conduit où passe le flux d'air convectif forcé froid ; dans ce contexte, la convection mixte est particulièrement importante, et la différence de vitesse dans cette région permet au flux d'air de pouvoir transporter la chaleur montant le long du canal.

Lorsque  $\varepsilon = 1$ , les isothermes sont réparties vers la sortie du canal, d'où une importante différence de température et de vitesse fourni une grande transmission thermique qui s'est produite entre le flux d'air et la source de chaleur.



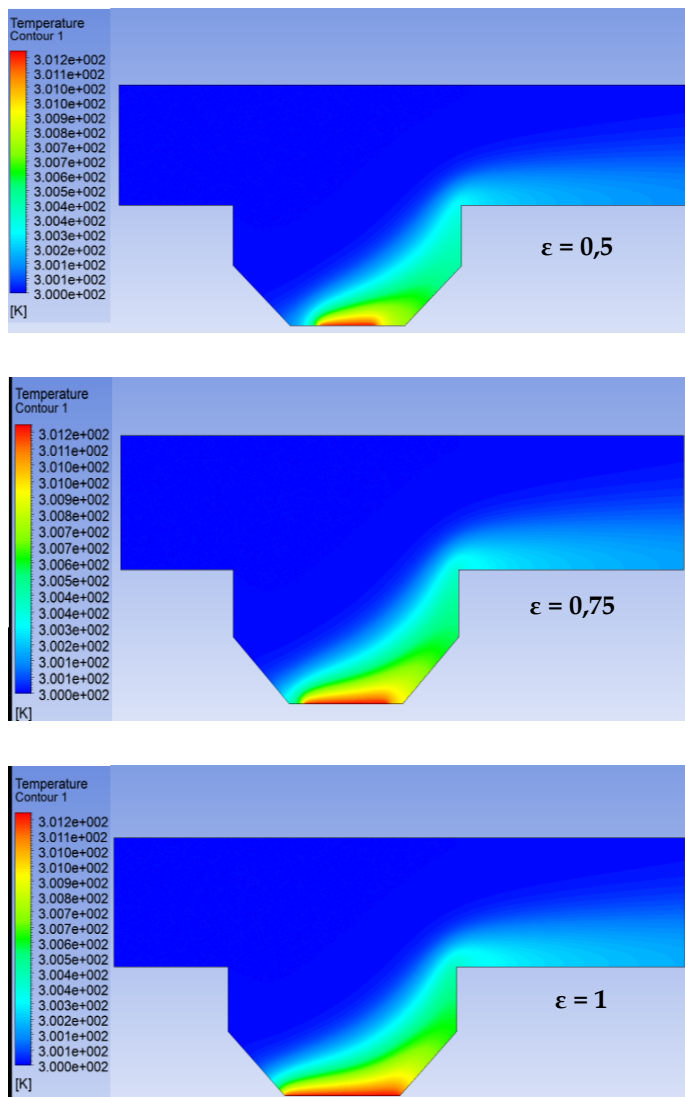
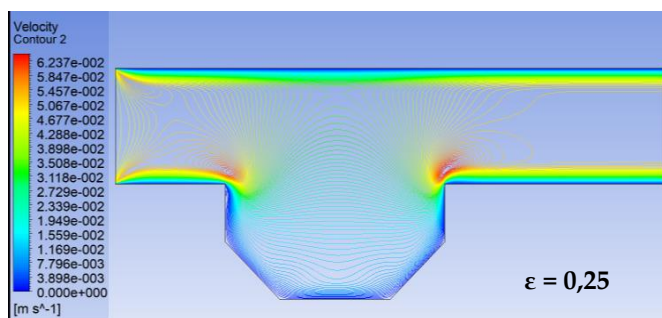
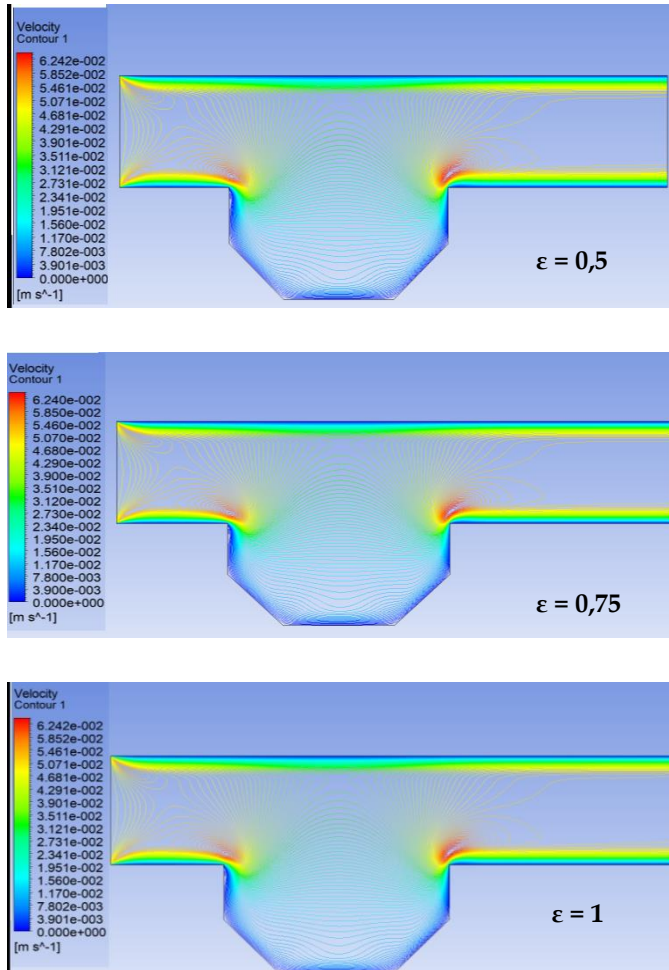


Figure III.76: Les isothermes pour différentes longueurs de la source de chaleur de la géométrie C.





**Figure III.77: Contours de la distribution des vitesses pour différentes longueur de la source de chaleur de la géométrie C.**

### III.5.2. Impact de la longueur de la source de chaleur sur Nusselt

La comparaison de la Figure III.78 montre l'effet de la longueur de la source de chaleur sur le nombre de Nusselt local. De même, lorsque la longueur de la source augmente, la valeur de Nusselt locale augmente également.

Les résultats montrent comment le nombre de Nusselt local fluctue de plus en plus avec la longueur de la source de chaleur. Cela augmente la surface exposée à la convection naturelle, augmentant ainsi la présence des forces flottantes qui intensifie le taux de transfert de chaleur. Les résultats révèlent que l'augmentation de la longueur de la source de chaleur de  $\varepsilon = 0,25$  à  $\varepsilon = 1$  améliore fortement la convection flottante, ce qui entraîne une amélioration du nombre de Nusselt local de 120 %.

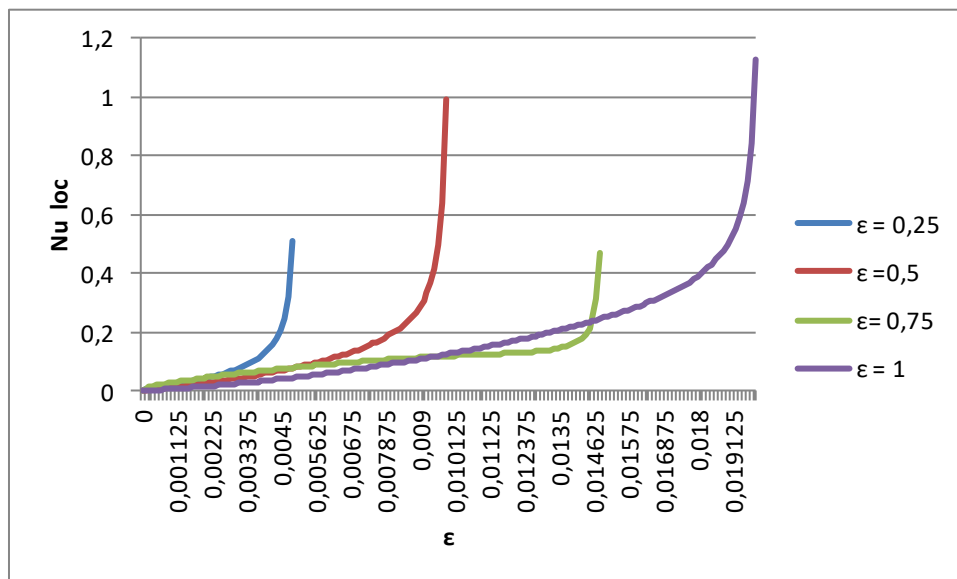


Figure III.78: Comparaison du Nusselt locale pour différentes longueur de la source de chaleur

### III.5.3. Impact du nombre de Richardson sur Nusselt

La figure III.79 suivante illustre l'effet du nombre de Richardson sur le transfert de chaleur le long de la cavité examinée ; les résultats montrent que le nombre de Richardson a une influence considérable sur le transfert de chaleur ; c'est-à-dire que lorsque le nombre de Richardson augmente, le transfert de chaleur augmente également.

Considérant l'élévation du nombre de Richardson correspond à une augmentation de l'apport de chaleur dans l'enceinte, cela a pour conséquence globale d'intensifier la convection mixte et donc le mouvement du fluide. Cette amélioration permet l'évaporation boostée du nombre de Nusselt local.

Au fond de la cavité ( $X=0,004875$ ), le nombre de Nusselt local passe de 0,5 ( $W/m^2 \cdot K$ ) à presque 3 ( $W/m^2 \cdot K$ ) en incrémentant seulement le nombre de Richardson de 0,1 à 1. Et une proportion augmentée de 67% du  $Nu_{loc}$  est acquise lors de l'augmentation de Ri de 1 à 10.

En revanche, l'augmentation progressive de Ri de 10 à 100 n'apporte qu'une amélioration de 20 %.

La figure III.80 présente le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson, il est également démontré qu'il y a une relation proportionnelle.

Cependant, la pente d'augmentation est extrêmement supérieure lorsque Richardson est élevé de 0,1 à 10, par rapport à celui de 10 à 100. Ce qui démontre le grand impact du nombre de Richardson sur les caractéristiques de transfert de chaleur, à la fois le nombre de Nusselt local et moyen.

Cette relation est également démontrée dans le tableau III.4 où le Nusselt moyen est présenté en fonction de Ri et  $\varepsilon$ .

Les meilleures valeurs de  $Nu_{moy}$  sont obtenues pour le cas où  $Ri = 100$  et  $\varepsilon = 1$ , ce qui garantit que la transmission de chaleur améliorée et étendue dépend fortement de l'augmentation à la fois du nombre de Richardson et de la longueur de la source de chaleur.

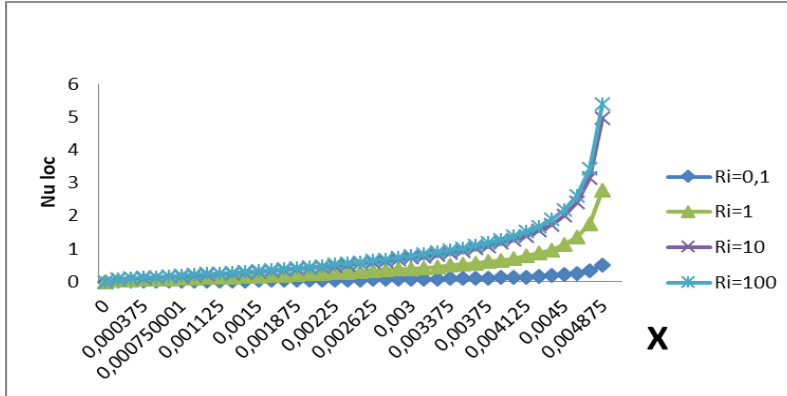


Figure III.79 : Comparaison du Nusselt local pour différents nombres de Richardson

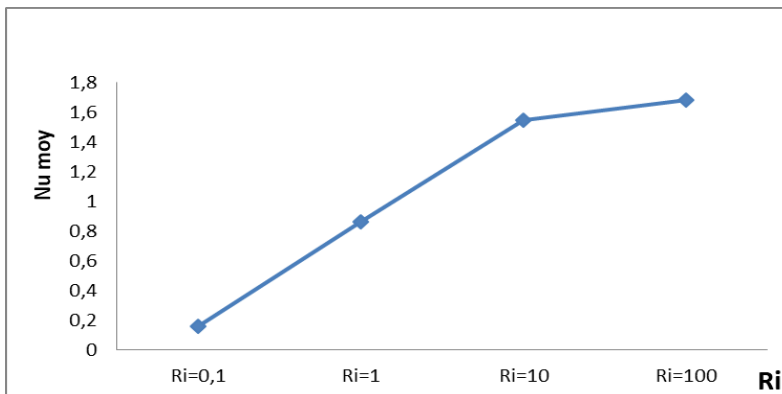


Figure III.80 : Nusselt moyen pour différents nombres de Richardson

Tableau III.4 : Nusselt moyen à différents nombres de Richardson et rapport d'aspect

	Ri=0,1	Ri=1	Ri=10	Ri=100
$\varepsilon = 0,25$	0,135121881	0,733070248	1,314983068	1,428366962
$\varepsilon = 0,5$	0,14989746	0,813231103	1,431737704	1,584557549
$\varepsilon = 0,75$	0,155782529	0,845159242	1,516048629	1,646768645
$\varepsilon = 1$	0,159107292	0,863196331	1,54840385	1,681914533

### III.5.4. Comparaison entre les différentes géométries

Pour trouver la meilleure géométrie, on a comparé six géométries avec  $\varepsilon$  égale [0,25, 0,5, 0,75, 1]. La figure III.81 présente le Nusselt moyen pour divers configurations étudiées, pour

le cas où  $Ri=0,1$  et  $\varepsilon = 0,25$  le transfert de chaleur de la géométrie F égale à 0,030, et concernant la géométrie A  $Nu_{moy} = 0,056$  et pour B  $Nu_{moy} = 0,068$  et pour la géométrie E  $Nu_{moy} = 0,09$ , concernant la géométrie D  $Nu_{moy} = 0,11$ , et pour la dernière configuration C  $Nu_{moy} = 0,15$  ce qui traduit que la géométrie C est toujours meilleure par rapport aux autres configurations étudiées. Et avec l'augmentation de la longueur de la source de chaleur de  $\varepsilon = 1$  la courbe de la configuration C atteint un  $Nu_{moy} = 0,29$  et pour B égale à 0,09. Et ce qui concerne A égale à 0,07. On constate que la courbe de la configuration C nous donne un meilleur transfert de chaleur.

On constate que la géométrie qui donne le meilleur transfert de chaleur c'est la configuration C, c'est pourquoi nous l'avons choisie.

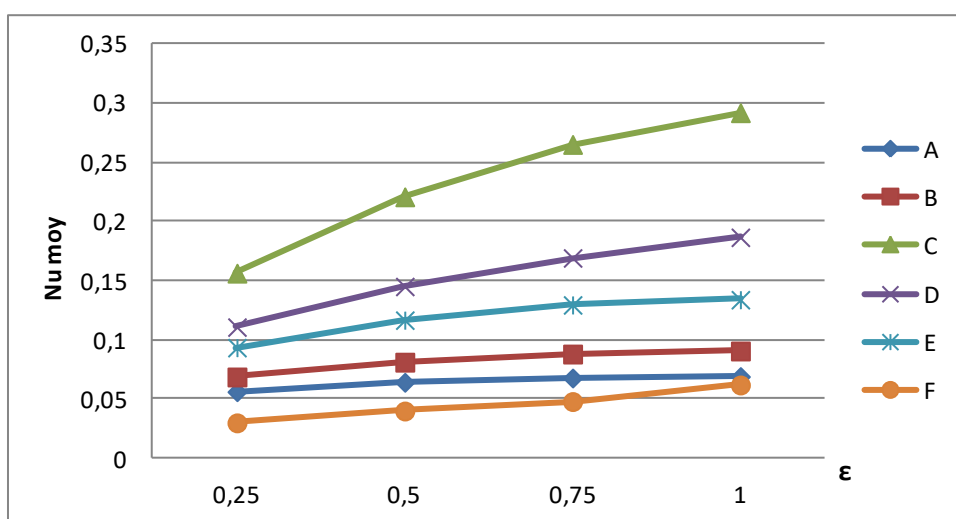


Figure III.81: Nusselt moyen pour différentes configurations étudiées.

Les résultats obtenus de cette 4<sup>ème</sup> application ont été également publiés dans l'international "Mathematical Modelling of Fluid Dynamics and Nanofluids", CRC Press Taylor & Francis 1-10, 2023. <https://doi.org/10.1201/9781003299608-1>

### III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons effectué plusieurs simulations numériques,

Dans la première application est bidimensionnelle, elle traite le problème de la convection mixte dans un canal horizontal avec une enceinte trapézoïdale ouverte disposée avec une source de chaleur de différentes longueurs, les résultats de cette étude montrent que

- ✓ Le nombre de Nusselt atteint la valeur la plus élevée de la source de chaleur à  $\varepsilon=1$
- ✓ Plus la longueur de la source de chaleur local augmente plus le nombre de Nusselt local augmente
- ✓ L'augmentation de la longueur de la source de chaleur entraîne une variation significative du dessin des contours isothermes.
- ✓ Les valeurs de vitesse maximale et minimale sont situées au centre des tourbillons.
- ✓ L'augmentation de la longueur de la source de chaleur entraîne une légère variation des contours vitesses.

La deuxième application Une étude numérique du transfert de chaleur dans un canal horizontal avec une cavité trapézoïdale ouverte disposée avec divers emplacements de source de chaleur est effectuée Cela nous permis de tirer les conclusions suivantes :

- ✓ Lorsque l'emplacement de la source de chaleur placée dans le haut du mur gauche de la cavité on trouve un transfert de chaleur le plus élevé
- ✓ Le Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson.

La troisième application une étude numérique de la Convection mixte à l'intérieur d'un canal à cavité trapézoïdale ouverte soumise de deux sources de chaleur discrètes et deux parois mobiles avec quatre cas de couvercle entraînés.

Concernant le cas 0, le mélange entre l'écoulement et les champs thermiques à l'intérieur du conduit et l'enceinte n'est pas efficace, et il paraît séparé. Pour les cas 1 et 3, le champ d'écoulement devient multicellulaire, et une région isotherme près de la paroi latérale entraînée par le couvercle de la cavité est remarquée. Par ailleurs le mouvement des deux parois latérales de la cavité du deuxième cas faire améliorer la combinaison entre l'écoulement et les champs thermiques à l'intérieur du canal et la cavité.

- ✓ L'influence du mouvement des parois latérales de la cavité et le rapport du nombre de Reynolds sur les contours de vitesse et de température à l'intérieur de la cavité.
- ✓ L'effet des parois latérales entraînées par le couvercle de la cavité et de la convection forcée est devenu dominante pour les faibles valeurs du nombre de Richardson. De plus, l'impact de la convection libre était critique pour les valeurs élevées de Richardson.
- ✓ L'augmentation du nombre de Richardson et le rapport du nombre de Reynolds augmente également le transfert de chaleur.
- ✓ Le  $Nu_{moy}$  a été amélioré pour les parois latérales de la cavité mobile par rapport aux parois fixes.
- ✓ Un meilleur transfert de chaleur trouvé pour le cas 1 et le réchauffeur 2.
- ✓ Le réchauffeur 1 est préférable et recommandé lorsque les deux parois latérales de la cavité sont prises en compte. Tandis que le réchauffeur 2 est meilleur lorsqu'une paroi latérale est déplacée.

La quatrième application nous avons effectué une étude numérique du transfert de chaleur qui traite le problème de la convection mixte de plusieurs formes de géométries. D'après les résultats obtenus on a constaté que la géométrie C'est la préférable avec un meilleur transfert de chaleur.

# **CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES**

## CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Dans ce travail une simulation numérique sur la convection mixte dans un canal horizontal avec une cavité ouverte à couvercle, contenant une source de chaleur est faite. En se basant sur la méthode des volumes finis et le logiciel ANSYS-FLUENT pour discrétiser les équations gouvernant ce phénomène, toutes les simulations ont été compilés. On a pu déterminer les contours de la distribution des vitesses, des isothermes, ainsi que les variations du nombre de Nusselt. La première étape dans ce travail est la validation du modèle mathématique par notre code de calcul, toute en comparant nos résultats avec ceux trouvés dans le travail de Manca [24] et un bon accord a été obtenu. Dans la première application nous avons étudié la convection mixte dans un canal horizontal avec un trapèze ouvert d'une source de chaleur de différentes longueurs fixées sur sa paroi inférieure. Nous résumons dans ce qui suit les principaux résultats obtenus :

- La valeur maximale du nombre de Nusselt moyen correspond à la plus grande longueur de la source de chaleur (c'est-à-dire,  $\varepsilon=1$ ).
- Le nombre de Nusselt local augmente à mesure que la longueur de la source de chaleur locale augmente.
- Les valeurs de vitesse maximale et minimale sont situées au centre des tourbillons.

Dans la deuxième application, une étude numérique du transfert de chaleur dans un plan horizontal du canal avec une cavité trapézoïdale ouverte disposée avec divers emplacements de source de chaleur est effectuée. Les principales remarques sont :

- ✓ Le meilleur transfert de chaleur se trouve lorsque la source de chaleur est placée en haut de la paroi gauche.
- ✓ Le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson.

Dans la troisième application, une convection mixte à l'intérieur d'un conduit à cavité trapézoïdale ouverte équipée de deux sources de chaleur discrètes et deux parois mobiles avec quatre cas de couvercle entraînés.

- ✓ Pour le cas 0, le mélange entre l'écoulement et les champs thermiques à l'intérieur du conduit et l'enceinte n'est pas assez bonne, et ils semblent être séparés les uns des autres.
- ✓ Pour les cas 1 et 3, le modèle de champ d'écoulement devient multicellulaire, et une région isotherme près de la paroi latérale entraînée par le couvercle de la cavité est remarquée.
- ✓ Pour le cas 2, la combinaison entre l'écoulement et les champs thermiques à l'intérieur du conduit et la cavité est efficace grâce au mouvement des deux parois latérales de la cavité.
- ✓ L'effet des nombres sans dimension sont significatif, en fait :
  - Le rapport du nombre de Reynolds et le mouvement des parois latérales de la cavité ont généré un impact significatif sur les contours de vitesse et de température à l'intérieur de la cavité elle-même.
  - Le  $Nu_{moy}$  augmente à mesure que le nombre de Richardson et le rapport du nombre de Re augmentent.
  - Les valeurs maximales du  $Nu_{moy}$  peuvent être trouvées pour le cas 1 et le réchauffeur 2.
  - Le réchauffeur 1 est préférable et recommandé lorsque les deux parois latérales de la cavité sont prises en compte. tandis que le réchauffeur 2 est meilleur lorsqu'une paroi latérale est déplacée.

Dans la dernière application on a effectué une simulation numérique de plusieurs configurations. D'après les résultats obtenus on a constaté que la géométrie C'est la préférable avec un meilleur transfert de chaleur.

Comme perspective, on s'intéressera à des simulations tridimensionnelles en régime instationnaire en exploitant l'utilisation des nano-fluides comme fluide caloporteur [62-79].

# **RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaïh**, «Oscillatory mixed convection flow in a cylindrical container with rotating disk under axial magnetic field and various wall electrical conductivity», *Int. Rev. Phys.*; 4(1):45-51 (2010).
- [2] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaïh**, «Numerical modeling of MHD stability in a cylindrical configuration », *J. Franklin Inst.*; 351(2):667-681 (2014).
- [3] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaïh**, «Oscillatory magneto-hydrodynamic natural convection of liquid metal between vertical coaxial cylinders», *J. Appl. Fluid Mech.*; 9(4):1655-1665 (2016).
- [4] **F. Mebarek-Oudina, O.D. Makinde**, «Numerical Simulation of Oscillatory MHD Natural Convection in Cylindrical Annulus: Prandtl Number Effect», *Defect and Diffusion Forum*, Vol. 387, pp. 417-427 (2018).
- [5] **M. Bouselsal, F. Mebarek-Oudina, N. Biswas, A.A.I. Ismail**, « Heat Transfer Enhancement using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-MWCNT Hybrid-Nanofluid inside a Tube/Shell Heat Exchanger with Different Tube Shapes», *Micromachines* 14, 1072. <https://doi.org/10.3390/mi14051072> (2023).
- [6] **F. Mebarek-Oudina**, «Convective heat transfer of Titania nanofluids of different base fluids in cylindrical annulus with discrete heat source», *Heat Transfer—Asian Res.*; 48:135-147 (2019).
- [7] **S. Hussain, A.K. Hussein**, « Mixed convection heat transfer in a differentially heated square enclosure with a conductive rotating circular cylinder at different vertical locations », *Int. Commun. Heat Mass Transfer.*; 38:263-274 (2011).
- [8] **S. Sivasankaran, V. Sivakumar, A.K. Hussein, P. Prakash**, «Mixed convection in a lid-driven two-dimensional square cavity with corner heating and internal heat generation», *Numm. Heat Transfer A.*; 65:269-286 (2014).
- [9] **A.K. Hussein, S. Hussain**, «Characteristics of magneto-hydrodynamic mixed convection in a parallel motion two-sided lid-driven differentially heated parallelogrammic cavity with various skew angles », *J. Ther. Eng.*; 1(3):221-235 (2015).

- [10] **A.K. Hussein, S. Hussain**, «Mixed convection through a lid-driven air-filled square cavity with a hot wavy wall », *Int. J. Mech. Mater. Eng.*; 5(2):222-235 (2010).
- [11] **B. Mallikarjuna, A.K. Rashad Hussein, S. Raju**, «Transpiration and thermophoresis effects on non-Darcy convective flow past a rotating cone with thermal radiation», *Arab. J. Sci. Eng.*; 41(11):4691-4700 (2016).
- [12] **H. Mohammed, A. Al-Aswadi, H. Abu-Mulaweh, A.K. Hussein, P. Kanna**, «Mixed convection over a backward-facing step in a vertical duct using Nano fluids-buoyancy opposing case», *J. Comput. Theor Nanosci.*;11:1-13 (2014).
- [13] **S. Ahmed, M. Mansour, A.K. Hussein, S. Sivasankaran**, «Mixed convection from a discrete heat source in enclosures with two adjacent moving walls and filled with micropolar nanofluids», *Eng. Sci. Technol.*; 19(1):364-376 (2016).
- [14] **S. Saha, A.K. Hussein, G. Saha, S. Hussain**, « Mixed convection in a tilted lid-driven square enclosure with adiabatic cylinder at the center», *Int. J. Heat Technol.*;29(1):143-156 (2011).
- [15] **A. Al-Rashed, K. Kalidasan, L. Kolsi**, «Mixed convection and entropy generation in a nanofluid filled cubical open cavity with a central isothermal block», *Int. J. Mech Sci.*;135:362-375 (2018).
- [16] **J. Raza, M. Farooq, F. Mebarek-Oudina, B. Mahanthesh**, «Multiple slip effects on MHD non-Newtonian Nano fluid flow over a nonlinear permeable elongated sheet: numerical and statistical analysis», *Multidiscip. Model. Mater. Struct.*; 15(5):913-931 (2019).
- [17] **J. Raza, F. Mebarek-Oudina, B. Mahanthesh**, «Magnetohydrodynamic flow of nano Williamson fluid generated by stretching plate with multiple slips», *Multidiscip. Model. Mater. Struct.*; 5(5):871-894 (2019).
- [18] **A.K. Hussein**, «Entropy generation due to the transient mixed convection in a three-dimensional right-angle triangular cavity», *Int. J. Mech. Sci.*; 146-147:141-151 (2018).
- [19] **M. Bhuvaneshwari, S. Eswaramoorthi, S. Sivasankaran, A.K. Hussein**, «Cross-diffusion effects on MHD mixed convection over a stretching surface in a porous medium with chemical reaction and convective condition », *Eng. Trans.*; 67(1):3-19 (2019).

- [20] **J. Raza, F. Mebarek-Oudina, A.J. Chamkha**, «Magnetohydrodynamic flow of molybdenum disulfide nanofluid in a channel with shape effects», *Multidiscip Model Mater Struct.*; 15(4):737-757 (2019).
- [21] **M. Alkasassbeh, Z. Omar, F. Mebarek-Oudina, J. Raza, A. Chamkha**, «Heat transfer study of convective fin with temperature-dependent internal heat generation by hybrid block method», *Heat Transfer—Asian Res.*; 48(4):1225-1244 (2019).
- [22] **M.M. Rahman, H.F. Öztop, R. Saidur, S. Mekhilef, K. Al-Salem**, « Finite element solution of MHD mixed convection in a channel with a fully or partially heated cavity», *Comput. Fluids.*;79:53-64 (2013).
- [23] **O. Manca, S. Nardini, K. Khanafer, K. Vafai**, «Effect of heated wall position on mixed convection in a channel with an open cavity», *Num Heat Transfer A.*; 43(3):259-282 (2003).
- [24] **O. Manca, S. Nardini, K. Vafai**, «Experimental investigation of mixed convection in a channel with an open cavity», *Exp. Heat Transfer.*; 19(1):53-62 (2006).
- [25] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaih, B. Mahanthesh, A. J. Chamkha, J. Raza**, « Magneto Thermal-Convection Stability in an Inclined Cylindrical Annulus filled with a Molten Metal» *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 31 (4) 1172-1189 (2021), <https://doi.org/10.1108/HFF-05-2020-0321>.
- [26] **M. Rahman, S. Parvin, R. Saidur, N. Rahim**, «Magnetohydrodynamic mixed convection in a horizontal channel with an open cavity», *Int. Commun. Heat Mass Transfer.*; 38:184-193. (2011).
- [27] **B. Buonomo, G. Cresci, O. Manca, P. Mesolella, S. Nardini**, «Transient mixed convection in a channel with an open cavity filled with porous media», *J. Phys.*; 395:1-8 (2012).
- [28] **G. Abdelmassih, A. Vernet, J. Pallares**, «Numerical simulation of incompressible laminar flow in a three- dimensional channel with a cubical open cavity with a bottom wall heated», *J. Phys: Conf Series.*; 395:1-7 (2012).

- [29] **F. Selimefendigil**, «Numerical analysis and POD based interpolation of mixed convection heat transfer in horizontal channel with cavity heated from below», *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*;7(2):261-271 (2013).
- [30] **J. Burgos, I. Cuesta, C. Saluena**, «Numerical study of laminar mixed convection in a square open cavity», *Int. J. Heat Mass Transfer.*; 99:599-612 (2016).
- [31] **W. Sabbar, M. Ismael, M. Al-Mudhaffar**, «Fluid-structure interaction of mixed convection in a cavity-channel assembly of flexible wall», *Int. J. Mech. Sci.*;149:73-83 (2018).
- [32] **V. Cardenas, C. Trevino, I. Rosas, L. Martinez-Suastegui**, «Experimental study of buoyancy and inclination effects on transient mixed convection heat transfer in a channel with two symmetric open cubic cavities with prescribed heat flux», *Int. J. Therm. Sci.*;140:71-86 (2019).
- [33] **F. Garcia, C. Trevino, J. Lizardi, L. Martinez-Suastegui**, « Numerical study of buoyancy and inclination effects on transient mixed convection in a channel with two facing cavities with discrete heating», *Int. J. Mech. Sci.*;155:295-314 (2019).
- [34] **Icoz et Y. Jaluria**, «Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel», *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 831 – 847 (2005).
- [35] **S. Banarjee, A. Mukhopadhyay, S. Sen, et R. Ganguly**, « Natural convection in a bi-heater configuration of passive electronic cooling», *Int. J. Thermal Sciences.* (2008).
- [36] **B. Abourida, M. Hasnaoui**, «Numerical study of partitions effect on multiplicity of solutions in an infinite channel periodically heated from below», *Eng. Conversion Management* 46, 2697–2717 (2005).
- [37] **N. Ben Mansour, N. Ben-Cheikh, B. Ben-beya, et T. Lili**, « Etude numérique de la convection mixte dans une cavité cubique entraînée chauffé par le bas », 22<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique Lyon, 24 au 28 Août (2015).
- [38] **J. Leong, C. Brown, N. Lai**, «Mixed convection from an open cavity in a horizontal channel», *Int. commun Heat Mass Transfer* 32, 58592 (2005).

- [39] **T. J. Young, K. Vafai**, «Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles», *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41, 3279 – 3298 (1998).
- [40] **B. Premachandran et C. Balaji**, «Mixed convection heat transfer from a horizontal channel with protruding heat sources», *Int. J. Heat Mass*, 41, 510 - 518 (2005).
- [41] **M.A.R. Sharif**, «Laminar mixed convection in shallow inclined drive cavities with hot moving lid on top and cooled from bottom», *Appl. Ther. Engineering*, 27, 1036 – 1042 (2007).
- [42] **M. Sankar, S. Hong, Y. Do, B. Jang**, « Numerical Simulation of Natural Convection in a Vertical Annulus With a Localized Heat Source», *Meccanica*, vol. 47, pp.1869–1885 (2012).
- [43] **A. Barletta**, «Laminar mixed convection with viscous dissipation in a vertical channel», *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3501-3513 (1998).
- [44] **S. Habchi, S. Acharya**, «Laminar mixed convection in a partially, blocked vertical channel», *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 29, pp. 1711-1722 (1986).
- [45] **P. Huang, C. Chen**, «Simulation of mixed convection in a vertical channel containing discrete porous-covering heat blocks», *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 55, pp. 3147-3159 (2012).
- [46] **H. M. Jeong, Y-H Lee, M-K Ji, K-Y. Bae, H-S. Chung**, « Natural convection heat transfer estimation from a longitudinally finned vertical pipe using CFD ». *Journal of mechanical science and technology*, Vol. 23, pp. 1517–1527 (2009).
- [47] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaih**, «Numerical simulation of natural convection heat transfer of copper-water nanofluid in a vertical cylindrical annulus with heat sources», *Thermophysics and Aeromechanics*, Vol. 26, No. 3, pp. 325-334(2019).
- [48] **F. Mebarek-Oudina**, «Numerical modeling of the hydrodynamic stability in vertical annulus with heat source of different lengths», *Engineering Science and Technology, an Int. J.*, vol. 20 no. 4, pp. 1324-1333(2017).
- [49] **T. Duna Yaseen, A. Ismael Muneer**, «Analysis of Power Law Fluid-Structure Interaction in an Open Trapezoidal Cavity», *Int. J. Mech. Sci* (2020).

- [50] **S. Habchi et S. Acharya**, « Laminar mixed convection in partially blocked, vertical channel », *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 1711-1722 (1986).
- [51] **H. F. Oztop et I. Dagtekin**, « Mixed convection in two- sided lid-driven Differentially heated square cavity», *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 1761- 1769 (2004).
- [52] **K. Al-Farhany, M.A. Alomari et A.E. Faisal**, « Magneto hydrodynamics Mixed Convection Effects on the open enclosure in a horizontal channel Heated Partially from the Bottom», *ICEAT IOP Conf. Series: Materials Sci Engineering* 870, 012174 doi:10.1088/1757-899X/870/1/012174 (2020).
- [53] **M.A.H. Mamun, T.R. Tanim, M.M. Rahman, R. Saidur et S. Nagata**, «Mixed convection analysis in trapezoidal cavity with a moving lid», *Int. J. Mechanical Materials Engineering (IJMME)*, Vol. 5 No. 1, 18-28 (2010).
- [54] **B. Ghasemi, S. M. Aminossadati**, «Numerical simulation of mixed convection in a rectangular enclosure with different numbers and arrangements of discrete heat sources», *The Arabian J. Sci Engineering*, Volume 33, Number 1B. April (2008).
- [55] **I. Tmartnhad, M. Najam, M. el Alami, R. Sehaqui, F. Penot**, « Convection mixte dans une cavité trapezoidale chauffée par le bas», *12<sup>èmes</sup> J. Int. Ther*, Tanger, Maroc du 15 au 17 Nov. (2005).
- [56] **A. Bejan**, «Convection Heat Transfer», 3<sup>rd</sup> Edition, Wiley, New York. DOI: 10.9734/JAMCS/2018/43101 (2004).
- [57] **H. Laouira, F. Mebarek-Oudina, A. K. Hussein, L. Kolsi, A. Merah, O.Younis**, «Heat transfer inside a horizontal channel with an open trapezoidal enclosure subjected to a heat source of different lengths», *Heat Transf. Asian Res.* 2020, 49, 406–423. <https://doi.org/10.1002/htj.21618>
- [58] **F. Mebarek-Oudina, H. Laouira, A. Aissa, A. K. Hussein, M. El Ganaoui**, «Convection Heat Transfer Analysis in a Channel with an Open Trapezoidal Cavity», *Heat Source Locations effect. MATEC Web of Conferences* 330, 01006 (2020). <https://doi.org/10.1051/mateconf/202033001006>

- [59] **F. Mebarek-Oudina, H. Laouira, A. K. Hussein, M. Omri, A. Aissa, L. Kolsi, et U. Biswal**, «Mixed Convection inside a Duct with an Open Trapezoidal Cavity Equipped with Two Discrete Heat Sources and Moving Walls», *Mathematics*, 10, 929, (2022).  
<https://doi.org/10.3390/math10060929>
- [60] **O. Manca, S. Nardini, K. Vafai**, «Experimental investigation of opposing mixed convection in a channel with an open cavity below», *Exp. Heat Transf.* 21(2), 99-114, (2008).
- [61] **H. Laouira, F. Mebarek-Oudina, H. Vaidya**, « Mixed convection assessment in an unusual cavity with a heat source opened to a horizontal channel », *Mathematical Modelling of Fluid Dynamics and Nanofluids*, CRC Press, Taylor & Francis, 1-10 (2023).  
<https://doi.org/10.1201/9781003299608-1>
- [62] **H. Mohammadifar, H. Sajjadi, M. Rahnama, S. Jafari, Y. Wang**, «Investigation of Nano fluid Natural Convection Heat Transfer in Open Ended L-shaped Cavities utilizing LBM», *J. Appl. Comput. Mech*, 7, 2064–2083 (2021).
- [63] **K. Dhif, F. Mebarek-Oudina, S. Chouf, H. Vaidya, A. J. Chamkha**, «Thermal Analysis of the Solar Collector Cum Storage System using a Hybrid-Nano fluids», *J. Nano fluids*, 10, 634–644, (2021).
- [64] **P. K. Dadheech, P. Agrawal, F. Mebarek-Oudina, H. Abu-Hamdeh, A. Sharma**, «Comparative heat transfer analysis of  $\text{MoS}_2 / \text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$  and  $\text{MoS}_2 - \text{SiO}_2 / \text{C}_2 \text{H}_6 \text{O}_2$  nanofluids with natural convection and inclined magnetic field», *J. Nanofluids* , 9,161 167 (2020)
- [65] **U. Khan, A. Zaib, F. Mebarek-Oudina**, «Mixed Convective Magneto Flow of  $\text{SiO}_2 - \text{MoS}_2 / \text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$  Hybrid Nanoliquids Through a Vertical Stretching/Shrinking Wedge: Stability Analysis», *Arab. J. Sci. Eng.*, 45, 9061–9073 (2020).
- [66] **M.A. Mansour, G. Rama Subba Reddy, S. Sadia, A.M. Rashad, T. Salah**, «Unsteady MHD natural convection flow of a nanofluid inside an inclined square cavity containing a heated circular obstacle», *Int. J. Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 000010151520200138 (2021).
- [67] **M. Abed, A. Aissa, F. Mebarek-Oudina, W. Jamshed, H.M. Galerkin**, «Finite Element Analysis of Thermal Aspects of  $\text{Fe}_3 \text{O}_4$  -MWCNT/Water Hybrid Nanofluid Filled in Wavy Enclosure with Uniform Magnetic Field Effect», *Int. Commun. Heat Mass Transf*, 126, 105461 (2021).

- [68] **M. Ferhi, R. Djebali, F. Mebarek-Oudina, N. H. Abu-Hamdeh, N. Abboudi**, « MHD free convection through entropy generation analysis of eco-friendly nanoliquid in a divided L-shaped heat exchanger with LBM simulation». *J. Nanofluids*, 11, 99–112 (2022).
- [69] **F. Mebarek-Oudina, R. Aissa, A. Lewis, N.H. Abu-Hamdeh**, «Entropy and convection effect on magnetized hybrid nano-liquid flow inside a trapezoidal cavity with zigzagged wall», *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 125, 105279 (2021).
- [70] **F. Mebarek-Oudina, I. Chabani**, «Review on Nano-fluids applications and heat transfer enhancement techniques in different enclosures», *J. Nanofluids*, 11(2):155-168(2022). <https://doi.org/10.1166/jon.2022.1834>
- [71] **K. Swain, B. Mahanthesh, F. Mebarek-Oudina**, «Heat transport and stagnation-point flow of magnetized Nano liquid with variable thermal conductivity with Brownian moment and thermophoresis aspects», *Heat Transf.*, 50, 754–764. (2021).
- [72] **Y. J. Hwang, Y.C. Ahn, H.S. Shin, C.G. Lee, G.T. Kim, H.S. Park, J.K. Lee**, « Investigation on characteristics of thermal conductivity enhancement of nanofluids», *Curr. Appl. Phys.*, 6, 1068–1071 ( 2006).
- [73] **N. Ali, J.A. Teixeira, A. Addali**, «A Review on Nanofluids: Fabrication, Stability, and Thermophysical Properties», *J. Nanomater* , 6978130. (2018).
- [74] **M.U. Sajid, H.M. Ali**, « Thermal conductivity of hybrid Nano fluids: A critical review», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 126, 211–234 (2018).
- [75] **P.K. Das**, « A review based on the effect and mechanism of thermal conductivity of normal Nano fluids and hybrid Nano fluids», *J.Mol. Liq*, 240, 420–446 (2017).
- [76] **F. Mebarek-Oudina, Preeti , A. S. Sabu, H. Vaidya, R. W. Lewis, S. Areekara, A. Mathew et A. I. Ismail**, «Hydromagnetic flow of magnetite-water nano-fluid utilizing adapted Buongiorno model», *Int. J. Modern Physics B*, 2450003 (2023). <https://doi.org/10.1142/S0217979224500036>
- [77] **I. Chabani, F. Mebarek-Oudina, A. A. I. Ismail**, « MHD Flow of a Hybrid Nano-fluid in a Triangular Enclosure with Zigzags and an Elliptic Obstacle», *Micromachines*,13(2), 224 (2022).

[78] **U. Khan, F. Mebarek-Oudina, A. Zaib , A. Ishak, S. Abu Bakar, E.M. Sherif, et D. Baleanu**, «An exact solution of a Casson fluid flow induced by dust particles with hybrid nanofluid over a stretching sheet subject to Lorentz forces», *Waves in Random and Complex Media* (2022). <https://doi.org/10.1080/17455030.2022.2102689>.

[79] **G. Dharmiah, F. Mebarek-Oudina, J.L. Rama Prasad, Ch. Bébé Rani**, «Exploration de la bio-convection pour le nanofluide Maxwell biphasé glissant au-delà d'un régime d'étirement magnétique induit vertical associé à la biotechnologie et à l'ingénierie», DOI: 10.1016/j.molliq.123408 (2023). <https://www.x-mol.net/paperList/1/576>.

