



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI - CONSTANTINE**

**FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

N° d'ordre : ... /D3C/2016

Série : ... /GM/2016

THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat 3^{ème} cycle (LMD)
en Génie Mécanique

OPTION : Génie Thermique et Energétique

Étude Numérique de la Convection Mixte dans un Canal Horizontal Contenant des Ailettes

Par : **KHENTOUL Moussa**

Soutenue le : 18 / 09 / 2016

Devant le jury composé de :

Président :	M ^r . A. BOUCHOUCHA	Professeur	Université Frères Mentouri - Cne
Rapporteur :	M ^r . R. BESSAIH	Professeur	Université Frères Mentouri - Cne
Examineurs :	M ^r . K. TALBI	Professeur	Université Frères Mentouri - Cne
	M ^r . C. BOUGRIOU	Professeur	Université Batna 2
	M ^r . S. BOUGOUL	Professeur	Université Batna 1

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

ABSTRACT

Heat transfer is very important for good design and reliable operation of a system. Reliability and system performance are highly dependent on the operating temperature, in particular, in electronic equipment. Several cooling methods have been proposed in order to improve the heat transfer. These techniques include two: which consists in grafting blades offering a greater contact surface with the environment; and which consists of using nanofluids comprising metallic particles or carbon nanotubes. The latter is currently present the best solution.

In the first part of the thesis, a numerical study of 2D laminar mixed convection in a horizontal channel with three fins nanofluid has been carried out made. The influence of Reynolds and Richardson numbers and concentration of nanoparticles (Al_2O_3 , Cu, Ag and TiO_2) dispersed in a base fluid (water), on the flow and thermal fields is presented. A computer code in Fortran, based on finite volume method was used to simulate 2D flow with heat transfer. The results indicate that the addition of nanoparticles in pure water can improve the cooling performance, in particular, low Richardson number. The influence of the solid volume fraction on increasing the heat transfer is more sensitive to higher values of Reynolds number. Although, the addition of nanofluids (TiO_2 and Al_2O_3) also increases heat transfer, their influence is not important for Cu-Ag-water and water.

The second part is to find an optimal geometry for good cooling. Numerical calculations were carried out using the software "FLUENT 6.3" to simulate 3D laminar mixed convection flow in a channel containing fins with nanofluid. The effects of Reynolds number, height, and distance between the fins are presented and discussed.

Keywords: *Mixed convection, horizontal channel, Cooling, nanofluid, fins.*

RÉSUMÉ

Le transfert de chaleur est très important pour la bonne conception et fonctionnement fiable d'un système. La fiabilité et la performance d'un système dépendent fortement de la température de fonctionnement, en particulier, dans les équipements électroniques. Plusieurs méthodes de refroidissement ont été proposées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur. Parmi ces techniques, on peut citer deux : celle qui consiste à greffer des ailettes offrant une plus grande surface de contact avec l'environnement ; et celle qui consiste à utiliser des nanofluides à base de particules métalliques ou de nanotubes de carbone. Cette dernière présente actuellement la meilleure solution.

Dans la première partie de la thèse, une étude numérique de la convection mixte 2D laminaire dans un canal horizontal contenant trois ailettes avec nanofluide a été faite. L'influence des nombres de Reynolds et Richardson et de la concentration des nanoparticules (Al_2O_3 , Cu, Ag et TiO_2), dispersées dans un fluide de base (l'eau), sur les champs d'écoulement et thermique est présentée. Un code de calcul maison en fortran, basé sur méthode des volumes finis, a été utilisé pour simuler l'écoulement 2D avec transfert de chaleur. Les résultats indiquent que l'addition de nanoparticules dans l'eau pure permet d'améliorer la performance de refroidissement, en particulier, à faible nombre de Richardson. L'influence de la fraction volumique solide sur l'augmentation du transfert de chaleur est plus sensible pour des valeurs plus élevées du nombre de Reynolds. Bien que l'addition des nanofluides (TiO_2 et Al_2O_3) augmente également le transfert de chaleur, leur influence n'est pas importante que pour Cu-eau et Ag-eau.

La deuxième partie consiste à trouver une géométrie optimale pour un bon refroidissement. Les calculs numériques ont été menés à l'aide du logiciel "FLUENT 6.3" pour simuler l'écoulement laminaire 3D de convection mixte dans un canal contenant des ailettes avec nanofluide. Les effets du nombre de Reynolds, la hauteur, et la distance entre les ailettes sont présentés et discutés.

Mots-clefs : *Convection mixte, Canal horizontal, Refroidissement, nanofluide, Ailettes.*

ملخص

الانتقال الحراري مهم جدًا للجودة والتصميم الجيد للأنظمة؛ الجودة وأداء النظام تعتمد إلى حد كبير على درجة حرارة التشغيل، على وجه الخصوص، في الأجهزة الإلكترونية. وقد اقترحت أساليب تبريد عديدة بعبء تحسين نقل الحرارة. نذكر من بينها تقنيتين، الأولى تشمل على تركيب زعانف، التي توفر زيادة في سطح الاتصال مع الوسط الخارجي، وأيضا استخدام مائع النانوي يضم جزيئات معدنية أو أنابيب نانوية كربونية. ويقدم هذا الأخير حاليا أفضل حل. في الجزء الأول من هذه الرسالة، أجريت دراسة عديدة للحمل الحراري المختلط ثنائي الأبعاد في قناة أفقية تحوي ثلاث زعانف باستعمال سائل نانوي. وقد تم عرض تأثير بعض العوامل مثل أرقام "رينولدز" و"ريتشاردسون" وتركيز الجسيمات النانوية (أكسيد الألومنيوم، النحاس، الفضة، ثاني أكسيد التيتانيوم) المنتشرة في السائل القاعدي (الماء) على الخصائص الحرارية والانسايية. برنامج حساب منزلي "فرترون"، الذي يستند إلى طريقة الحجم المنتهية، تم استخدامه لمحاكاة تدفق ثنائي الأبعاد مع انتقال الحرارة. وتشير النتائج إلى أن إضافة الجزيئات النانوية في الماء النقي يساعد على تحسين أداء التبريد خصوصا عند القيم المنخفضة لعدد "رايلي". تأثير تركيز الجسيمات النانوية على زيادة نقل الحرارة هي أكثر وضوحا عند القيم المرتفعة من عدد "رينولدز". وتبين النتائج أيضا أنه بالرغم من أن إضافة جسيمات نانوية كثنائي أكسيد التيتانيوم وأكسيد الألومنيوم يحسن أيضا في انتقال الحرارة، لكن تأثيرها ليس كبير بقدر تأثير جزيئات النحاس والفضة.

الجزء الثاني يتلخص في العثور على الهندسة الأمثل لأجهزة التبريد التي تسمح بزيادة أدائها التبريدي. وقد أجريت العمليات الحسابية العددية باستخدام برنامج "فلونت" لمحاكاة تدفق ثلاثي الأبعاد للحمل الحراري المختلط في قناة تحوي زعانف باستعمال سائل نانوي. حيث تم في هذه الدراسة فحص تأثير عدد "رينولدز"، ارتفاع الزعنف، والمسافة بين الزعانف.

الكلمات المفتاحية: الحمل المزدوج، قناة أفقية، تبريد، مائع النانوي، الزعانف.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tout d'abord Dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

*Nous remercions vivement et chaleureusement Monsieur **R. BESSAÏH**, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, encadreur de cette thèse, pour notre avoir soutenu et guidé tout au long de cette thèse. Nous le remercions particulièrement pour la confiance qu'il nous a accordée, pour leur rigueur scientifique, pour leur patience et pour leurs conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.*

*Je tiens à remercier Monsieur **A. Bouchoucha**, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, d'avoir accepté de présider le jury.*

*Je tiens aussi à remercier Monsieur **K. Talbi**, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, Monsieur **C. BOUGRIOU** Professeur à l'Université de Batna 2 et Monsieur **S. BOUGOUL** Professeur à l'Université de Batna 1, pour leurs participations à l'évaluation de ce modeste travail. Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail*

A tous, nous tenons à exprimer nos sincères remerciements.

Moussa

DÉDICACE

*Je dédie cette thèse en particulier Au prophète
Mohamed (ص)*

*A mon père et ma très chère maman, qui m'ont
éclairés le chemin en me donnant la main tout au
long de mes années d'étude
« Que dieu me les gardes ».*

A mes frères.

A mes sœurs.

A tous mes amis sans exception

A tous mes maîtres

A tous ceux qui me sont chers

Moussa

SOMMAIRE

ABSTRACT	I
RESUME	II
ملخص	III
Remerciements	IV
Dédicace	V
Sommaire	VI
Nomenclature	VIII
Liste des figures	XI
Liste des tableaux	XVI
Introduction générale	01
CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	
I.1 Introduction	05
I.2 Généralités sur les nanofluides.....	05
I.2.1 Définition.....	05
I.2.2 Nanoparticules et les fluides porteurs.....	05
I.2.3 Types de nanoparticules.....	07
I.2.4 Fabrication et préparation des nanofluides.....	07
I.2.5 Propriétés thermophysiques des nanofluides	09
I.3 Recherche Bibliographique	15
I.4 Conclusion.....	41
Chapitre II : MODELISATION DU PROBLEME ET RESOLUTION NUMERIQUE	
II.1 Introduction.....	44
II.2 Eléments mathématiques de base	44
II.2.1 Equation de continuité.....	44
II.2.2 Equations de quantité de mouvement.....	45
II.2.3 Equations d'énergie.....	45
II.3 Hypothèses simplificatrices.....	46
II.4 Configuration 2D.....	46
II.4.1 Géométrie et formulation mathématique.....	46
II.4.1.1 Géométrie.....	46
II.4.1.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	48
II.4.1.3 Adimensionnalisation des équations.....	49
II.4.1.4 Conditions aux limites.....	51
II.4.2 Résolution numérique	51
II.4.2.1 Choix de la méthode numérique	51
II.4.2.2 Maillage.....	51
II.4.2.3 Discrétisation des équations de quantité de mouvement	52

suivant X, Y et Z et de l'équation d'énergie.....	
II.4.2.4 Résolution du système d'équations.....	55
II.5 Configuration 3D.....	61
II.5.1 Description du problème	61
II.5.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	62
II.5.3 Présentation du code de calcul	63
II.5.4 Maillage	64
II.5.5 Conditions aux limites	66
II.5.6 Résolution numérique	67
II.6 Conclusion.....	68
Chapitre III : RÉSULTATS ET DISCUSSION : CONFIGURATION 2D	
III.1 Introduction.....	70
III.2 Paramètres géométriques et physiques	70
III.3 L'effet de maillage sur la solution numérique	70
III.4 Validation du code de calcul.....	71
III.5 Résultats et discussions	73
III.5.1 Les effets du nombre de Reynolds et de la fraction volumique solide.	73
III.5.2 Les effets du nombre de Richardson et de la fraction volumique solide.	82
III.5.3 L'effet du type de nanofluides.....	88
III.5.4 L'effet de la distance de séparation des ailettes	93
III.6 Conclusion.....	97
Chapitre IV : RÉSULTATS ET DISCUSSION : CONFIGURATION 3D	
IV.1 Introduction.....	99
IV.2 Paramètres géométriques et physiques	99
IV.3 L'effet du maillage sur la solution numérique	99
IV.4 Validation du code de calcul.....	100
IV.5 Résultats et discussions	101
III.5.1 L'effet du nombre de Reynolds	101
III.5.2 L'effet de la hauteurs des ailettes	112
III.5.3 L'effet de la distance entre les ailettes	118
IV.6 Conclusion.....	122
Conclusion Générale.....	123
Références Bibliographiques.....	125

NOMENCLATURE

A (lP)	Fonction d'un schéma numérique	[---]
A_P, A_E, A_W, A_N, A_S	Coefficients de l'équation algébrique de transport discrétisée	[---]
b	Élément de la matrice tri-diagonale	[---]
$b(i, j, k)$	Terme source dans l'équation de transport discrétisée	[---]
c	Élément de la matrice tri-diagonale	
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg. K]
d	Distance de séparation entre les ailettes	[m]
De, Dw, Dn, Ds	Flux diffusifs aux interfaces e, w, n, s de l'équation de transport discrétisée	[---]
e_f	Épaisseur de l'ailette, cas 3D.	[m]
Fe, Fw, Fn, Fs	Flux convectifs aux interfaces e, w, n, s, b et t de l'équation de transport discrétisée	[---]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H	Hauteur du canal (2D) ou du canal (3D)	[m]
h	Hauteur d'ailettes (2D)	[m]
H_f	Hauteur d'ailettes (3D)	[m]
J_e, J_w, J_n, J_s	Les flux aux interfaces (e, w, n et s)	[---]
i, j, k	Coordonnées des points	[---]
k	Conductivité thermique	[W/m.K]
k_p	Conductivité thermique d'ailette	[W/m.K]
k_{air}	Conductivité thermique de l'air	[W/m.K]
k_s	Conductivité thermique du solide	[W/m.K]
$k^*(= k / k_{air})$	Conductivité thermique adimensionnelle	[---]
L	Longueur du canal (2D)	[m]
L_i	Longueur d'entrée du canal	[m]
L_o	Longueur de sortie du canal	[m]
L_f	Longueur des ailettes (3D)	[m]
m	masse	[kg]
Nu	Nombre du Nusselt local	[---]
Nu_{moy}	Nombre du Nusselt moyen	[---]
P	Pression	[Pa]
P^*	Pression adimensionnelle	[---]
P_e, P_w, P_n, P_s	Nombre de Peclet aux interfaces e, w, n, s	[---]

q	Chaleur volumétrique	[W/m ³]
S_φ	Terme source de φ dans l'équation discrétisée	[---]
T_o	Température ambiante à l'entrée du canal	[K]
T	Température dimensionnelle	[K]
u, v, w	Composantes de la vitesse dimensionnelle	[m/s]
U, V, W	Composantes de la vitesse adimensionnelle	[---]
U_o	Vitesse à l'entrée du canal	[m/s]
w	Largeur des ailettes (2D)	[m]
W	Largeur du canal (3D)	[m]
x, y, z	Coordonnées cartésiennes dimensionnelles	[m]
X, Y, Z	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	[---]
ΔT	Différence de température	[K]
Δx	Dimension d'un volume de contrôle	[m]
ΔX	Dimension d'un volume de contrôle adimensionnelle	[---]
Δy	Dimension d'un volume de contrôle	[m]
ΔY	Dimension d'un volume de contrôle adimensionnelle	[---]
Δz	Dimension d'un volume de contrôle	[m]
ΔZ	Dimension d'un volume de contrôle adimensionnelle	[---]

Symboles grecques

α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]
$\beta \left(= \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$	Coefficient d'expansion thermique à pression constante du fluide	[1/K]
φ	Variable dépendante générale	[---]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ρ_o	Masse volumique à T ₀	[kg/m ³]
ρ_f	Masse volumique du fluide	[kg/m ³]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/m.s]
ν_f	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
$\nu^* = (\nu / \nu_{air})$	Viscosité cinématique adimensionnelle	[---]
ψ	Fonction de courant adimensionnelle	[---]
Γ	Coefficient de diffusion	[---]
θ	Température adimensionnelle	[---]
ϕ	Fraction volumique solide de nanofluide	[---]
Φ	Fonction de dissipation visqueuse	[---]

Nombres adimensionnels

$Gr = g\beta(q/k_f)H^5/v^2$	Nombre de Grashof (canal 3D)	[---]
$Re = U_0H/v_f$	Nombre de Reynolds	[---]
$Ri = g\beta H(T_h - T_0)/u_0^2$	Nombre de Richardson (canal 2D)	[---]
$Pr = \nu_f/\alpha_f$	Nombre de Prandtl	[---]

Indices et exposants

f	Fluide
s	Solide
nf	Nanofluide
$*$	Valeur adimensionnelle
0	Valeur initiale

LISTE DES FIGURES

Figure I_1.	Nanoparticules sphériques ; Nanotubes de carbone (Bang et Chang, 2005).....	7
Figure I_2.	Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape (Argonne National Laboratory, USA).....	9
Figure I_3.	Géométrie d'un canal rectangulaire inclinée (Ou et al., 1976).....	16
Figure I_4.	Esquisse de définition pour un canal 3-D utilisée pour études de convection mixte (Thomas et al., 1990).....	17
Figure I_5.	(a) Géométrie d'étude ; (b) domaine de calcul (Braaten et Patankar, 1985).....	18
Figure I_6.	Matrice bidimensionnelle de plaques planes décalées (Suzuki et al., 1985).	18
Figure I_7.	Schéma de la situation physique (Habchi et Acharya, 1986).....	19
Figure I_8.	Schéma de configuration du domaine (Kim et al., 1992).....	19
Figure I_9.	Canal contenant un seul obstacle chauffé (Young et al., 1998).....	20
Figure I_10.	Schéma du montage expérimental (Dogan et al., 2005).....	21
Figure I_11.	Schéma de configuration du domaine (Baskaya et al., 2000).....	22
Figure I_12.	Diagramme schématique d'une rangée d'ailettes (Al-Sarkhi et al., 2003)....	23
Figure I_13.	(a) Schéma d'un échangeur de chaleur à microcanaux (b) domaine de calcul (Jung et al., 2004).....	23
Figure I_14.	Schéma du montage expérimental (Elshafei, 2007).....	24
Figure I_15.	Schéma d'échangeur de chaleur à plaques-ailettes (Hung et Shung, 2009).	25
Figure I_16.	La configuration des échangeurs de chaleur testés (Young, et Sung, 2009).	26
Figure I_17.	Illustration de l'attachement d'un bouclier dans un échangeur de chaleur à plaques-ailettes (Hung et al., 2009).....	26
Figure I_18.	Schéma du montage expérimental, (les mesures sont en mm) (Dogan et Sivrioglu, 2010).....	27
Figure I_19.	Illustration de la fixation d'un bouclier de plaque inclinée à un échangeur de chaleur à plaques-ailettes (Tsai et al., 2010).....	28
Figure I_20.	Schéma d'échangeur de chaleur à plaques-ailettes et illustration de la fixation d'un Bouclier (Hung et al., 2012).....	28

Figure I_21.	Schéma de rangée d'ailettes et de domaine de calcul (Dogan et Sivrioglu, 2012).....	29
Figure I_22.	(a) Domaine de calcul avec l'ailette perforée (b) vue agrandie de perforation (Farhad et al., 2013).....	30
Figure I_23.	Schéma de la section d'essai (Zhang et al., 2013).....	30
Figure I_24.	Schéma du modèle physique (Khanafer et al., 2003).....	31
Figure I_25.	Croquis de la géométrie du problème et coordonnées (Oztop et Abu-Nada, 2008).....	32
Figure I_26.	Un diagramme schématique du modèle physique (Aminossadati et Ghasemi, 2009).....	33
Figure I_27.	Schéma pour le modèle physique (Alinia et al., 2011).....	34
Figure I_28.	Schéma du domaine du problème et le système de coordonnées (Alloui et al., 2011).....	34
Figure I_29.	Une vue schématique de la cavité carrée et des conditions aux limites considérées (Abbasian et al., 2012).....	35
Figure I_30.	Schéma de cavité à double-couvercle entraînée (Chamkha et Abu-Nada, 2012).....	35
Figure I_31.	Configuration géométrique d'échangeur de chaleur à microcanaux (Chein et Huang, 2005).....	37
Figure I_32.	Schéma d'un dissipateur de chaleur à micro canaux : (a) domaine physique, (b) domaine de calcul (Jang et Choi, 2006).....	37
Figure I_33.	Schéma d'échangeur de chaleur à microcanaux (Tsai et Chein, 2007).....	38
Figure I_34.	Géométrie du problème et conditions aux limites (Santra et al., 2009).....	39
Figure I_35.	Schéma de (a) échangeur de chaleur à microcanaux et (b) domaine de calcul (Hung et al., 2012).....	39
Figure I_36.	Un diagramme schématique du modèle physique (Pishkar et Ghasemi, 2012).....	40
Figure I_37.	Schéma du modèle d'échangeur de chaleur à microcanaux (Halelfadl et al., 2014).....	40
Figure II_1.	Géométrie du problème, configuration 2D.....	47
Figure II_2.	Volume de contrôle typique.....	53
Figure II_3.	Schéma d'une rangée d'ailettes et le domaine de calcul.....	62

Figure II_4.	Détails du maillage utiliser sur (a) le plan x-y, (b) le plan y-z, et (c) en 3D.....	65
Figure III_1.	Géométrie considérée pour la validation (Pishkar et Ghasemi, 2012).....	72
Figure III_2.	Validation du présent code avec les résultats numériques de Pishkar et Ghasemi (2012) pour les profils de vitesse dans la section du milieu entre deux ailettes égales montées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal, à $Re = 5, 10, 100$, et $\phi = 0,03$	72
Figure III_3.	Lignes de courant (en haut) et isothermes (en bas) pour Al_2O_3 nanofluide (- - -) et de l'eau pure (—) à différents nombres de Reynolds et $Ri = 10$	77
Figure III_4.	Vecteurs de vitesse (en haut), et vue partiellement agrandie de vecteurs de vitesse (en bas) pour nanofluide Al_2O_3 -eau à $\phi = 0,05$ (- - -) et de l'eau pure (—) pour différents valeurs du nombre de Reynolds ($Re = 5, 10, 50, 100$) et $Ri = 10$	78
Figure III_5.	Variation de la vitesse horizontale U à $X = 3,2$ entre deux ailettes pour nanofluid Al_2O_3 -eau $\phi = 0,05$ (- - -) et l'eau pure à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$	80
Figure III_6.	Variation de la température médiane, le long de la longueur du canal pour nanofluide Al_2O_3 - eau $\phi = 0,05$ (- - -) et de l'eau pure (—) à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$	80
Figure III_7.	Variation du nombre de Nusselt local le long des ailettes à $Ri = 10$ et différents nombres de Reynolds pour Al_2O_3 -nanofluide ($\phi = 0,05$).....	81
Figure III_8.	Effet de la fraction volumique solide ϕ (de nanofluide Al_2O_3 -eau) sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} le long des ailettes à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$	81
Figure III_9.	Lignes de courant (en haut) et isothermes (en bas) pour Al_2O_3 nanofluide (---) et de l'eau pure (—) à différents nombres de Richardson et $Re = 50$ ($\phi = 0,05$).....	83
Figure III_10.	Effet du nombre de Richardson Ri sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} le long des ailettes, à nanofluide Al_2O_3 -eau ($\phi = 0,05$) et différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	84
Figure III_11.	Effet de la fraction volumique solide sur le rapport $Nu_{moy} / Nu_{moy, eau}$ le long des ailettes pour différentes valeurs du nombre de Richardson et $Re = 50$	86
Figure III_12.	Variation du nombre de Nusselt local Nu le long des trois ailettes pour différents types de nanoparticules ($\phi = 0,05$), à $Ri = 10$ et $Re = 100$	89

Figure III_13.	Variation du nombre de Nusselt moyen avec la fraction volumique solide ϕ , pour différents types de nanoparticules, à $Re = 100$: (a) $Ri = 0,01$, (b) $Ri = 1$, (c) $Ri = 5$, et (d) $Ri = 10$	90
Figure III_14.	Variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Richardson Ri pour différents types de nanoparticules à $Re = 100$ ($\phi = 0,05$).....	92
Figure III_15.	Lignes de courant pour nanofluide Al_2O_3 pour différentes distances de séparation entre les ailettes, à $Re=50$ et $Ri = 10$, (a) $D=0.25$, (b) $D=0.5$, (c) $D=1$, et (d) $D=2$ (avec : $D= d/H$).....	95
Figure III_16.	Les isothermes pour nanofluide Al_2O_3 pour différentes distances de séparation entre les ailettes, à $Re=50$ et $Ri = 10$, (a) $D=0.25$, (b) $D=0.5$, (c) $D=1$, et (d) $D=2$	95
Figure III_17.	Variation de nombre de Nusselt local le long des ailettes à $Ri = 10$, $Re = 50$, et différentes distances entre les ailettes Al_2O_3 -nanofluide ($\phi = 0.05$)....	96
Figure III_18.	Variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} des trois ailettes pour différentes valeurs de distance entre les ailettes à $Ri=10$, $Re = 50$	96
Figure IV_1	Géométrie considérée pour la validation (Barbosa-Saldaña et Anand (2008)).....	100
Figure IV_2	Validation du code Fluent 6.3 avec les résultats numériques de Barbosa-Saldaña et Anand (2008) : les profils de la vitesse verticale sur le plan de symétrie ($Z/W = 0.5$) à $Re = 800$, (a) en amont de la paroi verticale, (b) en aval du bord. (c) à la sortie du canal.....	101
Figure IV_3	Ligne de courant (haut)Vecteur vitesse (bas) pour $Re=1, 5, 10, 50, 100$ et 200 , $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=0,325$ mm.....	104
Figure IV_4	Lignes de suivi de particules avec le mouvement du fluide, pour $Re=1, 5, 10, 50, 100$ et 200 , $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm, dans le plan $y-z$, à $x=0.325$ mm.....	106
Figure IV_5	Les vecteurs-vitesses le long des plans $x-z$ à $y=1.5, 3.5, 5.5$ et 7.5 mm), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, $Gr = 100$, $H_f=7.5$ mm et $S = 1.2$ mm.....	107
Figure IV_6	Profil de la vitesse $w = f(y)$ pour $Re=1, 5$ et 10 à $x=0.325$ mm et $z = 25, 95$ mm, $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S = 1.2$ mm.....	108
Figure IV_7	Les contours des isothermes pour $Re=1, 5, 10, 50, 100$ et 200 , $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S = 1.2$ mm, dans le plan $y-z$, à $x=0,325$ mm.....	109
Figure IV_8	Les contours dans le plan de $x-y$ à $z = 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150$ mm pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, $Gr = 100$, $H_f=7.5$ mm, $S = 1.2$ mm.....	110

Figure IV_9	Variation de température le long de z à $x=0.325$ mm, et $y= 0$, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S =1.2$ mm.....	111
Figure IV_10	Variation de nombre de Nusselt moyen de la plaque de base (plaque chaude) pour différentes valeurs du nombre de Reynolds $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S =1.2$ mm.....	111
Figure IV_11	Lignes de courant (haut), vecteur vitesse (bas), pour $H_f =2.5, 5$ et 7.5 mm, $Gr=100$, $Re=100$, $S= 1.2$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=0,325$ mm.....	114
Figure IV_12	Les isothermes pour $H_f = 2.5, 5$ et 7.5 mm, $Gr=100$, $Re=100$, $S =1.2$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=0,325$ mm.....	115
Figure IV_13	Les contours des isothermes pour $H_f=2.5, 5$ et 7.5 mm, dans le plan de $x-y$, $Gr = 100$, $Re= 100$, $S=1.2$ mm.....	116
Figure IV_14	Variation de la température de la paroi inférieure le long du canal pour différents hauteurs d'ailette H_f , à $x=0.325$ mm pour $S = 1.2$ mm, $Re =100$ et $Gr = 100$	117
Figure IV_15	Variation du nombre de Nusselt avec la hauteur d'ailette pour différents nombres de Reynolds pour $S= 1.2$ mm et $Gr = 100$	117
Figure IV_16	Les lignes de courant (haut)Vecteur vitesse (bas) pour $S= 0.4, 0.8, 1.2, 1.8$ mm, $Re=100$, $Gr=100$ et $H_f=7.5$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=S/4$ mm.....	119
Figure IV_17	Les isothermes pour $S =0.4, 0.8, 1.2$ et 1.8 mm, $Gr=100$, $Re=100$, $H_f=7.5$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=S/4$	120
Figure IV_18	Variation du nombre de Nusselt moyen avec la distance entre les ailettes, ($S= 0.4, 0.8, 1.2, 1.8$ mm), à $H_f =2.5, 5, 7.5$ mm, $Re= 50$ et $Gr = 100$	121

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I_1.	Combinaisons nanoparticules/fluides de base (Ribeiro et Gruss 2009)..	6
Tableau II_1.	Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25°C (Abu-Nada et al., 2008).....	47
Tableau II_2.	Fonction $A P $ pour différents schémas numériques (Patankar, 1980).....	54
Tableau II_3.	Les valeurs de sous-relaxation pour les différents variables.....	68
Tableau III_1.	Étude de l'indépendance de maillage à $Ri = 10$, $Re = 100$ et $\phi = 0.05$ (Al_2O_3 -eau nanofluide).....	71
Tableau IV_1.	Variation de la température moyenne de la plaque de base pour différents maillages, à $Gr = 100$, $Re = 5, 50, 100$ et $\phi = 0.05$ (Al_2O_3 -eau nanofluide)	100

INTRODUCTION GENERALE

Le transfert de chaleur est très important pour la bonne conception et un fonctionnement fiable d'un système. La fiabilité et la performance d'un système dépendent fortement de la température de fonctionnement, en particulier dans les équipements électroniques et les applications industrielles similaires.

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur, de tension, ...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement.

L'évacuation de la chaleur excessive de composants du système est devenue le problème majeur à résoudre pour développer les composants miniaturisés et augmenter leur fréquence d'utilisation. Il est donc primordial de concevoir des systèmes énergétiques efficaces pour le refroidissement de ces composants, afin d'éviter les effets néfastes de la combustion ou des surchauffes locales ou globales.

Le refroidissement des composants électroniques est l'un des principaux obstacles au développement des systèmes plus rapides. Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes classiques de refroidissement par convection naturelle et forcée avec des écoulements gazeux et liquides.

Différentes solutions ont été adoptées pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement. Le premier principe qu'il soit très répandu consiste à greffer des ailettes offrant une plus grande surface de contact avec l'environnement, elles peuvent être placées comme des surfaces planes, des tubes ou d'autres géométries. L'utilisation des surfaces étendues telle que les ailettes fournit une méthode fiable, pas chère et largement utilisée pour dissiper la chaleur. Quand une rangée d'ailettes est utilisée pour améliorer

le transfert de chaleur, la géométrie optimale des ailettes (correspondant à un taux maximum de transfert de chaleur) doit être utilisée, à condition qu'elle soit compatible avec l'espace disponible et les contraintes financières.

Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle (microprocesseurs, diodes laser...) nécessite une dissipation thermique plus élevée. La deuxième stratégie d'élimination de la chaleur, consiste à utiliser à la fois les propriétés d'écoulement des liquides et la grande conductivité thermique des métaux solides. L'utilisation de nanofluides à base de particules métalliques ou de nanotubes de carbone présente une meilleure conductivité thermique et coefficient de transfert de chaleur convectif par rapport au fluide de base. Cette technique est certainement la solution la plus prometteuse dans le domaine d'amélioration des transferts thermiques.

C'est dans ce contexte, et dans le cadre complémentaire que nous allons mener notre étude. Le travail que nous développons dans ce manuscrit porté sur l'étude numérique d'un écoulement laminaire-nanofluide en convection mixte dans un canal bi- et tridimensionnelle horizontal. Ce travail a été mené en se focalisant sur le transfert de chaleur et sur l'amélioration de refroidissement des ailettes montées dans la paroi inférieure chaude du canal.

Les actions mises en œuvre pour conduire cette étude, et les résultats principaux qui en sont issus, s'organisent autour de quatre chapitres et une conclusion :

Faisant suite à cette introduction, le premier chapitre du manuscrit présente une théorie générale qui permet une meilleure appréhension des nanofluides, et de décrire les différents modèles de la littérature souvent utilisés pour l'estimation des propriétés thermo-physiques (conductivité thermique, viscosité dynamique, masse volumique...). Ainsi, une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nanofluides et la convection mixte dans les canaux. L'analyse de ces travaux permet d'identifier les différents paramètres qui peuvent influencer le comportement thermique et rhéologique des nanofluides.

Le domaine d'étude et la description de l'outil numérique utilisé sont présentés dans le second chapitre. Cette partie constitue la modélisation mathématique du problème, les conditions aux limites associées, une analyse du choix du maillage, et des critères de convergence pour les deux cas, bidimensionnel (2D) et tridimensionnel (3D).

Le troisième chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus en configuration 2D du refroidissement avec nanofluide par convection mixte des trois ailettes montées dans la paroi inférieure d'un canal horizontal. Après la première étape de validation, en mettant l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que les nombres de Reynolds et Richardson, la fraction volumique solide, type de nanofluide, et la distance entre les ailettes.

Nous présentons ensuite au chapitre IV, une analyse des résultats de simulations numériques d'un modèle tridimensionnel, pour déterminer les paramètres adéquats pour un meilleur refroidissement. Nous étudierons plus particulièrement l'effet du nombre de Reynolds, la hauteur d'ailette, ainsi que les effets de la distance entre les ailettes.

Finalement, on terminera par une conclusion générale de ce manuscrit et qui sera accompagnée d'un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs.

Chapitre I

GÉNÉRALITÉS

&

RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

Sommaire

I.1	Introduction	5
I.2	Généralités sur les nanofluides	5
I.2.1	Définition.....	5
I.2.2	Nanoparticules et les fluides porteurs	5
I.2.3	Types de nanoparticules	7
I.2.4	Fabrication et préparation des nanofluides	7
I.2.5	Propriétés thermophysiques des nanofluides	9
I.2.5.1	La masse volumique	10
I.2.5.2	La chaleur spécifique	10
I.2.5.3	Le coefficient d'expansion thermique	11
I.2.5.4	La conductivité thermique des nanofluides	11
I.2.5.4.1	Modèle de Maxwell	12
I.2.5.4.2	Modèle de Hamilton-Crosser	12
I.2.5.4.3	Modèle de Yu et Choi	13
I.2.5.4.4	Modèle de Bruggeman	13
I.2.5.5	La viscosité dynamique	13
I.2.5.5.1	Modèle d'Einstein	14
I.2.5.5.2	Modèle de Brinkman	14
I.2.5.5.3	Modèle de Batchelor	14
I.2.5.5.4	Modèle Maiga et al.....	15
I.2.5.5.5	Modèle Pack et Cho.....	15
I.3	Recherche Bibliographique	15
I.4	Conclusion	42

III.1 INTRODUCTION

Les transferts de chaleur au sein de fluides conduisent à de nombreuses applications pratiques et industrielles, y compris dans le transport, l'approvisionnement en énergie, la climatisation et le refroidissement électronique, etc. L'essor actuel des nanosciences a pour origine la mise en évidence des propriétés spécifiques de la matière aux dimensions nanométriques. Ceci a suscité de nouveaux champs d'études dans de très nombreux laboratoires et a permis le développement des fluides aux propriétés originales.

Ce chapitre est composé de deux parties. La première partie présente une étude descriptive des nanofluides, leur composition et leurs propriétés physiques et thermiques. La deuxième partie présente une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nanofluides et la convection mixte dans les canaux à l'aide d'ailettes.

III.2 GENERALITES SUR LES NANOFUIDES

I.2.1 Définition

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières.

Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

I.2.2 Nanoparticules et les fluides porteurs

La nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1 à 100 nm). Les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois

fondamental, et sont très étudiées de nos jours. De nombreux physiciens et chimistes les synthétisent, d'autres physiciens les étudient afin de comprendre la physique de ces objets nanométriques et des biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires.

Les liquides de base généralement utilisés dans la préparation des nanofluides sont ceux d'usage commun dans les applications de transfert de chaleur tels que l'eau, l'éthylène glycol, l'huile de moteur etc... ; Les nanoparticules peuvent être à base de métaux, d'oxydes, de carbures, de nitrures ou de carbone.

Le tableau I_1 regroupe une liste non exhaustive de combinaisons de nanoparticules et de fluides de base préparés par différents groupes de recherche.

Tableau I_1 : Combinaisons nanoparticules/fluides de base (Ribeiro et Gruss 2009).

	Acétone	Eau	Ethylène glycol	Huile	Toluène	Décène	éthanol
Ag		x		x			
AIN							x
Au		x			x		
Al ₇₀ Cu ₃₀			x				
Al ₂ O ₃		x	x	x			
Bi ₂ Te ₃							
C (diamant)		x					
C (graphite)		x		x			
C (NTC)		x		x		x	
C (fullerène)				x	x		
Cu	x	x	x	x			
CuO		x	x				
Fe			x				
SiC		x					
SiO ₂		x	x				
TiO ₂		x	x				
WO ₃			x				
ZrO ₂		x					

I.2.3 Types de nanoparticules

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement mentionnées.

D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories (**figure I_1**) :

- Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (l'aluminium Al, cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag...) ou d'oxydes (oxyde d'aluminium Al_2O_3 , oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane TiO_2 ...).
- Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , Nanotube de silicium...)

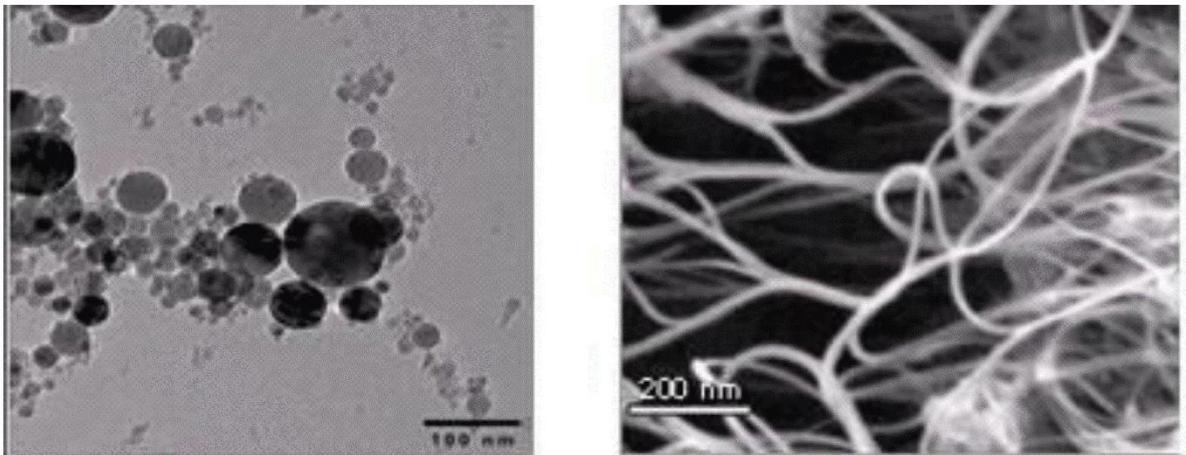


Figure I_1. Nanoparticules sphériques ; Nanotubes de carbone (**Bang et Chang, 2005**).

I.2.4 Fabrication et préparation des nanofluides

Le point délicat est la fabrication de si petits morceaux de matière plus ou moins bien calibrés. Inutile d'essayer d'en faire chez soi en ponçant un bout de cuivre pour en faire de la poussière par exemple. Ça ne fera que des particules de taille micrométrique au

mieux, qui encrasseront le circuit. Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

- les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

En général, les nanoparticules utilisées pour la synthèse de nanofluides sont à base d'oxydes, de nitrures, de carbures, de métaux purs ou d'alliages, de nanotubes de carbone (NTC). On trouve également des particules composites pouvant utiliser des polymères.

Il y a deux méthodes principales pour obtenir un nanofluide :

- **La méthode en une seule étape** consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base. Moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nanofluides mais permet d'éviter l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules. Un exemple de procédé consiste à condenser sous forme de nanoparticules une vapeur métallique dans un réacteur sur un film de liquide à basse tension de vapeur (figure 2).
- **La méthode en deux étapes** consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrasons est souvent nécessaire afin de briser les agglomérats. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH. On peut également utiliser les forces de répulsion stériques à l'aide de molécules adsorbées ou greffées sur la surface

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certains ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé. Les principaux moyens peuvent être :

- ✓ La mécanosynthèse (broyage à haute énergie).

- ✓ La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple).
- ✓ Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD).
- ✓ Les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma (PECVD).
- ✓ La condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques.
- ✓ La pulvérisation cathodique radiofréquence.
- ✓ La sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser).
- ✓ La pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs).
- ✓ La désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles (comme pour un usinage par électroérosion).

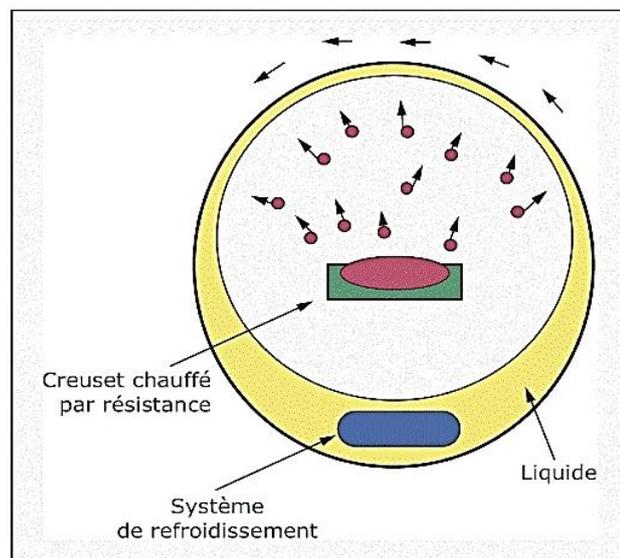


Figure I_2. Procédé de synthèse de nanofluides en une seule étape (Ribeiro et Gruss 2009).

I.2.5 Propriétés thermophysiques des nanofluides

Les propriétés thermophysiques (conductivité thermique, viscosité dynamique et cinématique, capacité thermique massique, etc.) sont profondément modifiées par l'ajout de nanoparticules et un grand nombre de paramètres peuvent avoir un effet non négligeable sur cette déviation (le matériau, la taille, le rapport d'aspect, la concentration des particules en suspension, la conductivité du fluide de base, la température du milieu). De nombreux groupes de recherche tentent de comprendre quels sont le ou les mécanismes à l'origine de telles différences mais aucune phénoménologie n'a pu être encore formulée de manière concise et satisfaisante.

I.2.5.1 La masse volumique

Pour calculer la masse volumique d'un nanofluide que nous supposons parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique ϕ à une température T donnée, nous revenons à la définition de la masse volumique de ce mélange.

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V} \right)_{nf} = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad \text{Eq I_1}$$

La fraction volumique des nanoparticules, notée ϕ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + solide).

$$\phi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume totale du nanofluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f}$$

On en déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s \quad \text{Eq I_2}$$

Ou ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides.

I.2.5.2 La chaleur spécifique

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène ($C_p = dQ/mdT$). La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on a retrouvé suivant les auteurs l'une ou l'autre des deux relations suivantes.

De nombreux auteurs dont **Pak et Cho. (1998)** ont utilisé :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \phi)(C_p)_f + \phi(C_p)_s \quad \text{Eq I_3}$$

Certains autres dont **Xuan et Roetzel (2000)** ont utilisé :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_s \quad \text{Eq I_4}$$

$(C_p)_{nf}, (C_p)_f, (C_p)_s$ désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nanofluide, du fluide de base et des nanoparticules.

C'est cette dernière relation que nous conservons dans la suite de notre travail puisqu'elle est, contrairement à la première plus fréquemment utilisée, mais a tort, dans de nombreux travaux, les formes aux lois de la thermodynamique.

1.2.5.3 Le coefficient d'expansion thermique

Nous nous intéressons dans le cadre de notre étude aux seuls fluides porteurs incompressibles (masse volumique indépendante de la pression) mais dilatables. Cette variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique $\left(\beta_T = -\frac{1}{\rho} (\partial \rho / \partial T)_p \right)$, appelé également coefficient de dilatabilité (Bejan, 2004).

Pour calculer la valeur de ce coefficient pour les nanofluides de très nombreux auteurs ont utilisé à la suite des premiers travaux sur les nanofluides, par analogie avec la relation (Eq I_2), on déduit l'expression suivante :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\phi) (\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_s \quad \text{Eq I}_5$$

Kim et al. (2004) ont supposé que le coefficient d'expansion thermique du fluide β_f est largement plus grand que celui des nanoparticules solides β_s . Il ramené l'équation (3.5) à la forme simplifiée suivante :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\phi) (\rho\beta)_f \quad \text{Eq I}_6$$

1.2.5.4 La conductivité thermique des nanofluides

Etant donné que les nanoparticules à haute conductivité thermique suspension dans le fluide de base qui a une faible conductivité thermique, augmentent remarquablement la conductivité thermique de nanofluides. Les chercheurs ont développé plusieurs modèles pour prédire l'estimation de la conductivité du nanofluide et de nombreuses expériences ont été menées pour comparer les données expérimentales avec ces modèles analytiques, constitués par des éléments très réguliers tels que les nanoparticules sphériques. Les modèles décrits dans la littérature sont des outils de prédictions développés, afin d'appréhender les mécanismes de transfert thermique au sein des nanofluides. Nous présenterons dans cette partie les modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides.

I.2.5.4.1 Modèle de Maxwell (1881)

Maxwell fait partie des chercheurs qui se sont intéressés au calcul de la conductivité thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension. Pour aboutir à l'estimation de cette dernière, il a supposé que le fluide renferme plusieurs particules sphériques de même diamètre D_p .

La formule de Maxwell est donnée par :

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f + 2\phi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \phi(k_f + k_s)} k_f \quad \text{Eq I}_7$$

k_{nf} , k_f , k_s désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluide, du fluide de base et des particules solides.

Le modèle de Maxwell est satisfaisant pour les suspensions contenant des particules sphériques de concentrations volumiques relativement faibles mais ne tient pas compte de l'effet de la taille ni de la forme des particules. Il est à noter aussi que l'effet des interactions inter-particules est négligé dans ce modèle.

I.2.5.4.2 Modèle de Hamilton-Crosser (1962)

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle non efficace pour la description du phénomène étudié, pour cela le modèle du Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nanofluide quel que soit la forme de la nanoparticule, et ça en introduisant la notion du facteur géométrique appelé la sphéricité (ψ). Ce facteur est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule. La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante :

$$k_{nf} = \frac{k_s + (n-1)k_f - (n-1)(k_f - k_s)\phi}{k_s + (n-1)k_f + (k_f - k_s)\phi} k_f \quad \text{Eq I}_8$$

Ou n est un facteur de forme empirique donne par : $n = \frac{3}{\psi}$

$n = 3$ pour les particules sphériques et $n = 6$ pour les particules cylindriques.

Pour $\psi = 1$ (particules sphériques), le modèle de Hamilton-Crosser est identique au modèle de Maxwell.

I.2.5.4.3 Modèle de Yu et Choi (2003)

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par **Yu et Choi (2003)**. Ils ont proposé de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides séparent par une couche nanométrique, cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. De plus, ils ont supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est plus grande que la conductivité thermique de liquide,

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)(1 + \beta)^3 \phi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)(1 + \beta)^3 \phi} k_f \quad \text{Eq I}_9$$

Où β est le rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

I.2.5.4.4 Modèle de Bruggeman (1935)

Le modèle propose par **Bruggeman (1935)** semble mieux approximer certains résultats expérimentaux compare aux autres modelés pour le cas des nanoparticules sphériques avec aucune limitation concernant les concentrations des nanoparticules,

$$k_{nf} = \frac{(3\phi - 1) \frac{k_p}{k_f} + \{3((1 - \phi) + \sqrt{\Delta})\}}{4} k_f \quad \text{Eq I}_{10}$$

Avec :

$$\Delta = \left[(3\phi - 1) \left(\frac{k_s}{k_f} \right)^2 + (2 - 3\phi)^2 + 2(2 + 9\phi - 9\phi^2) \left(\frac{k_s}{k_f} \right) \right]$$

I.2.5.5 La viscosité dynamique

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluides. L'ajout des nanoparticules permet d'augmenter et d'améliorer la conductivité thermique du nanofluide, mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique. De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été menées afin d'estimer ou de mesurer la viscosité dynamique des nanofluides, et de quantifier l'importance des principaux paramètres qui l'influencent. Plusieurs modèles théoriques ont été développés pour prédire l'évolution de la viscosité dynamique des suspensions sous certaines conditions. Dans cette partie, nous nous intéresserons aux modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides.

I.2.5.5.1 Modèle d'Einstein (1906)

Einstein a déterminé l'énergie dissipée autour d'une seule particule dans un fluide en associant son énergie au travail réalisé pour la faire avancer relativement au fluide. A partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant une dépendance linéaire de la viscosité des suspensions dans un fluide avec la concentration,

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\phi) \quad \text{Eq I_11}$$

La formule d'Einstein a depuis été vérifiée expérimentalement et est considérée satisfaisante pour des suspensions très diluées de particules sphériques (browniennes ou non browniennes), typiquement pour des concentrations volumiques inférieures à 1%. Il est à noter que ce modèle ne tient pas compte des effets de la taille des particules et des interactions interparticules.

I.2.5.5.2 Modèle de Brinkman (1952)

La formule de **Brinkman (1952)** complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4%,

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad \text{Eq I_12}$$

On remarque que cette relation décrit une évolution non linéaire de la viscosité dynamique avec la concentration volumique mais ne tient pas compte de la collision entre les particules.

I.2.5.5.3 Modèle de Batchelor (1976)

En effet, l'écoulement autour de chaque particule est influencé par la présence éventuelle d'autres particules à proximité et par les collisions entre particules. Ainsi, cela se traduit par la prise en compte d'un terme ϕ^2 dans le modèle de **Batchelor (1976)**,

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + \eta\phi + k_H\phi^2) \quad \text{Eq I_13}$$

Où η est la viscosité intrinsèque et k_H est le coefficient de Huggins. La valeur de η et k_H est de 2.5 et 6.5 respectivement pour des particules sphériques.

I.2.5.5.4 Modèle Maiga et al. (2005)

D'autres relations ont été proposées dans la littérature limitée à des applications bien précises. **Maiga et al. (2005)** à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation (Eq I_14),

$$\mu_{nf} = \mu_f (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad \text{Eq I}_{14}$$

En comparant cette corrélation aux modèles d'Einstein et de Brinkman, on trouve que ces deux dernières approches sous-estiment les valeurs expérimentales de la viscosité des nanofluides.

I.2.5.5.5 Modèle Pack et Cho (1998)

Pack et Cho (1998) ont proposé, quant à eux une corrélation pour les nanoparticules Al_2O_3 dispersées dans l'eau donnée par :

$$\mu_{nf} = \mu_f (533.9\phi^2 + 39.11\phi + 1) \quad \text{Eq I}_{15}$$

III.3 Recherche Bibliographique :

L'amélioration du transfert de chaleur par convection dans les canaux horizontaux et verticaux a reçu un intérêt considérable au cours des dernières décennies ; cela est dû à ses applications pratiques dans l'équipement électronique, des échangeurs de chaleur, les réacteurs nucléaires et beaucoup d'autres systèmes thermiques. Beaucoup des travaux publiés ont été élaborés concernant le transfert de chaleur dans les canaux qui sont en relation directe avec notre étude ; avec différentes conditions aux limites, Chauffage symétrique ou asymétrique par la température constante ou flux de chaleur uniforme, ont été examinés analytiquement, numériquement et expérimentalement.

La convection mixte laminaire, naturelle et forcée en régime établi avec écoulement ascendant dans des canaux rectangulaires inclinés ont été étudié par **Ou et al. (1976)**, avec des conditions aux limites thermiques à flux constant à la paroi ou à gradient pariétal de température constante. On trouve que l'effet de l'angle d'inclinaison est plus important autour de la position horizontale et qu'il décroît lorsqu'on approche de la position verticale. Aux nombres de Rayleigh modifiés Ra^* élevés, l'écoulement et le transfert de chaleur deviennent indépendants du nombre de Reynolds modifié Re^* , et un comportement asymptotique apparaît.

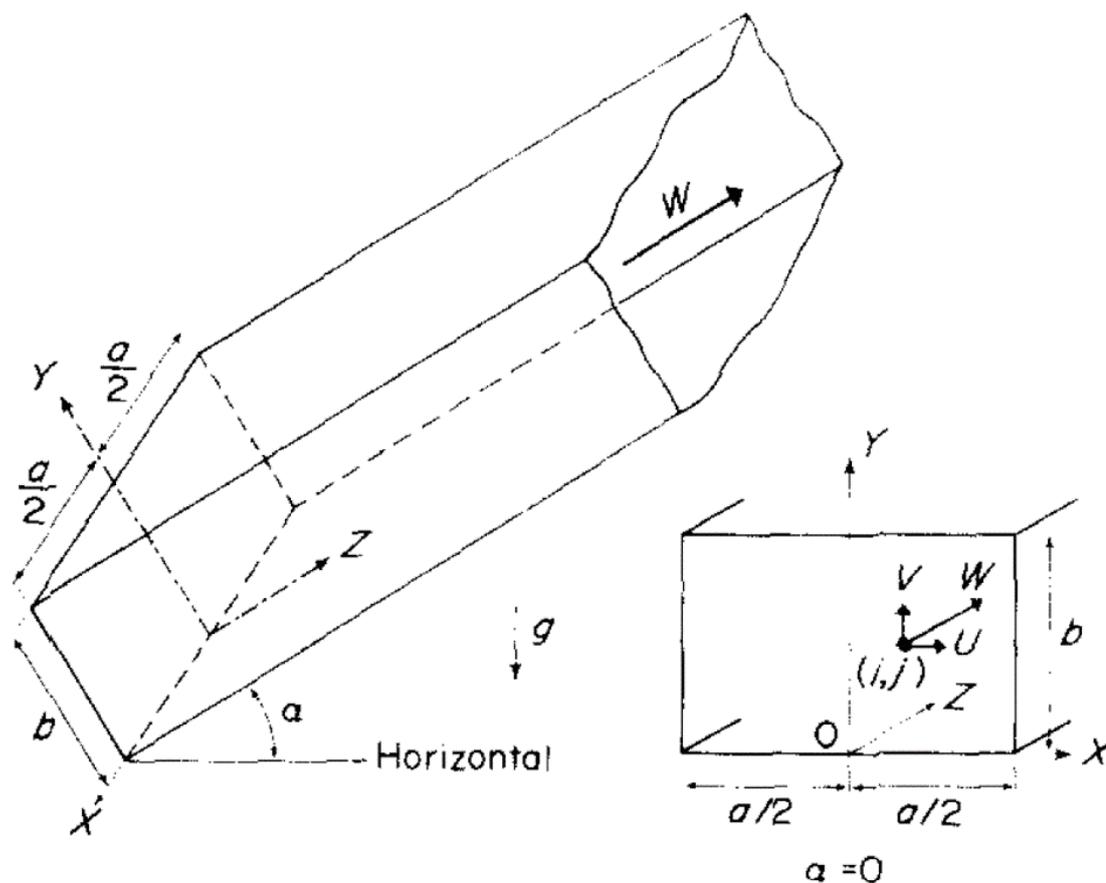


Figure I_3. Géométrie d'un canal rectangulaire incliné (Ou et al., 1976).

Maughan et Incropera (1990) ont étudié l'accroissement de transfert thermique en convection mixte entre des plaques parallèles avec chauffage uniforme par le bas. On trouve qu'un écoulement secondaire précède un accroissement appréciable du transfert de chaleur. Excepté pour des grandes valeurs de Gr^*/Re^2 , les nombres de Nusselt avant l'apparition de l'augmentation peuvent être prédits par des formules de convection forcée. Ensuite, les nombres de Nusselt croissent rapidement vers une valeur maximale puis se fixent à une valeur qui est légèrement inférieure au maximum.

Thomas et al (1990) ont étudié la convection mixte dans un canal rectangulaire, avec une section chaude en haut et froide en bas, par Anémométrie Laser Doppler (LDA) dans l'azote à $Ra = 22200$ et $Re = 18.75, 36$ et 54 . Aux plus faibles valeurs de Re , on observe la cassure de la symétrie dans les écoulements permanents, mais spatialement oscillants qui existent à une certaine distance du bord d'attaque de la section. Des écoulements instables subsistent en aval même pour $Re = 18,75$. Les vitesses transversales sont trouvées indépendantes de Re .

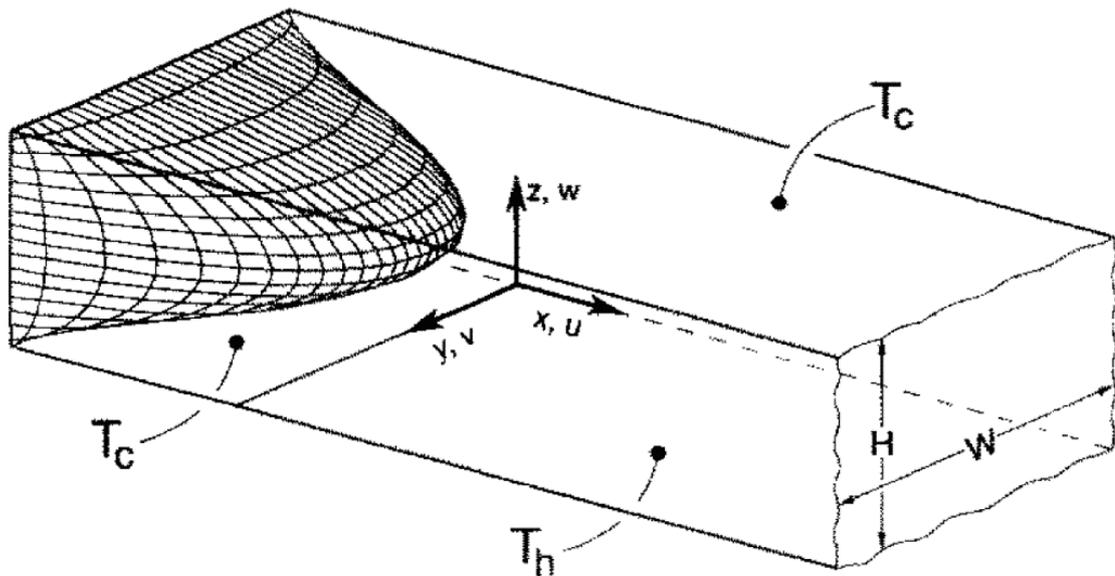


Figure I_4. Esquisse de définition pour un canal 3-D utilisée pour études de convection mixte (Thomas et al., 1990).

Osborne et Incropera (1985) ont fait une étude expérimentale pour déterminer les conditions hydrodynamiques et thermiques dans un écoulement laminaire d'eau entre plaques parallèles horizontales avec des flux thermiques uniformes différents. La visualisation de l'écoulement et les mesures de température révèlent l'existence d'une convection naturelle qui influence fortement les conditions sur la plaque inférieure, mais qui a une faible influence sur les conditions à la plaque supérieure. Pour le domaine de flux thermique considéré, les conditions d'écoulement aux plaques supérieure et inférieure sont indépendantes du flux thermique sur la plaque opposée.

Braaten et Patankar (1985) ont étudié numériquement l'effet de la pesanteur sur l'écoulement et le transfert thermique dans des arrangements de blocs rectangulaires. Les effets de l'orientation des blocs, la conduction dans les épaulements et les propriétés des fluides sont considérés. Les résultats montrent que la pesanteur conduit à un accroissement significatif du transfert thermique et une faible augmentation de la perte de charge s'associe au plus grand accroissement quand les blocs chauffés font face vers le haut. L'écoulement secondaire forme un tourbillon unique aux faibles nombres de Reynolds, et des configurations à un seul ou plusieurs tourbillons au nombre de Rayleigh élevé.

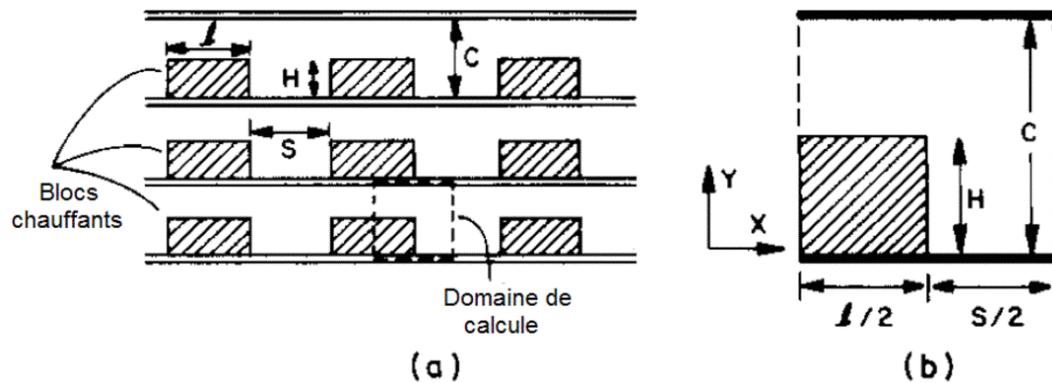


Figure I_5. (a) Géométrie d'étude ; (b) domaine de calcul (Braaten et Patankar, 1985).

Suzuki et al. (1985) ont présenté une étude numérique et expérimentale de l'écoulement et des caractéristiques thermiques pour un système bidimensionnel avec un arrangement de plaques planes verticales aux faibles nombres de Reynolds. Les effets de l'épaisseur de l'ailette et de la turbulence de l'écoulement ont été discutés.

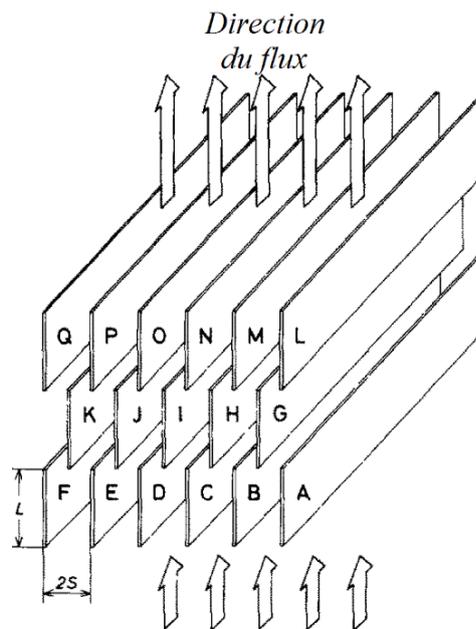


Figure I_6. Matrice bidimensionnelle de plaques planes décalées (Suzuki et al., 1985).

Habchi et Acharya. (1986) ont étudié numériquement la convection mixte laminaire d'air dans un canal vertical contenant un blocage rectangulaire monté dans la paroi de canal ; cette paroi est supposée chauffer tandis que l'autre est soit adiabatique (chauffage asymétrique) ou chauffée (chauffage symétrique). Les résultats indiquent qu'aux faibles valeurs de Gr/Re^2 , le maximum de vitesse se produit près de la paroi adiabatique dans le cas de chauffage asymétrique. Les nombres de Nusselt moyens dans le blocage et avant le blocage augmentent quand le rapport Gr/Re^2 diminue. Au-dessus du blocage, le nombre de Nusselt moyen diminue avec Gr/Re^2 aux grands nombres de Rayleigh.

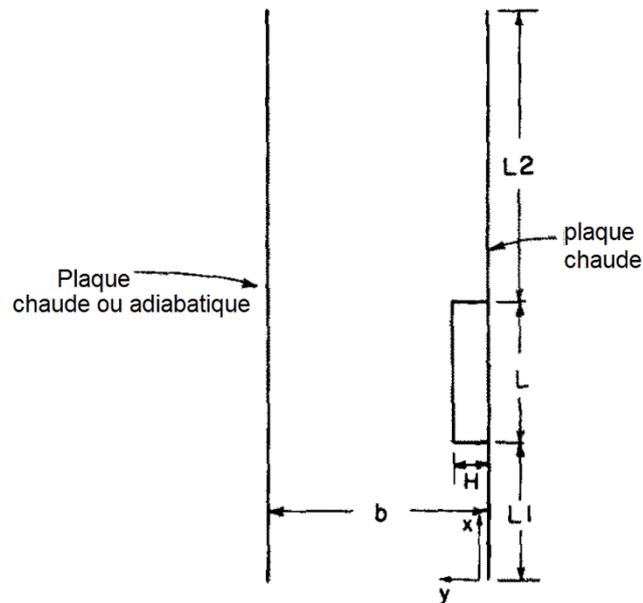


Figure I_7. Schéma de la situation physique (Habchi et Acharya, 1986).

Une étude de transfert de chaleur conjugué développé par l'écoulement entre deux plaques parallèles a été présentée par **Davalath et Bayazitoglu (1987)**, avec des sources de chaleur montées sur la plaque inférieure. Les caractéristiques du transfert de chaleur de la zone de recirculation près des blocs (sources) sont présentées. Les auteurs ont déterminé l'espace optimal entre les sources de chaleur pour une quantité de flux et une température maximale fixée.

Kim et al. (1992) ont analysé les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique en convection mixte dans un canal avec des blocs rectangulaires attachés à une paroi du canal. Les conditions aux limites thermiquement périodiques sur les deux plaques successives ont été imposées. L'écoulement et le champ thermique pour différents nombres de Reynolds et Grashof, pour un canal horizontal et un canal vertical ont été détaillés.

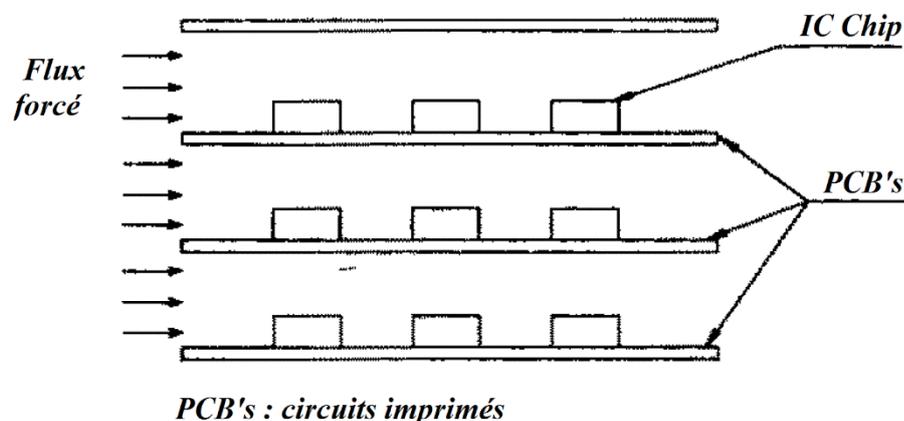


Figure I_8. Schéma de configuration du domaine (Kim et al., 1992).

Une investigation numérique de la convection forcée a été faite par **Young et al. (1998)** pour un fluide compressible dans un canal contenant une rangée d'obstacles chauffés et attachés à sa paroi inférieure, pour voir l'influence de quelques paramètres tels que le nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen, la structure d'écoulement et de la distribution de la température au sein du fluide.

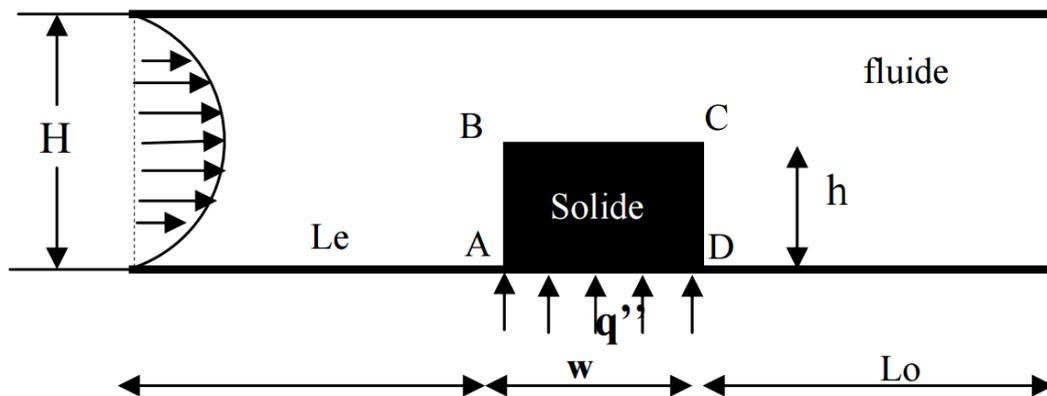


Figure I_9. Canal contenant un seul obstacle chauffé (**Young et al., 1998**).

Une investigation numériquement de la convection mixte en régime stationnaire a été présentée par **Hornig et al. (1999)** pour étudier l'effet de l'insertion d'une plaque oblique sur l'amélioration du transfert de chaleur, au-dessus de blocs chauffés dans un canal horizontal. Les résultats indiquent que l'installation d'une plaque oblique et l'association de l'effet de flottabilité au tourbillon ont des influences profondes sur l'amélioration des caractéristiques du transfert de chaleur et l'instabilité du champ d'écoulement.

Furukawa et Yang. (2003) ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement d'un fluide thermique dans deux plans parallèles où se trouvent des sources de chaleur. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état d'écoulement complètement développé en un certain bloc à l'entrée, et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur, et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

Une étude de transfert de chaleur par convection mixte dans un canal rectangulaire chauffée en haut et en bas, contenant des sources de chaleur a été étudiée expérimentalement par **Dogan et al. (2005)**. Les résultats montrent que les températures de surface augmentent avec l'augmentation du nombre de Grashof. En outre, le nombre de Nusselt moyen diminue avec le numéro de rangée, en raison de l'augmentation du flux secondaire de flottabilité affectée et l'apparition de l'instabilité, ils montrent une augmentation vers la sortie à la suite d'amélioration du transfert de chaleur.

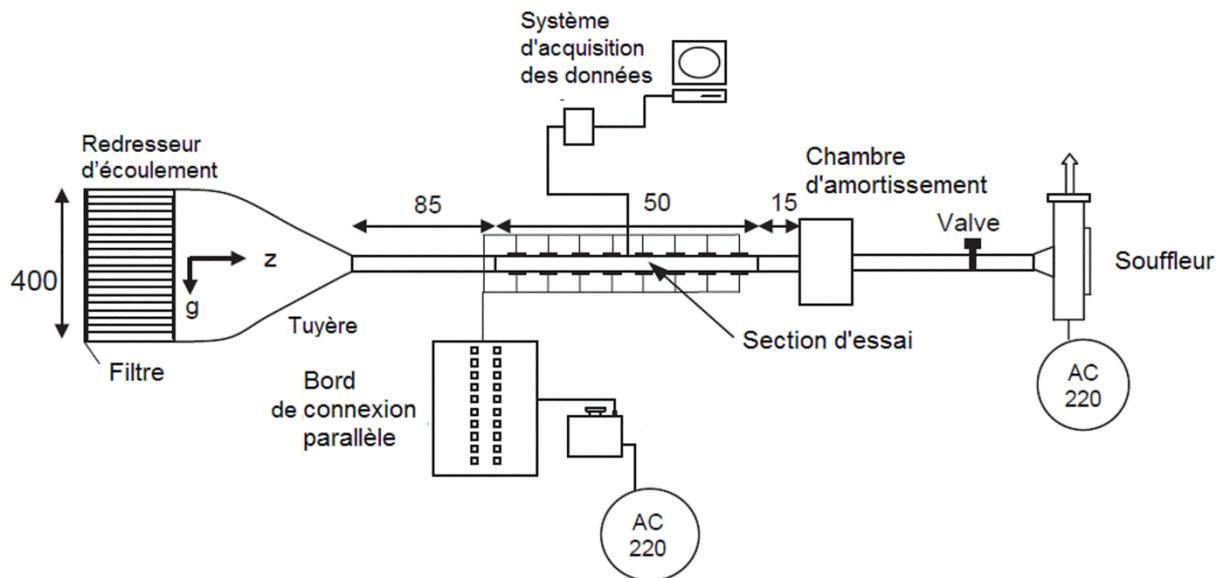


Figure I_10. Schéma du montage expérimental (**Dogan et al., 2005**).

Pour étudier l'effet des forces de buoyancy, **Premachandran et Balaji (2006)** ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal horizontal contenant quatre sources de chaleur montées sur la paroi inférieure, les surfaces externes du canal sont supposées être adiabatiques. Les résultats montrent que la température diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ainsi, ils ont observé que l'augmentation du nombre de Grashof provoque une diminution linéaire de la température qui montre l'effet du terme de buoyancy.

Ali (2009) a étudié expérimentalement l'amélioration de transfert de chaleur par perforation, à refroidissement par air, des deux modules des sources de chaleur rectangulaire. Deux distances de séparation entre les sources de chaleur ont été étudiées. Les résultats montrent que la distance de séparation n'a aucun effet sur l'enlèvement de la chaleur de la première source, et que la perforation pourrait améliorer les coefficients de transfert de chaleur et de réduire la température du module de manière significative.

Heindel et al. (1995) ont développé des modèles 2D et 3D pour le calcul d'un écoulement naturel laminaire dans une cavité verticale contenant plusieurs sources chauffées placées sur l'une de ses parois. Les résultats numériques ont été comparés avec les mesures de la température de chauffe et la visualisation de l'écoulement. Une bonne concordance a été notée avec le modèle 3D. Cependant, le modèle 2D a surestimé la température du substrat.

Avec la charge thermique cesse croissant en raison de l'évolution vers des appareils plus petits, le refroidissement de ces dispositifs et des systèmes connexes est un problème très important dans les industries de haute technologie. L'approche conventionnelle pour augmenter les taux de refroidissement et de chauffage est l'utilisation de surfaces étendues telles que des ailettes et des microcanaux. **Acharya et Patankar (1981)** ont fait une étude analytique pour étudier les effets de la flottabilité sur laminaire convection mixte dans une rangée d'ailettes enveloppées. Ils ont conclu que les forces de flottabilité affectent de manière significative les caractéristiques de transfert de chaleur. Les forces de flottabilité induisent les flux secondaires et augmenter les effets de convection naturelle, par conséquent, provoque une augmentation du taux de transfert de chaleur.

Une étude théorique systématique des effets de l'espacement des ailettes, hauteur des ailettes, la longueur des ailettes et de la différence de température entre les ailettes et ses environs, sur le transfert de chaleur par convection naturelle à partir d'une rangée d'ailettes horizontales a été réalisée par **Baskaya et al. (2000)**. Il a été démontré qu'il n'est pas possible d'obtenir des performances optimales en termes de transfert de chaleur globales qu'en se concentrant sur un ou deux paramètres. Les interactions entre tous les paramètres de conception doivent être considérées.

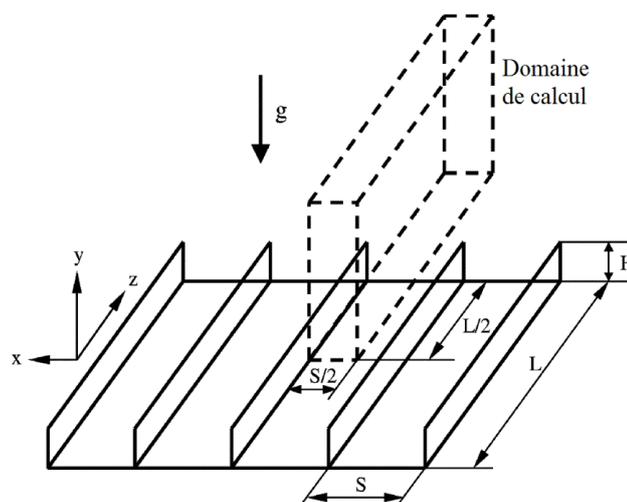


Figure I_11. Schéma de configuration du domaine (**Baskaya et al., 2000**).

Al-Sarkhi et al. (2003) ont étudié numériquement l'influence de la convection mixte dans une ailette verticale enveloppée. Le nombre de Nusselt (Nu), et le facteur de frottement multiplié par le nombre de Reynolds (fRe), sont des fonctions de la force de flottabilité qui est fortement associée à la géométrie de l'ailette enveloppée. Nu et fRe augmentait de façon non linéaire avec l'augmentation de la l'espace d'clairance au-dessus de l'embout d'ailette. Les résultats obtenus à partir de ces travaux peuvent être utiles dans l'évaluation des caractéristiques des ailettes enveloppées.

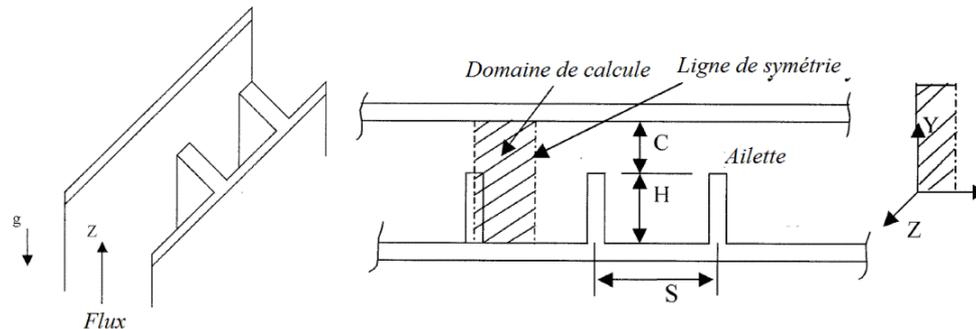


Figure I_12. Diagramme schématique d'une rangée d'ailettes (**Al-Sarkhi et al., 2003**).

La performance thermique de divers micro-échangeurs a été étudiée numériquement par **Ryu et al. (2003)**. Ils l'ont appliqué pour optimiser la conception des échangeurs. Il a été démontré que, parmi différentes variables de conception, la largeur et la hauteur du canal sont plus cruciales que d'autres sur les performances des échangeurs.

L'effet de l'espace de clairance sur la performance de refroidissement d'un échangeur de chaleur à microcanaux est présenté par **Jung et al. (2004)**. D'après les résultats numériques, l'espace de clairance optimisé est déterminé, pour lequel la résistance thermique a une valeur minimale, et que la présence d'espace de clairance peut améliorer les performances de refroidissement d'un échangeur de chaleur à microcanaux.

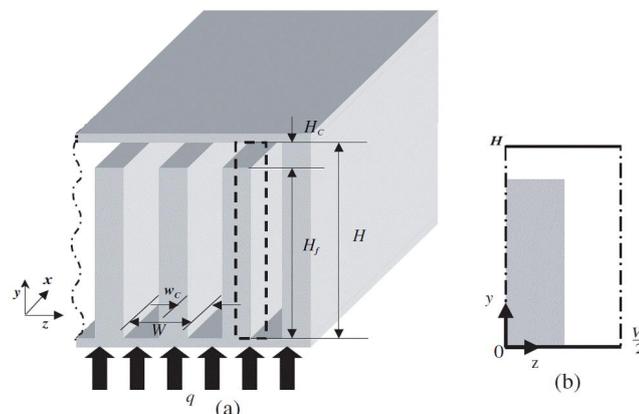


Figure I_13. (a) Schéma d'un échangeur de chaleur à microcanaux (b) domaine de calcul (**Jung et al., 2004**).

Une étude expérimentale a été menée par **Chang et al. (2004)** afin de déterminer le transfert de chaleur dans des canaux rectangulaires fermés par deux parois opposées rugueuses, qui guident le passage de l'écoulement dans l'échangeur à ailettes placées sur des puces électroniques. Les mesures effectuées du transfert de chaleur au niveau des surfaces rugueuses montrent l'influence du facteur de forme L/B sur l'amélioration du coefficient de transfert moyen et local.

Elshafei (2007) a évalué la performance thermique de fluide d'un échangeur de chaleur à plaques-ailettes dans des conditions de flux croisé, expérimentalement et théoriquement, en faisant varier la vitesse de l'air, densité d'ailettes et l'espace de clairance. Le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente avec le nombre de Reynolds et diminue avec l'augmentation de l'espace de clairance.

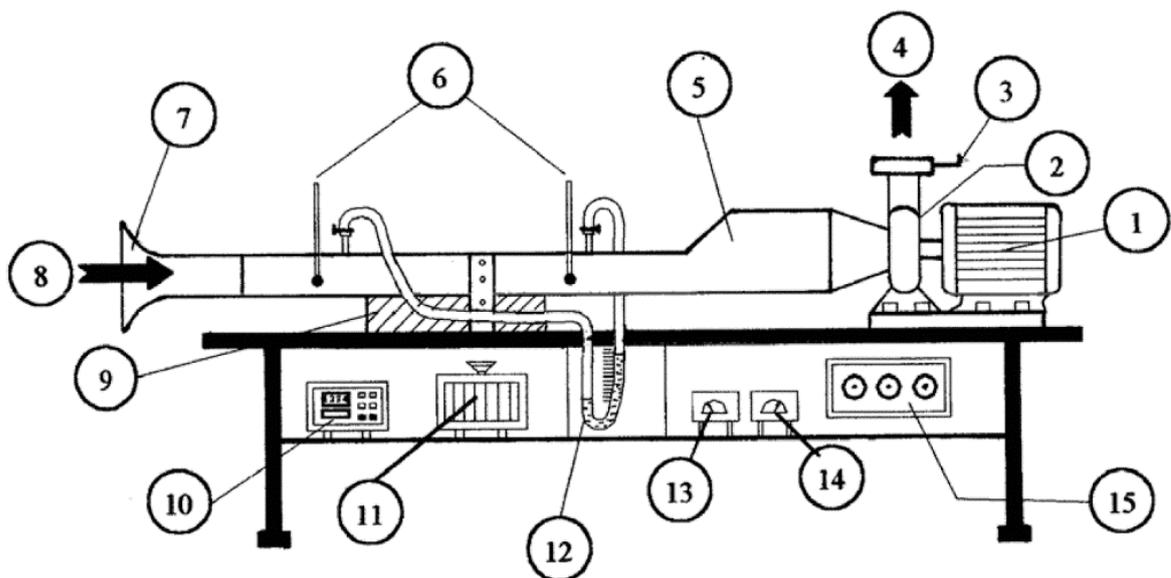


Figure I_14. Schéma du montage expérimental - Moteur électrique, 2 - aspiration d'air ventilateur, 3 - Air grille de contrôle de flux, 4 - sortie d'air, 5 - conduits en bois, 6 - Les sondes de température, 7 - Bell bouche, 8 - entrée d'air, 9 - section de test, 10 - enregistreur numérique de la température, 11 - Autotransformateur, 12 - manomètre, 13 - voltmètre, 14 - Ampèremètres, 15 - Blower tableau (**Elshafei, 2007**).

Une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement dans des conduits rectangulaires a été élaborée par **Didarul et al. (2007)**. Des ailettes rectangulaires en aluminium sont placées à l'intérieur du conduit. Les résultats ont montré que l'angle d'inclinaison a une grande influence sur l'amélioration du transfert de chaleur et que parmi les angles d'inclinaison étudiés (0° , 20° et 25°), un angle de 20° est optimal.

Hung et Shung (2009) ont évalué la performance des échangeurs de chaleur à plaques-aillettes dans un flux croisé. Les effets du nombre de Reynolds, la hauteur d'ailette et la largeur d'aillettes sur la résistance thermique et la chute de pression d'échangeurs de chaleur sont considérés. Les résultats expérimentaux indiquent que l'augmentation du nombre de Reynolds peut réduire la résistance thermique d'échangeur de chaleur. En outre, l'amélioration du transfert de chaleur par l'échangeur de chaleur est limitée lorsque le nombre de Reynolds atteint une valeur particulière. Par conséquent, un nombre de Reynolds préférée peut-être choisie pour réduire la puissance de pompage. Comme les ailettes deviennent plus étroites, la zone de transfert de chaleur d'échangeurs de chaleur diminue. Les deux conditions réduisent le transfert de chaleur d'échangeurs de chaleur. En outre, différentes largeurs ailettes sont nécessaires à différents nombres de Reynolds pour minimiser la résistance thermique.

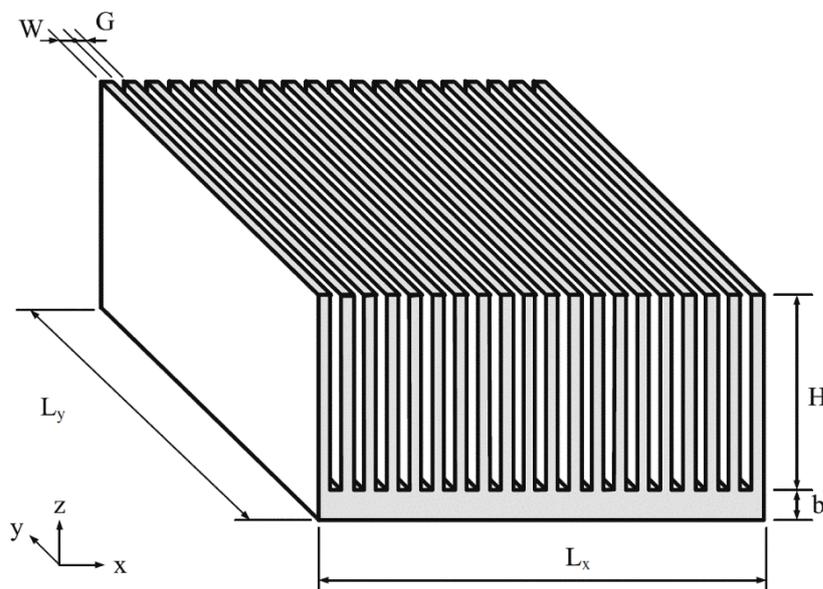


Figure I_15. Schéma d'échangeur de chaleur à plaques-aillettes (**Hung et Shung, 2009**).

L'effet des coupes transversales sur la performance thermique des échangeurs de chaleur sous la condition d'écoulement parallèle est étudié expérimentalement par **Young, et Sung (2009)** pour trouver les effets de la longueur, la position et le nombre de coupes transversales, d'un échangeur de chaleur avec une ou plusieurs coupes transversales. Les résultats expérimentaux montrent que parmi les nombreux paramètres de conception à coupe transversale, la longueur de coupe a l'influence la plus importante sur la performance thermique des échangeurs de chaleur. Les résultats montrent également que les échangeurs de chaleur avec une coupe sont supérieurs à échangeurs de chaleur contenant plusieurs coupes dans la performance thermique.

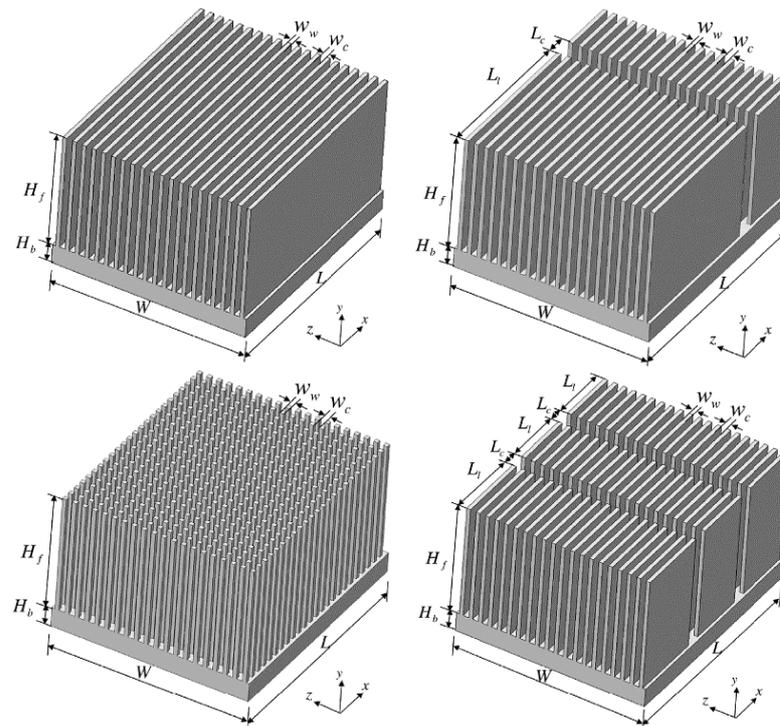


Figure I_16. La configuration des échangeurs de chaleur testés (Young, et Sung, 2009).

La performance hydraulique et thermique d'un échangeur de chaleur à plaques-aillettes avec l'introduction d'un bouclier a été étudiée par Hung et al. (2009). L'influence de largeur d'ailette, hauteur d'ailette, nombre d'aillettes ont été évalués pour différents nombres de Reynolds, sans et avec un bouclier. Les résultats montrent que l'attachement d'un bouclier à un échangeur de chaleur force plus le fluide de refroidissement dans le canal-aillettes et améliore la performance thermique.

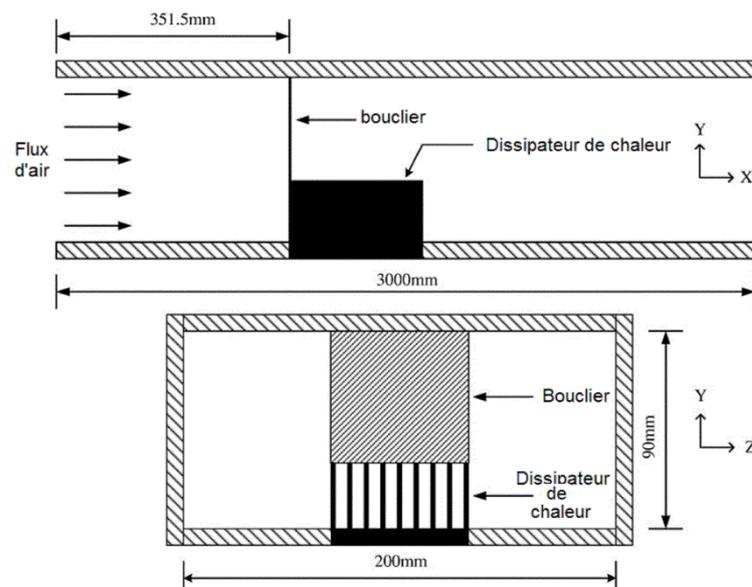


Figure I_17. Illustration de l'attachement d'un bouclier dans un échangeur de chaleur à plaques-aillettes (Hung et al., 2009).

Le transfert de chaleur par convection mixte à partir des ailettes longitudinales chauffées par le bas à l'intérieur d'un canal horizontal a été étudié par **Dogan et Sivrioglu (2010)**, pour une large gamme de nombre de Rayleigh modifiés et des différents espacements et hauteurs ailettes. L'espacement des ailettes optimales pour obtenir le maximum transfert de chaleur a également été étudié. Les résultats obtenus à partir de l'étude expérimentale montrent que l'espacement des ailettes optimales qui donne un transfert de chaleur maximale est de, $S = 8-9$ mm et espacement des ailettes optimales dépendent de la valeur du nombre de Rayleigh modifié.

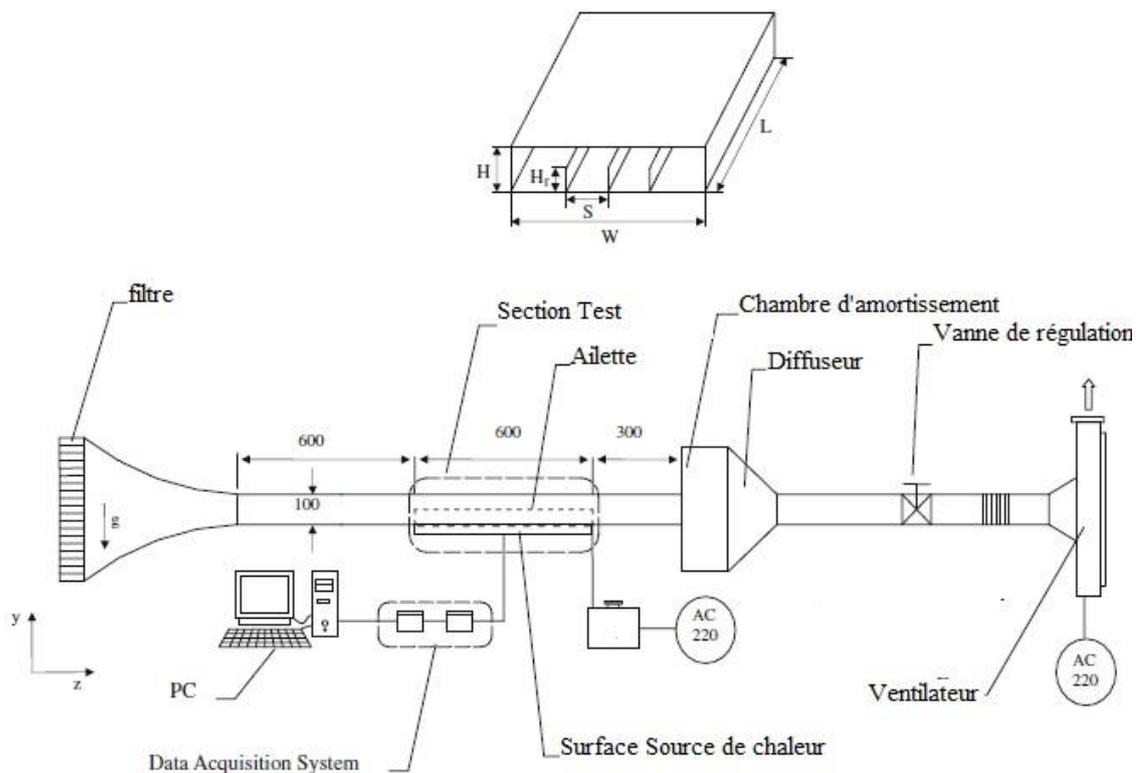


Figure I_18. Schéma du montage expérimental, (les mesures sont en mm) (**Dogan et Sivrioglu, 2010**).

En utilisant le logiciel Fluent, **Tsai et al. (2010)** ont étudié l'effet de l'angle d'inclinaison d'un bouclier sur la performance thermique et hydraulique d'un échangeur de chaleur à plaques-ailettes. La variation de cet angle entraîne une variation importante et compliquée du champ d'écoulement dans l'espace à la fois en amont et en aval à proximité d'échangeur de chaleur. Comme un compromis entre les exigences de la petite résistance thermique et une petite chute de pression, l'angle d'inclinaison d'un bouclier doit convenir de choisir soigneusement.

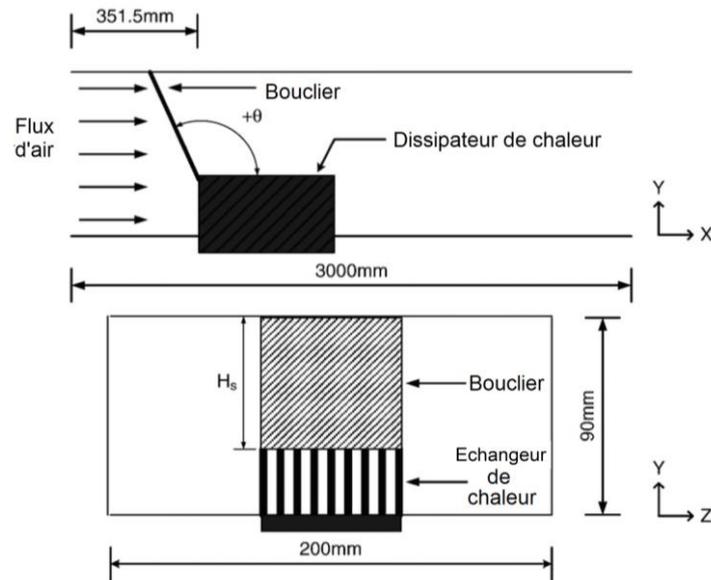


Figure I_19. Illustration de la fixation d'un bouclier de plaque inclinée à un échangeur de chaleur à plaques-aillettes (Tsai et al., 2010).

Pour évaluer le rendement d'un échangeur de chaleur à plaques-aillettes avec l'introduction d'un bouclier, Hung et al. (2012) ont analysé la température de surface de la base du dissipateur de chaleur avec un thermographe infrarouge pour déterminer les effets de bouclier, hauteur et la largeur d'ailette, et le nombre de Reynolds sur la résistance thermique. Pour une largeur d'ailette donnée, les performances thermiques du dissipateur thermique avec les plus hautes ailettes sont supérieures. Pour une hauteur d'ailette donnée, la largeur optimale ailette en termes de la performance thermique augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

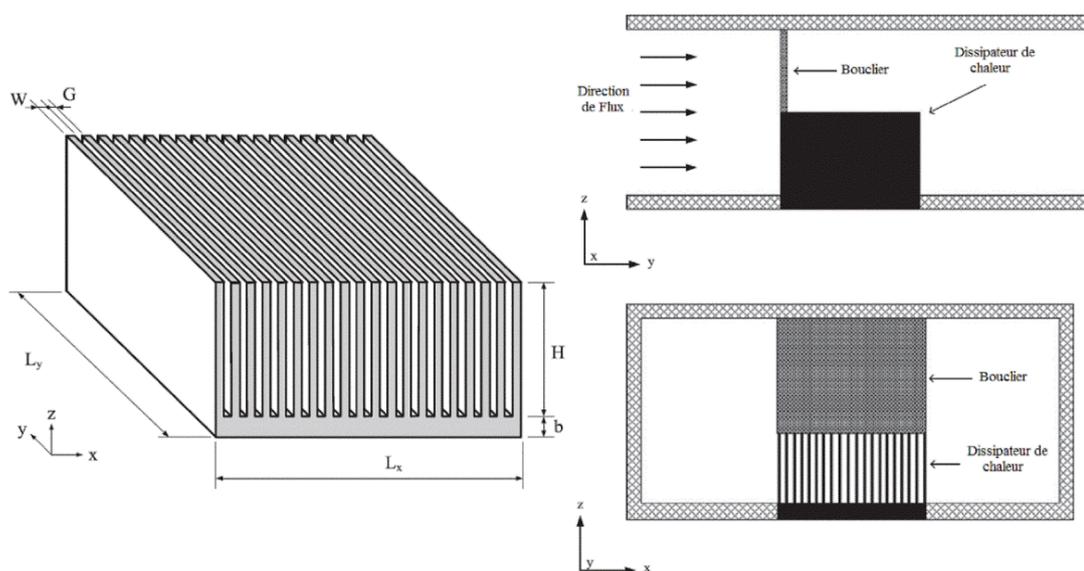


Figure I_20. Schéma d'échangeur de chaleur à plaques-aillettes et illustration de la fixation d'un Bouclier (Hung et al., 2012).

L'influence de l'espace libre entre les ailettes et la surface supérieure du canal sur le transfert de chaleur par laminaire convection mixte à partir des ailettes longitudinales a été étudiée expérimentalement et numériquement par **Dogan et Sivrioglu. (2012)**. Les résultats obtenus de cette étude montrent que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec la diminution de l'espace libre entre les ailettes et la surface supérieure du canal. En tant que résultat d'une étude expérimentale, une équation empirique a été dérivée à corrélérer le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, le nombre de Grashof modifié et espacement des ailettes, hauteur d'ailette et la longueur d'ailettes.

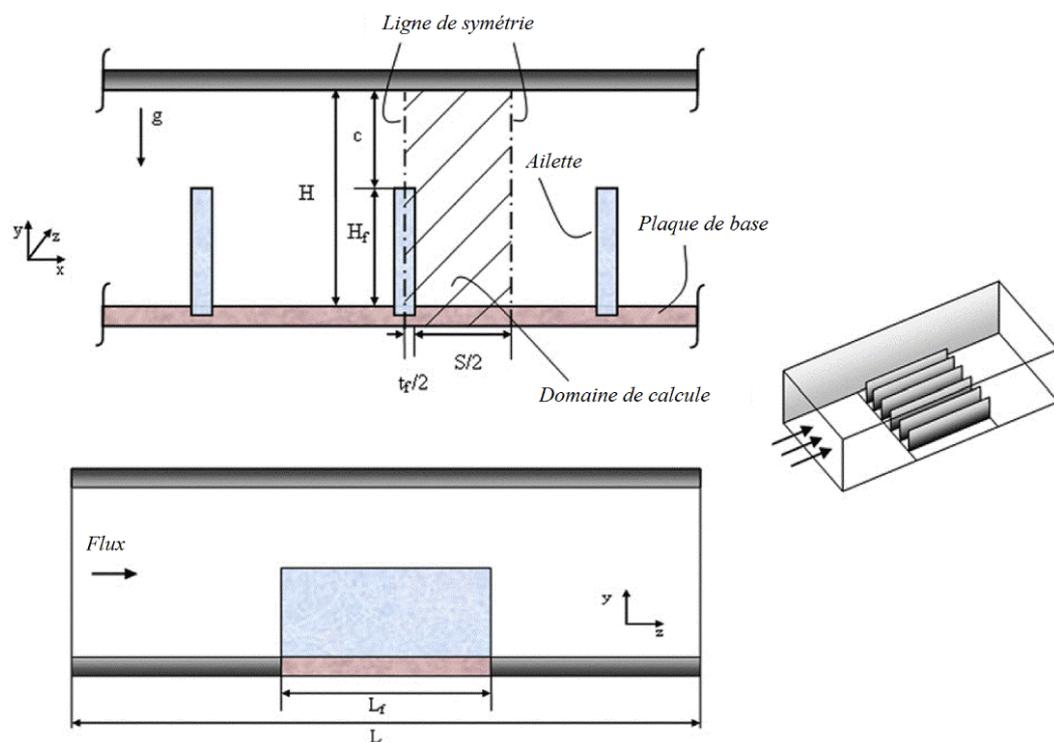


Figure I_21. Schéma de rangée d'ailettes et de domaine de calcul (**Dogan et Sivrioglu, 2012**).

Des micros échangeurs de chaleur sont adoptés des différentes techniques de refroidissement de l'électronique pour améliorer les processus de transfert de chaleur. **Farhad et al. (2013)** ont réalisé une étude numérique d'un écoulement et transfert de chaleur tridimensionnels pour une rangée d'ailettes montées sur une plaque plate (figure I. 1). Cette étude peut aider à la conception de micros dissipateurs de chaleur pour évacuer la chaleur à partir d'appareils électroniques. Les résultats montrent que les ailettes de perforations circulaires ont remarquable amélioration de transfert de chaleur et la chute de pression réduite.

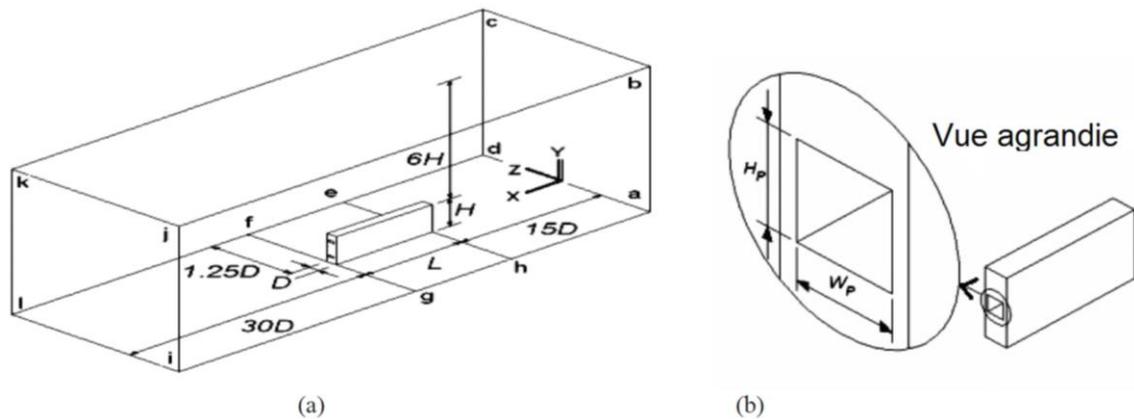


Figure I_22. (a) Domaine de calcul avec l'ailette perforée (b) vue agrandie de perforation (Farhad et al., 2013).

Zhang et al. (2013) ont étudié l'effet de l'utilisation d'un bouclier sur la performance thermique d'un dissipateur de chaleur à plaque parallèle. Ils ont constaté que la fixation un bouclier au dissipateur de chaleur améliorer le rendement thermique, comme indiqué par la diminution considérable de la résistance thermique, en particulier à faible nombre de Reynolds. En outre, la modification de l'angle d'inclinaison bouclier provoque une variation complexe dans le champ d'écoulement autour du dissipateur de chaleur et sa performance thermique.

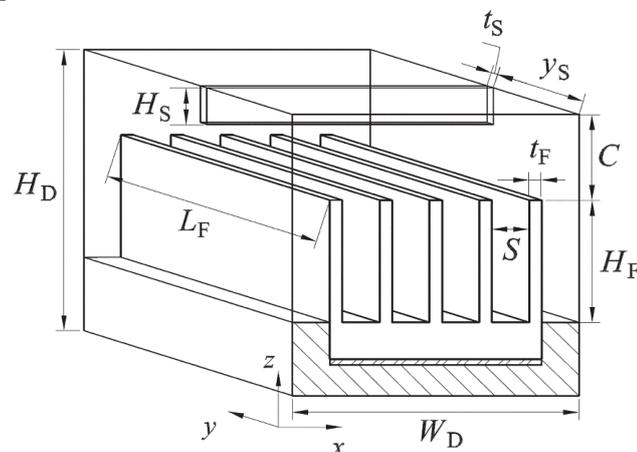


Figure I_23. Schéma de la section d'essai (Zhang et al., 2013).

Les efforts visant à améliorer les échangeurs thermiques dans de nombreux secteurs industriels (automobile, électronique...) nécessitent l'intensification des transferts de chaleur par convection. Les améliorations dites « passives », au niveau des surfaces d'échange, sont une voie déjà largement explorée et atteignent leurs limites. De nouvelles voies d'optimisation doivent donc être étudiées. L'une d'elles consiste à utiliser de nouveaux fluides capables d'accroître les transferts thermiques : c'est le cas des nano fluides.

Le terme “nano fluide” est proposé premièrement par **Choi. (1995)** pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base. **Choi. (1995)** a trouvé que la conductivité thermique effective du mélange eau- Al_2O_3 augmente de 20% pour une concentration en volume entre 1% et 5% de Al_2O_3 . De nombreuses recherches ont été menées depuis 2001 sur cette nouvelle classe de nanofluides afin de permettre une meilleure compréhension des mécanismes mis en jeu, et mettre ainsi au point des fluides caloporteurs plus performants.

Il y a un certain nombre des études numériques à propos de convection naturelle ou mixte de nanofluides dans des cavités rectangulaires simples avec différentes conditions aux limites. L'amélioration de transfert de chaleur dans une enceinte 2-D utilisant les nanofluides est étudiée par **Khanafer et al. (2003)** pour différents paramètres pertinents. Un modèle a été développé pour analyser la performance de transfert de chaleur de nanofluides dans une enceinte tenant compte de la dispersion de particules solides. L'effet de la suspension de nanoparticules métalliques ultrafines sur les processus d'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans l'enceinte a été analysé pour différents paramètres de contrôle. Il a été montré que les écarts dans les différents modèles ont des répercussions importantes sur les résultats.

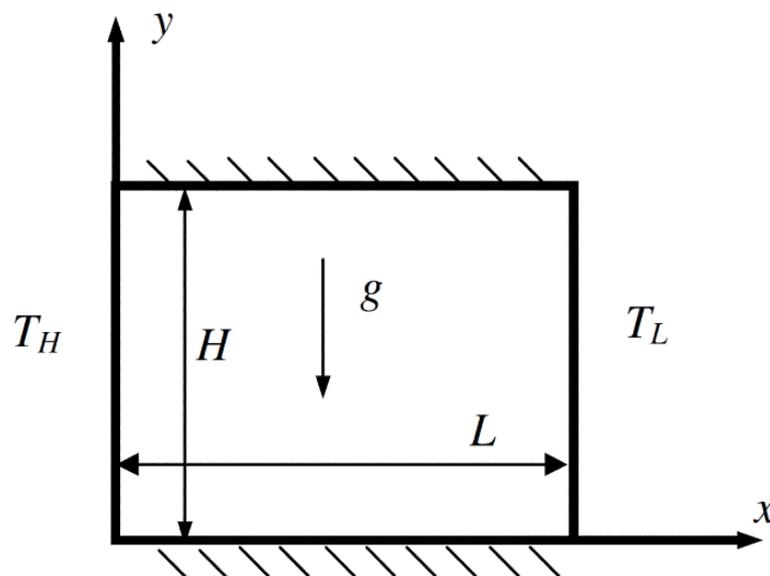


Figure I_24. Schéma du modèle physique (**Khanafer et al., 2003**).

Wang et al. (2003) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité bidimensionnelle chauffée par le bas, pour différents nombres de Grashof et différentes valeurs de ϕ . Ces auteurs ont conclu que le coefficient de transfert de chaleur pour

(Al₂O₃+eau) est augmenté de 100% pour un nanofluide avec des nanotubes de carbone et de l'huile comme fluide porteur avec $\phi = 1\%$.

Le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide dû à des forces de flottabilité dans une enceinte chauffée partiellement ont été étudiés par **Oztop et Abu-Nada (2008)**, en utilisant différents types de nanoparticules. Une augmentation de nombre de Nusselt moyen a été trouvée avec la fraction volumique de nanoparticules pour toute la gamme de nombre de Rayleigh. Ils ont constaté aussi que l'amélioration du transfert de chaleur, en utilisant nanofluides, est plus prononcée à faible rapport d'aspect qu'à rapport d'aspect élevé.

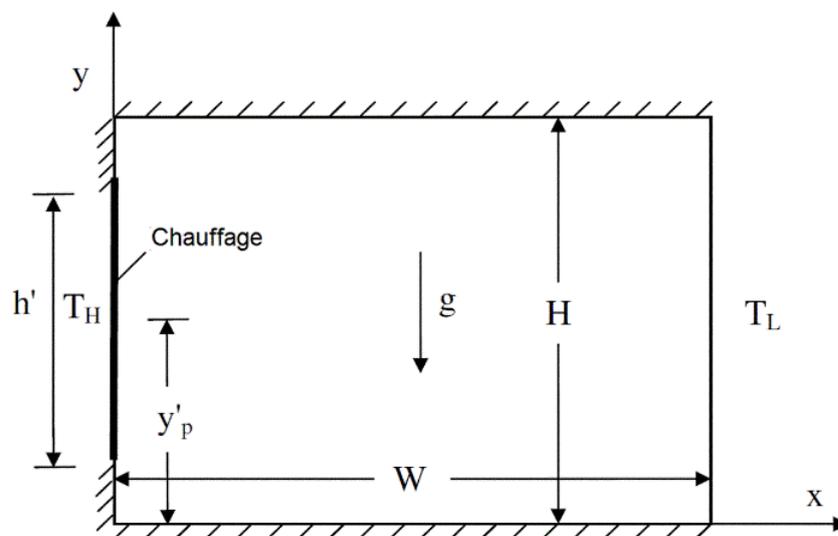


Figure I_25. Croquis de la géométrie du problème et coordonnées (**Oztop et Abu-Nada, 2008**).

Une étude numérique de refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur embarqué sur la paroi inférieure d'une enceinte remplie de nanofluides a été faite par **Aminossadati et Ghasemi (2009)**. L'influence des paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, l'emplacement et la géométrie de la source de chaleur, le type de nanofluide et la fraction volumique solide de nanoparticules sur la performance de refroidissement ont été étudiés. Les résultats indiquent que l'ajout de nanoparticules dans l'eau pure permet d'améliorer la performance de refroidissement, en particulier à faible nombre de Rayleigh. Le type de nanoparticules, la longueur et l'emplacement de la source de chaleur affectent de manière significative la température maximale de la source de chaleur.

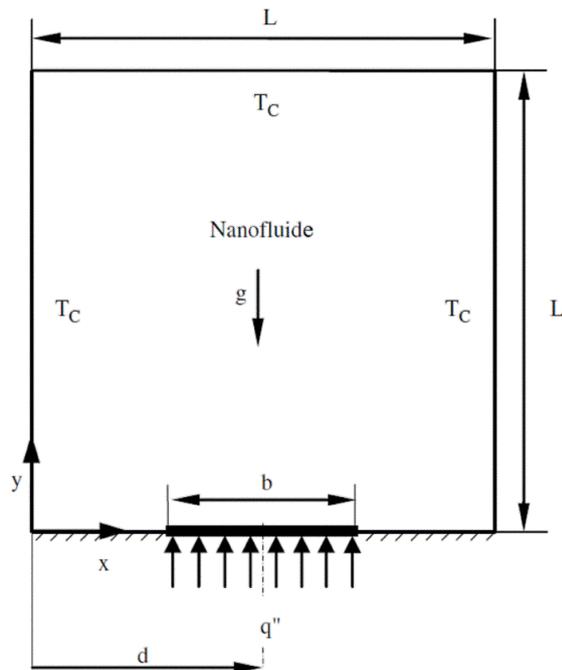


Figure I_26. Un diagramme schématique du modèle physique (**Aminossadati et Ghasemi, 2009**).

Amélioration de transfert de chaleur utilisant de l'eau-SiO₂ nanofluide a été étudiée par **Jahanshahi et al. (2010)** dans une cavité carrée soumise à des températures différentes de paroi latérale. Cette étude a été réalisée pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh du fluide de base ($Ra_f = 10^5, 10^7$) et une fraction volumique de nanoparticule qui varie entre 0 et 4%. Un dispositif expérimental pour extraire la valeur de conductivité de nanofluide a été utilisé. Les comparaisons montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec la fraction de volume pour différentes valeurs de nombre de Rayleigh.

Alinia et al. (2011) ont étudié numériquement la convection mixte d'un nanofluide (l'eau et le SiO₂) dans une cavité inclinée. Les parois gauche et droite sont maintenues à des températures constantes, alors que les parois supérieure et inférieure sont isolées et mobiles. Les effets de la fraction volumique solide de nanofluides sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques ont été étudiés ($\phi = 0$ à 0.08), pour différents angles d'inclinaison de l'enceinte ($\theta = -60^\circ$ à $\theta = 60^\circ$), nombre de Richardson variant de 0,01 à 100 et une valeur constante de nombre de Grashof. Les résultats montrent que l'addition de nanoparticules améliore le transfert de chaleur dans la cavité et provoque des changements significatifs dans la configuration d'écoulement. En outre, l'effet de l'angle d'inclinaison est plus prononcé pour les plus grandes valeurs de nombre de Richardson.

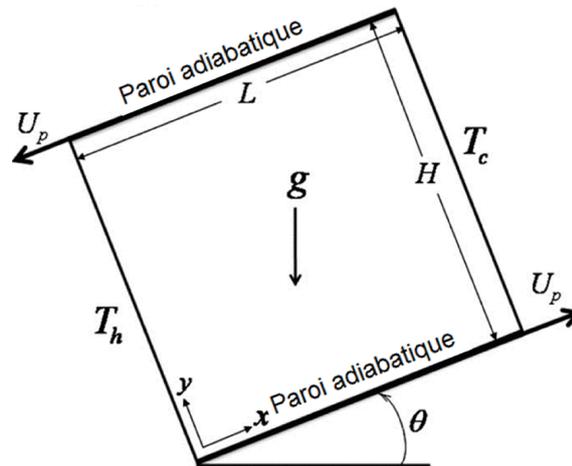


Figure I_27. Schéma pour le modèle physique (Alinia et al., 2011).

Une étude analytique et numérique de la convection naturelle a été faite par **Alloui et al. (2011)**, dans une cavité rectangulaire remplie avec nanofluides. Les paramètres gouvernants sont le nombre de Rayleigh, Ra , le nombre de Prandtl, Pr , le rapport d'aspect de la cavité, A , et la fraction volumique solide de nanoparticules, ϕ . Un bon accord est observé entre le modèle analytique et les simulations numériques.

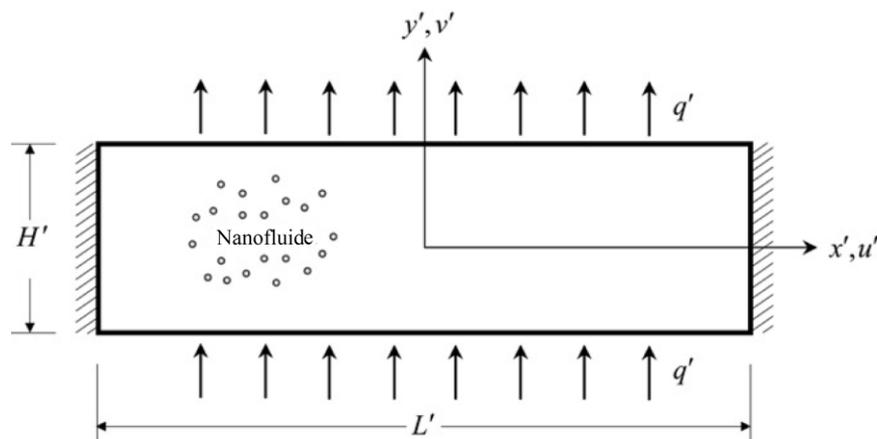


Figure I_28. Schéma du domaine du problème et le système de coordonnées (Alloui et al., 2011).

La convection mixte de nanofluide Cu-eau à l'intérieur d'une cavité carrée a été étudiée numériquement par **Abbasian et al. (2012)**, avec parois horizontales adiabatiques et chauffage sinusoïdal sur les parois latérales. Les effets de l'augmentation de la force de cisaillement pour une force de flottabilité fixe et les effets d'augmentation de la force de flottabilité pour une force de cisaillement fixe ont été étudiés. Les effets des variations de nombre de Richardson, déviation de phase de chauffage sinusoïdal, et la fraction volumique de nanoparticules sur l'écoulement et champ de température ont été étudiés. Les résultats obtenus ont montré que pour un nombre de Grashof constant, un

tourbillon dans le sens horaire a été développé à l'intérieur de la cavité, en outre, le taux de transfert de chaleur augmente avec la diminution du nombre de Richardson et l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules.

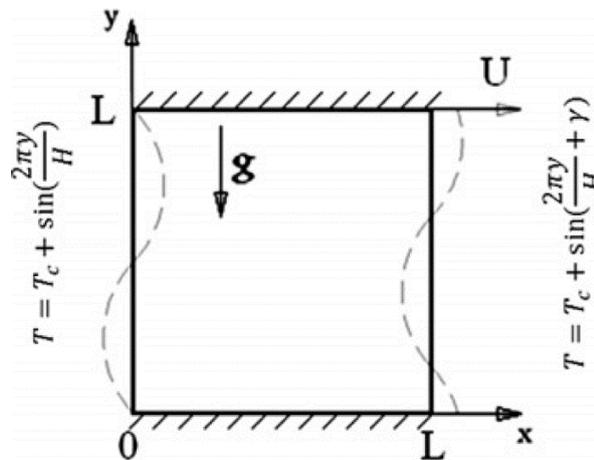


Figure I_29. Une vue schématique de la cavité carrée et des conditions aux limites considérées (Abbasian et al., 2012).

Chamkha et Abu-Nada (2012) se sont focalisés sur la modélisation numérique du flux laminaire de convection mixte en cavités carrées à simple et double couvercle rempli d'un nanofluide eau- Al_2O_3 . Les modèles de viscosité de Brinkmann et la corrélation Pak et Cho sont utilisés pour approximer la viscosité de nanofluide. Un ensemble sélectif des résultats graphiques est présenté et discuté pour illustrer les effets de la présence de nanoparticules et le nombre de Richardson sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur dans les deux configurations de la cavité. On constate qu'il y a une amélioration significative de transfert de chaleur peut-être obtenue due à la présence de nanoparticules. Toutefois, pour les petits nombres de Richardson, le modèle Pak et Cho prédisent que la présence de nanoparticules provoque la réduction du nombre de Nusselt moyen dans la configuration de la cavité à couvercle unique.

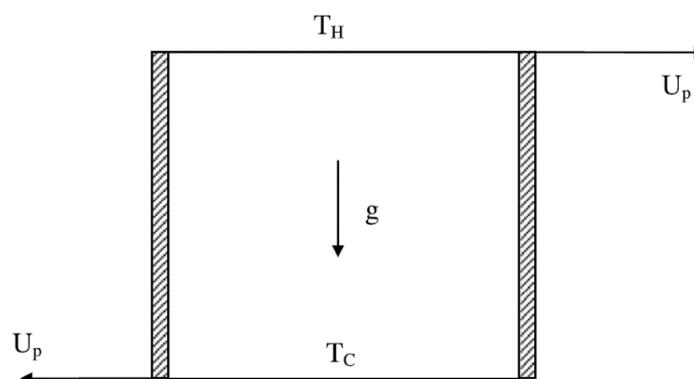


Figure I_30. Schéma de cavité à double-couvercle entraînée (Chamkha et Abu-Nada, 2012).

La convection mixte et la génération d'entropie de nanofluide Cu-eau et de l'eau pure dans une cavité carrée ont été étudiées par **Khorasanizadeh et al. (2013)**. Les parois horizontales de la cavité sont des parois adiabatiques et verticales ont une température constante. La paroi supérieure est en mouvement à une vitesse constante U_0 . Les résultats montrent que l'ajout de nanoparticules au fluide de base affecte la génération de l'entropie, motif l'écoulement et le comportement thermique spécialement aux grandes valeurs du nombre de Rayleigh et faible nombre de Reynolds. La génération maximale d'entropie se produit dans un nanofluide à faible nombre de Rayleigh, avec nombre de Reynolds élevé.

Le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans une cavité carrée avec des parois latérales partiellement chauffées remplie de nanofluide ont été étudiés numériquement par **Ridha Jmai et al. (2013)** en utilisant différents types de nanoparticules. L'influence des paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, le type de nanofluide, la fraction volumique solide de nanoparticules et l'emplacement des sources de chaleur sur le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide sont étudiés. Ils ont constaté que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules. En outre, la température maximale de la source a été affectée de manière significative lorsque leurs emplacements sont considérés. L'amélioration du transfert de chaleur le plus élevé survient pour le cas haut-bas, alors que le minimum est atteint au milieu.

Chein et Huang (2005) ont analysé les performances d'échangeur de chaleur à microcanaux de silicium utilisant nanofluides comme fluides de refroidissement. En raison de l'augmentation de la conductivité thermique et les effets de dispersion thermiques, il a été constaté que les performances sont améliorées pour les deux géométries spécifiques utilisées.

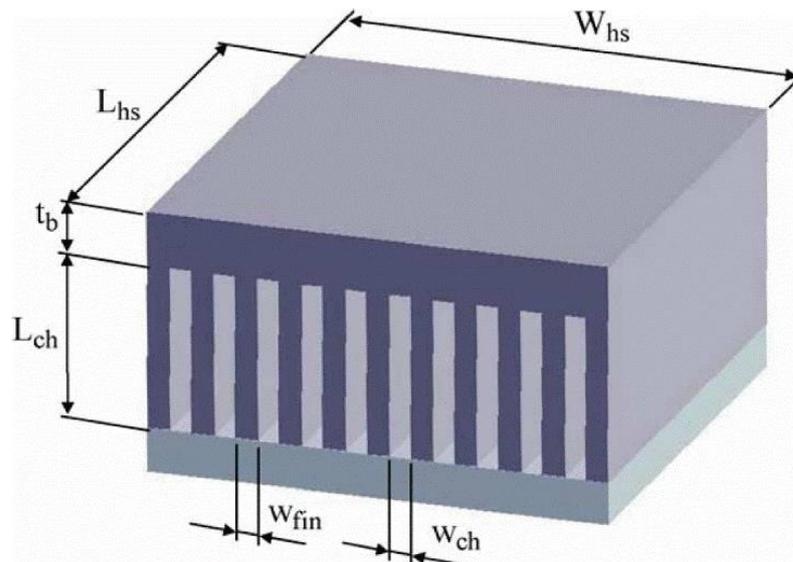


Figure I_31. Configuration géométrique d'échangeur de chaleur à microcanaux (**Chein et Huang, 2005**).

Les performances de refroidissement d'un échangeur de chaleur à microcanaux, avec suspensions des nanoparticules au fluide (nanofluides), sont numériquement étudiées par **Jang et Choi (2006)**. En utilisant un modèle théorique de la conductivité thermique des nanofluides tenant en compte un rôle fondamental du mouvement brownien. Les résultats montrent que les performances de refroidissement d'un échangeur de chaleur à micro canaux avec nanofluides (Ag-H₂O) à un pompage à puissance fixe sont augmentées d'environ 10% par rapport à celle d'un échangeur de chaleur à micro canaux avec de l'eau. Ainsi que, les nanofluides réduisent à la fois la résistance thermique et la différence de température entre la paroi du microcanal chauffé et le fluide de refroidissement.

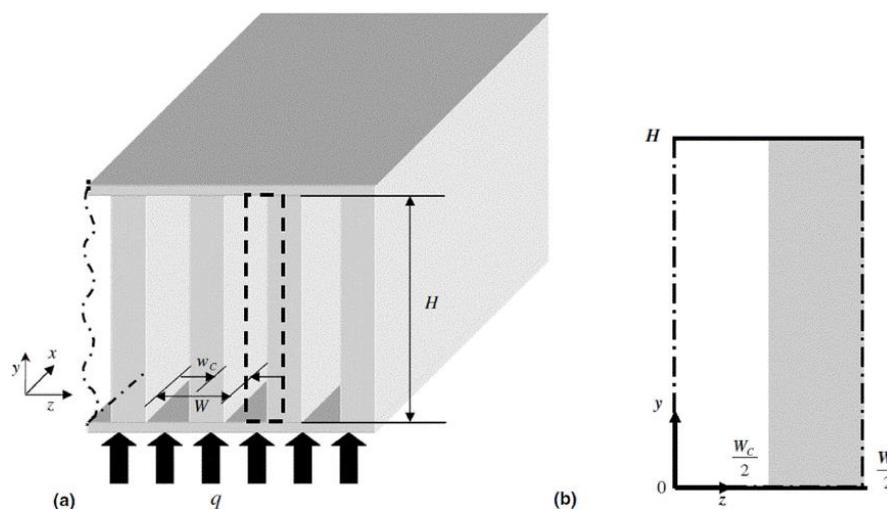


Figure I_32. Schéma d'un dissipateur de chaleur à micro canaux : (a) domaine physique, (b) domaine de calcul (**Jang et Choi, 2006**).

Tsai et Chein (2007) ont traité analytiquement les performances d'échangeur de chaleur à microcanaux utilisant nanofluides cuivre-eau (Cu-H₂O), et nanotubes de carbone-eau (CNT-H₂O) comme fluides de refroidissement. Les résultats montrent que l'utilisation de nanofluide peut améliorer les performances d'échangeur de chaleur à micro canaux lorsque la porosité et le rapport d'aspect sont inférieurs aux valeurs optimales. Lorsque la porosité, et le rapport d'aspect de canal sont plus élevés que les valeurs optimales, le nanofluide n'a pas donné un changement significatif dans la résistance thermique de dissipateur de chaleur à micro canaux.

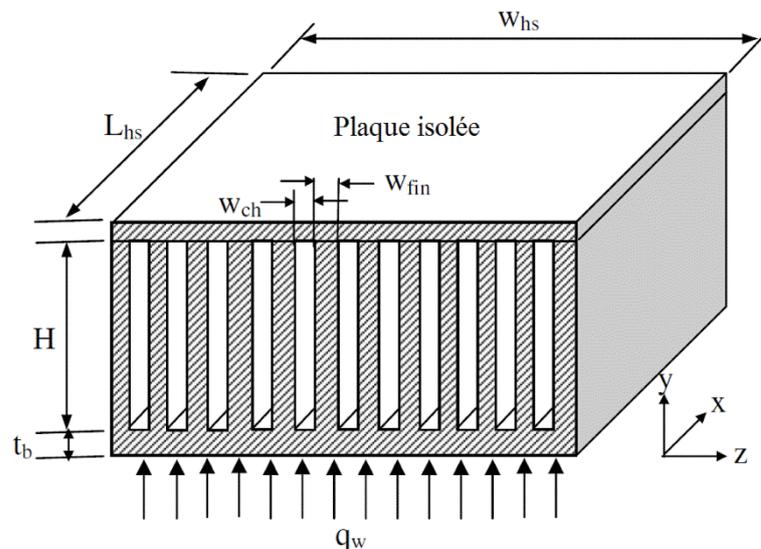


Figure I_33. Schéma d'échangeur de chaleur à microcanaux (Tsai et Chein, 2007).

Santra et al. (2009) ont étudié l'effet de nanofluide cuivre-eau comme fluide de refroidissement pour simuler le comportement de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire horizontal bidimensionnel (profondeur infinie). L'étude a été réalisée compte tenu du fluide est Newtonien ainsi que non-Newtonien pour une large gamme de nombre de Reynolds ($Re = 5$ à 1500) et fraction volumique solide ($\phi = 0,00$ à $0,050$). Il a été observé que l'augmentation du transfert de chaleur est possible en utilisant nanofluide par rapport à des fluides classiques pour les deux cas. Le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du flux d'écoulement ainsi que l'augmentation de la fraction volumique solide du nanofluide. Contrairement à la convection naturelle, l'augmentation du transfert de chaleur est quasiment identique pour les deux cas.

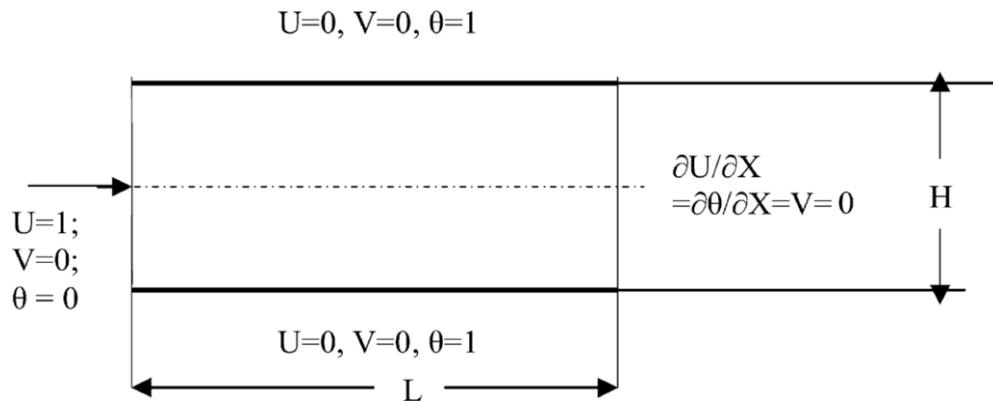


Figure I_34. Géométrie du problème et conditions aux limites (Santra et al., 2009).

Hung et al. (2012) ont étudié numériquement l'amélioration de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à microcanaux 3D en utilisant les nanofluides. Les résultats montrent que la fraction volumique des particules des nanofluides augmente, la résistance thermique diminue d'abord et puis augmente. Pour une gamme modérée de tailles de particules, l'échangeur de chaleur à microcanaux donne de meilleures performances lorsqu'on utilise nanofluides avec de plus petites nanoparticules. Les performances de transfert de chaleur de nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{Ag-H}_2\text{O}$ étaient de 21,6% supérieure à celle de l'eau pure.

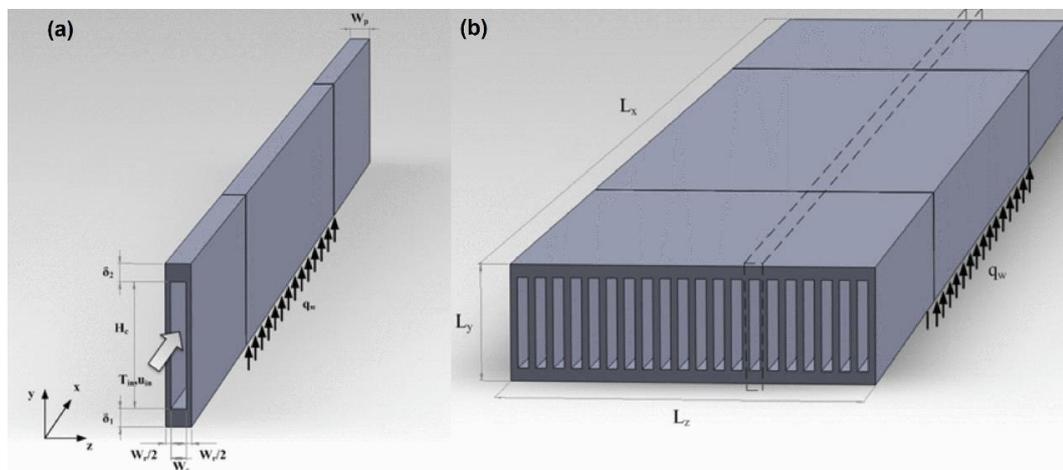


Figure I_35. Schéma de (a) échangeur de chaleur à microcanaux et (b) domaine de calcul (Hung et al., 2012).

Pishkar et Ghasemi (2012) ont présenté une étude numérique de la performance thermique des deux ailettes montées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal et refroidi avec de l'eau pure ou nanofluide Cu-eau. La paroi inférieure du canal est chauffée à température constante et refroidie par convection mixte, et la paroi supérieure est adiabatique. Les résultats de la simulation numérique indiquent que le taux de

transfert de chaleur des ailettes est significativement affecté par la distance et la conductivité thermique des ailettes. L'influence de la fraction volumique solide sur l'augmentation du transfert de chaleur est plus perceptible pour des valeurs élevées du nombre de Reynolds.

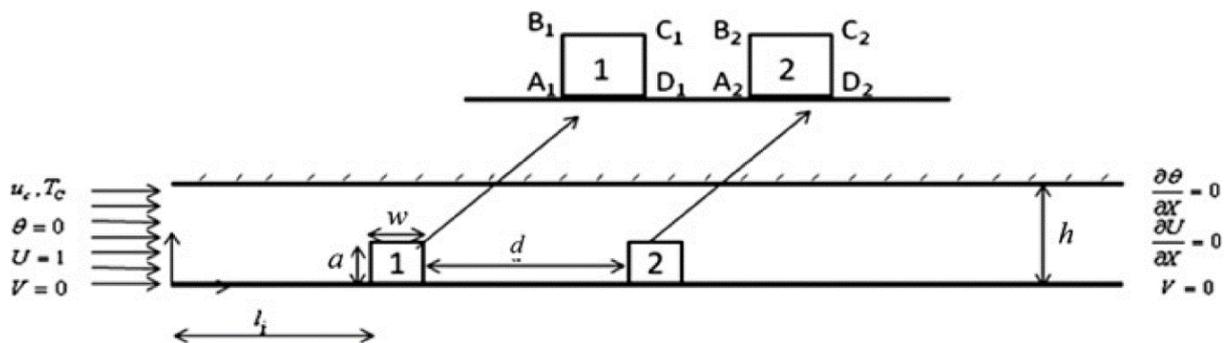


Figure I_36. Un diagramme schématique du modèle physique (Pishkar et Ghasemi, 2012).

Le travail de Halelfadl et al. (2014) se concentre sur l'optimisation analytique d'un échangeur de chaleur à microcanaux rectangulaire utilisant un nanofluide à nanotubes de carbone aqueux comme fluide de refroidissement. Les résultats ont montré que l'utilisation du nanofluide comme fluide de travail peut améliorer significativement les performances thermiques du fluide de travail à haute température.

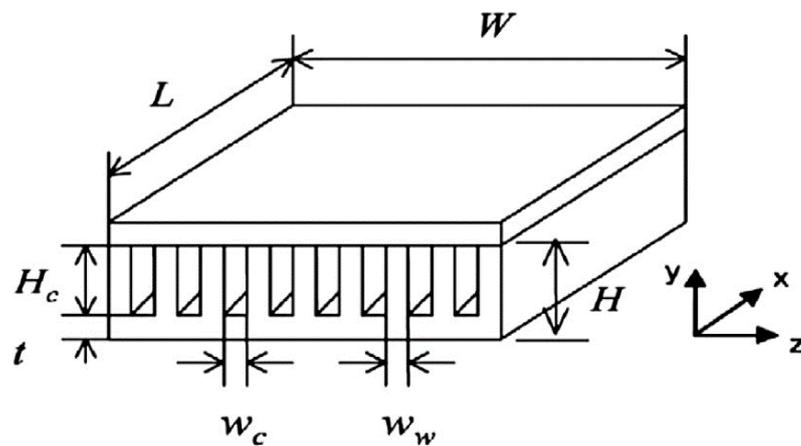


Figure I_37. Schéma du modèle d'échangeur de chaleur à microcanaux (Halelfadl et al., 2014).

Une étude analytique est faite par Nield et Kuznetsov (2014) pour la convection forcée laminaire complètement développée dans un canal à plaques parallèles rempli par un nanofluide ou par un milieu poreux saturé, soumis à un flux uniforme. Un modèle intégrant les effets du mouvement brownien et thermophorèse est adopté. Les auteurs ont constaté que l'effet combiné de ces deux organismes réduit le nombre de Nusselt.

Ahmed et al. (2015) ont étudié numériquement et expérimentalement le transfert de chaleur par convection du flux de nano fluide SiO_2 -eau dans des canaux avec différentes formes pour nombre de Reynolds varie de 400 à 4000. Trois canaux différents, tels que trapézoïdale, sinusoïdale et droite ont été fabriqués et testés. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt moyen et l'amélioration du transfert de chaleur augmentent lorsqu'il y a une augmentation de la fraction volumique de nanoparticules. En outre, le canal trapézoïdal-ondulé donne une amélioration de transfert de chaleur le plus élevé suivie par le canal sinusoïdal-ondulé et le canal droit.

Hemmat et al. (2015) ont étudié la convection mixte d'un flux laminaire de nanofluide Al_2O_3 -eau dans un canal horizontal où deux obstacles chauds sont montés sur la paroi inférieure. Les résultats explicitent que la différence entre le nombre de Nusselt moyen obtenu à partir des trois modèles thermophysiques ne dépasse pas 3%. Les résultats montrent également que l'augmentation de la concentration en nanofluide de 0% à 5%, augmente le nombre de Nusselt moyen des obstacles de moins de 10%.

Heidary et al. (2015) ont étudié numériquement le transfert de chaleur et d'écoulement de fluide dans un canal rectiligne avec nanofluide, tandis que le champ d'écoulement est sous champ magnétique. L'utilisation de nanoparticules dans le fluide de base et aussi l'application de champ magnétique transversal à la vitesse du fluide sont deux moyens d'améliorer l'échange de chaleur dans le conduit. Des études numériques sont effectuées dans une gamme du nombre de Reynolds, fraction volumique nanofluide et nombre de Hartmann. L'influence de ces paramètres est étudiée sur le nombre de Nusselt locaux et moyens. A partir de cette étude, les auteurs ont conclu que le transfert de chaleur dans les canaux peut augmenter jusqu'à 75% en raison de la présence de nanoparticules et de champ magnétique.

III.4 CONCLUSION

Dans ce premier chapitre, nous avons donné dans un premier temps une description générale des nanofluides, et nous avons ainsi une présentation des différents modèles de leurs propriétés thermophysiques ensuite a été décrite. Une synthèse bibliographique est consacrée à une revue des différents travaux pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique et les problèmes d'évacuation de chaleur par convection naturelle, forcée ou mixte. Les chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales afin de résoudre le problème du refroidissement par

nanofluide à l'aide d'ailettes. L'analyse de ces travaux permet d'identifier les différents paramètres qui peuvent influencer le comportement thermique et rhéologique des nanofluides.

Dans cet objectif, le chapitre suivant expose une détermination de l'effet de certains paramètres dans le but d'améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal horizontal où sont montées des ailettes pour une convection mixte laminaire pour assurer un bon refroidissement. Dans le cas 2D, nous avons mis l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que les nombres de Reynolds et Richardson, la fraction volumique solide, types de nanofluides, et la distance entre les ailettes.

Et aussi, des effets du nombre de Reynolds, la hauteur des ailettes, ainsi que les effets de la distance entre les ailettes dans une configuration 3D afin d'obtenir un meilleur refroidissement.

Chapitre II

MODELISATION DU PROBLEME

&

RESOLUTION NUMERIQUE

Sommaire

II.1	Introduction.....	44
II.2	Eléments mathématiques de base	44
II.2.1	Equation de continuité	44
II.2.2	Equations de quantité de mouvement	45
II.2.3	Equation d'énergie.....	45
II.3	Hypothèses simplificatrices.....	46
II.4	Configuration 2D.....	46
II.4.1	Géométrie et formulation mathématique.....	46
II.4.1.1	Géométrie.....	46
II.4.1.2	Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	48
II.4.1.3	Adimensionnalisation des équations.....	49
II.4.1.4	Conditions aux limites.....	51
II.4.2	Résolution numérique	51
II.4.2.1	Choix de la méthode numérique	51
II.4.2.2	Maillage.....	51
II.4.2.3	Discrétisation des équations de quantité de mouvement suivant X, Y et Z et de l'équation d'énergie.....	52
II.4.2.4	Résolution du système d'équations.....	55
I.4.2.4.1	Algorithme SIMPLER	56
I.4.2.4.2	Méthode de résolution.....	59
I.4.2.4.3	Critère de convergence.....	60
II.5	Configuration 3D.....	61
II.5.1	Description du problème	61
II.5.2	Modèle mathématique et équations dimensionnelles	62
II.5.3	Présentation du code de calcul	63
II.5.4	Maillage	64
II.5.5	Conditions aux limites	66
II.5.6	Résolution numérique	67
II.6	Conclusion.....	68

II.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons la géométrie et la modélisation de système d'équations qui régit l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal contenant des ailettes montées sur la paroi inférieure chauffée. Deux parties seront détaillées :

- La première partie consiste à présenter une étude bidimensionnelle (2-D) à l'aide d'un code maison Fortran ; On commence par l'écriture des équations sous leurs formes générales, puis on passera aux différents traitements de ces équations ainsi que les conditions aux limites associées, et la validation de l'algorithme utilisé pour résoudre les équations de Navier-Stokes.
- Dans la deuxième, un calcul numérique 3-D a été mené à l'aide du logiciel de calcul "FLUENT" 6.3 ; On commence par présenter les phases de la construction du modèle géométrique du système et la génération du maillage nécessaire à la simulation numérique ainsi que les conditions aux limites appropriées, et nous établirons aussi les équations de bilan régissant l'écoulement et nous présenterons la méthode des volumes finis utilisée par le logiciel Fluent afin de résoudre le système d'équations.

II.2 ELEMENT MATHEMATIQUE DE BASE

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir des lois de conservation de masse, de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier - Stokes), et de conservation d'énergie.

II.2.1 Equation de continuité :

C'est l'équation qui exprime le principe de conservation de la masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit (**Bejan, 2004**) :

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad \text{Eq II_1}$$

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

II.2.2 Equations de la quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit (**Bejan, 2004**) :

$$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad \text{Eq II}_2$$

Où :

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

ρg_i : Représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: Représente les forces dû 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.2.3 Equation de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible (**Bejan., A. (1993)**).

L'équation d'énergie est donnée comme suit :

$$\rho C_p \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q + \mu \Phi \quad \text{Eq II}_3$$

Où :

k : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

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

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

II.3 HYPOTHESES :

- Fluide Newtonien visqueux et incompressible, pour les deux configurations (2D et 3D).
- Régime laminaire et stationnaire.
- Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y) pour le cas canal 2D, écoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x , y et z) pour le cas canal 3D.
- Milieu continu.
- Propriétés thermophysiques constantes sont prises en considération pour la nanofluide, à l'exception de la variation de densité dans les forces de flottabilité qui est déterminée par l'approximation de Boussinesq. Elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit (**Bejan, 2004**) :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad \text{Eq II}_4$$

T_0 : Température de l'air à l'entrée du canal.

β : Coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_0 .

- Les nanoparticules sont supposées avoir forme et taille uniforme et d'être sphérique et dans un état d'équilibre thermique avec le fluide de base (**Jmai et al., 2013**).
- La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\Phi = 0$).

II.3 CONFIGURATION 2-D :

II.4.1 Géométrie et formulation mathématique

II.4.1.1 Géométrie :

Les trois ailettes montrées dans la Figure II_1 doivent être refroidies par convection mixte dans un canal horizontal constitué de deux plaques parallèles de hauteur « H » et de longueur « L ». La paroi inférieure est chauffée à une température constante « T_h », et l'autre paroi est supposée adiabatique. Les ailettes sont montées sur la paroi inférieure, chacun (aillette) a une hauteur « h » et une largeur « w », l'espace entre les ailettes est « d ».

La longueur du canal est divisée en plusieurs sections, « L_i » c'est la section d'entrée du canal, ensuite la section d'essais (contient les ailettes), et la section de sortie « L_e » qu'elle sera suffisamment longue pour l'écoulement sera complètement développé.

Le nanofluide (liquide de refroidissement) est forcé à travers le canal par une différence de pression « ΔP », avec une vitesse uniforme « U_0 » et une température « T_0 ». Les propriétés thermodynamiques de nanoparticules (Cu, Ag, Al_2O_3 et TiO_2) et le fluide de base (eau pure), à une température fixe de $25^\circ C$, sont présentées dans le Tableau 1 (Abu-Nada et al., 2008). Le nombre de Prandtl de l'eau est égal $Pr=7,02$.

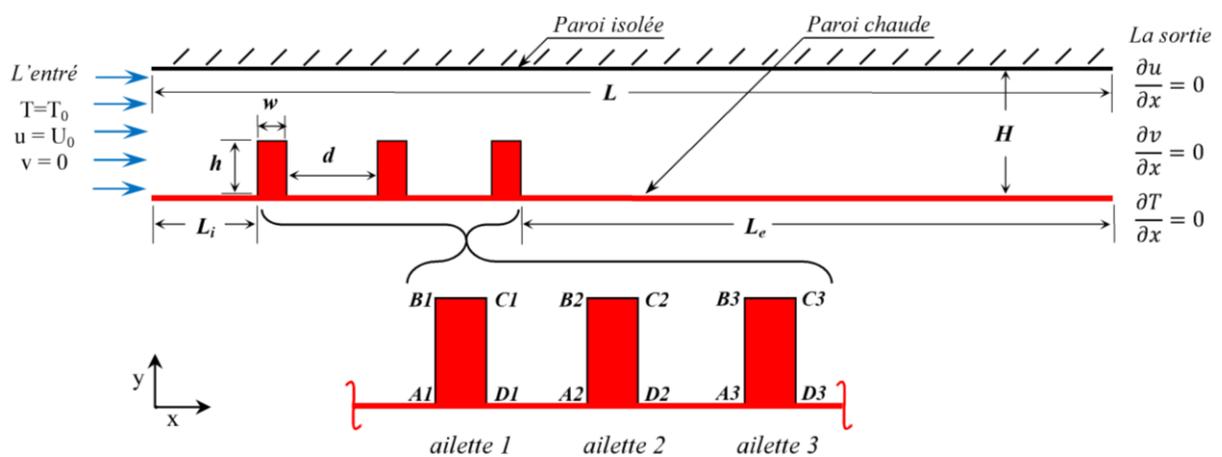


Figure II_1. Géométrie du problème, configuration 2D.

Table II_1. Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à $25^\circ C$ (Abu-Nada et al., 2008).

	ρ ($kg.m^{-3}$)	C_p ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	k ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	$\beta \times 10^5$ (K^{-1})	$\alpha \times 10^6$ ($m^2.s^{-1}$)
L'eau pure	997.1	4179	0.613	21	0.147
Cuivre (Cu)	8933	385	401	1.67	116.31
Argent (Ag)	10500	235	429	1.89	171
Alumina (Al_2O_3)	3970	765	40	0.85	13.17
L'oxyde de titane (TiO_2)	4250	686.2	8.9538	0.9	3.07

II.4.1.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

En prenant compte de toutes les hypothèses, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

✓ Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{Eq II}_5$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad \text{Eq II}_6$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g (T - T_0) \right] \quad \text{Eq II}_7$$

✓ Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{Eq II}_8$$

Où La densité effective est définie par équation Eq I_2 :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s$$

La viscosité dynamique efficace de nanofluide donnée par équation (**Brinkman, 1952**) :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}}$$

Le coefficient de dilatation thermique de la nanofluide $(\rho\beta)_{nf}$ peut être déterminé par équation Eq I_5 :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_s$$

La diffusivité thermique du nanofluide α_{nf} peut être exprimée par :

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho c_p)_{nf}} \quad \text{Eq II}_9$$

La capacité thermique de nanofluides peut être déterminée par équation Eq I_4 :

$$(\rho C_P)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_P)_f + \phi(\rho C_P)_s$$

La conductivité thermique de nanofluides peut être déterminée par équation (**Maxwell, 1881**) :

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f + 2\phi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \phi(k_f - k_s)} k_f$$

II.4.1.3 Adimensionnalisation des équations

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesures, et pour réduire le nombre de paramètres de notre étude, elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

❖ Grandeurs caractéristiques

Les grandeurs caractéristiques sont définies comme suit :

- H : longueur caractéristique.
- $\rho_{nf} U_0^2$: pression caractéristique.
- $T_h - T_0$: température caractéristique.
- U_0 : vitesse caractéristique.

❖ Variables caractéristiques

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{U_0}$$

Eq II_10

$$V = \frac{v}{U_0}, \quad P = \frac{p}{\rho_{nf} U_0^2}, \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_h - T_0}$$

Après substitution des variables adimensionnelles dans les équations du modèle mathématique et dans les conditions aux limites, on obtient le système d'équations adimensionnelles suivant :

✓ Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{Eq II}_{11}$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \nu_f} \frac{\nu^*}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Eq II}_{12}$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant Y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \nu_f} \frac{\nu^*}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} Ri \theta \quad \text{Eq II}_{13}$$

Avec :

$$k^* = \begin{cases} \frac{k_p}{k_f} = 400, & \text{dans chaque ailette.} \\ \frac{k_f}{k_f} = 1, & \text{dans la region fluide.} \end{cases} \quad \text{Eq II}_{14}$$

$$\nu^* = \begin{cases} \frac{\nu_{fin}}{\nu_f} \rightarrow \infty, & \text{dans chaque ailette.} \\ \frac{\nu_f}{\nu_f} = 1, & \text{dans la region fluide.} \end{cases} \quad \text{Eq II}_{15}$$

✓ Equation de l'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{k^*}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Eq II}_{16}$$

○ Nombres adimensionnels

Dans les équations (Eq II₁₂), (Eq II₁₃) et (Eq II₁₆), les nombres adimensionnels (Pr, Re, Ri) sont définis comme suit :

- Nombre de Prandtl $Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}$ (pour l'air)
- Nombre de Reynolds $Re = \frac{U_0 H}{\nu_f}$
- Nombre de Richardson $Ri = g\beta H(T_h - T_0)/u_0^2$.

II.4.1.4 Conditions aux limites

À l'entrée du canal (à $X=0$) :

$$U = 1, \quad V = 0, \quad \theta = 0 \quad \text{Eq II}_{17}$$

À la sortie du canal (à $X= L/H$):

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad \text{Eq II}_{18}$$

À la paroi supérieure adiabatique (à $Y=0$) :

$$U = 0, \quad V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \text{Eq II}_{19}$$

À la paroi inférieure (chauffée) (à $Y=1$):

$$U = 0, \quad V = 0, \quad \theta = 1 \quad \text{Eq II}_{20}$$

II.4.2 Résolution numérique

II.4.2.1 Choix de la méthode numérique

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation. Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur, on peut citer la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis.

La méthode des volumes finis, sans doute la plus employée actuellement, est celle que nous allons décrire, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, sa fiabilité quant aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul. 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 (**Patankar, 1980**).

II.4.2.2 Maillage

Des grandeurs scalaires ou vectorielles sont stockées à chaque point du domaine physique qui vérifie les équations différentielles du modèle mathématique, gouvernant

notre phénomène physique. Pour projeter ces équations sur ce domaine, on subdivise ce dernier dans les deux directions, horizontale et verticale, afin d'obtenir un certain nombre de volumes élémentaires ou « volume de contrôle »

Chaque volume entoure un nœud qui est dénommé P. A l'intérieur du domaine de calcul, chaque volume est adjacent à quatre volumes de contrôles voisins.

Les centres des volumes de contrôle voisins à l'est, à l'ouest, au nord et au sud du volume sont notés E, W, N et S, respectivement. Les positions des faces séparant le volume fini typique de ses voisins, à l'est, à l'ouest, au nord et au sud, sont notées e, w, n et s, respectivement (figure II_2)

Dans les nœuds de maillage seront stockés les valeurs des quantités scalaires telles que la pression, la température et la concentration, par contre pour les quantités vectorielles (les vitesses U et V), qu'elles sont localisées sur les faces du volume de contrôle

II.4.2.3 Discrétisation des équations de quantité de mouvement suivant X , Y et Z et de l'équation d'énergie

Pour la discrétisation, nous devons considérer un seul volume de contrôle (non hachuré) entourant nœud typique P, comme le montre dans la Figure II_2. En outre, les cellules sont supposées être à mi-chemin entre les nœuds voisins.

On peut écrire l'équation de transport générale comme suit :

$$\frac{\partial(U_j \varphi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) + S_\varphi \quad \text{Eq II}_{21}$$

Où : U_j : les composantes du vecteur vitesse ;

φ : est la variable dépendante ;

Γ : est le coefficient de diffusion ;

S_φ : est le terme source.

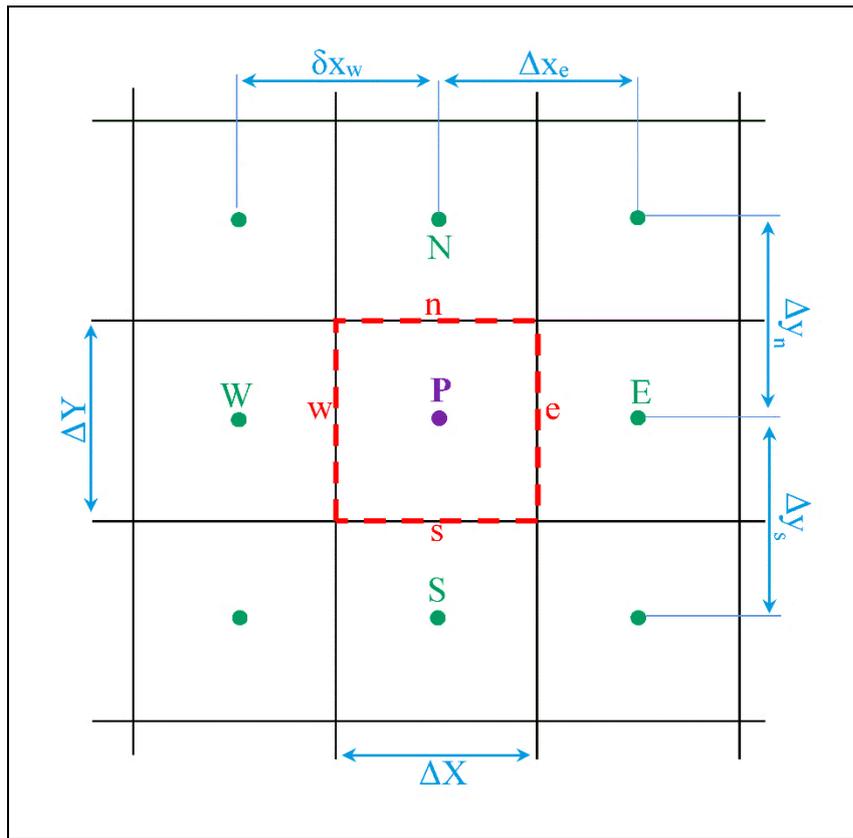


Figure II_2. Volume de contrôle typique.

L'intégration de l'équation de transport générale (Eq II_21) sur un volume de contrôle typique (figure II_2), s'écrit comme suit :

$$\iint_{s\ w}^{n\ e} \frac{\partial(U\varphi)}{\partial x} dXdY + \iint_{s\ w}^{n\ e} \frac{\partial(V\varphi)}{\partial y} dXdY = \iint_{s\ w}^{n\ e} \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\varphi}{\partial x} \right) dXdY + \iint_{s\ w}^{n\ e} \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial\varphi}{\partial y} \right) dXdY + \iint_{s\ w}^{n\ e} S_\varphi dXdY$$

Eq II_22

On obtient :

$$J_e - J_w + J_n - J_s = \overline{S_\varphi} \Delta X \Delta Y$$

Eq II_23

Où :

$$J_e = U_e \varphi_e \Delta Y - \Gamma \left. \frac{\partial\varphi}{\partial X} \right|_e \Delta Y$$

Eq II_24

$$J_w = U_w \varphi_w \Delta Y - \Gamma \left. \frac{\partial\varphi}{\partial X} \right|_w \Delta Y$$

Eq II_25

$$J_n = U_n \varphi_n \Delta X - \Gamma \left. \frac{\partial\varphi}{\partial Y} \right|_n \Delta X$$

Eq II_26

$$J_s = U_s \varphi_s \Delta X - \Gamma \left. \frac{\partial\varphi}{\partial Y} \right|_s \Delta X$$

Eq II_27

Où les quantités J_e , J_w , J_n , J_s sont respectivement les flux aux interfaces (e, w, n et s). Le terme S_φ est supposé être constant dans le volume de contrôle. $\overline{S_\varphi}$ est évalué au centre de volume de contrôle.

La forme générale de l'équation algébrique discrétisée où le flux total de convection et de diffusion est calculé par une fonction $A(P)$ (**Patankar, 1980**) (**Tableau II_2**), peut être présentée comme suit :

$$A_p \varphi_p = A_E \varphi_p + A_W \varphi_p + A_N \varphi_p + A_S \varphi_p + b \quad \text{Eq II_28}$$

Avec :

$$A_E = D_e A(|P_e|) + \max(-F_e, 0) \quad \text{Eq II_29}$$

$$A_W = D_w A(|P_w|) + \max(F_w, 0) \quad \text{Eq II_30}$$

$$A_N = D_n A(|P_n|) + \max(-F_n, 0) \quad \text{Eq II_31}$$

$$A_S = D_s A(|P_s|) + \max(F_s, 0) \quad \text{Eq II_32}$$

$$b = \overline{S_\varphi} \Delta X \Delta Y \quad \text{Eq II_33}$$

$$A_p = A_E + A_W + A_N + A_S + (F_e - F_w + F_n - F_s) \quad \text{Eq II_34}$$

Nous introduisons maintenant quelques schémas d'interpolation servant à déterminer la valeur de la fonction $A|P|$ aux interfaces du volume de contrôle.

Table II_2. Fonction $A|P|$ pour différents schémas numériques (**Patankar, 1980**).

Schémas	Expressions de $A(P)$
Différences centrées	$1 - 0.5 P $
Upwind	1
Hybride	$\text{Max}[0, 1 - 0.5 P]$
Power Law	$\text{Max}[0, 1 - 0.5 P]$
Exponentiel	$ P / [\exp(P) - 1]$

Dans le présent travail nous allons utiliser le schéma de la loi de puissance (power law), car il exige moins de temps de calcul et permet de fournir une meilleure stabilité de la solution numérique et des résultats proches de la solution exacte.

II.4.2.3.1 Discretisation de l'équation de quantité de mouvement suivant X :

La discretisation de l'équation de quantité de mouvement (Eq II_12) sur un volume de contrôle décalé vers la droite donne :

$$A_p(i, j)U(i, j) = A_E(i, j)U(i+1, j) + A_W(i, j)U(i-1, j) + A_N(i, j)U(i, j+1) + A_S(i, j)U(i, j-1) + b^U(i, j) \quad \text{Eq II_35}$$

Avec
$$b^U(i, j) = [P(i, j) - P(i+1, j)]\Delta Y(j) \quad \text{Eq II_36}$$

II.4.2.3.2 Discretisation de l'équation de quantité de mouvement suivant Y :

La discretisation de l'équation de quantité de mouvement (Eq II_13) sur un volume de contrôle décalé vers le haut donne :

$$A_p(i, j)V(i, j) = A_E(i, j)V(i+1, j) + A_W(i, j)V(i-1, j) + A_N(i, j)V(i, j+1) + A_S(i, j)V(i, j-1) + b^V(i, j) \quad \text{Eq II_37}$$

Avec :

$$b^V(i, j) = [P(i, j) - P(i, j+1)]\Delta X(i) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_f} Ri \left\{ \frac{\theta(i, j) + \theta(i, j+1)}{2} \right\} \Delta X(i) dy(j) \quad \text{Eq II_38}$$

II.4.2.3.3 Discretisation de l'équation de l'énergie :

La discretisation de l'équation adimensionnelle de l'énergie (Eq II_16) sur un volume de contrôle typique donne :

$$A_p(i, j)\theta(i, j) = A_E(i, j)\theta(i+1, j) + A_W(i, j)\theta(i-1, j) + A_N(i, j)\theta(i, j+1) + A_S(i, j)\theta(i, j-1) + b^\theta(i, j) \quad \text{Eq II_39}$$

Avec :
$$b^\theta(i, j) = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{k^*}{\text{Re Pr}} \Delta X(i) \Delta Y(j) \quad \text{Eq II_40}$$

II.4.2.4 **Résolution du système d'équations**

Pour trouver le champ d'écoulement et le champ thermique, on doit donc résoudre le système d'équations (Eq II_35), (Eq II_37) et (Eq II_39). Néanmoins deux problèmes se posent pour cette résolution. La première est que les coefficients A_p, A_e, A_w, A_n et A_s des équations discrétisées de quantité de mouvement suivant X et Y dépendent des variables U et V (équations non linéaires), et la deuxième est que les termes sources des équations discrétisées de quantité de mouvement contiennent un gradient de pression.

La résolution des deux problèmes est possible grâce à un algorithme développé par Patankar dit « Algorithme SIMPLER » (**Patankar, 1980**). (**SIMPLER : Semi Implicit Method for Pressure Links Equation Revised**).

II.4.2.4.1 Algorithme SIMPLER

Les étapes de l'algorithme SIMPLER sont comme suit :

➤ Étape 01 :

Initialement, on estime un champ de vitesse.

➤ Étape 02 :

On calcule les coefficients des équations de quantité de mouvement et les pseudos vitesses \hat{U} et \hat{V} tel que :

$$\hat{U}(i, j) = \frac{\sum_{nb=E,W,N,S} A_{nb}(i, j)U(i, j) + b_U(i, j)}{A_p(i, j)} \quad \text{Eq II_41}$$

$$\hat{V}(i, j) = \frac{\sum_{nb=E,W,N,S} A_{nb}(i, j)V(i, j) + b_V(i, j)}{A_p(i, j)} \quad \text{Eq II_42}$$

Où : $b_U(i, j)$ et $b_V(i, j)$ Contient les termes sources de l'équation discrétisées de quantité de mouvement suivant x et y, sauf le terme de pression. D'où les relations suivantes :

$$U(i, j) = \hat{U}(i, j) + P_U(i, j)[P(i, j) - P(i+1, j)] \quad \text{Eq II_43}$$

$$V(i, j) = \hat{V}(i, j) + P_V(i, j)[P(i, j) - P(i, j+1)] \quad \text{Eq II_44}$$

Avec:
$$P_U(i, j) = \frac{\Delta Y(j)}{A_p(i, j)} \quad \text{et} \quad P_V(i, j) = \frac{\Delta X(i)}{A_p(i, j)} \quad \text{Eq II_45}$$

➤ Étape 03 :

On calcule les coefficients de pression, pour cela on procède comme suit :

On discrétise l'équation de continuité sur un volume de contrôle typique on obtient l'équation suivante :

$$[U(i, j) - U(i-1, j)]\Delta Y(j) + [V(i, j) - V(i, j-1)]\Delta X(i) = 0 \quad \text{Eq II_46}$$

On remplace les deux équations (Eq II_43) et (Eq II_44) dans l'équation (Eq II_46). Tout le pseudo vitesses V_a s'éliminer et on obtient l'équation de la pression discrétisée qui doit être résolue :

$$A_p(i, j)P^{n+1}(i, j) = A_E(i, j)P^{n+1}(i+1, j) + A_W(i, j)P^{n+1}(i-1, j) + A_N(i, j)P^{n+1}(i, j+1) + A_S(i, j)P^{n+1}(i, j-1) + b^P(i, j) \quad \text{Eq II_47}$$

$$b^P(i, j) = \left[\hat{U}(i-1, j) - \hat{U}(i, j) \right] \Delta Y(j) + \left[\hat{V}(i, j-1) - \hat{V}(i, j) \right] \Delta X(i) \quad \text{Eq II_48}$$

➤ **Étape 04 :**

Considérer le champ de pression obtenu comme une estimation P^* et résoudre les équations de quantités de mouvement discrétisées pour obtenir U^* et V^* .

$$A_p(i, j)U^*(i, j) = A_E(i, j)U^*(i+1, j) + A_W(i, j)U^*(i-1, j) + A_N(i, j)U^*(i, j+1) + A_S(i, j)U^*(i, j-1) + [P^*(i, j) - P^*(i+1, j)] \Delta Y(j) + b^U(i, j) \quad \text{Eq II_49}$$

$$A_p(i, j)V^*(i, j) = A_E(i, j)V^*(i+1, j) + A_W(i, j)V^*(i-1, j) + A_N(i, j)V^*(i, j+1) + A_S(i, j)V^*(i, j-1) + [P^*(i, j) - P^*(i, j+1)] \Delta X(i) + b^V(i, j) \quad \text{Eq II_50}$$

➤ **Étape 05 :**

Les champs corrects de vitesse et de pression sont donnés comme :

$$U(i, j) = U^*(i, j) + U'(i, j) \quad \text{Eq II_51}$$

$$V(i, j) = V^*(i, j) + V'(i, j) \quad \text{Eq II_52}$$

Où : $P(i, j), U(i, j), V(i, j)$ sont respectivement les corrections des champs, $U^*(i, j), V^*(i, j)$

Calculer le terme b de l'équation de correction de pression et résoudre cette équation pour obtenir P' .

En substituant les relations (Eq II_51) et (Eq II_52) dans les équations (Eq II_35) et (Eq II_37) et en soustrayant les équations (Eq II_49) et (Eq II_50), nous obtenons :

$$A_p(i, j)U'(i, j) = A_E(i, j)U'(i+1, j) + A_W(i, j)U'(i-1, j) + A_N(i, j)U'(i, j+1) + A_S(i, j)U'(i, j-1) + [P'(i, j) - P'(i+1, j)] \Delta Y(j) \quad \text{Eq II_53}$$

$$A_p(i, j)V'(i, j) = A_E(i, j)V'(i+1, j) + A_W(i, j)V'(i-1, j) + A_N(i, j)V'(i, j+1) + A_S(i, j)V'(i, j-1) + [P'(i, j) - P'(i, j+1)] \Delta X(j) \quad \text{Eq II_54}$$

➤ **Étape 06 :**

La détermination des corrections des vitesses $U'(i, j)$ et $V'(i, j)$ depuis les équations (Eq II_53) et (Eq II_54) est compliquée, donc ces deux équations peuvent être approximées par les deux équations suivantes :

$$A_p(i, j)U'(i, j) = [P'(i, j) - P'(i+1, j)]\Delta Y(j) \quad \text{Eq II_55}$$

$$A_p(i, j)V'(i, j) = [P'(i, j) - P'(i, j+1)]\Delta X(j) \quad \text{Eq II_56}$$

Donc :

$$U'(i, j) = [P'(i, j) - P'(i+1, j)]P_U(i, j) \quad \text{Eq II_57}$$

$$V'(i, j) = [P'(i, j) - P'(i, j+1)]P_V(i, j) \quad \text{Eq II_58}$$

On remplace les deux équations (Eq II_57) et (Eq II_58) dans les équations (Eq II_51) et (Eq II_52), nous avons :

$$U(i, j) = [P'(i, j) - P'(i+1, j)]P_U(i, j) + U^*(i, j) \quad \text{Eq II_59}$$

$$V(i, j) = [P'(i, j) - P'(i, j+1)]P_V(i, j) + V^*(i, j) \quad \text{Eq II_60}$$

➤ **Étape 07 :**

Remplaçons les deux équations (Eq II_59) et (Eq II_60) dans l'équation discrétisée de continuité (Eq II_46), toutes les vitesses estimées vont s'éliminer pour obtenir l'équation discrétisée de correction de pression suivante :

$$A_p(i, j)P'(i, j) = A_E(i, j)P'(i+1, j) + A_W(i, j)P'(i-1, j) + A_N(i, j)P'(i, j+1) \\ + A_S(i, j)P'(i, j-1) + b^p(i, j) \quad \text{Eq II_61}$$

Avec :

$$A_E(i, j) = P_U(i, j)\Delta Y(j) \quad \text{Eq II_62}$$

$$A_W(i, j) = P_U(i-1, j)\Delta Y(j) \quad \text{Eq II_63}$$

$$A_N(i, j) = P_V(i, j)\Delta X(i) \quad \text{Eq II_64}$$

$$A_S(i, j) = P_V(i, j-1)\Delta X(i) \quad \text{Eq II_65}$$

$$A_p(i, j) = A_E(i, j) + A_W(i, j) + A_N(i, j) + A_S(i, j) \quad \text{Eq II_66}$$

$$b^p(i, j) = \left[\hat{U}(i-1, j) - \hat{U}(i, j) \right] \Delta Y(j) + \left[\hat{U}(i, j-1) - \hat{U}(i, j) \right] \Delta X(i) \quad \text{Eq II_67}$$

- **Étape 08** : Résoudre l'équation algébrique discrétisée d'énergie pour obtenir le champ de température θ (Eq II_39).
- **Étape 09** : Considérer le champ de vitesses comme une nouvelle estimation des vitesses et retourner à l'étape (2) jusqu'à l'obtention de la convergence.

II.4.2.4.2 Méthode de résolution

Le résultat de la discrétisation est un système d'équations non linéaire car les coefficients qui apparaissent dans l'équation de discrétisation dépendent des variables elles-mêmes. Pour notre cas, nous utilisons la méthode de solution par balayage (Sweeping) dite ligne by ligne expliquée par (**Patankar, 1980**), avec l'algorithme de Thomas, qui est appelé aussi **TDMA** (**Tri Diagonal Matrix Algorithm**)

L'équation algébrique (Eq II_35) peut être écrite sous forme unidimensionnelle qui contient seulement trois inconnus $\varphi^{n+1}(i, j)$, $\varphi^{n+1}(i, j+1)$ et $\varphi^{n+1}(i, j-1)$ comme suit :

$$A_P(i, j)\varphi^{n+1}(i, j) = A_N(i, j)\varphi^{n+1}(i, j) + A_S(i, j)\varphi^{n+1}(i, j) + b(i, j) \quad \text{Eq II_68}$$

Avec :
$$b(i, j) = A_E(i, j)\varphi^{n+1}(i+1, j) + A_W(i, j)\varphi^{n+1}(i-1, j) + b'(i, j) \quad \text{Eq II_69}$$

Pour résoudre le système d'équations (Eq II_61) au point i , on a :

$$a_j\varphi_j = b_j\varphi_{j+1} + c_j\varphi_{j-1} + d_j \quad \text{Eq II_70}$$

La relation de récurrence pour φ_j est donnée par :

$$\varphi_j = P_j\varphi_{j+1} + Q_j \quad \text{Eq II_71}$$

Calculons φ_{j-1} :

$$\varphi_{j-1} = P_{j-1}\varphi_j + Q_{j-1} \quad \text{Eq II_72}$$

En substituant l'équation (Eq II_72) dans (Eq II_70), on obtient :

$$a_j\varphi_j = b_j\varphi_{j+1} + c_j(P_{j-1}\varphi_j + Q_{j-1}) + d_j \quad \text{Eq II_73}$$

En réarrangeant cette équation, les coefficients P_j et Q_j s'obtient comme suit :

$$P_j = \frac{b_j}{a_j - c_j P_{j-1}}; Q_j = \frac{d_j - c_j P_{j-1}}{a_j - c_j P_{j-1}} \quad \text{Eq II_74}$$

L'algorithme de Thomas se résume comme suit (**Patankar, 1980**)

1. Calculer les quantités P_1 et Q_1 par :

$$P_1 = \frac{b_1}{a_1} \text{ et } Q_1 = \frac{d_1}{a_1}$$

2. Utiliser les relations (Eq II_74) pour obtenir les quantités P_j et Q_j pour $j = 1, 2, 3, \dots, JL$.
3. Poser $\varphi_{jl} = Q_{jl}$

Utiliser l'équation (Eq II_71) pour $j = JL - 1, JL - 2, \dots, 3, 2, 1$ pour obtenir $\varphi_{jl-1}, \varphi_{jl-2}, \varphi_{jl-3}, \dots, \varphi_3, \varphi_2, \varphi_1$.

II.4.2.4.3 Critère de convergence

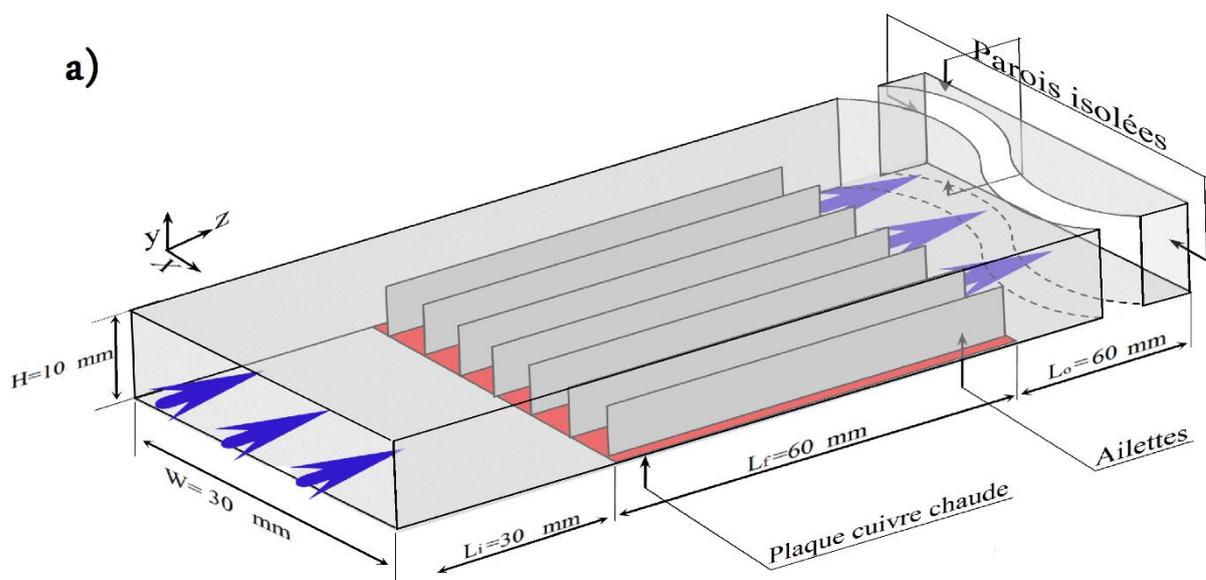
Le critère de convergence a été basé sur la valeur résiduelle des variables calculées, la conservation de la masse, composantes de la vitesse et de l'énergie, pour vérifier l'atteinte du régime permanent (stationnaire) pour arrêter le calcul. La convergence est vérifiée lorsque le bilan global de la chaleur et de la matière soit satisfait, c'est-à-dire lorsque l'écart de températures et les composantes de vitesse entre deux itérations est inférieur à 10^{-5} . A ce stade, le débit à l'entrée égal au débit à la sortie du canal.

II.5 CONFIGURATION 3D

II.5.1 Description du problème

Avant de réaliser les simulations numériques, nous créons le modèle géométrique à l'aide du logiciel GAMBIT. Nous avons choisi une modélisation en 3D dans le but d'étudier le transfert convectif dans un canal horizontal contenant des ailettes. Le dessin schématique du réseau d'ailettes et le domaine de calcul utilisé pour des simulations numériques sont présentés dans la figure II_3.a. La section d'essai contenant une plaque inférieure rectangulaire chauffée, Il se compose de $0.5 \times 30 \times 60$ mm de cuivre, des ailettes (en aluminium) ayant une longueur $L_f = 60$ mm de longueur de la plaque chauffante, une hauteur H_f , et d'épaisseur $e_f = 0.1$ mm, l'espace entre les ailettes est S (figure II_3.b). Les ailettes sont fixées à la plaque de cuivre par des rainures longitudinales de 0.1 mm de large et 0.25 mm de profondeur. La région d'entrée du canal non chauffée est de 30 mm de longueur, la section d'essai comportant une plaque chauffée en cuivre et des ailettes longitudinales rectangulaires de 60 mm et la région de sortie non chauffée est de 60 mm. Les parois du canal sont isolées, le nanofluide Al_2O_3 (fluide de refroidissement) est forcée à s'écouler à travers le canal avec une vitesse U_0 et une température T_0 .

A cause de la symétrie suivant x (voir figure II_3.b), nous avons opté pour effectuer les simulations sur le domaine de calcul qui présenter sur la figure II_3.c. En diminuant le nombre de mailles, nous avons ainsi réduit le temps de calcul.



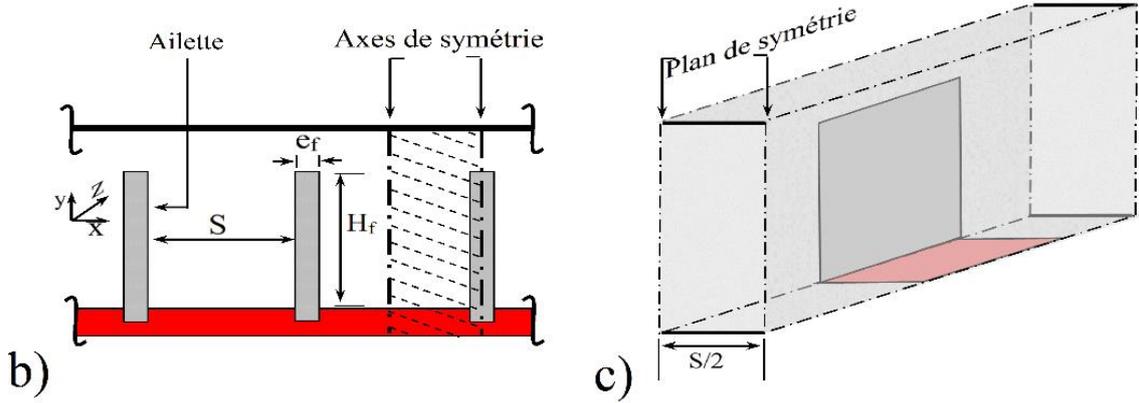


Figure II_3. Schéma d'une rangée d'ailettes et le domaine de calcul.

II.5.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Les champs de température et de vitesse dans le domaine de calcul sont gouvernés par les équations de conservation de la masse, du mouvement, et de l'énergie pour le fluide, avec une équation de conduction 3D pour les ailettes et la plaque de base, qui sont données ci-dessous.

✓ Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{II}_75$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] \quad \text{II}_76$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g (T - T_0) \right] \quad \text{II}_77$$

✓ Equation de la quantité de mouvement suivant z :

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \right] \quad \text{II}_78$$

✓ Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad \text{II}_79$$

✓ Équation de conduction de chaleur pour l'ailette et la plaque de base :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad \text{II_80}$$

II.5.3 Présentation du code de calcul

Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulement de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STAR-CD, TRIO, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, N3S, CFDS-FLOW3D ...).

Le code de calcul "FLUENT" est commercialisé par le groupe FLUENT. Ce groupe est actuellement l'un des pôles de compétences en mécanique des fluides numérique les plus importants. Il développe et commercialise une solution complète sous forme de logiciels de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) généralistes qui simulent tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques pour toute l'industrie. Les produits et services proposés par le groupe "FLUENT" aident les ingénieurs à développer leurs produits, à optimiser leur conception et à réduire leurs risques.

Ce code est largement utilisé dans l'industrie mécanique, aéronautique, automobile et offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation. Le logiciel "FLUENT" modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout logiciel du type CFD, de trois éléments clés qui sont : le pré-processeur, le solveur et le post-processeur. Nous détaillons ci-dessous ces trois éléments.

II.5.3.1 Pré - processeur "GAMBIT"

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées, au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul, se fait également à ce niveau.

II.5.3.2 Solveur "FLUENT"

Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. La méthode utilisée est la méthode des volumes finis. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations continues sur chaque volume de contrôle. Le théorème d'Ostrogradski est utilisé pour transformer certaines intégrales de volume en intégrales de surface,
- Discrétisation en espace (pour les écoulements non permanents) des équations : substitution des dérivées partielles par des approximations en différences finies ; transformation du système d'équations en système algébrique,
- Résolution du système algébrique par un processus itératif ; utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

II.5.3.3 Post-processeur "FLUENT"

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, ligne de courant ...etc.).

II.5.4 Maillage

Le choix du maillage est une étape cruciale de la simulation numérique. Il est donc important de bien choisir un maillage s'adaptant au mieux aux problèmes considérés. GAMBIT est un logiciel utilisé pour construire la géométrie, générer le maillage, et définir les frontières appropriées au système considéré (interfaces, parois rigides, fluide etc.). GAMBIT peut utiliser différents types de maillages, à savoir : des maillages structurés, non structurés et hybrides (combinaison géométrique d'éléments de différentes natures).

Pour notre cas, on a choisi un maillage tridimensionnel structuré hexaédrique (quadra / hexa), dans ce cas de maillage l'écoulement est aligné avec le maillage. Un raffinement au niveau de la couche limite, au voisinage de l'ailette a été pris en considération pour distinguer les différents aspects de l'écoulement à ces endroits et pour capter les forts gradients des grandeurs physiques recherchées. Un maillage relâché est adopté loin de la surface du bloc chaud et l'ailette là où les gradients sont moins importants.

Il existe deux méthodes possibles pour réaliser le maillage sur GAMBIT ; Soit avoir un volume et le mailler régulièrement sans avoir maillé les arêtes, soit mailler partie par partie, c'est-à-dire utiliser le maillage défini sur les lignes pour mailler les surfaces et par la suite les volumes. C'est le deuxième type de maillage que nous avons choisi.

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

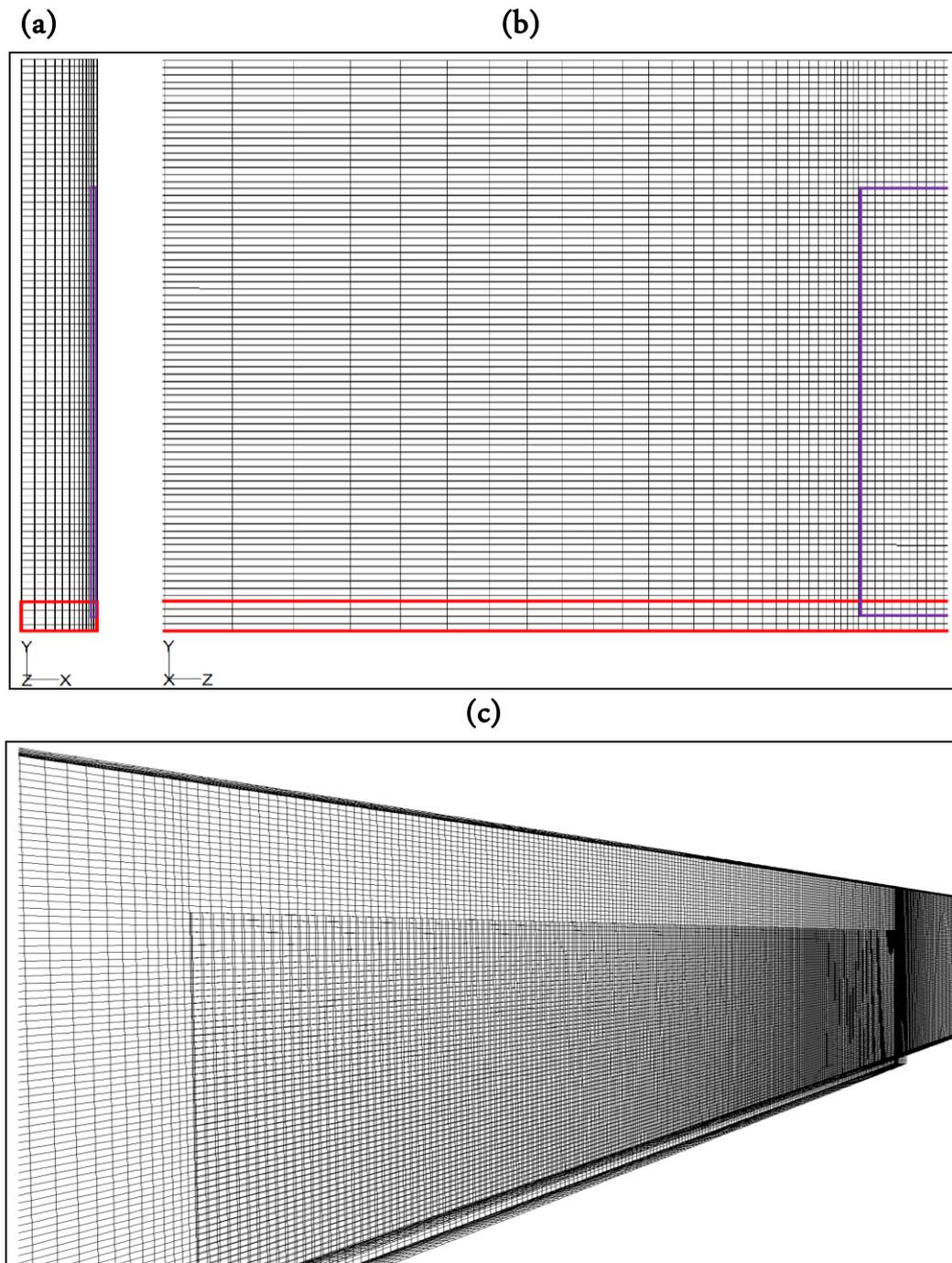


Figure II_4. Détails du maillage utiliser sur (a) le plan x-y, (b) le plan y-z, et (c) en 3D

II.5.5 Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies pour définir un problème qui résulte en une solution unique, et de prendre en compte les événements qui sont extérieurs au domaine ou se produisent à la frontière du domaine mais qui influencent ce qui se passe dedans.

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

- Puisque nous limitons le domaine de calcul, la première condition aux limites de l'axe du système est une condition "*symmetry*" qui est appliquée au niveau des surfaces droite et gauche.
- La deuxième condition limite "*velocity inlet*" correspond à une vitesse imposée à l'entrée du domaine,
- La troisième condition aux limites au niveau de l'ailette, la plaque de cuivre, et les isolants en haut et en bas sont du type "*wall*". C'est une condition de flux de quantité de mouvement nul. La vitesse est tangente à la paroi pour les cellules de voisinage,
- La quatrième condition "*out flow*" est utilisée lorsque l'écoulement est pleinement développé. Elle assure un gradient de vitesse nul suivant la normale. Cette condition n'est pas appropriée aux écoulements compressibles.

Les équations qui expriment les conditions aux limites pour le champ dynamique et le champ thermique sont indiquées ci-dessous :

Vitesse et température uniforme à l'entrée du canal :

$$u = v = 0, \quad w = w_o, \quad T = T_0 \quad \text{Eq II_81}$$

À la sortie du canal :

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad \text{Eq II_82}$$

À la paroi supérieure adiabatique :

$$u = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{Eq II_83}$$

À l'axe de symétrie :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{Eq II_84}$$

À la plaque de base (chauffée) :

$$k_s \frac{\partial T}{\partial y} = q_0 \quad \text{Eq II_85}$$

Les points de contact solide-fluide doit maintenir la continuité du flux de chaleur et la température de telle sorte que,

$$k_s \frac{\partial T}{\partial \eta} = k_{nf} \frac{\partial T}{\partial \eta} \quad \text{Eq II_86}$$

Dans les équations ci-dessus, k_s, k_{nf} sont les conductivités thermiques de la surface de paroi solide et le fluide à proximité de la surface, respectivement, q_0 représente le flux de chaleur appliqué à la plaque de base.

Après vérification du maillage, nous exportons le fichier depuis le préprocesseur GAMBIT vers le solveur FLUENT en format "*msh*" afin d'effectuer les simulations numériques tout en discrétisant les équations qui gouvernent l'écoulement.

II.5.6 Résolution numérique

La façon d'obtenir une solution convergée est un des éléments essentiels de prédiction d'écoulement au moyen des codes CFD. Le code "FLUENT" propose différentes techniques pour accélérer le processus de convergence. Nous avons recours à plusieurs techniques décrites ci-dessous :

II.5.6.1 Critère de convergence

Si les équations de transport discrétisées sont résolues exactement, les deux membres de ces équations seront certainement égaux. Cependant, puisque les équations associées sont non linéaires et couplées et exigent une solution itérative, un déséquilibre ou résidu peuvent exister entre les deux membres de l'équation discrétisée. Le résiduel pour la variable φ dans chaque volume de contrôle est défini comme suit :

$$R_\varphi = a_p \varphi_p - \sum_i a_i \varphi_i - S \quad \text{Eq II_87}$$

Si le calcul converge complètement la valeur de R_φ tend vers zéro.

La convergence de la résolution itérative est contrôlée par l'évolution des résidus au cours des itérations ainsi que par l'évolution des valeurs individuelles de chaque variable. Dans le cadre de ce travail, la valeur de critère de convergence spécifiée est 10^{-4} pour la continuité, et 10^{-7} pour les vitesses et la température.

II.5.6.2 Facteurs de sous-relaxation

La sous-relaxation est nécessaire pour assurer la convergence totale des calculs à une solution, parce que les équations sont fortement couplées et non linéaires. Quand des valeurs appropriées de sous-relaxation sont utilisées, de grandes variations des variables sont évitées. En outre, elle donne un moyen pour égaliser les taux de convergence des diverses équations couplées. Donc les deux principales sources d'instabilité dans la solution des équations sont ainsi commandées par la technique de sous-relaxation.

Rappelons ici que dans le code FLUENT la méthode de Gauss-Seidel est contrôlée par un coefficient de sous-relaxation α :

$$\varphi^{(k)} = \varphi^{(k-1)} + \alpha \Delta \varphi \quad \text{Eq II_88}$$

Où (k) représente l'avancement des itérations successives, et $\Delta \varphi$ la différence entre les résultats des deux itérations $(k-1)$ et (k) .

Dans notre cas, les valeurs de sous-relaxation utilisée pour accélérer la convergence sont présentées dans le tableau suivant :

	Pression	Quantité de mouvement	Energie	Densité	Forces de volume
Modèle laminaire	0.3	0.7	1	1	1

II.6 Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons élaboré les hypothèses considérées dans notre travail. Le but aussi était de présenter la géométrie et la formulation du problème en commençant par détailler les méthodes utilisées dans la création et la génération du maillage du domaine physique pour les deux configurations 2D et 3D. Par la suite, nous avons présenté la résolution numérique des équations qui régissent l'écoulement de notre cas d'étude.

Chapitre III

Résultats et discussion : Configuration 2D.

(Canal horizontal contenant des ailettes)

Sommaire

III.1	Introduction.....	70
III.2	Paramètres géométriques et physiques	70
III.3	L'effet de maillage sur la solution numérique	70
III.4	Validation du code de calcul.....	71
III.5	Résultats et discussions	73
III.5.1	Les effets du nombre de Reynolds et de la fraction volumique solide	73
III.5.2	Les effets de nombre de Richardson et de la fraction volumique solide	82
III.5.3	L'effet du type de nanofluides.....	88
III.5.4	L'effet de la distance de séparation des ailettes	93
III.6	Conclusion.....	97

III.1 INTRODUCTION

L'objectif de cette partie consiste à déterminer l'influence de certains paramètres sur la performance de refroidissement avec nanofluide par convection mixte des ailettes, montées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal maintenu à une température constante.

Nous avons utilisé particulièrement, au niveau de cette expérimentation numérique le code maison Fortran pour résoudre les deux équations de conservation (Eq II_12→13) et l'équation d'énergie (Eq II_16), avec les conditions aux limites (Eq II_17→20).

Nous présentons, dans cette étude, l'effet du maillage sur la solution numérique, ensuite nous allons passer à la validation de notre code de calcul, et vérifier que les résultats numériques obtenus à partir de ce programme sont en parfait accord avec ceux obtenus par d'autres équipes de recherche, pour faire une étude paramétrique dans le but de voir l'influence et l'effet de certains paramètres sur la nature de l'écoulement et le transfert de chaleur.

Les résultats de nos simulations numériques sont présentés par les champs thermiques et hydrodynamiques, les profils des températures ainsi que les coefficients de transfert de chaleur sont visualisés graphiquement en fonction du nombre de Reynolds et Richardson, ensuite les types et la fraction volumique solide de nanofluide, et aussi l'espacement entre les ailettes.

III.2 PARAMETRES GEOMETRIQUES ET PHYSIQUES

En se référant à la figure(II_1), les paramètres géométriques adimensionnés par la hauteur H sont donnés comme suit :

$L/H=16$, $L_i/H = 2$, $L_e/H = 9.4$, $h/H = 0.4$, $w/H = 0.25$, $d/H = 2$; avec $H=2$ cm et une différence de température de $\Delta T= T_s - T_0 = 10$ K, le nombre de Grashof sera égal à $Gr=10^4$.

III.3 L'EFFET DU MAILLAGE SUR LES SOLUTIONS NUMERIQUE

Différents maillages non uniformes sont pris en considération dans cette étude, pour examiner l'indépendance du maillage et pour assurer l'exactitude et la fiabilité de la solution numérique avant de passer aux calculs, nous avons considéré cinq maillages différents, 212×82 , 322×82 , 392×92 , 452×102 et 602×122 nœuds.

Le test du maillage a été fait sur les nombres de Nusselt moyens des trois ailettes à différentes valeurs de Reynolds ($Re= 5,10$), $Ri = 10$, $Pr=0.72$ et pour un nanofluide Al_2O_3 -eau.

D'après le table III_1, nous constatons que le nombre de Nusselt moyen devient insensible au nombre de nœuds à partir de la grille 452×102 , pour les trois ailettes, alors que l'écart entre les valeurs de Nusselt moyen pour les trois premiers maillages est légèrement différent. De ce fait, nous avons opté pour le maillage 452×102 nœuds pour tous nos calculs, pour obtenir d'une manière qualitative des résultats précis avec un minimum du temps de calcul.

Tableau III_1. Étude de l'indépendance de maillage à $Ri = 10$, $Re = 100$ et $\phi = 0.05$ (Al_2O_3 -eau nanofluide).

		212×82	322×82	392×92	452×102	602×122
Re=5	$Nu_{moy,aillette1}$	1.805125	1.659087	1.531524	1.423899	1.423882
	$Nu_{moy,aillette2}$	1.352415	1.215204	1.122261	1.043705	1.043676
	$Nu_{moy,aillette3}$	1.087150	0.982071	0.911552	0.851644	0.851423
Re=100	$Nu_{moy,aillette1}$	6.934568	5.577201	5.249086	4.978142	4.978142
	$Nu_{moy,aillette2}$	6.461803	5.343400	5.034180	4.851758	4.851785
	$Nu_{moy,aillette3}$	5.792335	4.875400	4.598873	4.432589	4.432139

III.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Afin d'obtenir l'exactitude de nos résultats, la validation préalable de notre code de calcul est nécessaire, car elle permet de lui donner plus de crédibilité. Le code numérique a été validé avec les résultats numériques de **Pishkar et Ghasemi (2012)**, la géométrie du problème étudiée par ceux derniers et représentée dans la figure III_1.

Une comparaison a été faite entre les profils de la vitesse adimensionnelle (figure III_2) en fonction de Y , dans la section du milieu entre deux ailettes montées sur la paroi inférieure maintenue à une température constante, d'un canal horizontal, refroidis avec un nanofluide Cu-eau, en convection mixte, laminaire, avec Reynolds ($Re=5, 50, 100$) et $\phi = 0,03$.

D'après la figure III_2, on constate qu'il y a un bon accord entre les résultats obtenus dans le présent travail et ceux de **Pishkar et Ghasemi (2012)**, ce qui nous réconforte dans la fiabilité de notre code de calcul.

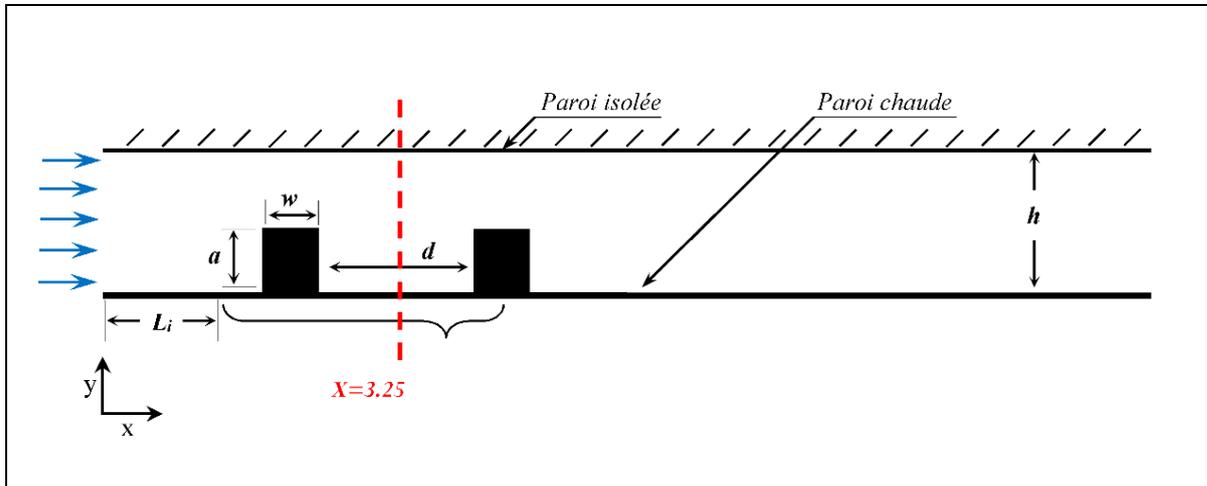


Figure III_1. Géométrie considérée pour la validation (**Pishkar et Ghasemi, 2012**)

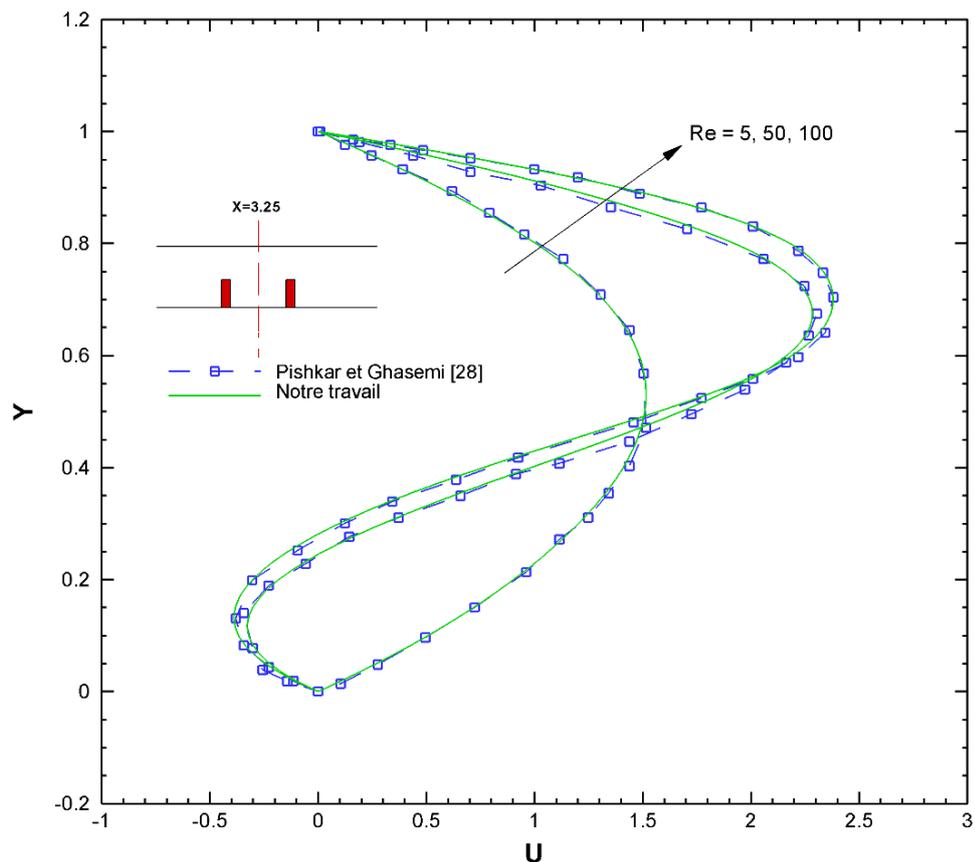


Figure III_2. Validation du présent code avec les résultats numériques de **Pishkar et Ghasemi (2012)** pour les profils de vitesse dans la section du milieu entre deux ailettes égales montées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal, à $Re = 5, 10, 100$, et $\phi = 0,03$.

III.5 RESULTATS ET DISCUSSIONS

III.5.1 Les effets de nombre de Reynolds et de la fraction volumique solide

Pour avoir des détails importants de l'effet de Reynolds et la fraction volumique solide sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique, les lignes de courant (en haut) et les isothermes (en bas) pour la nanofluide AL_2O_3 -eau ($\phi = 0,05$) et de l'eau pure sont présentées sur la figure III_3 pour différents nombres de Reynolds ($Re = 5, 10, 50, 100$).

Ces lignes attirent notre attention que la présence de l'obstacle (ailette) provoque un encombrement des lignes de courant dans le coin amont, et il peut être observé des zones de recirculation en aval des ailettes, pour fluide pur et nanofluide, à différents nombres de Reynolds. Les lignes de courant montrent également que l'augmentation du nombre de Reynolds fait une évolution remarquable sur la structure d'écoulement, et les vortex qui se forment derrière les ailettes deviennent plus grandes et plus fort. Le fort vortex au nombre de Reynolds élevé améliore le transfert de chaleur à partir de surfaces $C_1D_1, A_2B_2, C_2D_2, A_3B_3$ et les parois entre les ailettes.

Une comparaison des lignes de courant entre nanofluide ($\phi = 0,05$) et le fluide de base est réalisée pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, comme représenté sur la figure III_3. Pour $Re = 5$, Il n'y a pas de différence significative entre les lignes de courant de nanofluide et l'eau pure. On peut voir l'impact de la présence de nanoparticules sur les lignes de courant chaque fois que le nombre de Reynolds augmente ; dans ce cas, le fluide pur est associé à un plus grand vortex derrière les ailettes que pour le nanofluide ; la raison de ce comportement peut être expliquée par une plus grande densité et de la viscosité dynamique de la nanofluide, c'est-à-dire, l'existence des nanoparticules motive la viscosité dynamique effective de la nanofluide. Nous notons aussi que la présence de nanoparticules dans l'eau favorise et réduit l'intensité du champ d'écoulement par rapport au cas de l'eau pure.

Cette analyse de la structure de l'écoulement est confirmée par la figure III_4, qui montre les vecteurs de vitesse pour différentes valeurs du nombre de Reynolds ($Re=5, 10, 50, 100$) et $Ri=10$. On observe que les champs d'écoulement commencent par un profil de vitesse uniforme à une allure parabolique à l'entrée du canal jusqu'à la 1^{ère} ailette ; près, la vitesse de fluide s'élever, indiquant que les vitesses maximales se localisent

essentiellement dans la région près des blocs chauffés, c'est-à-dire au voisinage des ailettes, dans cette région, le fluide chaud accéléré renforce le transfert de chaleur par convection. Quand on met en évidence les zones en aval de chaque ailette, on voit qu'aux faibles valeurs de Reynolds ($Re=5$ et 10), l'écoulement présente une allure des vitesses parabolique. Cependant, au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente ($Re = 50$ et 100), l'écoulement présente des vitesses négatives pour la zone de recirculation dans le sens des aiguilles d'une montre au-dessus et au côté gauche des ailettes, et des vitesses positives en à proximité de la paroi supérieure du canal.

Ceci peut être illustré plus clairement sur la figure III_5, où la vitesse U horizontale dans la partie médiane (à $X = 3,2$) entre les ailettes est présentée, pour nanofluide Al_2O_3 -eau ($\phi = 0,05$) et l'eau pure ($\phi = 0$) à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$. On peut voir qu'aux faibles valeurs de Reynolds, la vitesse est toujours positive. Cependant, comme le nombre de Reynolds augmente, la vitesse d'écoulement devient négative, ceci est une indication d'inversion du courant.

La figure III_5 montre aussi la différence entre la vitesse de la nanofluide et l'eau pure, qui est négligeable à faible Re , cette différence, cependant, devient perceptible, au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente.

En consultant la même figure III_3 qui présente les contours des isothermes pour différents nombres de Reynolds. On remarque qu'à faibles nombres de Reynolds, la conduction est le mécanisme dominant de transfert de chaleur, par conséquent, les isothermes étirées au-dessus des ailettes et étendant à occuper une partie considérable de canal, Nous pouvons également observer une stratification de la température de chaque côté des ailettes. Pour $Re=10$ cette extension des isothermes se réduit un peu. Lorsque Re est augmenté, la convection devient le mécanisme dominant, et les isothermes se propagent et se pressaient contre l'écoulement près du coin inférieur en aval des ailettes dues aux influences de la recirculation tournant en sens horaire, et le fort débit d'entrée froid pousse les isothermes qui tendent à devenir horizontales et fournit une bonne évacuation de fluide chaud en dehors du canal.

La comparaison entre les isothermes de la nanofluide et l'eau pure montre qu'en chaque point de canal, la température de nanofluide est supérieure à (celle) de l'eau pure. Elle est due à la conductivité thermique plus élevée de la nanofluide.

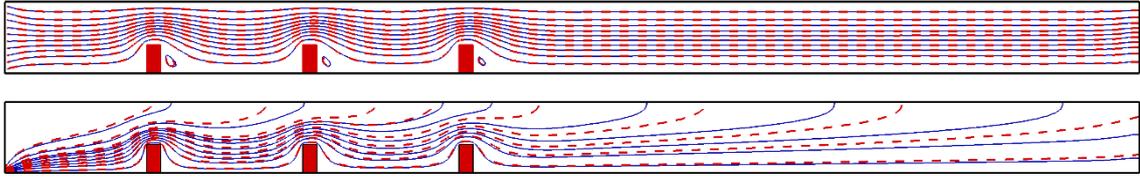
La figure III_6 illustre la variation de profil de la température adimensionnelle en ligne médiane (à $Y=0.5$) sur la longueur de canal pour nanofluide Al_2O_3 -eau $\phi = 0,05$ et l'eau pure à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$. Elle nous montre bien que le profil de la température est en forme d'escalier, c'est-à-dire que la température croît à partir de la première ailette jusqu'au troisième. À faibles nombres de Reynolds, où la vitesse du fluide est faible, le fluide a assez de temps pour échanger la chaleur avec les ailettes et la paroi inférieure, par conséquent, la température augmente à partir du début du canal, et les ailettes présentent des effets significatifs sur la température de la ligne médiane. Après les ailettes, la température du fluide augmente avec une pente constante. D'autre part, à Re élevé, la vitesse du fluide est élevée et les effets des surfaces chaudes sur la température de fluides diminuent. La figure confirme bien que lorsque le nombre de Reynolds augmente, la température diminue, et que les températures au niveau des ailettes sont proches l'une de l'autre, à l'exception de la deuxième ailette en raison de l'influence de la recirculation en amont et en aval de cette ailette. Dans ce cas, la température augmente quand il atteint les ailettes et il diminue à nouveau après avoir passé les ailettes.

En raison de la conductivité thermique élevée de nanofluide, la température de nanofluide à la ligne médiane est plus élevée que le fluide pur pour les toutes les valeurs nombres de Reynolds.

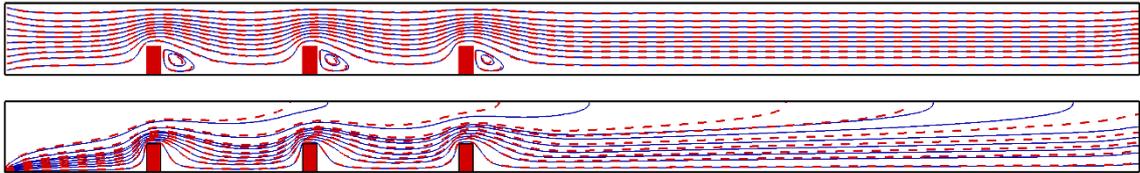
Figure III_7 présente le nombre de Nusselt local autour des trois ailettes pour le nanofluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0,05$) à différents nombres de Reynolds et $Ri = 10$. D'après la figure, on remarque que le maximum du transfert de chaleur se situe au coin gauche supérieur de chaque ailette. À faibles nombres de Reynolds, des différences négligeables entre les taux de transfert de chaleur des trois ailettes sont observées, ceci est dû de la conduction qui est le régime dominant, et il n'y a pas de différence significative entre le transfert de chaleur des ailettes. Comme le nombre de Reynolds augmente, la vitesse d'entrée élevée de nanofluide froid provoque à augmenter le coefficient de transfert de chaleur convectif et également le transfert de chaleur. On peut voir aussi que le transfert de chaleur des ailettes devient plus important sur la surface avant des ailettes (AB) en particulier sur la première ailette que celui du 2^{ème} et la 3^{ème}, ceci est dû au fait que la première ailette est située près de l'entrée du canal, où la vitesse élevée du nanofluide.

Les effets de la fraction volumique solide ϕ (nanofluide Al_2O_3 -eau)) sur le profil de nombre de Nusselt moyen au niveau de chaque ailette à différents nombres de Reynolds sont présentés sur la figure III_8. Pour toutes les ailettes et à différentes valeurs du nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que la fraction volumique solide augmente, ce qui contribue sur l'augmentation de la conductivité thermique et également le transfert d'énergie. La figure montre aussi que le nombre de Nusselt moyen devient plus important sur la première ailette que celui du 2^{ème} et la 3^{ème}, ceci est dû au fait que la température du fluide augmente lors de son passage à travers la première ailette. Cela provoque une diminution du gradient thermique autour de la 2^{ème} et la 3^{ème} ailette. Pour la première ailette, les résultats montrent que les effets de ϕ sont plus visibles à faible nombre de Reynolds où le transfert de chaleur est principalement dû à la conduction. En revanche, pour la deuxième et la troisième ailette, les effets de ϕ sont plus perceptibles aux nombre de Reynolds élevé où la convection est le mécanisme de transfert de chaleur principal.

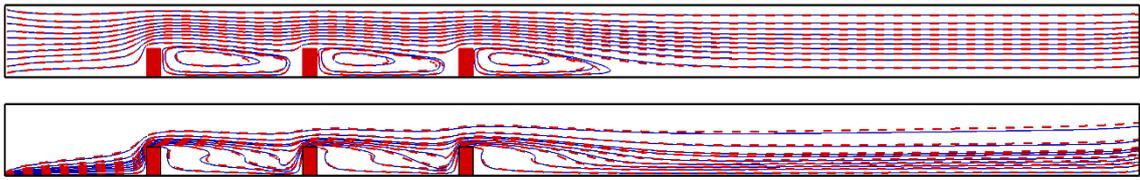
Re = 5



Re = 10



Re = 50



Re = 100

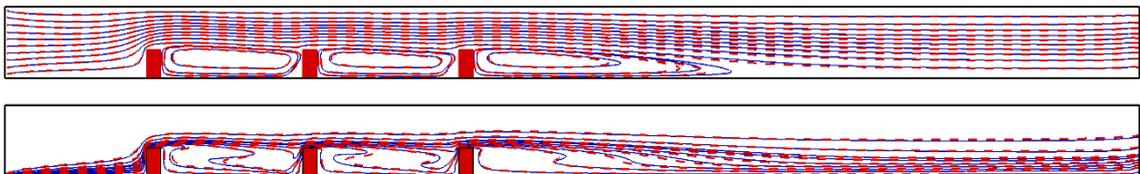


Figure III_3. Lignes de courant (en haut) et isothermes (en bas) pour Al_2O_3 nanofluide (---) et de l'eau pure (—) à différents nombres de Reynolds et $Ri = 10$.

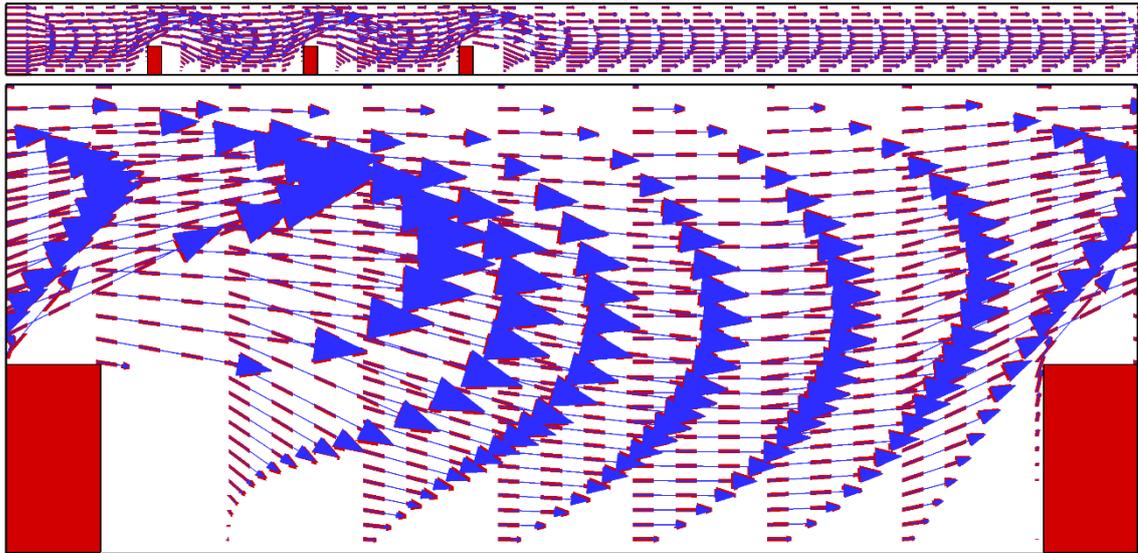
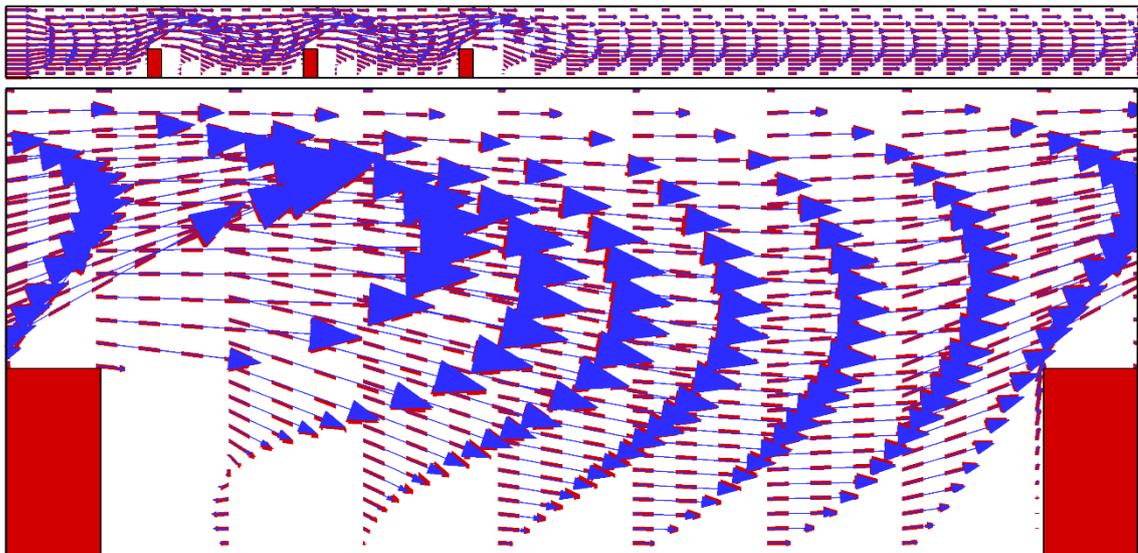
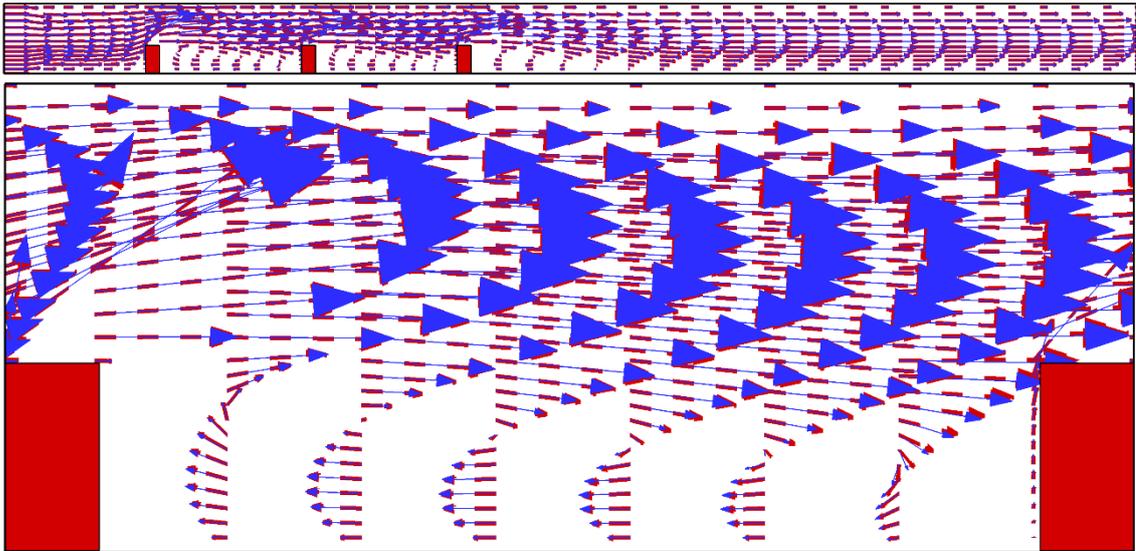
Re = 5**Re =10**

Figure III_4. Vecteurs de vitesse (en haut), et vue partiellement agrandie de vecteurs de vitesse (en bas) pour nanofluide Al_2O_3 -eau à $\phi = 0,05$ (- - -) et de l'eau pure (—) pour différents valeurs du nombre de Reynolds ($\text{Re} = 5, 10, 50, 100$) et $\text{Ri} = 10$.

$Re = 50$



$Re = 100$

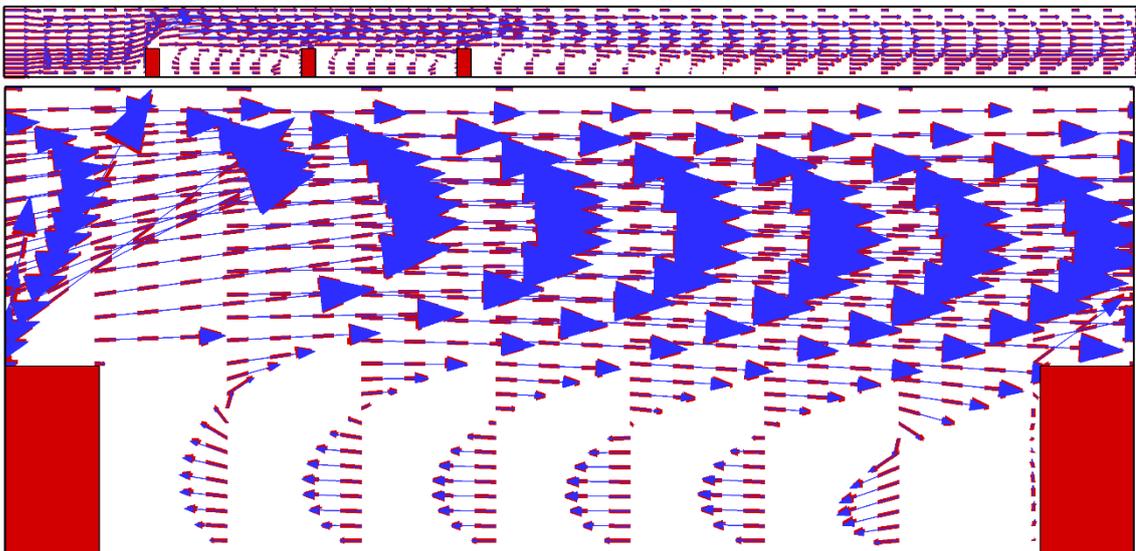


Figure III_4 (suite).

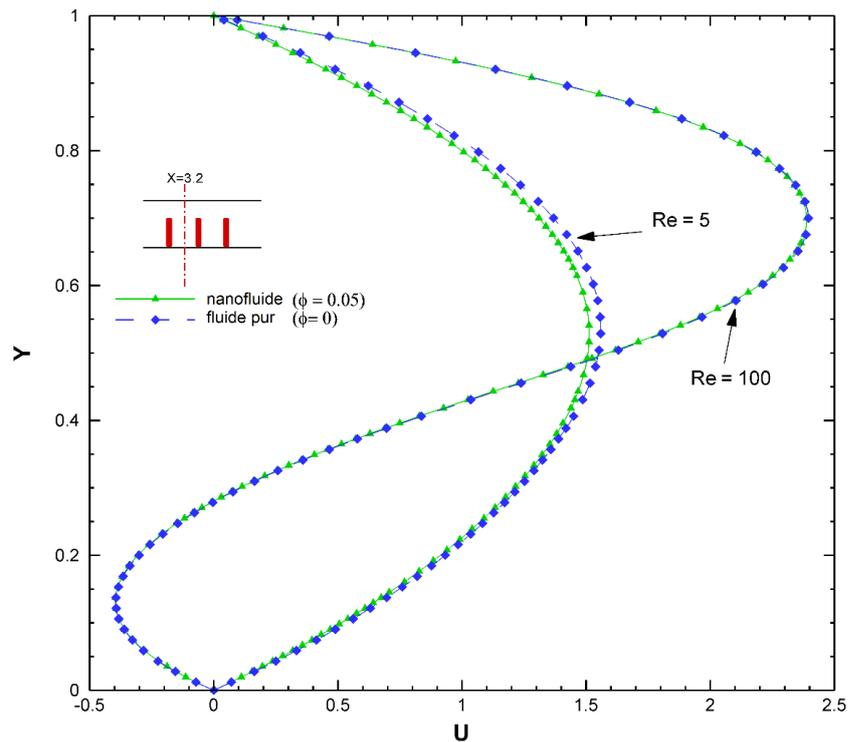


Figure III_5. Variation de la vitesse horizontale U à $X = 3,2$ entre deux ailettes pour nanofluid Al_2O_3 -eau $\phi = 0,05$ (- - -) et l'eau pure à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$.

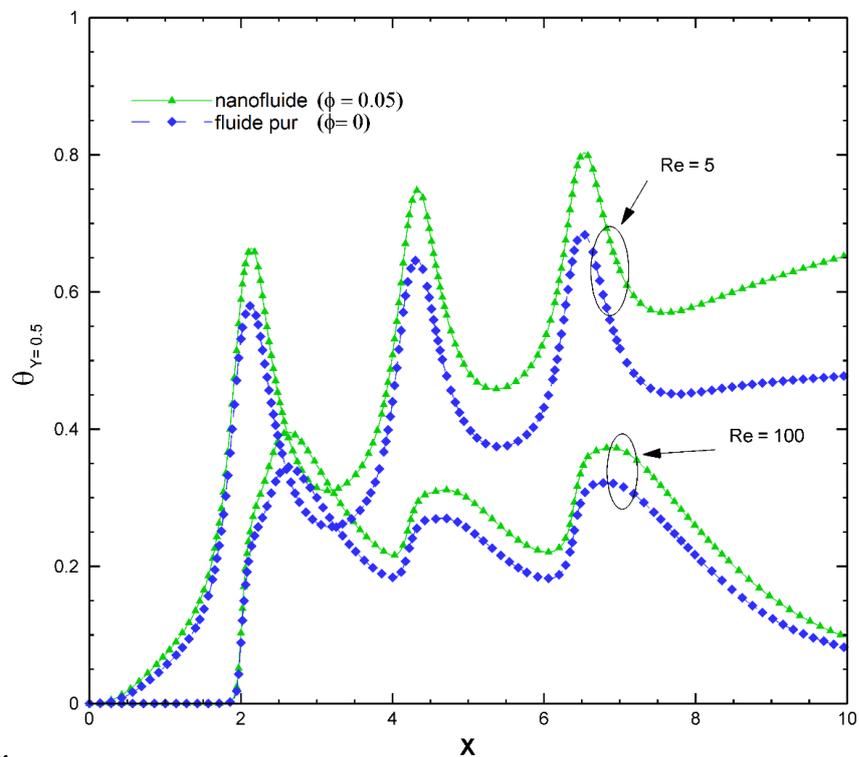


Figure III_6. Variation de la température médiane, le long de la longueur du canal pour nanofluid Al_2O_3 - eau $\phi = 0,05$ (- - -) et de l'eau pure (—) à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$.

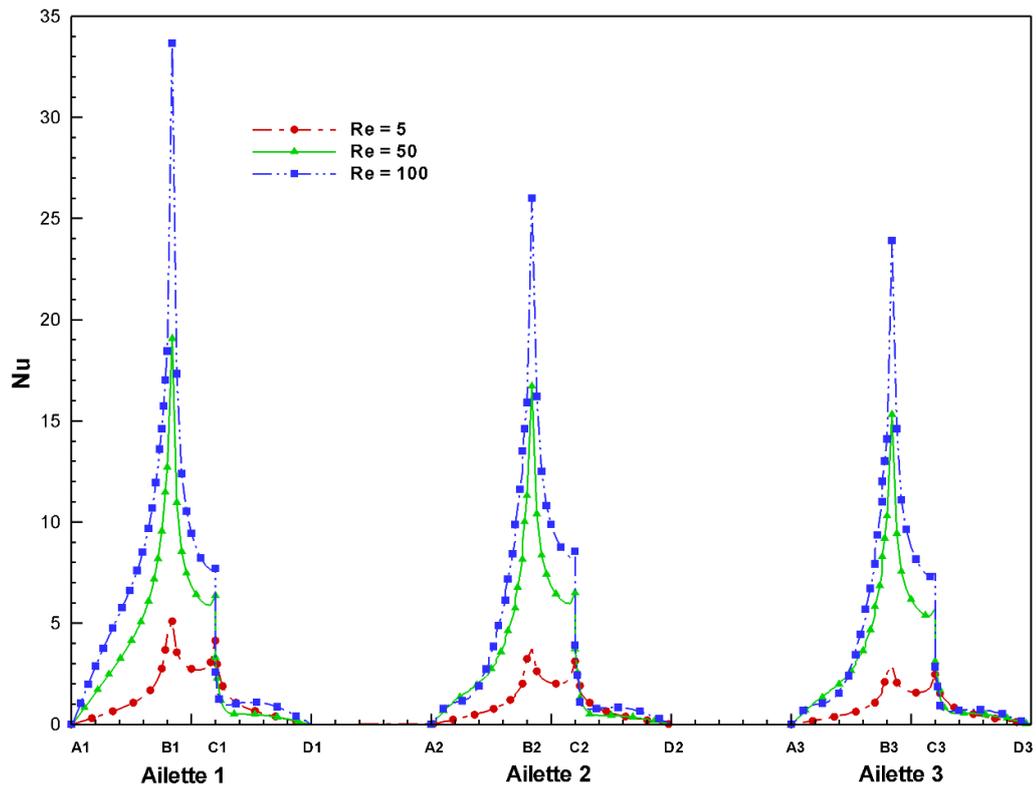


Figure III_7. Variation du nombre de Nusselt local le long des ailettes à $Ri = 10$ et différents nombres de Reynolds pour Al_2O_3 -nanofluide ($\phi = 0.05$).

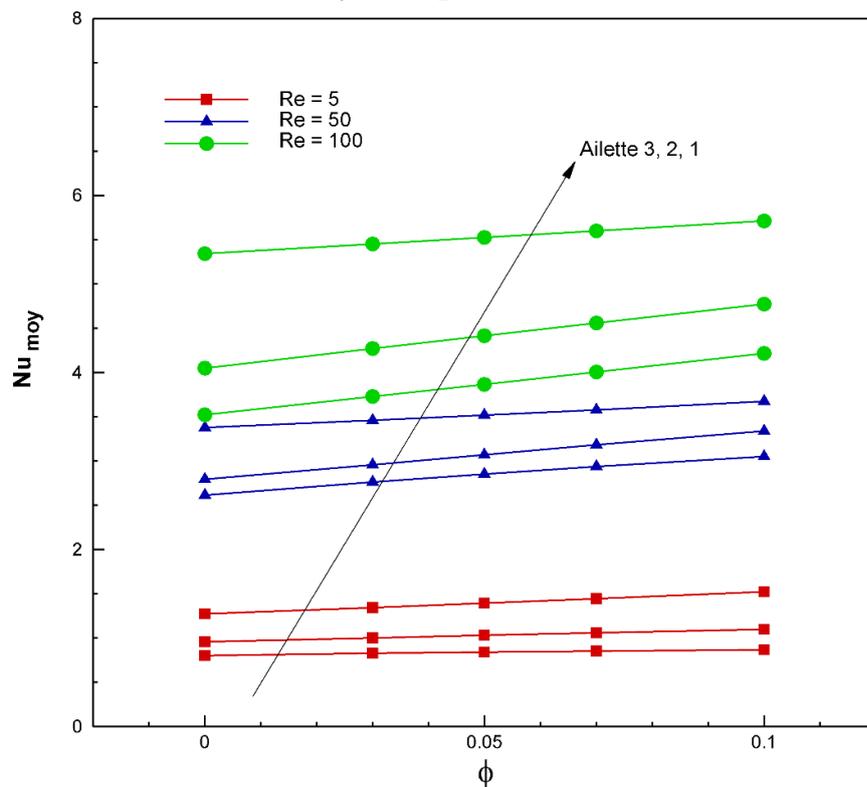


Figure III_8. Effet de la fraction volumique solide ϕ (de nanofluide Al_2O_3 -eau) sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} le long des ailettes à différentes valeurs du nombre de Reynolds et $Ri = 10$.

III.5.2 Les effets de nombre de Richardson et de la fraction volumique solide

L'effet du nombre de Richardson et la fraction volumique solide sur le transfert de chaleur, les isothermes et les lignes de courant sont étudiées. Les lignes de courant (en haut) et isothermes (en bas) pour nanofluide Al_2O_3 -eau $\phi = 0,05$ et l'eau pure $\phi = 0$ à différentes valeurs du nombre de Richardson ($\text{Ri} = 0,01, 1, 10$) et $\text{Re} = 50$ sont présentés dans la figure III_9.

On peut voir que l'augmentation du nombre de Richardson augmente le gradient de température entre le fluide à l'entrée du canal et la paroi inférieure chaude du canal, cela provoque une augmentation des forces de flottabilité, par conséquent, une augmentation de la taille de la cellule qui se forme derrière les ailettes.

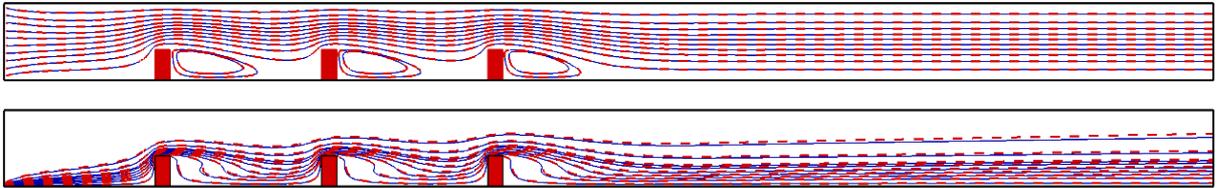
Les isothermes montrent que les profils de température sont parallèles à la paroi chaude et ont tendance à être horizontal. Comme le nombre de Richardson augmente, différences insignifiantes entre les isothermes à différentes valeurs de Richardson sont observées à la fois pour le nanofluide et le fluide pur.

Figure III_10 présente globalement l'effet de nombre de Richardson Ri sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} des ailettes pour diverses valeurs du nombre de Reynolds et à nanofluide Al_2O_3 -eau ($\phi = 0,05$). L'augmentation du nombre de Richardson a des effets sur le transfert de chaleur des ailettes selon le nombre de Reynolds. D'après la figure, il est clair qu'aux faibles nombres de Reynolds, le nombre de Richardson a des effets importants sur le transfert de chaleur. Pour les faibles nombres de Reynolds, le débit d'entrée à une faible vitesse, par conséquent, il a suffisamment de temps pour échanger la chaleur entre la paroi du canal et les surfaces d'ailettes à différents nombres de Richardson. D'autre part, pour les nombres de Reynolds élevés, l'augmentation du nombre de Richardson pour la première ailette provoque une augmentation du transfert de chaleur, ceci peut être expliqué que la première ailette est plus aérée par le fluide à l'entrée du canal, ce qui fait un grand taux d'enlèvement de la chaleur. Pour la 2^{ème} et la 3^{ème} ailette, c'est le contraire qui se passe, c'est-à-dire qu'il y a une diminution considérable du transfert de chaleur avec l'augmentation Ri , ceci peut être expliqué que le fait de la température de fluide d'entrée est augmenté lorsqu'il passe par la première ailette.

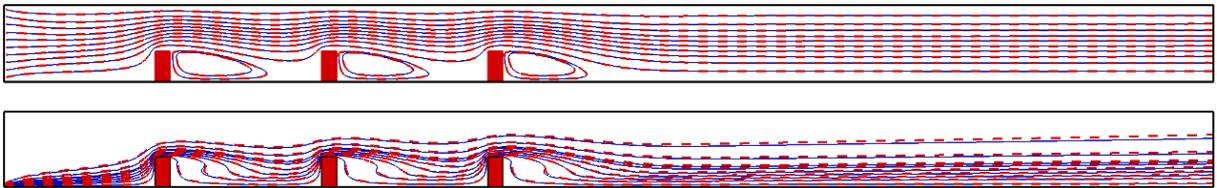
Il est également clair que le transfert de chaleur de nanofluide, avec une conductivité thermique plus élevée, est supérieur à celui pour le fluide pur surtout pour des valeurs élevées de Re .

Dans la figure III_11, l'effet de la fraction volumique solide sur le rapport du nombre de Nusselt moyen de la nanofluide à l'eau pure est étudiée pour différents nombres Richardson et $Re=50$. On remarque bien que l'augmentation de ϕ provoque une augmentation du rapport de transfert de chaleur, à la fois des ailettes.

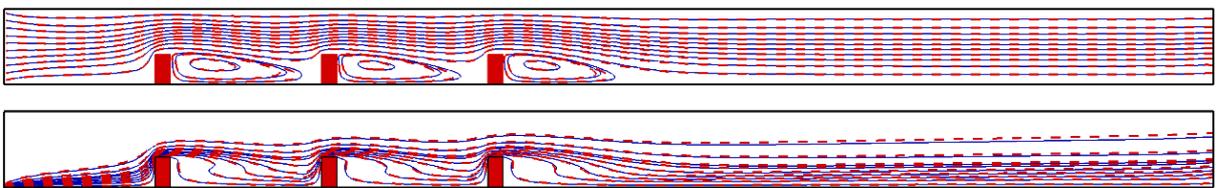
Ri = 0.05



Ri = 1



Ri = 5



Ri = 10

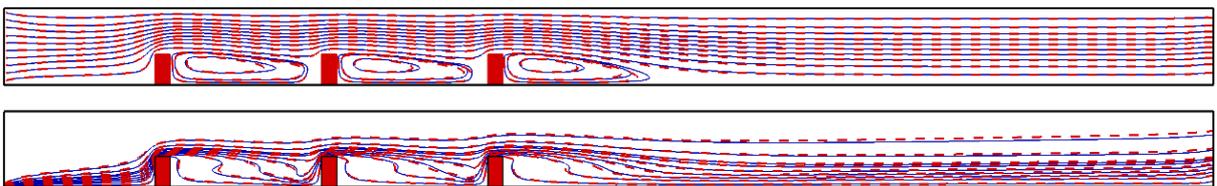
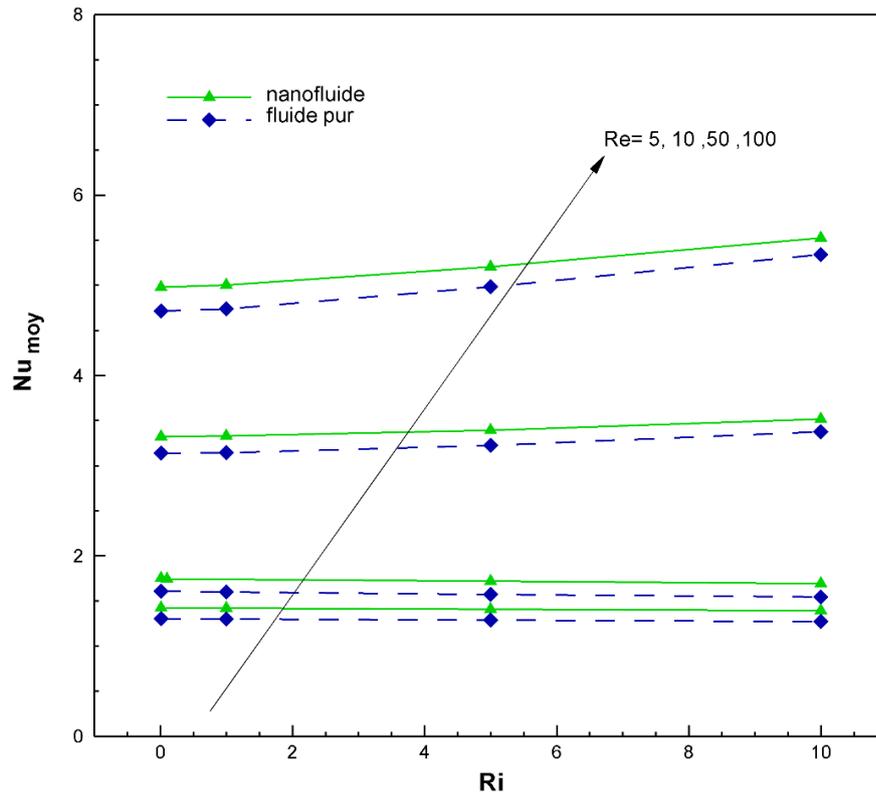


Figure III_9. Lignes de courant (en haut) et isothermes (en bas) pour Al_2O_3 nanofluide (---) et de l'eau pure (—) à différents nombres de Richardson et $Re = 50$ ($\phi = 0,05$).

(a) 1^{ère} ailette



(b) 2^{ème} ailette

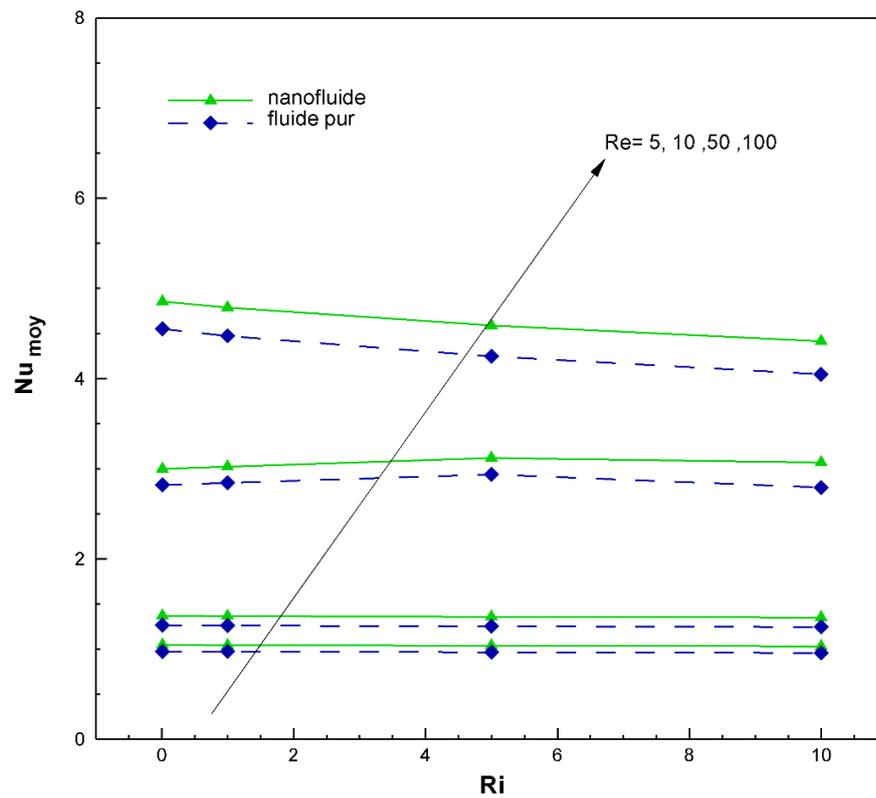


Figure III_10. Effet du nombre de Richardson Ri sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} le long des ailettes, à nanofluid Al_2O_3 -eau ($\phi = 0,05$) et différentes valeurs du nombre de Reynolds.

(c) 3^{eme} ailette

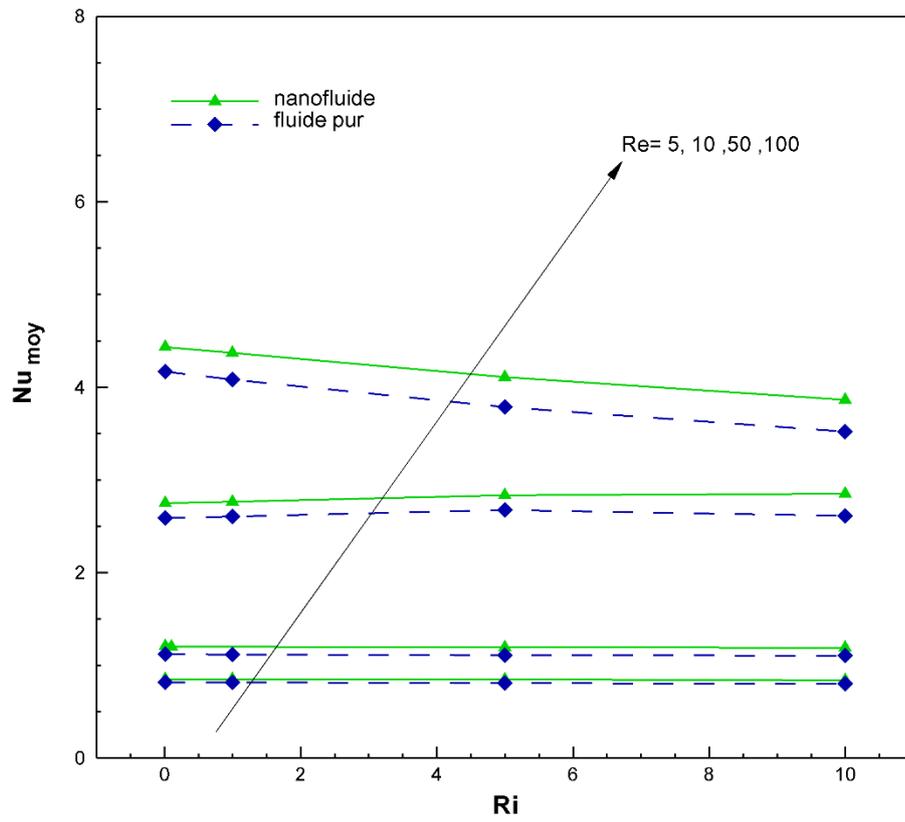


Figure III_10. (Suite)

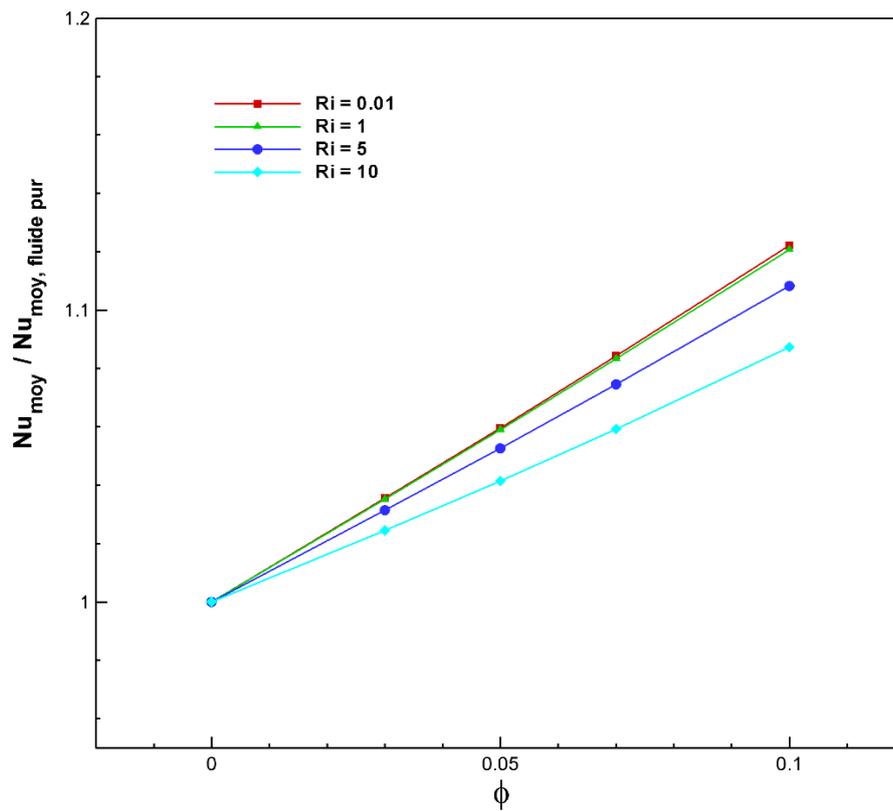
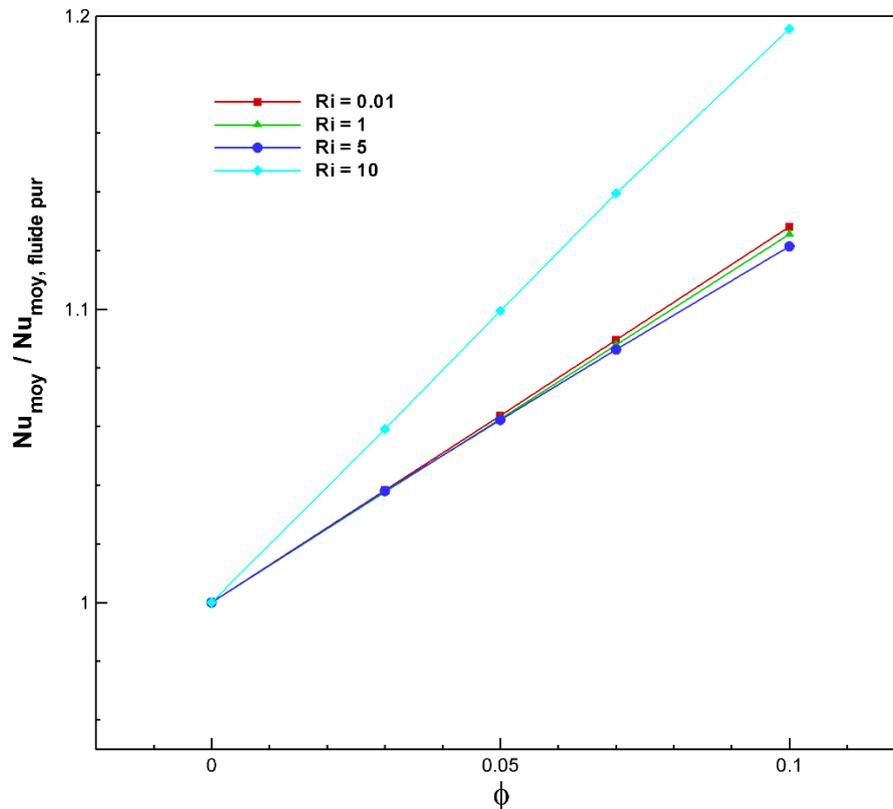
(a) 1^{ère} ailette(b) 2^{ème} ailette

Figure III_11. Effet de la fraction volumique solide sur le rapport $Nu_{\text{moy}} / Nu_{\text{moy, eau}}$ le long des ailettes pour différentes valeurs du nombre de Richardson et $Re = 50$.

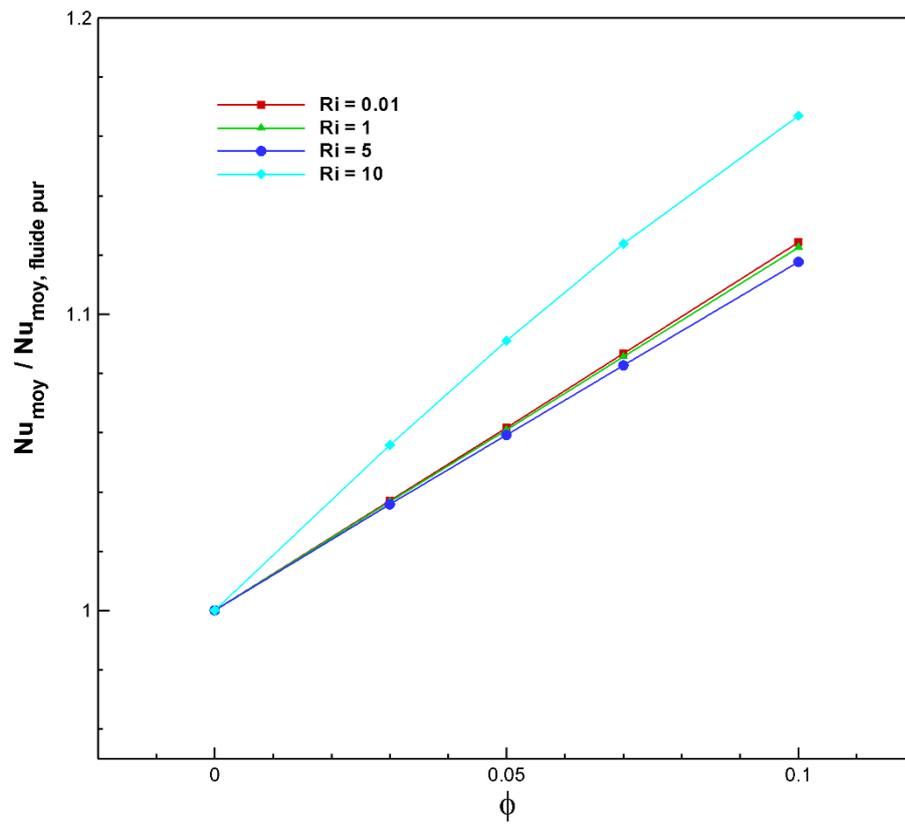
(c) 3^{eme} ailette

Figure III_11. (Suite)

III.5.3 L'effet du type de nanofluides

Dans cette partie, les ailettes sont refroidies avec différents types de nanofluides dans un canal horizontal, dans le but d'améliorer le taux de transfert de chaleur, à différentes valeurs de la fraction volumique solide ($\phi=0.03, 0.05, 0.07, 0.10$), nombre de Richardson $Ri = 0,01, 1, 5, 10$, et en fixant le nombre de Reynolds à $Re = 100$.

La figure III_12 montre l'évolution du profil du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD des trois ailettes pour différents types de nanofluides ($\phi=0.05$) à $Ri =10$ et $Re =100$. La dynamique des fluides n'est pas influencée au type de nanoparticules, car la viscosité de la nanofluide est seulement sensible à la fraction volumique de particules solides, selon l'équation Brinkman, et n'est pas sensible par le type de nanoparticules. Par contre, selon l'équation de Maxwell, le type de nanofluide motivant la conductivité thermique, prévoyant ainsi, une importante amélioration du transfert de chaleur. Le tableau II_1 montre que TiO_2 a la plus faible valeur de conductivité thermique par rapport aux autres nanoparticules, par conséquent, il présente des valeurs les plus faibles du nombre de Nusselt. Cu et Ag, d'autre part, ont les valeurs les plus élevées. En outre, la conductivité thermique d' Al_2O_3 est d'environ un dixième de Cu et Ag (tableau 1), ainsi, le nombre de Nusselt pour Al_2O_3 est inférieur à celui de Cu et Ag.

Les Figures III_13 a-d présentent la variation du nombre de Nusselt moyen avec la fraction volumique solide en utilisant des différentes nanoparticules et différentes valeurs de nombre de Richardson. Il est évident que pour différents nombres de Richardson, le nombre de Nusselt moyen augmente presque de façon monotone avec la fraction volumique solide pour tous les nanofluides. On peut voir qu'il y a une légère augmentation du nombre de Nusselt avec la fraction volumique solide pour Cu et Ag nanoparticules, par rapport aux Al_2O_3 et TiO_2 , due aux faibles valeurs de la conductivité thermique par rapport à Ag et Cu.

Cette analyse est confirmée dans la figure III_14, qui montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson pour différents types de nanofluides ($\phi = 0,05$) à $Re = 100$. Comme mentionné précédemment, pour différents nombres Richardson, Cu et Ag ont les valeurs les plus élevées de Nusselt moyen pour différents nombres Richardson, par rapport à celui d' Al_2O_3 et TiO_2 .

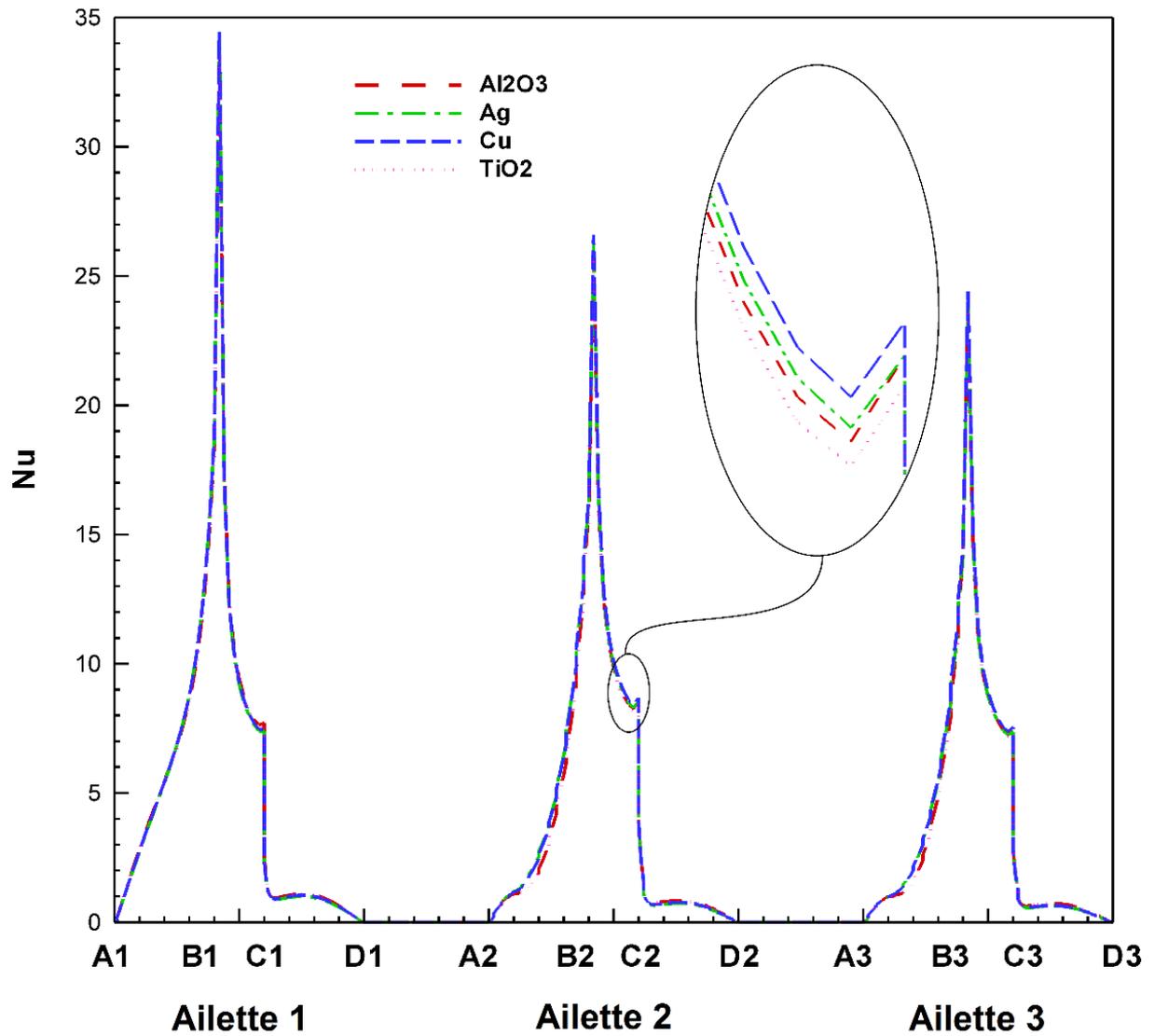


Figure III_12. Variation du nombre de Nusselt local Nu le long des trois ailettes pour différents types de nanoparticules ($\phi = 0,05$), à $Ri = 10$ et $Re = 100$.

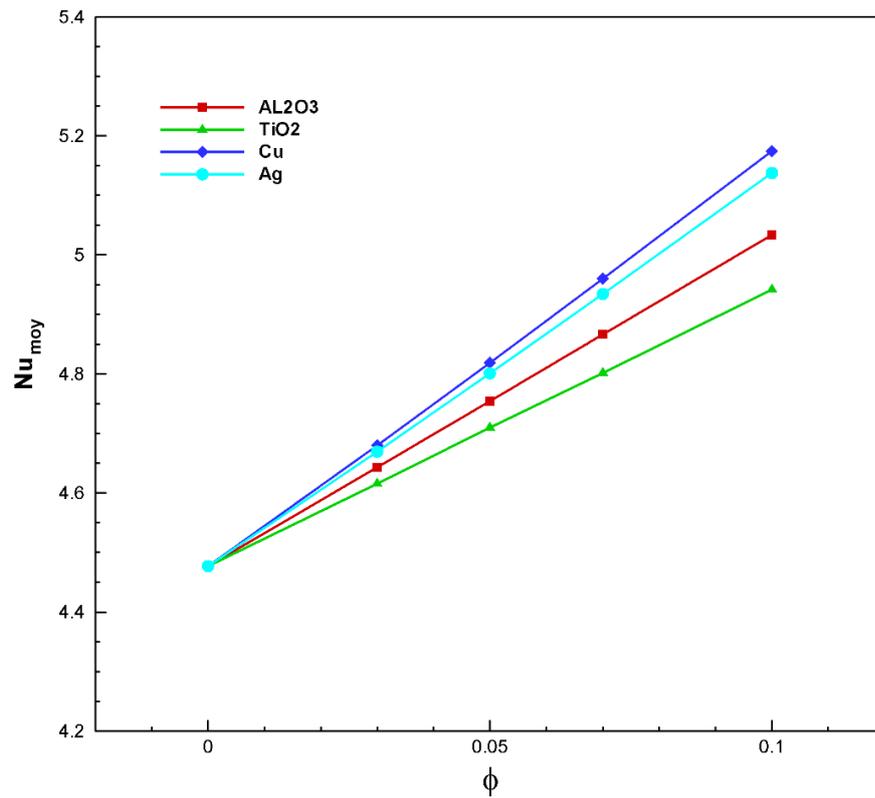
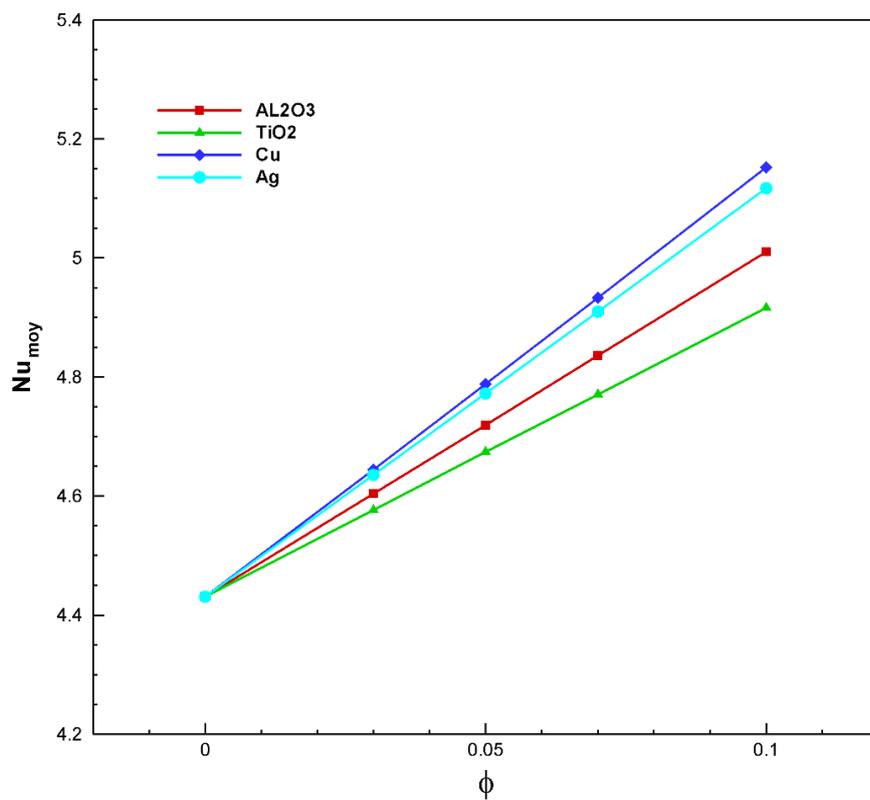
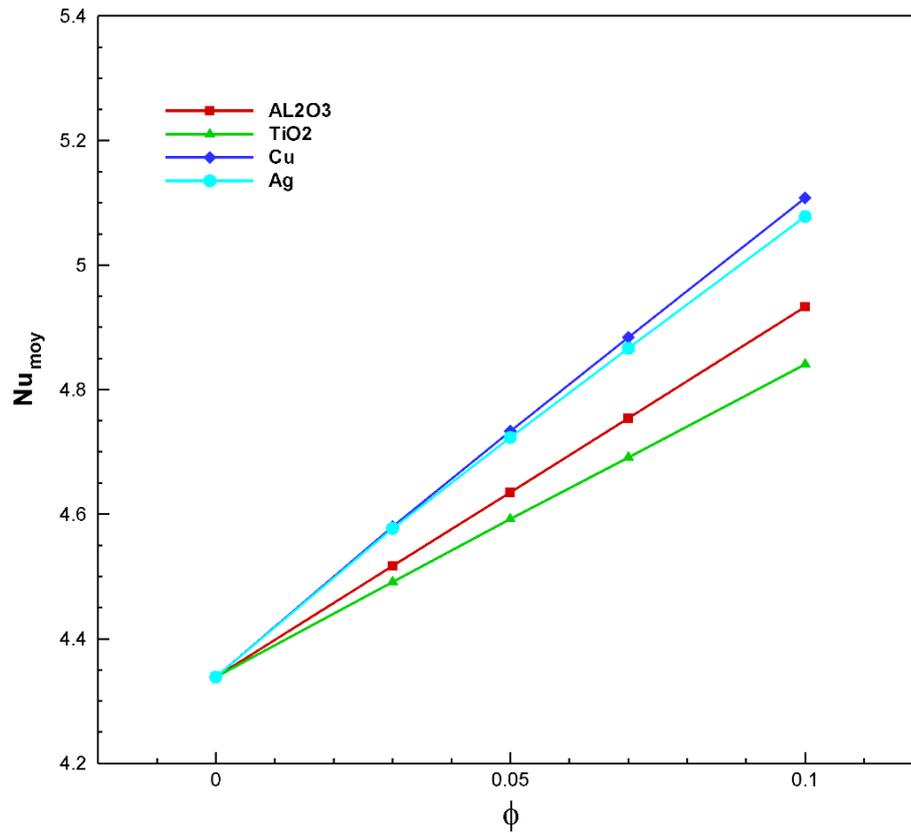
(a) $Ri = 0.01$ (b) $Ri = 1$ 

Figure III_13. Variation du nombre de Nusselt moyen avec la fraction volumique solide ϕ , pour différents types de nanoparticules, à $Re = 100$: (a) $Ri = 0,01$, (b) $Ri = 1$, (c) $Ri = 5$, et (d) $Ri = 10$.

(c) $Ri=5$



(d) $Ri=10$

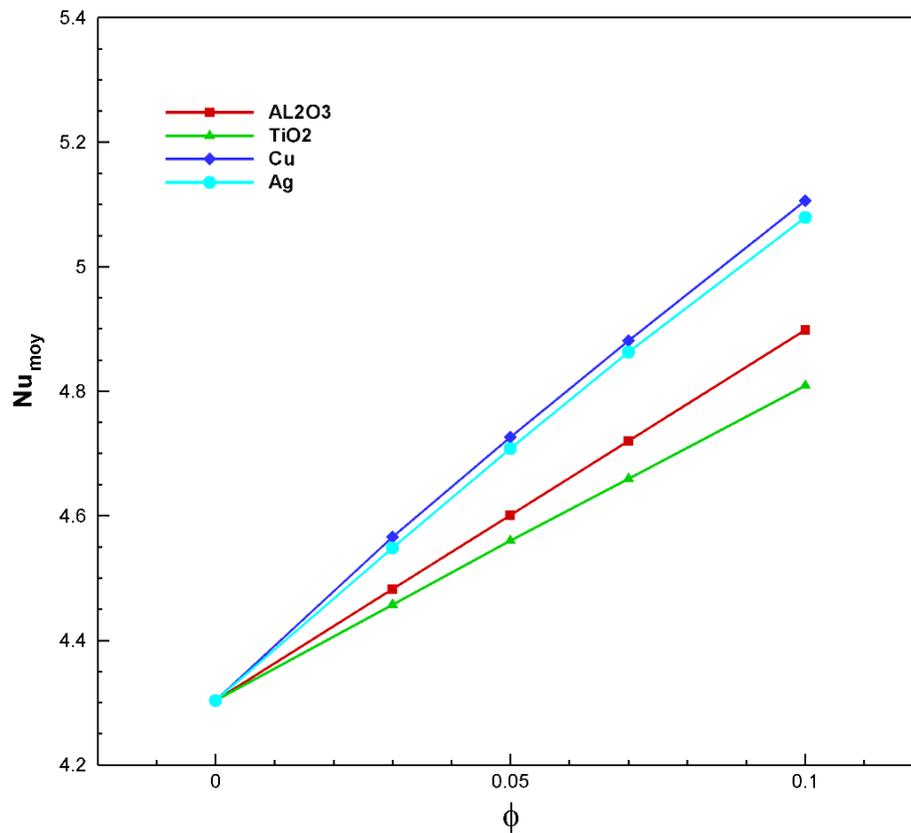


Figure III_13. (Suite).

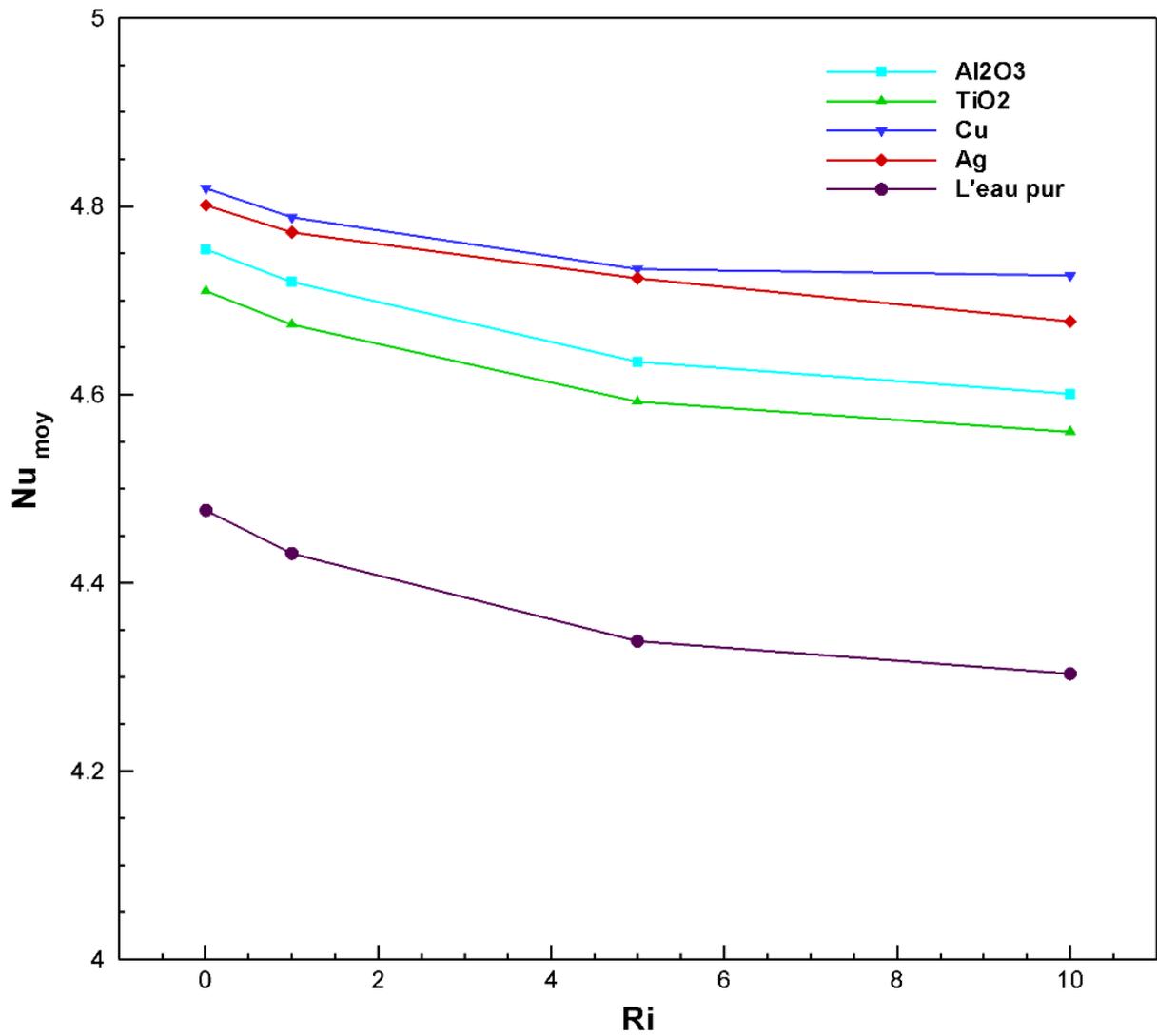


Figure III_14. Variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Richardson Ri pour différents types de nanoparticules à $Re = 100$ ($\phi = 0,05$).

III.5.4 L'effet de la distance de séparation des ailettes

Dans cette section, l'influence de la distance de séparation entre les ailettes ($D=d/H$) sur le champ d'écoulement et la performance thermique des ailettes refroidies avec nanofluide Al_2O_3 -eau ($\phi=0.05$) est étudiée.

Afin d'examiner cette influence, nous avons fait varier la distance séparant les trois ailettes en prenant $D= 0,25, 0,75, 1,25$ et 2 , à $Re=50$ et $Ri =10$. La variation des contours de la fonction de courant de fluide avec la distance entre les ailettes ($D= 0,25, 0,75, 1,25$ et 2) est présentée dans la Figure III_15 (a-d). Pour les distances données, les figures montrent que les lignes de courant sont bien droites lorsqu'on est loin des ailettes. Au niveau de ces derniers, pour $D=0.25$, on remarque une zone de recirculation apparaît entre les ailettes. La taille de cette zone de circulation augmente à mesure que la distance augmente des ailettes. La distance d'ailettes n'a pas d'effets notables sur les tourbillons derrière la troisième ailette.

Le champ de température est décrit en conséquence par les contours des isothermes, illustrant sur les figures IV_16 (a-d). La figure présente que l'évolution des lignes d'isothermes avec la distance entre les ailettes ($D= 0,25, 0,75, 1,25$ et 2) est en relation directe avec la taille de la zone de circulation qui constitue derrière les ailettes lorsqu'on augmente l'espace d'ailettes.

La Figure III_17 représente la variation du nombre de Nusselt locale le long de trois ailettes à des distances différentes entre les ailettes afin de voir le taux d'enlèvement de la chaleur au niveau de ces ailettes pour $Ri =10$ et $Re=50$. D'après la figure, on peut observer que, le nombre de Nusselt le long des faces A_1B_1 , B_1C_1 et C_3D_3 , ne présentent aucune variation notable, ceci est dû à ce que la nature de l'écoulement est quasiment la même dans ces régions. D'autre part, comme l'espacement d'ailettes augmente, il est prévu que le transfert de chaleur le long des faces C_1D_1 , A_2B_2 , C_2D_2 et A_3B_3 augmente, ceci est dû à la structure de cellule de circulation qui devient plus grande. On peut voir aussi qu'il y a un effet significatif sur le transfert de chaleur beaucoup plus sur les faces A_2B_2 et A_3B_3 par rapport les faces C_1D_1 et C_2D_2 ; ceci peut être expliqué en considérant le sens de rotation positif de la cellule de circulation et la température élevée de la distance de séparation. Ainsi que le transfert de chaleur à partir de la deuxième (B_2C_2) et la troisième ailette (B_3C_3) augmente avec D , elle est due à un contact plus efficace entre le nanofluide et cette surface à grande distance entre les ailettes. Le transfert de chaleur à

l'arrière de la troisième ailette n'est pas affecté par la distance d'ailettes, ceci peut être suivi plus clairement en se référant à des cellules de rotation derrière cette ailette, qui sont les mêmes pour tous les cas.

Afin de voir l'effet de l'augmentation de l'espacement entre les ailettes, on consulte les figures III_18 donnant la variation du nombre de Nusselt moyen de chaque ailette pour $Ri=10$ et $Re=50$. On remarque bien qu'il y a une augmentation importante du nombre de Nusselt lorsque la distance D augmente au niveau des de la 2^{ème} et la 3^{ème} ailette impliquant une augmentation du transfert de chaleur, en notant bien qu'il est faible au niveau de la première ailette, ce qui nous permet de conclure que le taux de transfert de chaleur global des ailettes augmente avec l'augmentation de l'espacement entre les ailettes.

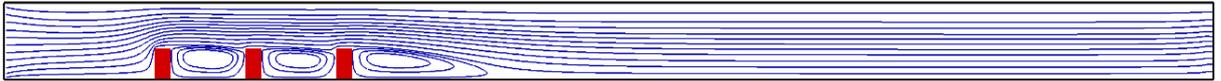
(a)



(b)



(c)



(d)

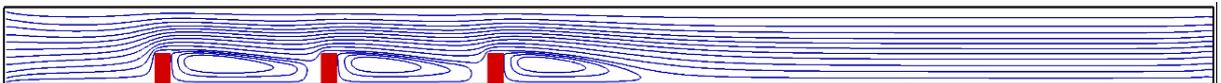
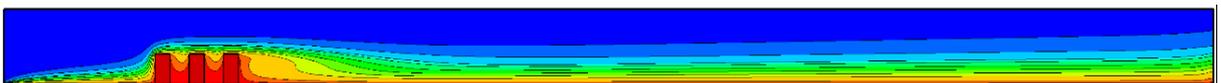


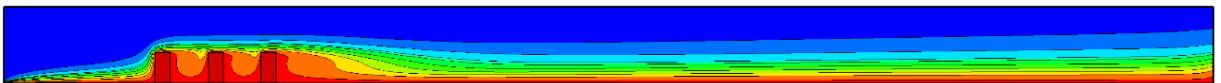
Figure III_15. Lignes de courant pour nanofluide AL_2O_3 pour différentes distances de séparation entre les ailettes, à $Re=50$ et $Ri = 10$, (a) $D=0.25$, (b) $D=0.5$, (c) $D=1$, et (d) $D=2$ (avec : $D= d/H$).



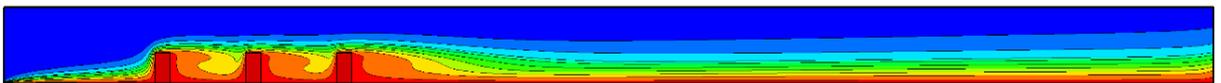
(a)



(b)



(c)



(d)

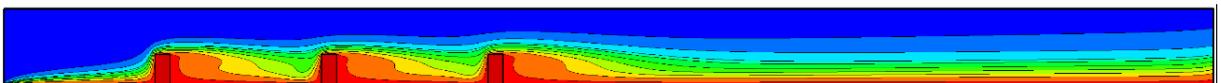


Figure III_16. Les isothermes pour nanofluide AL_2O_3 pour différentes distances de séparation entre les ailettes, à $Re=50$ et $Ri = 10$, (a) $D=0.25$, (b) $D=0.5$, (c) $D=1$, et (d) $D=2$.

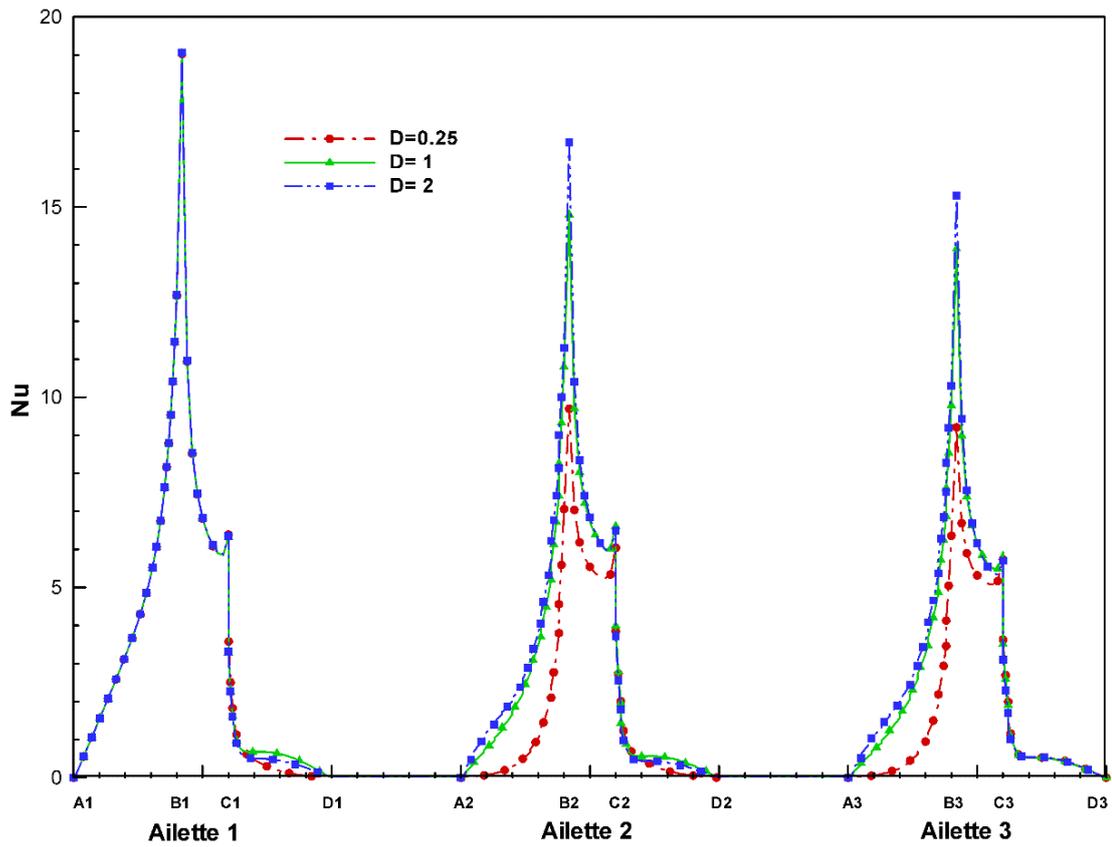


Figure III_17. Variation du nombre de Nusselt local le long des ailettes à $Ri = 10$, $Re = 50$, et différentes distances entre les ailettes Al_2O_3 -nanofluide ($\phi = 0.05$).

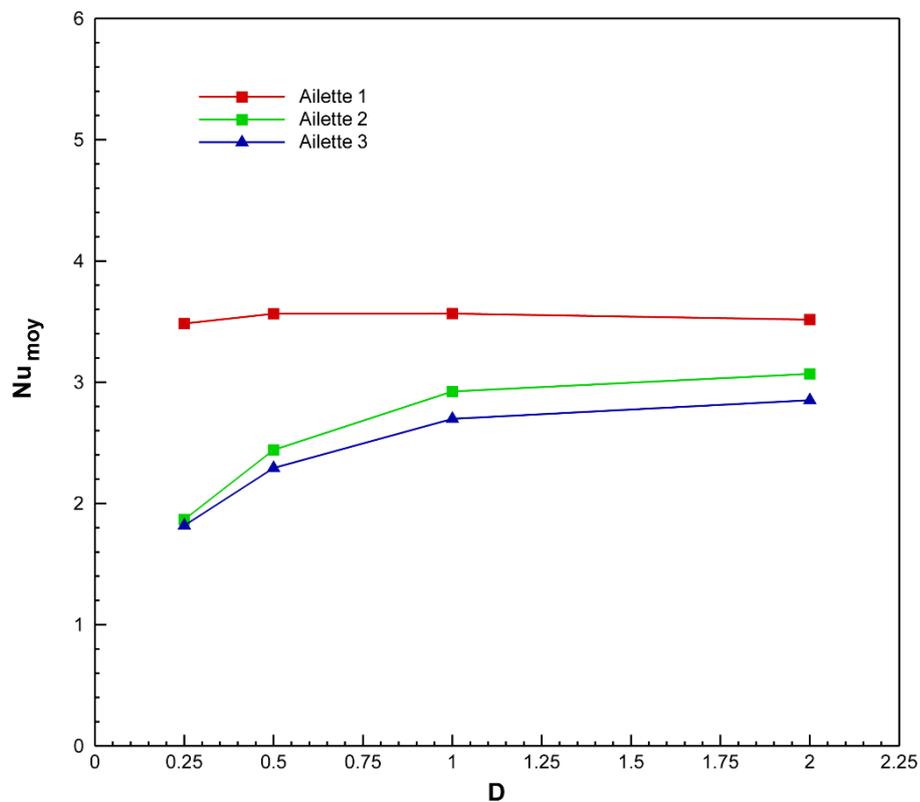


Figure III_18. Variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} des trois ailettes pour différentes valeurs de distance entre les ailettes à $Ri=10$, $Re = 50$.

III.6 CONCLUSION

Dans ce chapitre, une étude numérique en 2D du transfert de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal refroidi avec de l'eau pure ou un nanofluide. La paroi inférieure du canal est chauffée à une température constante qui contient trois ailettes, et la paroi supérieure est isolée. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre le modèle mathématique qui a été validé avec des résultats trouvés dans la littérature. Un bon accord a été trouvé. Les effets des nombres de Reynolds et Richardson, la fraction volumique solide, le type de nanofluide et la distance entre les ailettes sur l'écoulement de fluide et de la performance thermique des ailettes sont étudiés. Les résultats de l'analyse numérique conduisent aux conclusions suivantes :

- Lorsque la valeur du nombre de Richardson Ri est constante, l'augmentation du nombre de Reynolds provoque des tourbillons qui se forment derrière les ailettes pour devenir plus grand. Ceci est également associé à une augmentation du transfert de chaleur.
- Les nanoparticules suspendues dans de l'eau augmentent la conductivité thermique du fluide, et donc le transfert de chaleur.
- Comme la fraction volumique de solides augmente, le transfert de chaleur est amélioré pour toutes les valeurs des nombres de Reynolds et de Richardson, cette amélioration est plus importante lorsque Re est élevé.
- Les nanoparticules Cu et Ag ont prouvé les meilleures performances de refroidissement d'ailettes, et l'influence de l'addition de Al_2O_3 et de TiO_2 n'est pas importante que celle des nanoparticules Cu et Ag .
- L'augmentation de l'espacement entre les ailettes provoque une augmentation du transfert de chaleur au niveau de la deuxième et la troisième ailette, en particulier sur les faces avant et dessus de ces ailettes.

Ce présent travail a fait l'objet d'une publication internationale dans une revue internationale « **ASME, Journal of Heat Transfer, 2016.**

L'intitulé de l'article est :

« Numerical Simulation of Nanofluid-Cooling Enhancement of Three Fins Mounted in a Horizontal Channel »

Chapitre IV

Résultats et discussion : Configuration 3D.

(Canal horizontal contenant des ailettes)

Sommaire

IV.1	Introduction.....	99
IV.2	Paramètres géométriques et physiques	99
IV.3	L'effet du maillage sur la solution numérique	99
IV.4	Validation du code de calcul.....	100
IV.5	Résultats et discussions	101
IV.5.1	L'effet du nombre de Reynolds	101
IV.5.2	L'effet de la hauteur des ailettes	112
IV.5.3	L'effet de la distance entre les ailettes	118
IV.6	Conclusion.....	122

IV.1 INTRODUCTION

Dans cette partie, nous allons étudier numériquement la convection mixte laminaire d'un écoulement en régime stationnaire à l'intérieur d'un canal rectangulaire horizontal tridimensionnel (3D), contenant des ailettes longitudinales. La paroi inférieure est maintenue à un flux de chaleur et la paroi supérieure est supposée adiabatique. L'objectif de cette étude est l'investigation numérique des effets du nombre de Reynolds, la hauteur (H_f) et la distance de séparation entre les ailettes (S) sur l'amélioration du transfert de chaleur au sein du canal.

IV.2 PARAMETRES GEOMETRIQUES ET PHYSIQUES

Les paramètres géométriques dimensionnés en se référant à la figure II_3 sont donnés comme suit :

$L=150$ mm, $W = 30$ mm, $L_i = 30$ mm, $L_O= 60$ mm, $L_f = 60$ mm, 2.5 mm $\leq H_f \leq 7.5$ mm, $e_f = 0.1$ mm, 0.4 mm $\leq S \leq 1.8$ mm, le nombre de Grashof égal à $Gr=100$. Les valeurs utilisées du nombre de Reynolds sont ($Re=1, 10, 5, 50, 100$ et 200).

IV.3 EFFET DU MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE

L'influence du maillage sur la solution numérique a été examinée avant de passer aux calculs. Pour cela, nous avons considéré le cas d'un écoulement en convection mixte. Afin de procéder à cet examen, nous avons pris en compte trois différents maillages ($6 \times 40 \times 320$ à $12 \times 105 \times 600$ nœuds).

Le test du maillage a été fait sur les température moyennes de la plaque de base pour différentes valeurs de Reynolds ($Re= 5, 10, 100$), $Gr = 100$, $S=1.2$ mm, $H=7.5$ mm , et pour nanofluide Al_2O_3 -eau ($\phi =0.05$).

En consultant le tableau IV_1, on constate que les températures moyennes de la plaque de base sont proches les uns des autres, mais plus particulièrement ceux des deux derniers maillages ($12 \times 84 \times 560$ nœuds et $12 \times 105 \times 600$ nœuds). De ce fait, nous avons opté pour le maillage $12 \times 84 \times 560$ nœuds pour tous les calculs de notre étude, pour obtenir des résultats précis avec un minimum de temps de calcul.

Tableau IV_1. Variation de la température moyenne de la plaque de base pour différents maillages, à $Gr = 100$, $Re = 5, 50, 100$ et $\phi = 0.05$ (nanofluide Al_2O_3 -eau)

	6×40×320	8×62×400	10×72×480	12×84×560	12×105×600
Re=5	309.8798	307.1369	306.5658	306.0497	306.0465
Re=50	303.8005	301.3698	300.6436	300.3392	300.3286
Re=100	301.5691	300.1025	299.9635	299.8494	299.8218

IV.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Il est essentiel d'évaluer la fiabilité du code de calcul Fluent 6.3 (**Fluent 6.3 user's guide, 2006**), afin de confirmer l'exactitude des résultats obtenus. La comparaison a été faite avec les résultats numériques trouvés par **Barbosa-Saldaña et Anand (2008)** (figure IV_1). En effet, la figure IV_1 montre la comparaison entre les valeurs des profils de la vitesse verticale sur le plan de symétrie ($Z/W = 0.5$) à $Re = 800$. Les profils de la vitesse axiale sont comparés aux valeurs publiées à trois positions, en amont de la paroi verticale ($X/s = 19.9$), en aval du bord ($X/s = 20.08$) et à la sortie du canal. D'après la figure IV_2, on constate qu'il y a un bon accord entre nos résultats et ceux de **Barbosa-Saldaña et Anand (2008)**, ce qui nous réconforte dans la fiabilité du code utilisé.

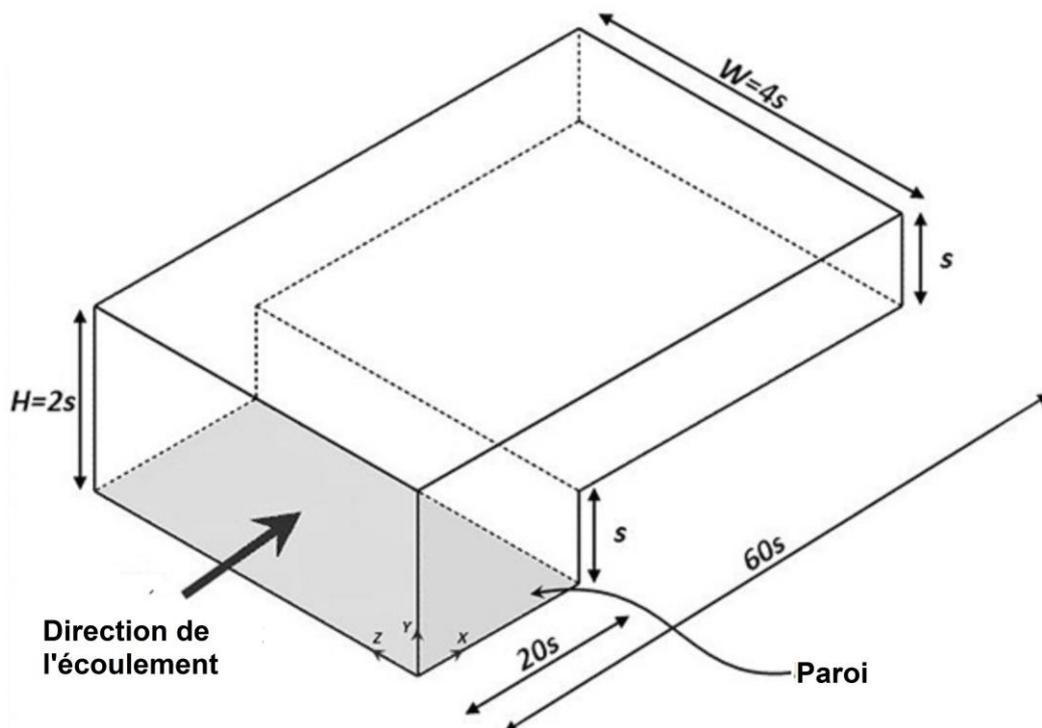


Figure IV_1. Géométrie considérée pour la validation (**Barbosa-Saldaña et Anand, 2008**).

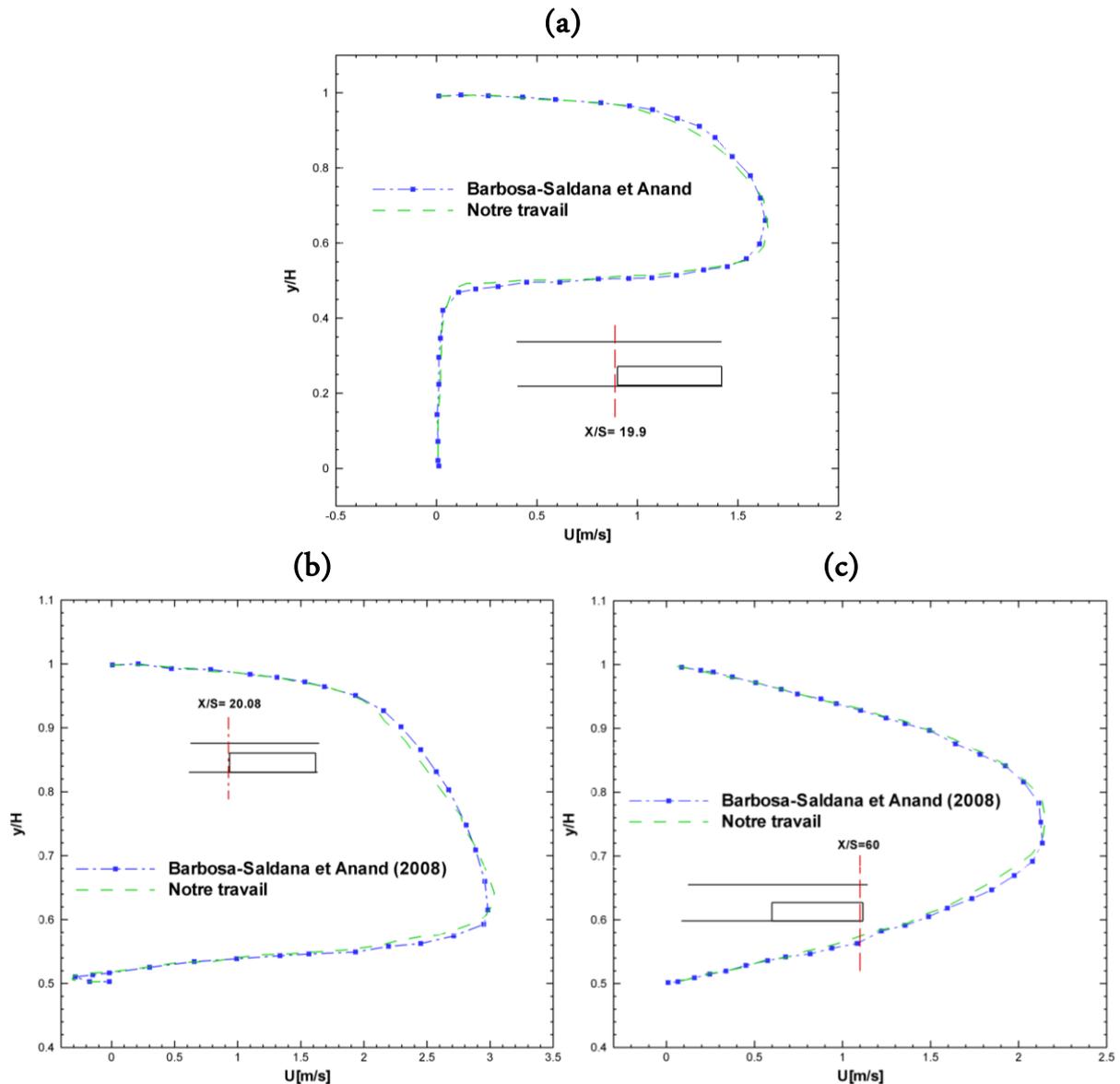


Figure IV_2. Validation du code Fluent 6.3 avec les résultats numériques de **Barbosa-Saldana et Anand (2008)** : les profils de la vitesse verticale sur le plan de symétrie ($Z/W = 0.5$) à $Re = 800$, (a) en amont de la paroi verticale, (b) en aval du bord. (c) à la sortie du canal.

IV.5 RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.5.1. L'effet du nombre de Reynolds

L'effet du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur est étudié pour Al_2O_3 -eau ($\phi = 0,05$) à différentes valeurs du nombre de Reynolds ($Re = 1, 5, 10, 50, 100, 200$), $Gr = 100$, $H_f = 7.5$ mm et $S = 1.2$ mm.

La structure de l'écoulement dans le plan $y-z$ à $x = 0.325$ mm est représentée par des lignes de courant et par des vecteurs de vitesse (figure IV_3). Pour $Re = 1$ et $Re = 5$, la

figure montre que les lignes de courant sont déviées vers la paroi supérieure quand l'écoulement se rapproche des ailettes. On observe aussi la présence d'une zone de recirculation avec de grandes cellules d'axe parallèle à z en aval d'ailette, à cause de la présence de l'obstacle (ailette) ; et une zone de recirculation située dans la paroi supérieure en amont d'ailette, ceci est dû au fort effet des forces de buoyancy ($Gr = 100$) relativement à la faible force d'inertie ($Re=1$). On voit bien que la forme des deux cellules se réduit notablement pour $Re= 5$; et une disparition complète de ces cellules tout en augmentant le nombre de Reynolds ($Re=10, 50, 100$). On voit bien aussi que le fait de forte force d'inertie tend les lignes de courant à devenir horizontales. Pour une excellente visualisation des écoulements en 3D, les lignes de suivi de particules sont présentées sur la figure IV_4. La figure montre clairement l'écoulement de fluide autour d'ailette.

Dans la figure IV_3, nous présentons l'évolution du profil de la vitesse longitudinale le long du canal dans le plan médian ($x = 0.325$ mm) et ceci à différents nombres de Reynolds. D'après la figure on observe qu'à l'entrée du canal, l'écoulement commence par un profil de vitesse uniforme. Dans la région ailette (région chauffante), on affiche bien une déviation du fluide vers la paroi supérieure qui donne un maximum de vitesse près de la paroi supérieure. On constate aussi que les niveaux de vitesse sont généralement plus élevés dans la région de l'ailette, en raison de la section d'écoulement qui sera plus petite, ceci peut alors être observé bien sur la figure IV_5. En aval de l'ailette, la vitesse se rapproche progressivement de celle de l'écoulement général. La figure VI_5 montre aussi que pour faible nombre de Reynolds ($Re=1$), on observe des vitesses négatives mettant en évidence l'existence de zone de recirculation en aval d'ailette, ainsi la présence d'une zone de recirculation près de bord de la face avant de l'ailette provoque une décélération de vitesse et crée un profil de vitesse négative, cette évolution est montrée clairement sur la figure IV_6. Quand on augmente Re à 5, cette petite zone de recirculation au bord avant d'ailette est disparue, tandis que la région de recirculation derrière l'ailette devient plus petite. En outre, et comme prévu, comme le nombre de Reynolds augmente ($Re=10, 50, 100, 200$), l'effet de la convection forcée devient de plus en plus importante, où les forces de flottabilité diminuent, et donc, une accélération et augmentation de la vitesse maximale du fluide.

L'effet du nombre de Reynolds sur la distribution de la température peut être visualisé par les figures IV_7 a-f) et (IV_8 a-f) qui donnent les contours des isothermes dans les plans $y-z$ (à $x=0.325$ mm) et $x-y$ (à différents plans de z), respectivement. À la région d'entrée ($0 < z < 30$ mm), il n'y a aucun transfert thermique, et la température du fluide reste la température ambiante d'entrée. Dans la zone d'ailette ($30 \text{ mm} < z < 90$ mm), les figures montrent un échauffement considérable de fluide au niveau de la région chauffée (la plaque de base et l'ailette), notamment, sur les faces longitudinales d'ailette. On remarque que pour $Re=5$, les effets de convection naturelle sont dominants. La présence de la zone recirculation en amont et en aval d'ailette déforme le profil de température. Nous distinguons aussi des contours d'isothermes empilées et étroitement distancées les unes par rapport aux autres au niveau d'ailette, et aussi une stratification de la température à partir d'ailette vers le reste du canal. Comme Re est augmenté, l'effet de la convection forcée devient de plus en plus important, et les couches thermiques sont enregistrées moins épaisses au voisinage d'ailette, par rapport à couche thermique à faible Re . Les isothermes deviennent approximativement horizontales à cause de l'effet de forces inertielles.

Sur la figure IV_9, est présentée l'évolution de la température surfacique le long de la surface de la paroi inférieure de canal dans le sens de l'écoulement pour différentes valeurs de nombre de Reynolds ($Re = 1, 5, 10, 50, 100, 200$). La température le long de la surface de la paroi de la région d'entrée (paroi adiabatique) est restée constante (aucun échauffement). Dans la région ailette, les profils montrent des variations importantes à proximité des zones, où se trouve la plaque chaude et prend une valeur maximale. En aval de la plaque chaude, la température de paroi reste sensiblement inchangée lorsque le fluide se sort la région ailette et se déplace vers l'aval. L'efficacité du refroidissement, mesurée en termes de réduction de la température de surface de la paroi, est notable que l'influence de la convection forcée tend à réduire la température au niveau de la plaque de base, toutes en augmentant le nombre de Reynolds. Enfin, la figure IV_10 montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen de la plaque de base en fonction du nombre de Reynolds. On remarque que le taux de transfert de chaleur global augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

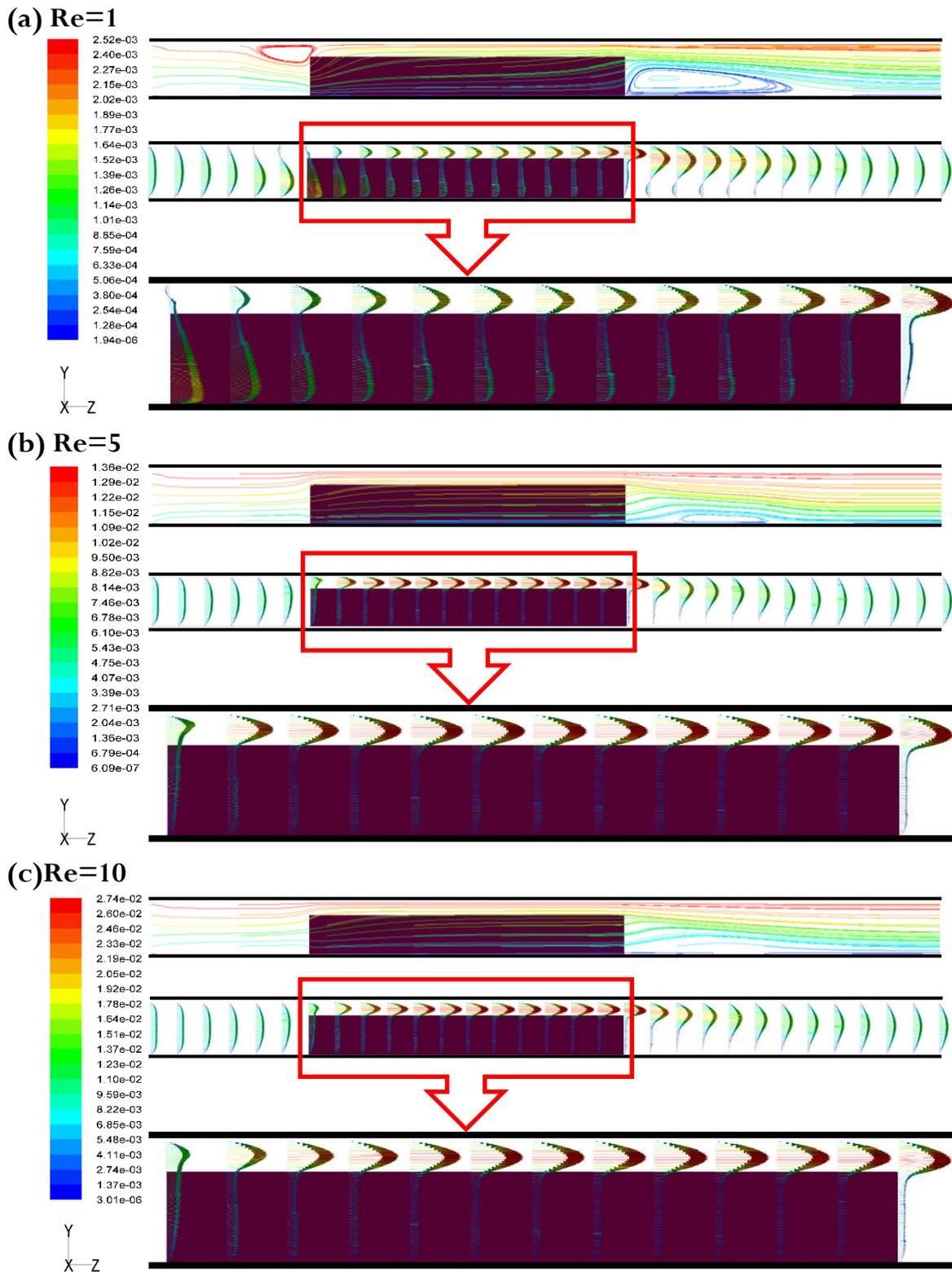
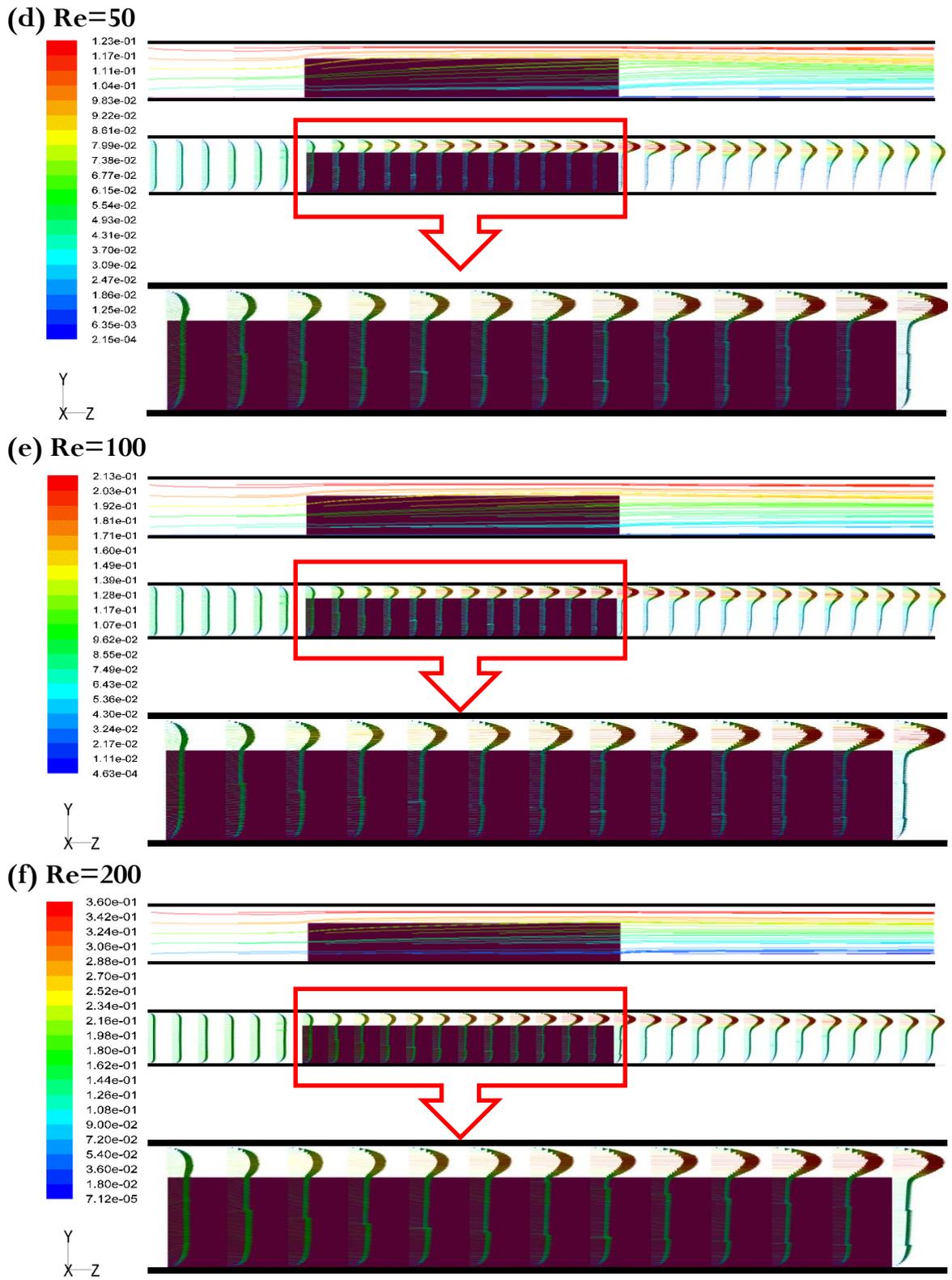


Figure IV_3. Ligne de courant (haut) Vecteur vitesse (bas) pour $Re=1, 5, 10, 50, 100$ et 200 , $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=0,325$ mm.



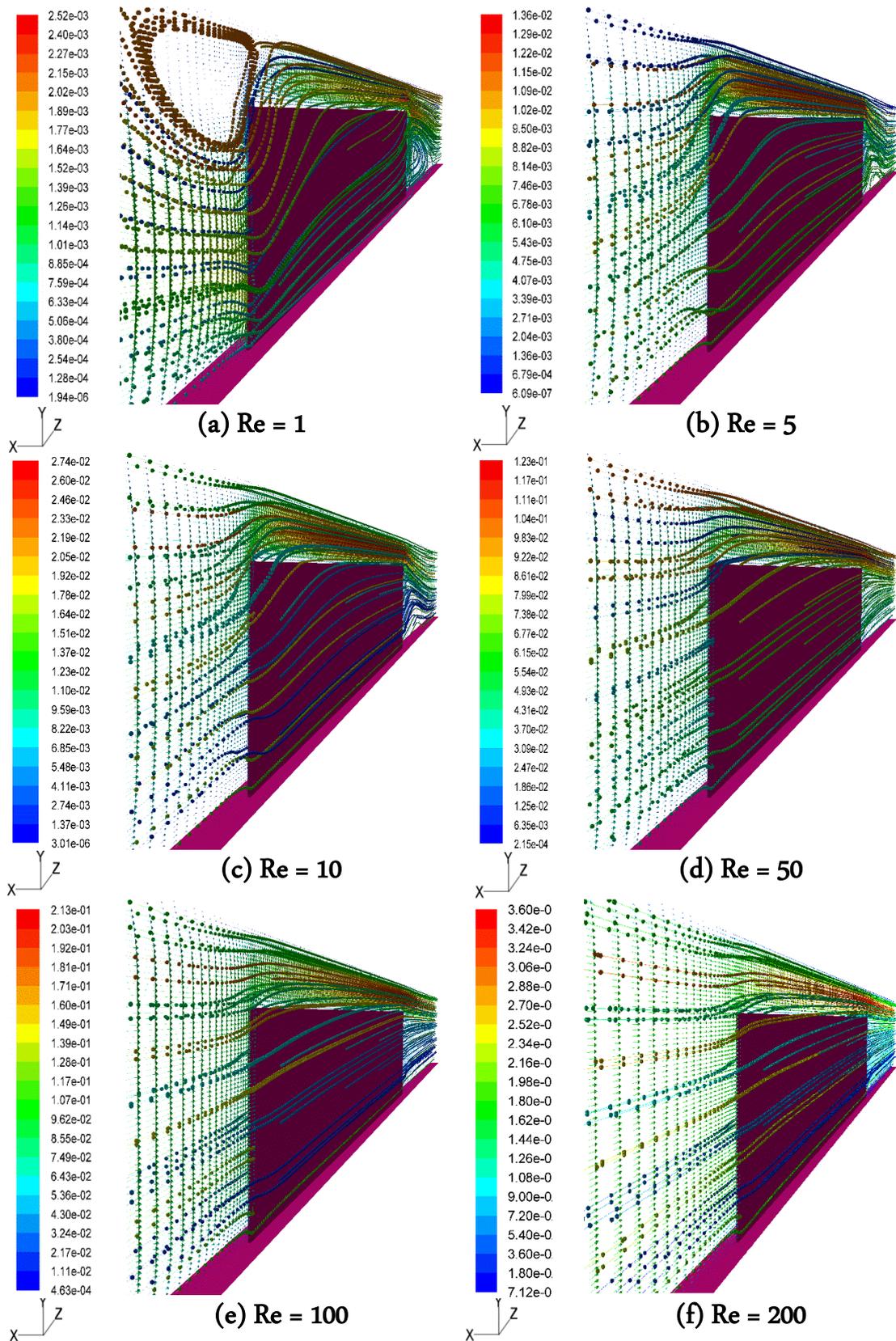


Figure IV_4. Lignes de suivi de particules avec le mouvement du fluide, pour $Re=1, 5, 10, 50, 100$ et 200 , $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm, dans le plan $y-z$, à $x=0.325$ mm.

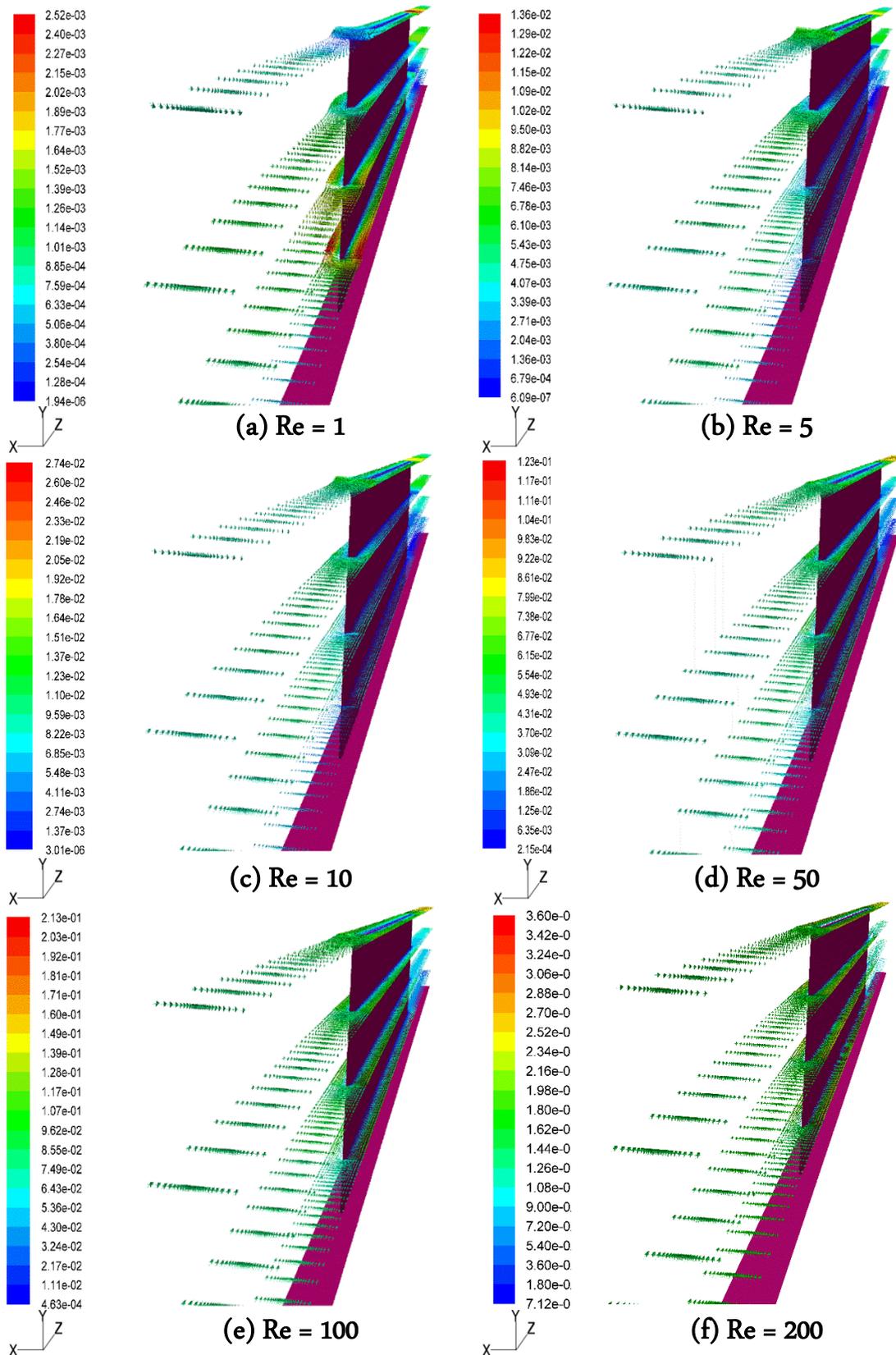


Figure IV_5. Les vecteurs-vitesse le long des plans x-z à $y=1.5, 3.5, 5.5$ et 7.5 mm), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, $Gr = 100$, $H_f=7.5$ mm et $S = 1.2$ mm

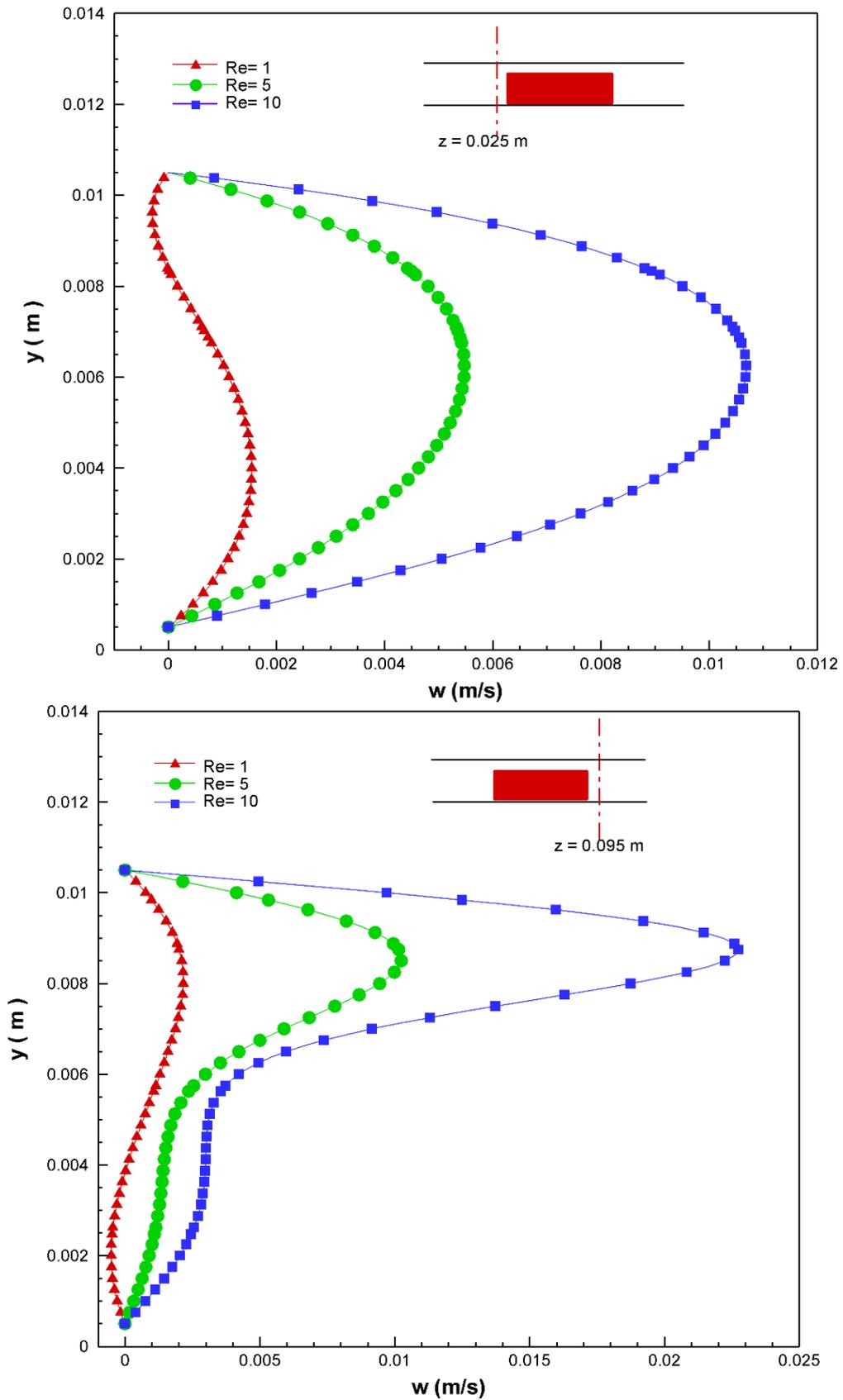


Figure IV_6. Profil de la vitesse $w = f(y)$ pour $Re=1, 5$ et 10 à $x=0.325$ mm et $z = 25, 95$ mm, $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S = 1.2$ mm.

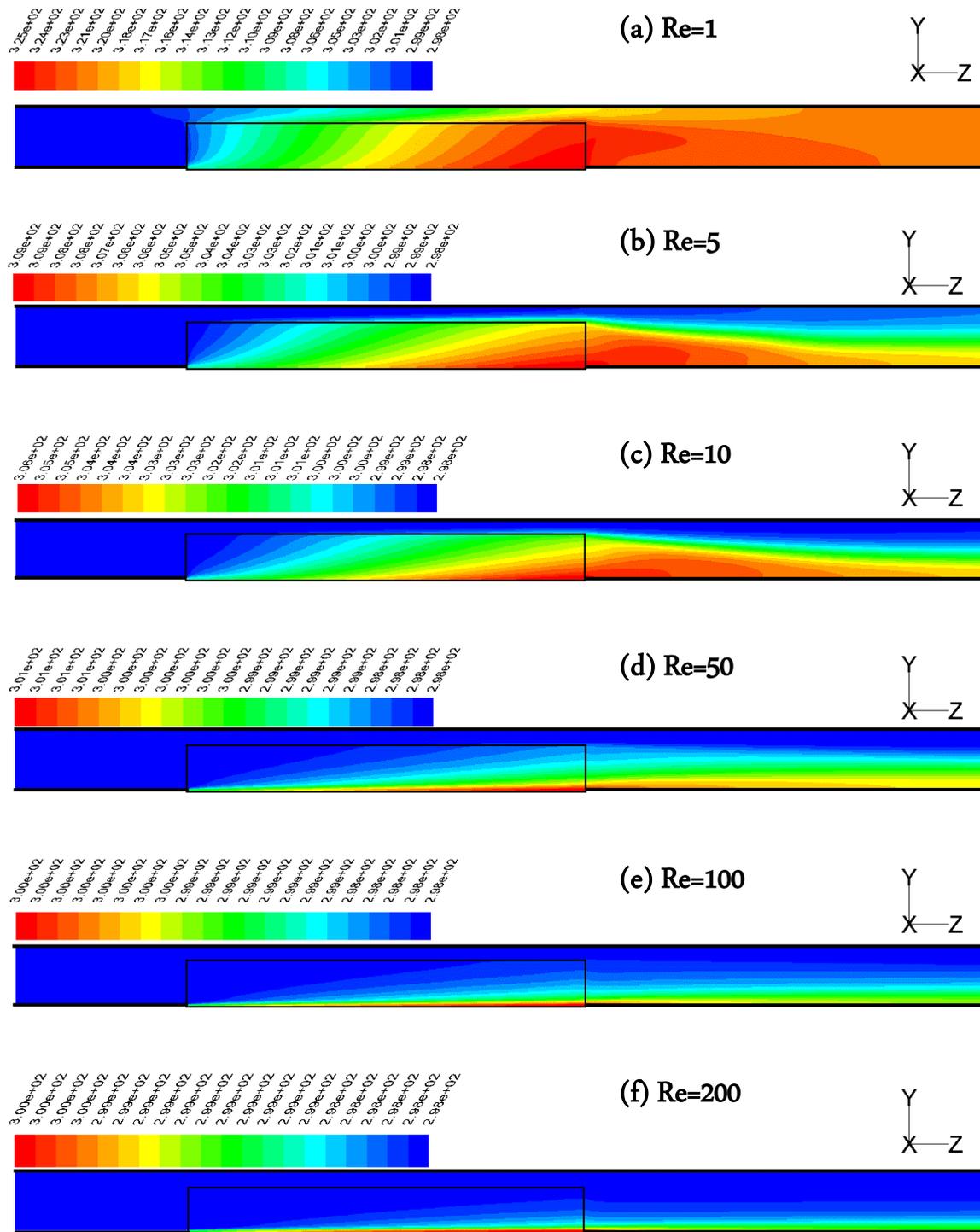


Figure IV_7. Les isothermes pour $Re=1, 5, 10, 50, 100$ et 200 , $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm, dans le plan $y-z$, à $x=0,325$ mm.

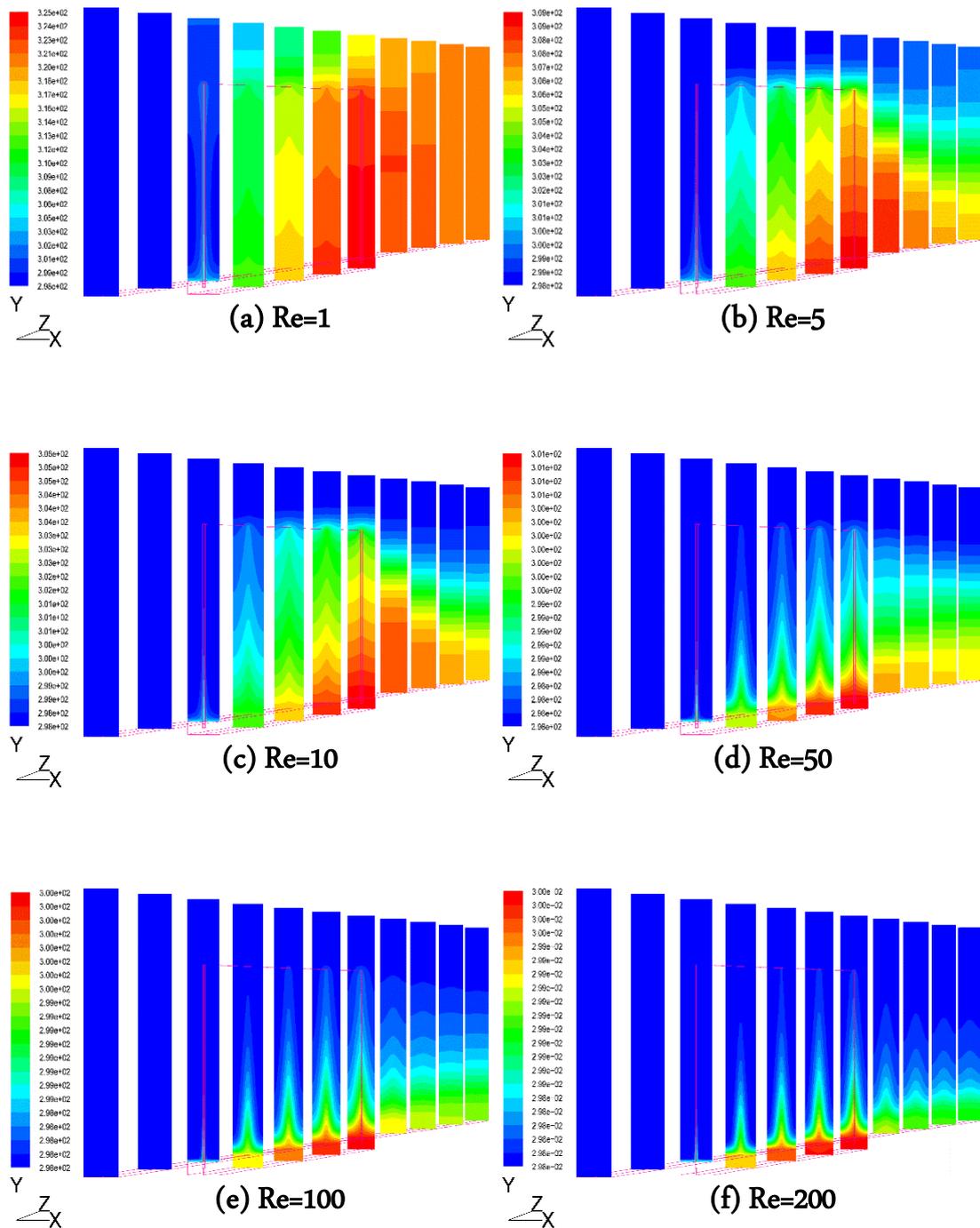


Figure IV_8. Les contours dans le plan de x-y à $z = 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150$ mm pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, $Gr = 100$, $H_f = 7.5$ mm, $S = 1.2$ mm.

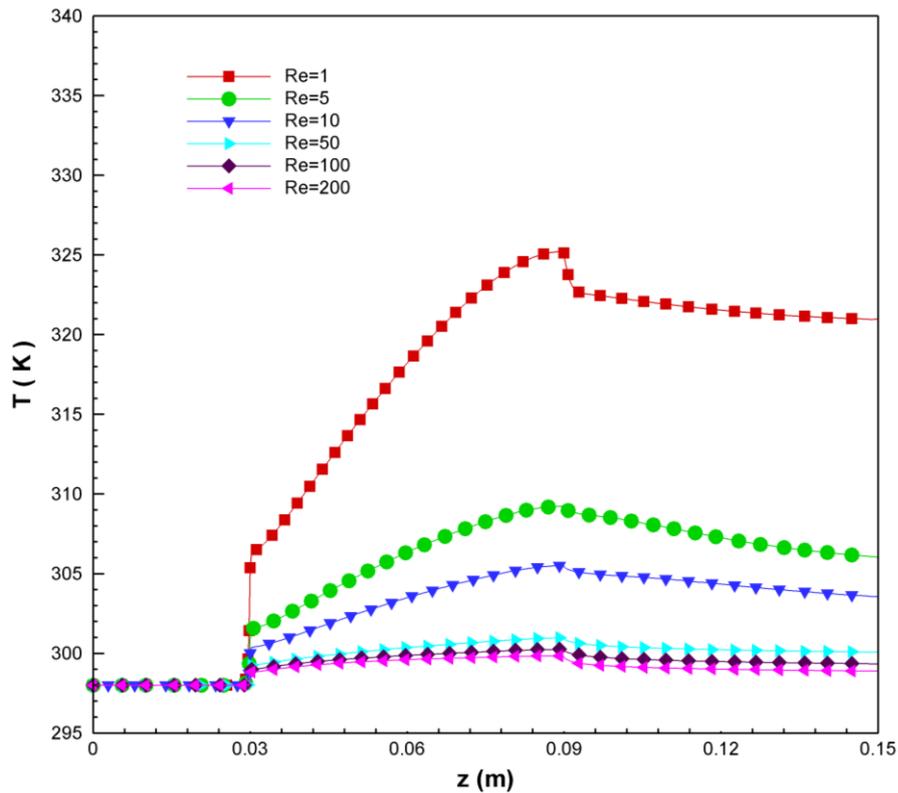


Figure IV_9. Variation de température le long de z à $x=0.325$ mm, et $y=0$, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm.

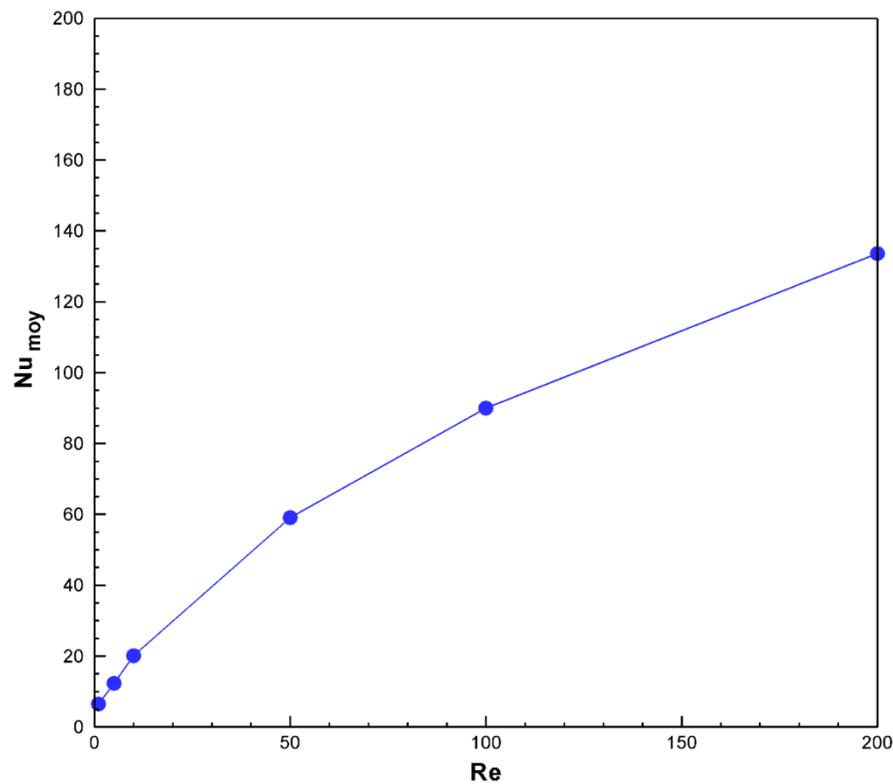


Figure IV_10. Variation de nombre de Nusselt moyen de la plaque de base (plaque chaude) pour différentes valeurs du nombre de Reynolds $Gr=100$, $H_f=7.5$ mm, $S=1.2$ mm.

III.5.2 L'effet de la hauteur des ailettes

L'utilisation des surfaces étendues telles que des ailettes fournit une méthode fiable, pas chère et largement utilisée pour dissiper la chaleur. Afin d'examiner l'influence de la hauteur d'ailette sur le transfert thermique et le champ d'écoulement au sein du canal, nous avons fait varier la hauteur des ailettes dimensionnelle entre 2.5 et 7.5 mm et en fixant l'espace entre les ailettes à $S = 1.2$ mm, nombre de Reynolds entre 5 et 100, avec nanofluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.05$).

La figure IV_11 présente des lignes de courant (en haut) et des vecteurs de vitesses (en bas), dans le plan ($x = 0,325$ mm) pour $Gr = 100$. Comme on peut le voir clairement à partir des vectrices vitesses et des lignes de courant, un flux parallèle existe dans la direction d'écoulement principal jusqu'à ce que le canal formé par les ailettes, pour les différentes valeurs de hauteur d'ailettes. Pour $H_f = 7.5$ mm, on n'enregistre que le fluide continu à circuler dans la région entre les ailettes dans la direction d'écoulement principal. Au contraire, quand on diminue la hauteur d'ailette, ($H_f = 5$ et 2.5 mm), le fluide essaie d'échapper de la région entre les ailettes à l'extérieur de cette région. Par conséquent, le fluide froid qui entre dans la région entre les ailettes quitte le canal sans absorber beaucoup de chaleur à partir de la surface chauffée du conduit. Cela peut être l'une des principales raisons pour lesquelles le transfert de chaleur diminue avec la diminution de la hauteur d'ailette.

Ce résultat peut également être obtenu en observant la figure IV_12 qui montre les distributions de température pour le même cas à la même valeur du nombre de Reynold et pour les différentes hauteurs d'ailettes $H_f = 7.5, 5$ et 2.5 mm. On remarque que pour $H_f = 2.5$ mm, près de l'extrémité de la région ailette intérieure une grande partie du conduit est occupée par un fluide chauffé qui empêche le transfert de chaleur à être atteints efficacement. Cependant, pour $H_f = 5$ et 7.5 mm, le fluide enlève une grande partie de la chaleur à partir de la même région. Ce qui peut être vu clairement sur la figure IV_13 qui présente la distribution de la température dans la plaque de cuivre, l'ailette et la région fluide sur des plans x-y.

La figure IV_14 présente la température de la paroi inférieure du canal dans le sens de l'écoulement à $x=0.325$ mm, pour différentes valeurs d'hauteurs d'ailettes ($H_f = 2.5, 5, 7.5$ mm). Les lignes de température montrent des variations importantes à proximité des zones, où se trouvent la plaque chaude et les ailettes. En notant bien que les plus grandes

valeurs de température de la surface de paroi enregistrées correspondent au $H_f = 2.5$ mm. On observe qu'en augmentant la hauteur d'ailette, on obtient des températures plus faibles et donc un taux de transfert de chaleur plus élevée.

La variation du nombre de Nusselt moyen avec l'auteur d'ailette est présentée dans la Figure IV_15, pour différents nombres de Reynolds et avec un espace entre les ailettes $S = 1.2$ mm. Comme on peut le voir d'après ces figures, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la hauteur d'ailette pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Si on augmente la hauteur H_f pour une valeur fixe de débit d'entrée, les ailettes approchant la surface supérieure provoquent une amélioration significative du coefficient de transfert de chaleur en forçant tous les flux dans la région formée par les ailettes. Pour des petites valeurs de H_f , le flux de fluide froid au-dessus de région ailette interne provoquant le fluide chaud pour rester entre les ailettes, et par conséquent, le transfert de chaleur diminue.

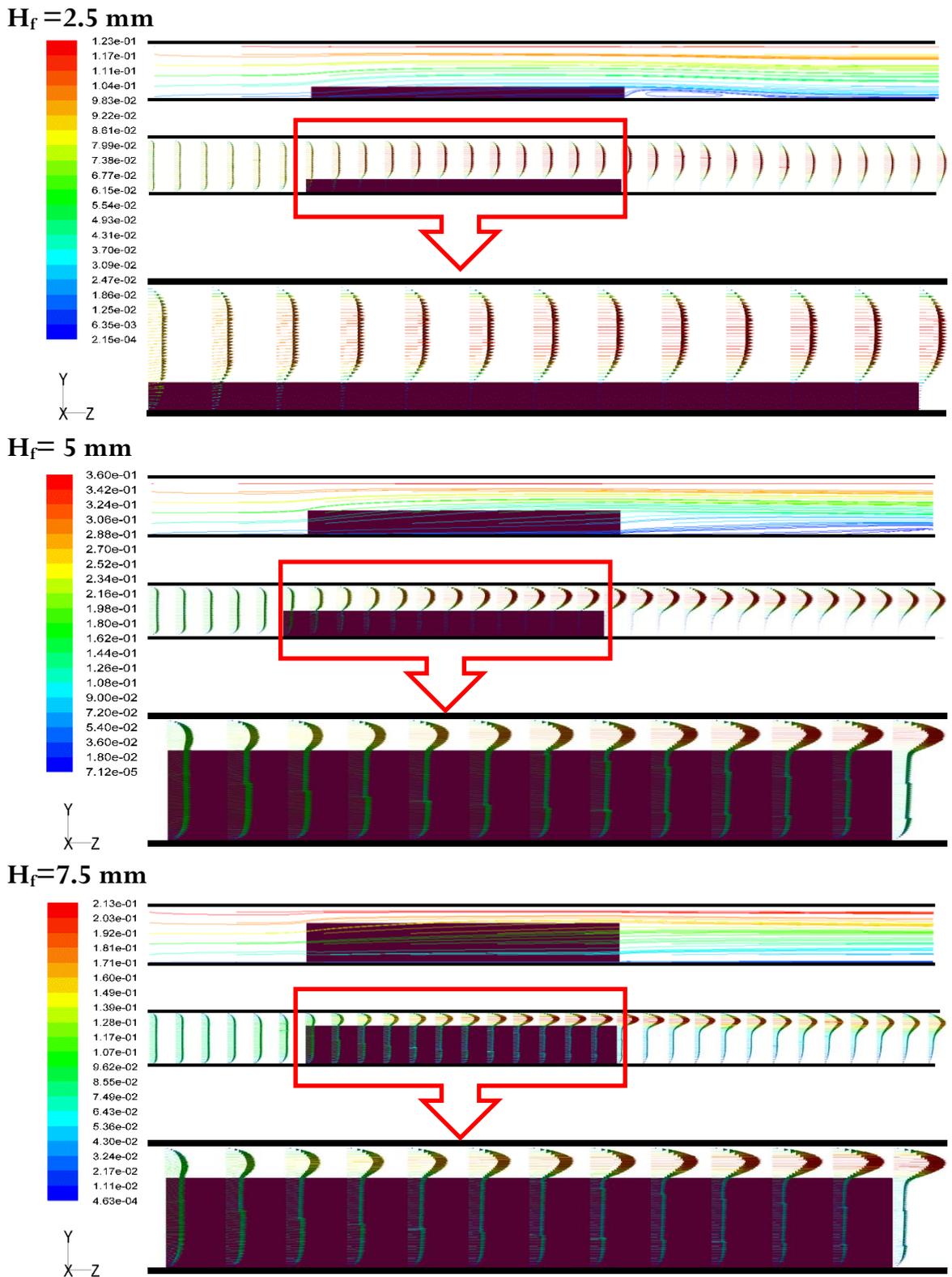


Figure IV_11. Lignes de courant (haut), vecteurs vitesse (bas), pour $H_f = 2.5, 5$ et 7.5 mm, $Gr=100$, $Re=100$, $S= 1.2$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=0,325$ mm.

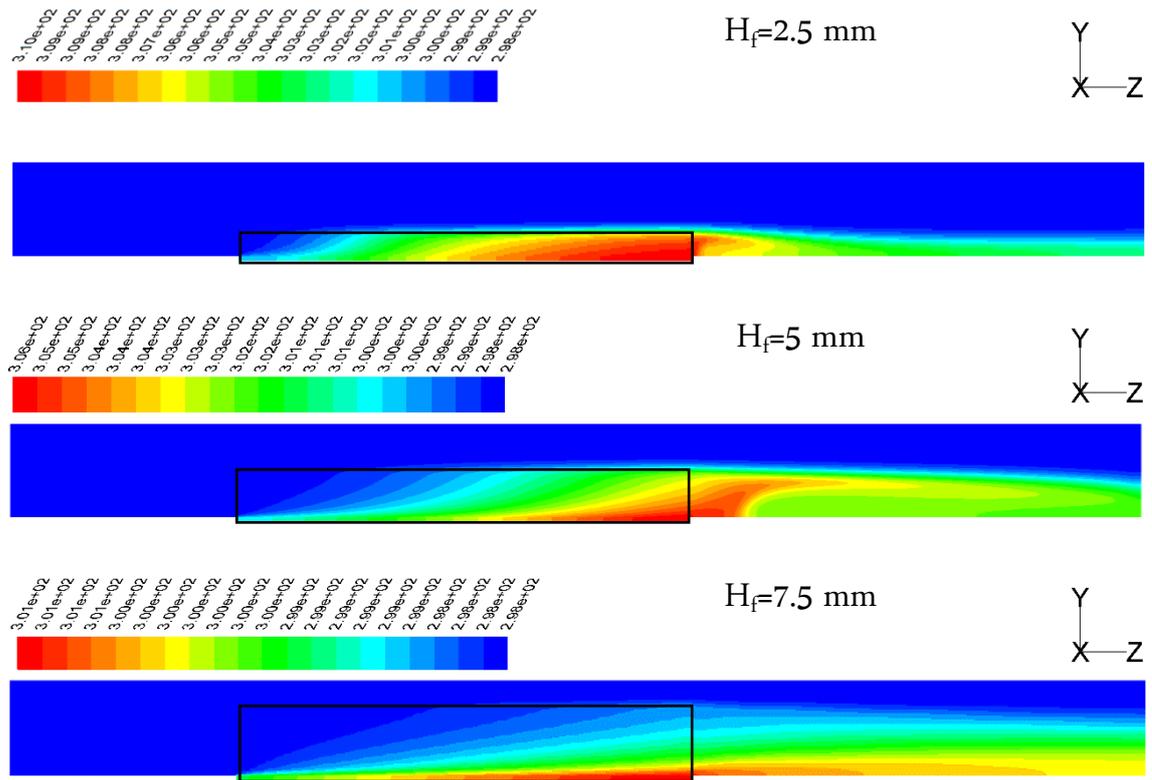


Figure IV_12. Les isothermes pour $H_f = 2.5, 5$ et 7.5 mm, $Gr=100$, $Re=100$, $S = 1.2$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=0,325$ mm.

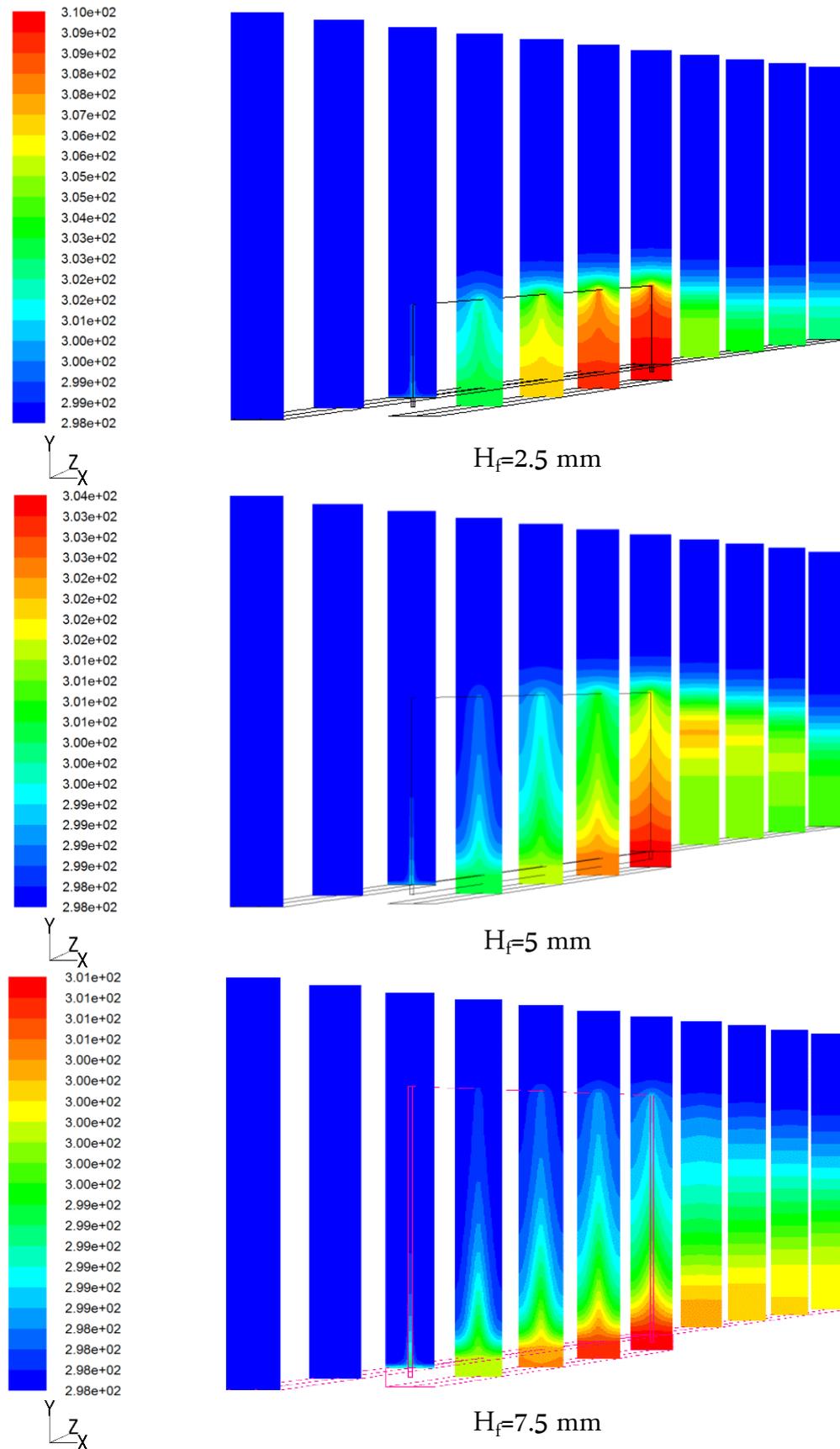


Figure IV_13. Les contours des isothermes pour $H_f=2.5, 5$ et 7.5 mm , dans le plan de $x-y$, $Gr = 100$, $Re= 100$, $S=1.2 \text{ mm}$.

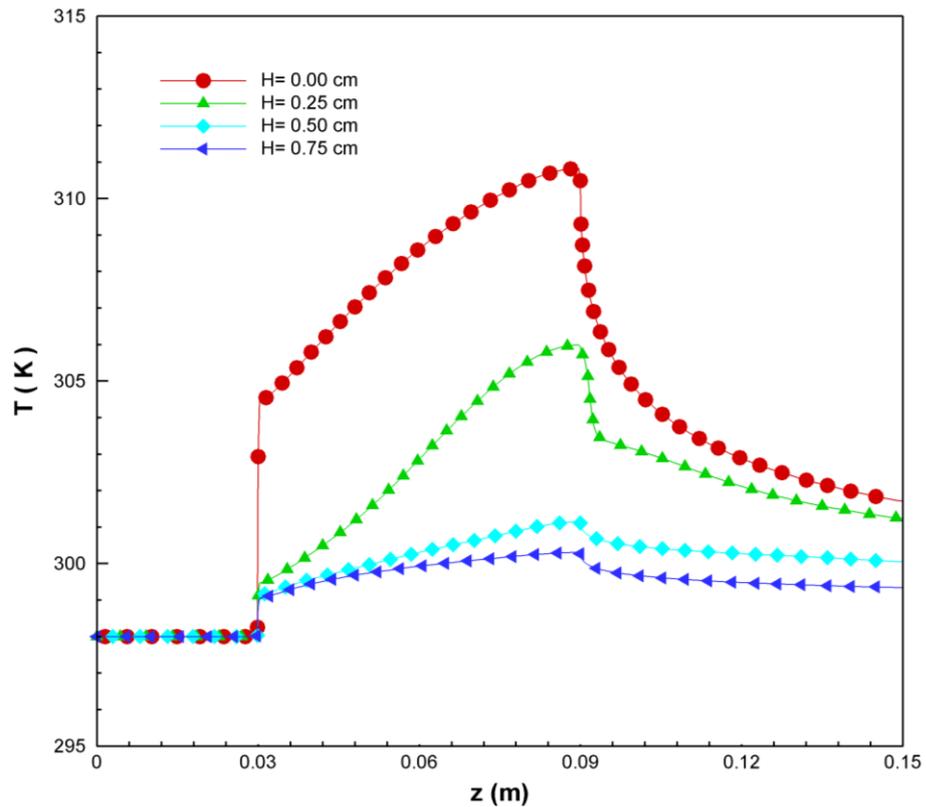


Figure IV_14. Variation de la température de la paroi inférieure le long du canal pour différentes hauteurs d'ailette H_f , à $x=0.325$ mm pour $S = 1.2$ mm, $Re = 100$ et $Gr = 100$.

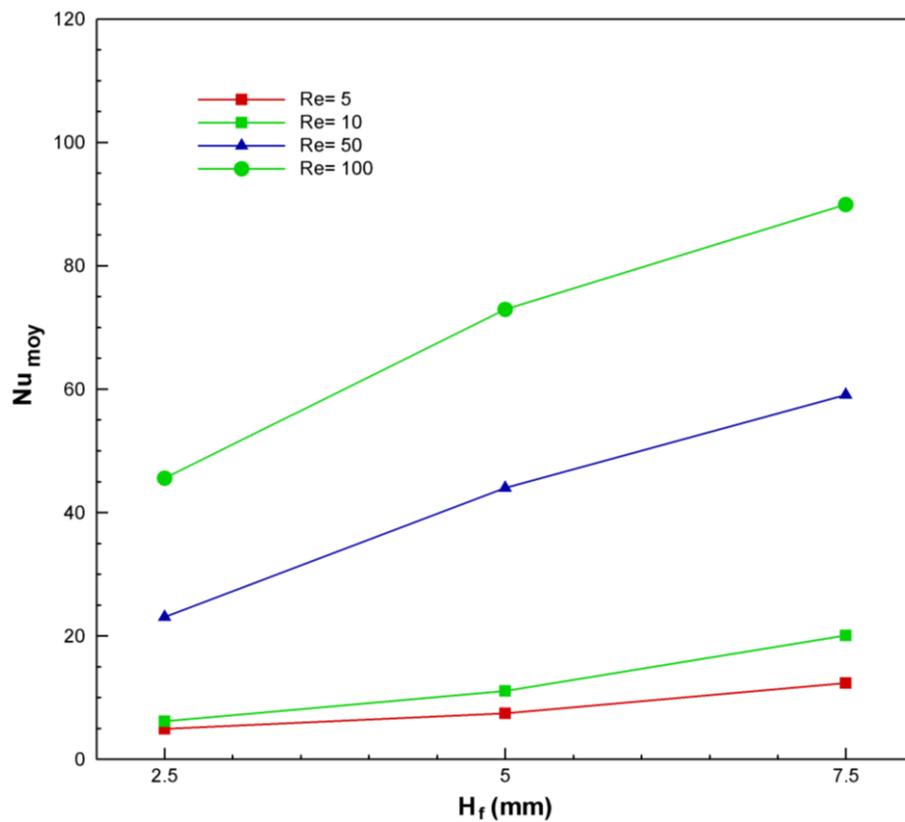


Figure IV_15. Variation du nombre de Nusselt avec la hauteur d'ailette pour différents nombres de Reynolds pour $S = 1.2$ mm et $Gr = 100$.

IV.5.1. L'effet de la distance entre les ailettes

Nous présentons dans cette partie, l'influence de l'espacement entre les ailettes sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur. Pour cela, nous avons étudié les variations du champ de vitesses de l'écoulement et les lignes de courant ainsi le nombre de Nusselt moyen en fonction de la distance de séparation entre les ailettes ($S=0.4, 0.8, 1.2$ et 1.8 mm) à $H_f=7.5$ mm, $Re=100$ et $Gr=100$.

Afin de mettre en évidence l'influence de la distance de séparation sur la structure de l'écoulement, nous avons représenté les lignes de courant (en haut) et les vecteurs de vitesses (en bas) dans un plan médian, pour différentes valeurs de S (figure IV_16). À faible distance de séparation, le fluide essaie d'échapper de la région entre les ailettes à l'extérieur de cette région, et nous observons une régression de la structure tourbillonnaire en aval de l'ailette et une apparition de zones de recirculation. La diminution de l'espacement entre les ailettes provoque une intersection entre les couches limites développées sur les surfaces des ailettes.

Le champ thermique peut être visualisé par la figure IV_17 donnant les contours des isothermes pour différentes valeurs d'espace entre les ailettes. On remarque que l'intersection des couches limites, provoquant la vitesse du fluide circulant entre les ailettes à diminuer, empêche le fluide froid d'entrer dans des rainures d'ailettes, et donc le fluide chaud reste beaucoup plus de temps entre les ailettes. La diminution de la vitesse du fluide aboutit à une carence en extraire de l'énergie thermique des surfaces chauffées, et donc le fluide chauffé sera occupé une grande partie de la conduite, et prévient le transfert de chaleur être réalisé efficacement.

La figure IV_18 présente des variations du nombre de Nusselt moyen avec l'espacement entre les ailettes pour différentes hauteurs d'ailettes, $H_f = 2.5, 5, 7.5$ mm. Comme on le voit sur ces figures, l'augmentation ou la diminution de l'espacement entre les ailettes après une valeur fixe, ne provoque pas une amélioration du transfert de chaleur, au contraire, elle provoque une réduction du taux de transfert de chaleur. Le nombre de Nusselt moyen augmente d'abord avec un espacement à ailettes, jusqu'à une valeur maximale puis diminue avec l'augmentation de l'espacement entre les ailettes. La valeur de l'espacement ailettes à laquelle le transfert de chaleur prend sa valeur maximale, est définie comme l'espacement optimal fin, S_{opt} . Après la valeur optimale de l'espacement, nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de l'espacement

entre les ailettes, comme illustré sur ces figures. Du fait que l'augmentation de l'espacement entre les ailettes (en diminuant le nombre d'ailettes), amène une diminution à la surface totale d'échange de chaleur, ce qui aboutit à une diminution du taux de transfert de chaleur.

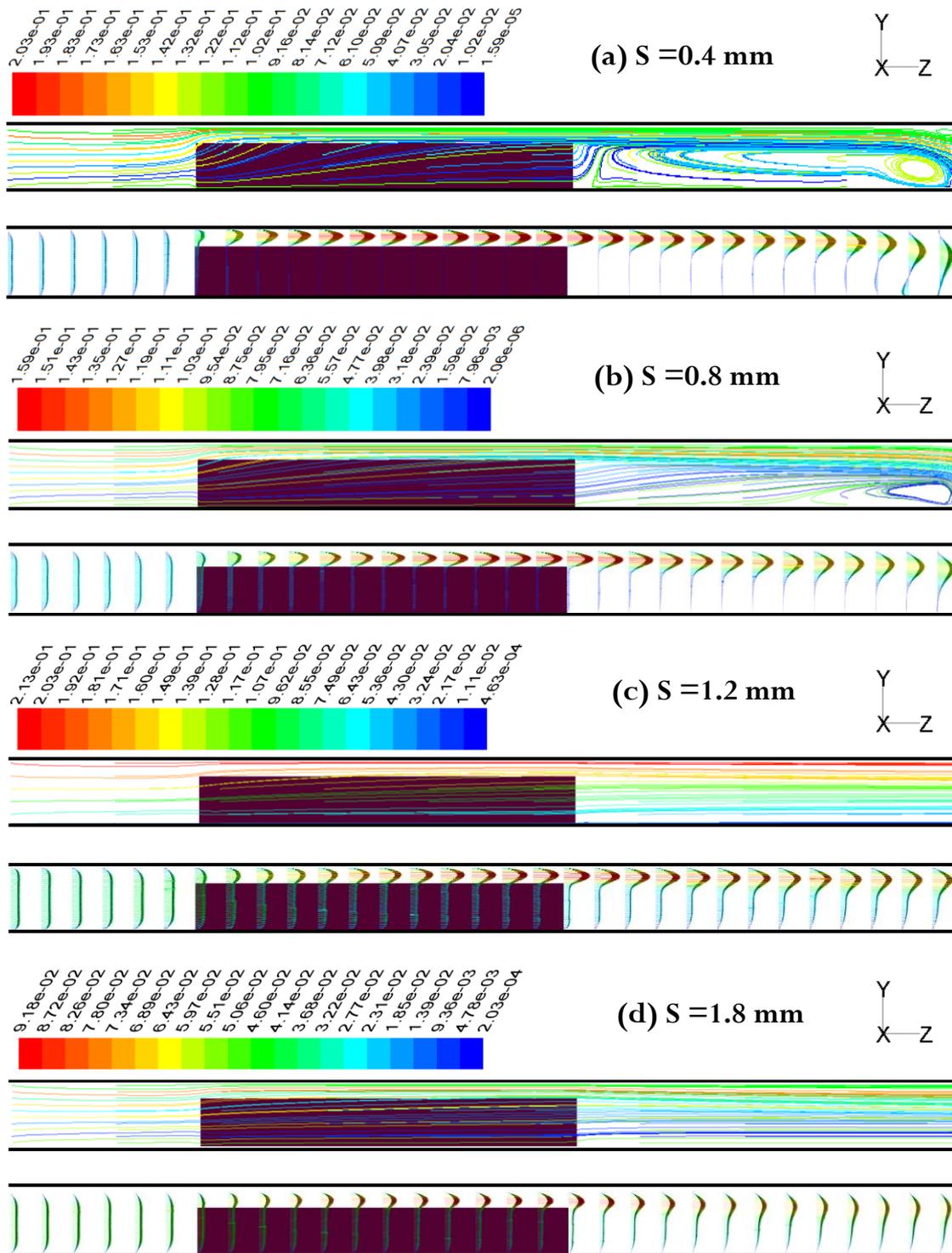


Figure IV_16. Les lignes de courant (haut), vecteurs vitesse (bas) pour $S= 0.4, 0.8, 1.2, 1.8 \text{ mm}$, $Re=100$, $Gr=100$ et $H_f=7.5 \text{ mm}$, dans le plan $y-z$ à $x=S/4 \text{ mm}$.

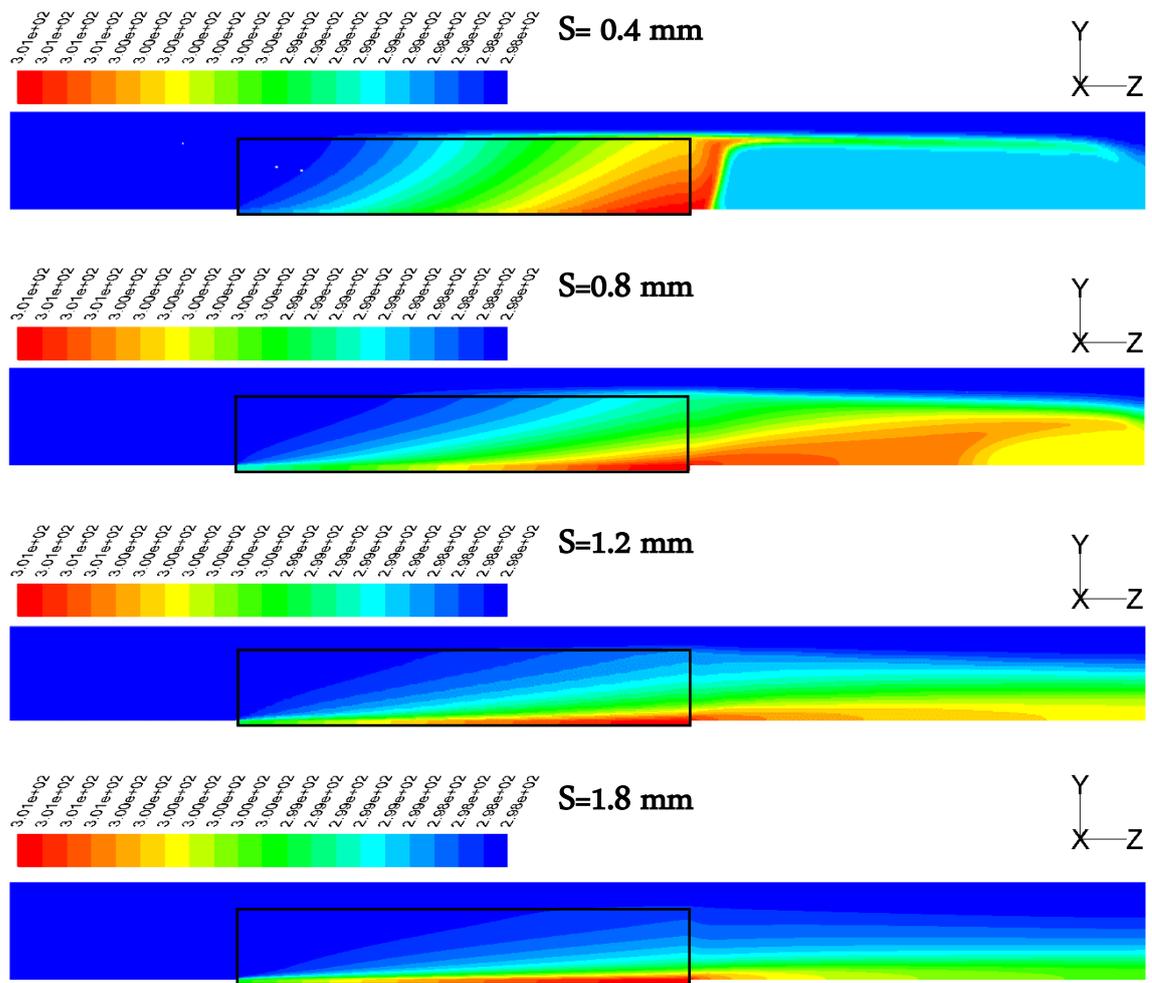


Figure IV_17. Les isothermes pour $S = 0.4, 0.8, 1.2$ et 1.8 mm, $Gr=100$, $Re=100$, $H_f=7.5$ mm, dans le plan $y-z$ à $x=S/4$.

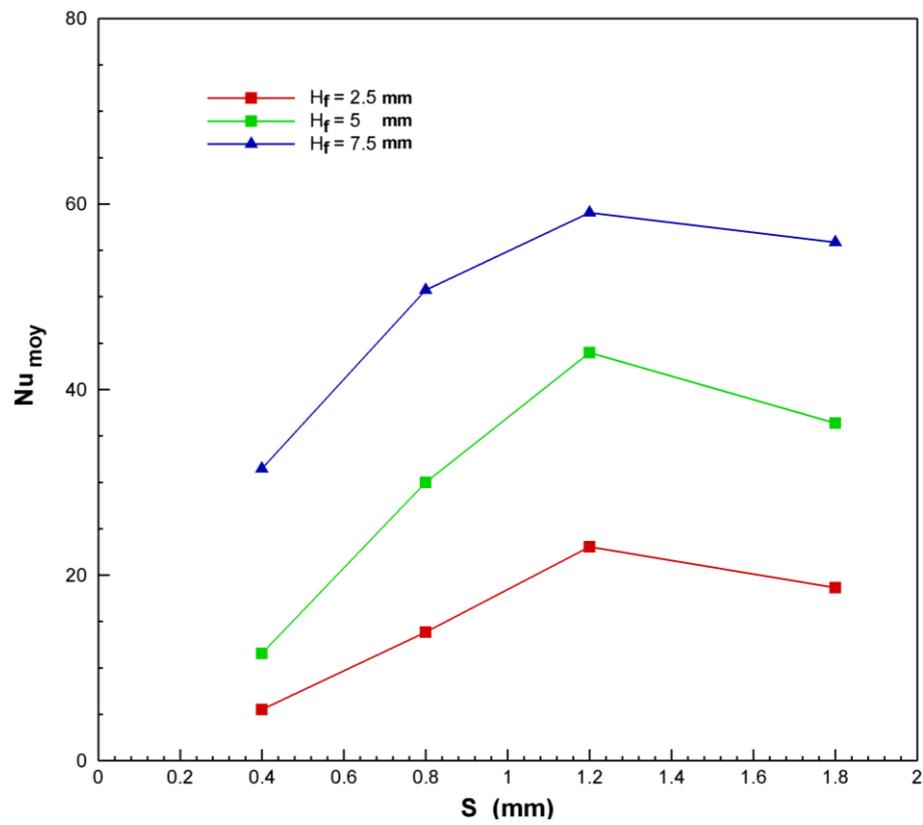


Figure IV_18. Variation du nombre de Nusselt moyen avec la distance entre les ailettes, ($S = 0.4, 0.8, 1.2, 1.8$ mm), à $H_f = 2.5, 5, 7.5$ mm, $Re = 50$ et $Gr = 100$.

IV.6 CONCLUSION

Dans ce chapitre, une étude numérique en 3D du transfert de chaleur par convection mixte à l'intérieur d'un canal horizontal contenant des ailettes refroidies avec de nanofluide Al_2O_3 . La paroi inférieure du canal est chauffée à un flux de chaleur uniforme, et la paroi supérieure est isolée.

Une analyse conjuguée a été effectuée dans laquelle les équations de la conservation de la masse, mouvement et de l'énergie pour le fluide sont résolus, ensemble avec l'équation de conduction de la chaleur dans l'ailette et la plaque de base. Une comparaison a été effectuée avec des résultats des travaux publiés pour valider notre travail. Un bon accord a été obtenu. Les effets de nombre de Reynolds, la hauteur d'ailettes et la distance de séparation entre les ailettes sur l'écoulement de fluide et la performance thermique sont étudiés. Les résultats conduisent aux conclusions suivantes :

- On remarque que le taux de transfert de chaleur global augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- Le transfert de chaleur augmente d'abord avec l'augmentation de l'espacement entre les ailettes, puis il prend sa valeur maximale.
- L'augmentation de la hauteur d'ailette augmente la surface totale d'échange de la chaleur, cependant, augmente le transfert de chaleur.

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail de thèse nous avons mené une étude numérique en vue de quantifier l'importance du transfert de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal chauffé par le bas contenant des ailettes avec nanofluide comme fluide de refroidissement.

Afin de s'assurer de la fiabilité des résultats obtenus avec le code de calcul, des validations des deux codes de calcul ont été faites avec des travaux trouvés dans la littérature (numérique pour le cas 2D et expérimental pour le cas 3D). Un bon accord a été obtenu entre nos simulations et les données numériques et expérimentales en convection mixte.

Dans la première partie (configuration 2D), nous avons mis l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que les nombres de Reynolds et Richardson, la fraction volumique solide, types de nanofluides, et la distance entre les ailettes.

- Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et de Richardson entraîne une amélioration du transfert de chaleur.
- Les nanoparticules Cu et Ag ont prouvé les meilleures performances de refroidissement des ailettes dans un canal horizontal.
- L'augmentation de l'espacement entre les ailettes provoque une augmentation du transfert de chaleur au niveau de la deuxième et la troisième ailette.

Pour la deuxième application, nous avons considéré un canal horizontal rectangulaire et tridimensionnel (3D), contenant des ailettes longitudinales. La paroi inférieure du canal est chauffée à un flux de chaleur uniforme, et la paroi supérieure est isolée. Les effets du nombre de Reynolds, la hauteur d'ailettes et la distance de séparation entre les ailettes sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur au sein du canal ont été examinés.

- Il a été déterminé que le transfert de chaleur par convection mixte dépend de la hauteur et de l'espacement d'ailette.
- On remarque que le taux de transfert de chaleur global augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

- Le transfert de chaleur augmente d'abord avec l'augmentation de l'espacement entre les ailettes, puis il prend sa valeur maximale, après il diminue avec l'augmentation d'espacement entre les ailettes.
- L'augmentation de la hauteur d'ailette augmente la surface totale d'échange de la chaleur, et donc le transfert de chaleur.

On peut conclure enfin, que les paramètres géométriques, et les propriétés thermophysiques du fluide de refroidissement ont une influence considérable sur le transfert de chaleur, et éventuellement sur le refroidissement.

Références

- A Abbasian A., A., A., Mazrouei S., S., Mahmoodi, M., Ardeshiri, A., Aliakbari, M. (2012):** Numerical study of mixed convection flow in a lid-driven cavity with sinusoidal heating on sidewalls using nanofluid, *Superlattices and Microstructures*, vol. 51, pp. 893–911.
- Abu-Nada, E., Masoud, Z., Hijazi, A. (2008):** Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 657-665.
- Acharya, S., Patankar, S., V. (1981):** Laminar mixed convection in a shrouded fin array, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 103, pp. 559-565.
- Ahmed, M., A., Yusoff, M., Z., Shuaib, K., C. (2015):** Numerical and experimental investigations on the heat transfer enhancement in corrugated channels using SiO₂–water nanofluid, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 6, pp. 77–92.
- Al-Sarkhi, A., Abu-Nada, E., Akash, B., A., Jaber, J., O. (2003):** Numerical investigation of shrouded fin array under combined free and forced convection, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol.30, pp. 435-444.
- Ali, R. K. (2009):** Heat transfer enhancement from protruding heat sources using perforated zone between the heat sources, *Applied Thermal Engineering*, vol.29, pp. 2766–2772.
- Alinia, M., Ganji, D., D., Gorji-Bandpy, M. (2011):** Numerical study of mixed convection in an inclined two sided lid driven cavity filled with nanofluid using two-phase mixture model, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp. 1428–1435.
- Alloui, Z., Vasseur, P., Reggio, M. (2011):** Natural convection of nanofluids in a shallow cavity heated from below, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 385-393.
- Aminossadati, S., M., Ghasemi B. (2009):** Natural convection cooling of a localized heat source at the bottom of a nanofluid-filled enclosure, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 28, pp.630–640.
- B Bang, I., C., Chang, S., H. (2005):** boiling heat transfer performance and phenomena of Al₂O₃- Water nanofluids from a plan surface in a pool, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 2407-2419.
- Baskaya, S., Sivrioglu, M., Ozek, M. (2000):** Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp.797–805.

- Batchelor, G., K. (1976):** Brownian Diffusion of particles with Hydrodynamic Interaction, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 74, pp. 1-29.
- Bejan. A. (2004):** Convection Heat Transfer, 3rd Edition, Wiley, New-York.
- Braaten, M., E., Patankar, S., V. (1985):** Analysis of laminar mixed convection in shrouded arrays of heated rectangular blocks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 1699-1709.
- Brinkman. H.C. (1952):** The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions, *J. Chemical Physics*, vol. 20, pp. 571.
- Bruggeman, D., A., G. (1935):** Berechnung verschiedener physikalischer konstanten von heterogenen substanzen, I. Dielektrizitätskonstanten und leitfähigkeiten dermischkörper aus isotropen substanzen, *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 24, pp. 636– 679.
- C Chamkha, A., J., Abu-Nada., E. (2012):** Mixed convection flow in single- and double-lid driven square cavities filled with water–Al₂O₃ nanofluid: Effect of viscosity models, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 36, pp. 82–96.
- Chang, S., W., Su, L., M., Yang, T., L., Chiou, S., F., (2004):** Enhanced heat transfer of forced convective fin flow with transverse ribs, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 185-200.
- Chein, R., Huang, G. (2005):** Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 3104–3114.
- Choi, S.U.S., (1995):** Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *Developments and applications of Non-Newtonian Flows*, FED-vol. 231/MD-vol. 66, ASME, New York, 99-105.
- D Davalath, J., Bayazitoglu, Y. (1987):** Forced convection cooling across rectangular blocs, *ASME Journal of Heat Transfer*. vol. 109, pp. 321-328.
- Didarul, I., Md., Kenyu, O., Minoru, Y., Izuru, S. (2007):** Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31, pp. 367-379.
- Dogan, A., Sivrioglu, M., Baskaya, S. (2005):** Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 1244 -1252.
- Dogan, M., Sivrioglu, M. (2010):** Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2149–2158.

- Dogan, M., Sivrioglu, M. (2012):** Experimental and numerical investigation of clearance gap effects on laminar mixed convection heat transfer from fin array in a horizontal channel-A conjugate analysis, *Applied Thermal Engineering*, vol.40, pp. 102-113.
- E Einstein. (1906):** Eine Neue Bestimmung der Molekuldimensionen, *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 19, pp 289–306.
- Elshafei, E., A., M. (2007):** Effect of flow bypass on the performance of a shrouded longitudinal fin array, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 2233–2242.
- F Farhad, Md., Ismail, Reza, M.O., Zobaer, M.A., Mohammad Ali. (2013):** Numerical investigation of turbulent heat convection from solid and longitudinally perforated rectangular fins, *Procedia Engineering*, vol. 56, pp. 497–502.
- Furukawa, T., Yang, W-J. (2003):** Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 5005-5015.
- Fluent. (2006):** “Fluent 6.3 user's guide,” Tech. Rep., Fluent Inc., Lebanon, NH, USA.
- H Habchi, S., Acharya, S. (1986)** Laminar mixed convection in a partially blocked, vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pp. 1711-1722.
- Halelfadl, S., Adham, A., M., Mohd-Ghazali, N., Maré, T., Estellé, P., Robiah, A. (2014):** Optimization of thermal performances and pressure drop of rectangular microchannel heat sink using aqueous carbon nanotubes based nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 492-499.
- Hamilton, R., L., et Crosser, O., K. (1962):** Thermal conductivity of heterogeneous two component systems, *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 1, pp. 187- 191.
- Heidary, H., Hosseini, R., Pirmohammadi, M., Kermani, M., J. (2015):** Numerical study of magnetic field effect on nano-fluid forced convection in a channel, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, vol. 374, pp. 11–17.
- Heindel, T., J., Ramadhyani, S., Incropera, F., P. (1995):** Laminar Natural Convection in a Discretely Heated Cavity: I—Assessment of Three-Dimensional Effects, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 117, pp. 902-909.

- Hemmat, M., Arani, A., A., A., Niroumand, A., H., Yan, W., Karimipour, A. (2015):** Mixed convection heat transfer from surface-mounted block heat sources in a horizontal channel with nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 89, pp. 783–791.
- Hung, L., Shung, C. (2009):** Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 2949–2955.
- Hung, L., Tsai, G., Chiang, M., Lin, J., (2009):** Effect of a shield on the hydraulic and thermal performance of a plate-fin heat sink, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 233–240.
- Hung, L., Tsai, G., Chao, S., Yen, Y. (2012):** Measurement of thermal and hydraulic performance of a plate-fin heat sink with a shield, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 42, pp. 71–78.
- Hung, T., Yan, W., Wang, X., Chang, C., (2012):** Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks using nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 2559–2570.
- J Jahanshahi, M., Hosseinizadeh, S., F., Alipanah, M., Dehghani, A., Vakilinejad, G., R. (2010):** Numerical Simulation of Free Convection Based on Experimental Measured Conductivity in a Square Cavity Using Water/SiO₂ Nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 687–694.
- Jang, S., P., Choi, S., U., S., (2006):** Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2457–2463.
- Jmai, R., Ben-Beya, B., Lili, T. (2013):** Heat transfer and fluid flow of nanofluid-filled enclosure with two partially heated side walls and different nanoparticles, *Superlattices and Microstructures*, vol. 53, pp. 130–154.
- Jung, Y., M., Seok, P., J., Sung J., K. (2004):** Effect of tip clearance on the cooling performance of a microchannel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.47, pp. 1099–1103.
- K Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M. (2003):** Buoyancy-Driven Heat Transfer Enhancement in a Two-Dimensional Enclosure Utilizing Nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3639–3653.
- Khorasanizadeh, H., Nikfar, M., Amani, J., (2013):** Entropy generation of Cu–water nanofluid mixed convection in a cavity, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 37, pp. 143–152.

- Kim, J., Kang, Y., T., Choi, C., K., (2004):** Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids, *Physics of Fluids*, vol. 16, pp. 2395-2401.
- Kim, S., Y., Sung, H., J., Hyun, J., M., (1992):** Mixed convection from multiple-layered boards with cross-streamwise periodic boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 2941-2952.
- M Maiga, S., Palm, S., J., Nguyen, C., T., Roy, G., Galanis, N. (2005):** Heat Transfer Enhancement by Using Nanofluids in Forced Convection Flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 26, pp.530–546.
- Maughan, J.R., Incropera, F.P. (1990):** Regions of heat transfer enhancement for laminar mixed convection in a parallel plate channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 33, pp. 555-570.
- Maxwell, J., C. (1881):** A Treatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press, U.K.
- N Nield, D., A., Kuznetsov, A., V., (2014):** Forced convection in a parallel-plate channel occupied by a nanofluid or a porous medium saturated by a nanofluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 430–433.
- O Osborne, D., G., Incropera, F., P., (1985):** Laminar, mixed convection heat transfer for flow between horizontal parallel plates with asymmetric heating, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 207-217.
- Ou, J., W., Cheng, K., C., Lin, R., C. (1976):** Combined free and forced laminar convection in inclined rectangular channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 19, pp. 277-283.
- Oztop H., Abu-Nada, E., (2008):** Numerical Study of Natural Convection in Partially Heated Rectangular Enclosures Filled With Nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp. 1326–1336.
- P Pak, B., C., et Cho, Y., I. (1998):** Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, vol. 11, pp. 151–170.
- Patankar, S. (1980):** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Mc Graw-Hill, New York.
- Peles, Y., Kosar, A., Mishra, C., Kuo, C., Schneider B. (2005):** Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 3615–3627.

- Pishkar, I., Ghasemi. B. (2012):** Cooling enhancement of two fins in a horizontal channel by nanofluid mixed convection, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 59, pp. 141-151.
- Premachandran B., et Balaji, C. (2006):** Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3568 – 3582.
- R Ribeiro J., P., Gruss J., A. (2009) :** Nanofluides pour les applications thermiques, technique de l'ingénieur, 2^e édition.
- Ryu, J., H., Choi., D., H., Kim, S., J. (2003):** Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1553-1562.
- S Santra, A., K., Sen, S., Chakraborty, N., (2009):** Study of heat transfer due to laminar flow of copper–water nanofluid through two isothermally heated parallel plates, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 391–400.
- Suzuki, K., Hirai, E., Miyake, T. (1985):** Numerical and experimental studies on a two-dimensional model of an offset-strip-fin type compact heat exchanger used at low Reynolds number, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 823-836.
- T Thomas, A., N., Ouazzani, J., Arnaud, D., D., Rosenberger, F. (1992):** Mixed convection in a horizontal rectangular channel –experimental and numerical velocity distributions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 1481-14947.
- Tsai, G., Hung, L., Lin, C. (2010):** Effect of the angle of inclination of a plate shield on the thermal and hydraulic performance of a plate-fin heat sink, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 364–371.
- Tsai, T., Chein, R., (2007):** Performance analysis of nanofluid-cooled microchannel heat sinks, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, pp. 1013–1026.
- W Wang, B., X., Zhou, L., P., Peng, X., F, (2003):** A fractal model for predicting the effective thermal conductivity of liquid with suspension of nanoparticles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 2665-2672.
- Wu, H., W., Perng, S., W. (1999):** Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in horizontal channel, *International Journal of Heat and Masse Transfer*, vol. 42, pp. 1217–1235.
- X Xuan, Y., et Roetzel, W. (2000):** Conception for heat transfer correlation of nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 3701-3707.

- Y Yang, M., Yeh, R., Hwang, J. (2010):** Mixed convective cooling of a fin in a channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 760–771.
- Young, K., T., Sung, J., K. (2009):** Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 5358–5370.
- Young, T., J., Vafai, K. (1998):** Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3279-3298.
- Yu, W., et Choi, U., S. (2003):** The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model, *Journal of Nanoparticles Research*, vol. 5, pp. 167- 71.
- Z Zhang, Y., Liu, J., Chong, D., Yan, J., (2013):** Experimental investigation on the heat transfer and flow performances of the fin array with shield in bypass, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 56, pp. 674–682.
-