الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Mémoire

Présenté pour obtenir le diplôme de

Master

Spécialité : Energétique

Filière : Génie mécanique

Investigation numérique de la convection forcée pour le refroidissement d'un composant électronique dans un canal en présence d'obstacles utilisant un nanofluide

Présenté par :

BECHOUAT Dia Eddine

Mémoire soutenu le 09 / 06 / 2026 devant le jury composé de

Président :	*ZAIDI Latifa*	MAA
Encadrant :	*BOUZENNADA Tarek*	MCB
Examinateur :	*AMOR Abdellatif*	MAA

Année universitaire :2025/2026

تم المسح الضوئي بـ CamScanner

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Mémoire

Présenté pour obtenir le diplôme de

Master

Spécialité : Energétique

Filière : Génie mécanique

Investigation numérique de la convection forcée pour le refroidissement d'un composant électronique dans un canal en présence d'obstacles utilisant un nanofluide

Présenté par :

BECHOUAT Dia Eddine

Mémoire soutenu le 09 / 06 / 2026 devant le jury composé de

Président :	*ZAIDI Latifa*	MAA
Encadrant :	*BOUZENNADA Tarek*	MCB
Examinateur :	*AMOR Abdellatif*	MAA

Année universitaire :2025/2026

بِسْمِ ٱللَّهِ ٱلرَّحْمَٰنِ ٱلرَّحِيمِ

REMERCIEMENT

Avant tout, je remercie Allah, de m'avoir accordé la santé, la force, la patience et la volonté inébranlable nécessaires pour mener à bien ce modeste travail et surmonter toutes les difficultés.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements les plus sincères à mon encadreur, Mr. BOUZENNADA Tarek, pour son accompagnement précieux, ses conseils avisés, sa grande disponibilité et ses orientations judicieuses qui ont grandement contribué à la réalisation et à la réussite de ce mémoire.

J'adresse également mes remerciements les plus respectueux aux membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant d'examiner, d'évaluer et de juger ce travail.

Je tiens à remercier vivement l'ensemble des enseignants du département de Génie Mécanique pour la qualité de leur enseignement, leur dévouement et la richesse des connaissances qu'ils m'ont transmises tout au long de mon parcours universitaire.

Mes remerciements s'étendent également à toutes les personnes qui, de près ou de loin, par leur aide, leurs conseils ou leurs encouragements, ont contribué à l'aboutissement et à la concrétisation de ce projet.

Enfin, j'exprime ma plus profonde reconnaissance et mon amour éternel à ma mère ainsi qu'à toute ma famille pour leur soutien indéfectible, leurs encouragements constants et les innombrables sacrifices qu'ils ont consentis tout au long de mes études pour me mener vers le chemin du succès.

DEDICACE

الحمدلله حتى يبلغ الحمد منتهاه. الحمدلله الذي وفقني وأعانني على إتمام هذا العمل

À ma mère, pour leur amour inconditionnel et leurs sacrifices. Que ce mémoire soit le symbole de ma profonde gratitude et de mon respect.

À ma famille, pour sa confiance aveugle et ses conseils avisés.

À mes amis, pour avoir partagé les joies et surmonté les défis de cette vie étudiante à mes côtés.

À mes enseignants, pour m'avoir transmis le savoir et le goût de l'excellence.

À toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à la réussite de ce travail.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT……I

DEDICACE……II

Liste des figures……V

Liste des tableaux…… ….VII

NOMENCLATURE……VIII

INDICES……IX

ملخص……X

RESUME……X

Abstract……X

INTRODUCTION GENERALE……1

CHAPITRE 01 Généralitéss sur le transfert de chaleur, refroidissement et les composants électroniques

1. Introduction 3
2. Le transfert de chaleur 3
3. Le transfert de chaleur par convection 5
4. Les composants électroniques 7
5. Le problème du surchauffe des composants électroniques 8
6. Les techniques de refroidissement 9

CHAPITRE 02 Etat de l'art

CHAPITRE 03 Modèle Mathématique

1. Equations gouvernantes : 35

1.1. L'équation de Conservation de masse : 35
1.2. L'équation de quantité de mouvement : 35
1.3. L'équation d'énergie : 35

2. Equations pour les propriétés thermophysiques des nanofluides : 35

2.1. Masse volumique : 35
2.2. La conductivité thermique : 36
2.3. La capacité calorifique : 37
2.4. La viscosité dynamique : 37
2.5. Le nombre de Nusselt moyenne : 37
2.6. Nombre de Nusselt local : 38
2.7. Nombre de Reynolds : 38
2.8. Le critère de performance thermo-hydrolique : 39
2.9. Facteur de frottement : 39

3. Les hypothèses : 39

3.1. L'équation de Conservation de masse : 40
3.2. L'équation de quantité de mouvement : 40
3.3. L'équation d'énergie : 40

CHAPITRE 04 : Résultats et discussions

1. Introduction :..... 41
2. COMSOL Multiphysics :..... 41
3. Les géométries utilisées : 42
4. Les propriétés thermophysiques : 43
5. Independence de maillage : 44
6. Validation du calcul :..... 46
7. Résultats et discussion :..... 48
7.1. PARTIE 1 : mono obstacle 48
7.1.1. Effet du mono obstacle sur champs de vitesses et champ de température..... 48
7.1.2. Effet de mono obstacles sur Le nombre de Nusselt..... 48
7.1.3. Effet du mono obstacle sur Le critère de performance thermohydraulique 53
7.1.4. L'évolution de la température locale du composant électronique..... 54
7.2. PARTIE 2 : deux obstacles..... 56
7.2.1. Effet de deux obstacles sur champs de vitesses et champ de température..... 48
7.2.2. Effet de deux obstacles sur Le nombre de Nusselt 57
7.2.3. Effet de deux obstacles sur Le critère de performance thermohydraulique..... 60
7.2.4. L'évolution de la température locale du composant électronique..... 61
7.3. PARTIE 3 : Comparaison des résultats 63
CONCLUSION GENERALE ……..……..66
BIBLIOGRAPHIE ……..…67

LISTE DES FIGURES

Chapitre 01

Figure. 1.1. Les différents modes de transfert de chaleur…….4
Figure. 1.2. Le régime d'écoulement dans un cylindre. ……7
Figure. 1.3. Composant électronique (processeur). ……8
Figure. 1.4. Surchauffe de composant électronique. ……8

Chapitre 02

Figure. 2.1. Les isothermes dans la cavité avec une fraction volumique (φ = 0.04 et Ra = 10^4).……12
Figure. 2.2. Nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique en CuO pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. ……13
Figure. 2.3. Variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique pour les différents nanofluides. ……...…14
Figure. 2.4. Nombre de Nusselt moyen en fonction de n et φ pour différents nanofluides. ……...……15
Figure. 2.5. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique φ pour trois cas géométriques. ……..16
Figure. 2.6. La géométrie utilisée. ……16
Figure. 2.7. Domaine de calcul et conditions aux limites. ……17
Figure. 2.8. Évolution temporelle de Nu lors de l'ajout de différents pourcentages de nanoparticules. ……..17
Figure. 2.9. Schéma et différentes variables du système. ……..18
Figure. 2.10. Variations du nombre de Nusselt moyen à différents angles d'attaque. ……...19
Figure. 2.11. Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi chaude. ……..…20
Figure. 2.12. Effet du pas des chicanes sur les performances de transfert de chaleur. ……...……21
Figure. 2.13. Effet du pas des chicanes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement. ……...…22
Figure. 2.14. Domaine de calcul. ……..22
Figure. 2.15. Évolution du nombre de Nusselt moyen normalisé en fonction du nombre de Reynolds. ……...…23

Figure. 2.16. Diagramme illustrant le calcul. ……..…24
Figure. 2.17. Effet de différentes concentrations de nanoparticules sur le coefficient de transfert thermique et la température de la paroi. …….25
Figure. 2.18. Fractions massiques d'éthanol et lignes d'écoulement dans les microcanaux …….26
Figure. 2.19. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de différents paramètres. …,,,27
Figure. 2.20. Évolution de Nu en fonction de Ra pour différentes concentrations de nanoparticules……28
Figure. 2.21. Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la distance axiale. ……...29
Figure. 2.22. Effet du nombre de Rayleigh sur le rapport du coefficient de transfert de chaleur. ……...30
Figure. 2.23. Impact de la variable d'instabilité A sur la distribution de température. …….31
Figure. 2.24. Effet du rayonnement thermique R sur le profil de température. …….32
Figure. 2.25. Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds et de la concentration volumique.……33

Chapitre 04

Figure. 4.1. Interface du logiciel COMSOL Multiphysics…….42
Figure. 4.2. Géométries utilisées pour le mono-obstacle. ……..43
Figure. 4.3. Comparaison entre les nombres de Nusselt expérimentaux et numériques pour φ = 0 %.……...…46
Figure. 4.4. Comparaison entre les nombres de Nusselt expérimentaux et numériques pour φ = 0,2 %……47
Figure. 4.5. Comparaison du profil de vitesse de l'eau pure pour Re = 300…….47
Figure. 4.6. Champs thermique (à gauche) et champs de vitesses (à droite) correspondant déférente géométrie proposée. ……..50
Figure. 4.7. Variation de nombre Nusselt local correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules. ……..51
Figure. 4.8. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration de nanoparticules……53
Figure. 4.9. l'évolution du critère de performance thermohydraulique η en fonction de la concentration de nanoparticules…….54
Figure. 4.10. L'évolution de la température locale correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules. ……..55
Figure.4.11. Champs thermique (à gauche) et champs de vitesses (à droite) correspondant déférente géométrie proposée…….57

Figure. 4.12. Variation de nombre Nusselt local correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules. …….58
Figure. 4.13. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration de nanoparticules……60
Figure. 4.14. l'évolution du critère de performance thermohydraulique η en fonction de la concentration de nanoparticule……..61
Figure. 4.15. L'évolution de la température locale correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules. …….63
Figure. 4.16. l'évolution du nombre de Nusselt moyen ($\overline{Nu}$) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) pour les différentes configurations (Cas 0 à Cas f). …….64
Figure. 4.17. l'évolution du critère de performance thermohydraulique η en fonction de la concentration de nanoparticules (ϕ) pour les différentes configurations (Cas 0 à Cas f). ……...65

Liste des tableaux

Tableaux. 3.1. Facteur de forme et sphéricité de plusieurs formes de nanoparticules.

Tableaux. 3.1. Variation du Nombre de Reynolds en fonction de la Concentration (ϕ).

Tableaux. 4.1. Propriétés thermophysiques de l'éthylène glycol et de l'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) à T = 300 K.
Tableaux. 4.2. Évaluation de l'indépendance du maillage et calcul de l'erreur relative pour le nombre de Nusselt moyen.

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
(A)	Surface de section transversale	m^2
(Cp)	Chaleur spécifique à pression constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
(Dh)	Diamètre hydraulique	m
(f)	Facteur de frottement	—

(h)	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
(k)	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
(L)	Longueur caractéristique du canal	m
(Nu)	Nombre de Nusselt	—
($\overline{Nu}$)	Nombre de Nusselt moyen	—
(Pr)	Nombre de Prandtl	—
($\dot{q}$)	Densité de flux thermique	$W \cdot m^{-2}$
(Q)	Flux de chaleur	W
(Ra)	Nombre de Rayleigh	—
(Re)	Nombre de Reynolds	—
(S)	Surface d'échange thermique	m^2
(T)	Température	K
(Tf)	Température du fluide à l'entrée	K
(Ts)	Température de surface	K
(u)	Vitesse d'écoulement	$m \cdot s^{-1}$
(Vs)	Volume des nanoparticules	m^3
(Vt)	Volume total du mélange	m^3
(x, y)	Coordonnées	m
(ΔP)	Perte de pression	Pa
(ϕ)	Fraction volumique des nanoparticules	—
(μ)	Viscosité dynamique	Pa·s
(ρ)	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
(err)	Erreur relative	%

(σ)	Constante de Stefan-Boltzmann	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
(η)	Critère de performance thermohydraulique	—

Indices

(nf)	Nanofluide
(*bf*)	Fluide de base
(*np*)	Nanoparticule
(*loc*)	Local
(*moy*)	Moyen
(*ref*)	Référence
CFD	Computational Fluid Dynamics
EG	Éthylène Glycol
Al_2O_3	Oxyde d'aluminium
FEM	Finite Element Method
CPT	Critère de Performance Thermohydraulique
SDS	Sodium Dodecyl Sulfate
PVP	Polyvinylpyrrolidone

ملخص

يقدم هذا العمل دراسة عددية لتبريد مكون إلكتروني (مصدر حرارة) بالحمل الحراري القسري في قناة ميكروية ذات عوائق باستخدام سائل نانوي. أُجريت المحاكاة العددية باستخدام برنامج COMSOL Multiphysics مع الأخذ في الاعتبار عدة تكوينات: قناة ذات عائق واحد، وقناة ذات عائقين، ونسب حجمية مختلفة من الجسيمات النانوية (0%، 3%، 6%، و9%). يتكون الهيكل من قناة ميكروية بطول 200 ميكرومتر وعرض 50 ميكرومتر، مع وضع المكون الإلكتروني في أسفلها. ركز التحليل على تقييم انتقال الحرارة والأداء الهيدروديناميكي من خلال دراسة عدد نوسلت، وحقول درجة الحرارة، وحقول السرعة، ومعامل الأداء الهيدروليكي الحراري.

تظهر النتائج أن إضافة العوائق، بالإضافة إلى زيادة تركيز الجسيمات النانوية، يُحسّن انتقال الحرارة. ومع ذلك، تؤدي بعض التكوينات أيضًا إلى زيادة فقدان الضغط. من بين الحالات التي تمت دراستها، أثبتت الحالة 3 أنها الأكثر كفاءة، حيث قدمت أفضل حل وسط بين تكثيف نقل الحرارة والحد من فقدان الضغط، وهو ما يترجم إلى تحسن كبير في الأداء الحراري الهيدروليكي للنظام.

RESUME

Ce travail présente une étude numérique du refroidissement par convection forcée d'un composant électronique (source de chaleur) dans un microcanal obstrué, à l'aide d'un nanofluide. La simulation numérique a été réalisée avec le logiciel COMSOL Multiphysics, en considérant plusieurs configurations : un canal avec une obstruction, un canal avec deux obstructions et différents pourcentages volumiques de nanoparticules (0%, 3%, 6% et 9%). La structure est constituée d'un microcanal de longueur 200µm et de largeur 50µm, le composant électronique étant placé au fond. L'analyse s'est concentrée sur l'évaluation du transfert de chaleur et de performance hydrodynamiques, en étudiant le nombre de Nusselt, les champs de température, les champs de vitesse et le paramètre de performance thermohydrodynamique.

Les résultats obtenus montrent que l'introduction des obstacles, combinée à l'augmentation de la concentration en nanoparticules, favorise l'amélioration du transfert de chaleur. Toutefois, certaines configurations entraînent également une augmentation des pertes de charge. Parmi les cas étudiés, le cas 3 s'est révélé la plus performante, offrant le meilleur compromis entre l'intensification du transfert thermique et la limitation des pertes de charge, ce qui se traduit par une amélioration significative des performances thermohydraulique du système.

ABSTRACT

This work presents a numerical study of the forced convection cooling of an electronic component (heat source) in an obstructed microchannel using a nanofluid. The numerical simulation was performed with COMSOL Multiphysics software, considering several configurations: a channel with one obstruction, a channel with two obstructions, and different volume percentages of

nanoparticles (0%, 3%, 6%, and 9%). The structure consists of a microchannel 200µm long and50µm wide, with the electronic component placed at the bottom. The analysis focused on evaluating heat transfer and hydrodynamic performance by studying the Nusselt number, temperature fields, velocity fields, and the thermohydrodynamic performance parameter.

The results show that introducing obstructions, combined with increasing the nanoparticle concentration, improves heat transfer. However, some configurations also lead to increased pressure losses. Among the cases studied, case 3 proved to be the most efficient, offering the best compromise between the intensification of heat transfer and the limitation of pressure losses, which translates into a significant improvement in the thermohydraulic performance of the system.

INTRODUCTION GENERALE

Le développement rapide des technologies microélectroniques s'accompagne d'une augmentation importante de la densité de puissance et d'une réduction continue de la taille des composants. Cette évolution accentue le problème du surchauffe, devenu un enjeu majeur pour les systèmes électroniques modernes. En effet, une température de fonctionnement excessive peut entraîner une baisse des performances, une augmentation de la consommation énergétique et une détérioration progressive des matériaux constituant les composants électroniques. De plus, les sollicitations thermiques répétées accélèrent les phénomènes de vieillissement, réduisent la durée de vie des dispositifs et augmentent le risque de défaillances prématurées. Ainsi, la mise en œuvre de solutions de refroidissement efficaces est essentielle pour assurer la fiabilité, la sécurité et le bon fonctionnement des équipements électroniques.

Bien que la convection forcée en canal constitue une stratégie de choix et largement éprouvée, l'usage de fluides caloporteurs conventionnels comme l'eau ou l'éthylène glycol présente des limites, principalement imposées par leur faible conductivité thermique. Pour franchir cette barrière technologique, les chercheurs se tournent vers l'utilisation de nanofluides, conçus par la suspension de nanoparticules métalliques ou d'oxydes métalliques comme AL_2O_3 dans un fluide de base. Ces fluides de nouvelle génération présentent des propriétés thermophysiques supérieures, capables d'intensifier de manière significative le transfert de chaleur.

Ce travail propose une étude numérique du refroidissement d'un composant électronique dans un canal muni d'obstacles, en utilisant un nanofluide (l'éthylène glycol+AL_2O_3). L'objectif principal est d'analyser l'influence de différents paramètres clés, la fraction volumique des nanoparticules et la configuration des obstacles sur les performances thermiques et hydrodynamiques du système.

Pour mener à bien cette investigation, des simulations numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics. La résolution des équations régissant l'écoulement et le transfert thermique a permis d'évaluer la distribution des températures, les champs de vitesse ainsi que l'évolution du nombre de Nusselt. Ce mémoire est structuré en quatre chapitres principaux.

- ✓ Chapitre 01 : Généralitéss sur le transfert de chaleur, refroidissement et les composants électroniques. Où nous avons abordé plusieurs concepts fondamentaux afin d'assurer une bonne compréhension. Par exemple, le transfert de chaleur et ses différents types : conduction, convection et rayonnement.
- ✓ Chapitre 02 : étude bibliographique tell que nous sommes concentrés sur la collecte d'informations issues d'études antérieures, et nous avons également abordé les dernières découvertes concernant les nanofluides et leurs utilisations, notamment dans le domaine de Le refroidissement

- ✓ Chapitre 03 : dans ce chapitre nous exposons les équations gouvernantes les principaux modèles mathématiques décrivant le comportement des nanofluides étudié.
- ✓ Chapitre 04 : Résultats et discussions. Nous présentons l'analyse numérique et discutons des résultats.

CHAPITRE 01 :

Généralités sur le transfert de chaleur, refroidissement et les composants électroniques

1. Introduction :

Dans ce chapitre nous allons examiner plusieurs concepts clés afin d'assurer une bonne compréhension. Par exemple, Le transfert de chaleur et ses différents types, conduction, convection, et rayonnement.

Ensuite nous avons expliqué les nombres adimensionnels. Comme Le nombre de Nusselt, Le nombre de Prandtl et le nombre de Reynolds. Apres nous avons parlé du refroidissement et de La loi de Newton considérée comme fondamentale.

Ultérieurement nous sommes concentres sur les nanofluides et comment il est produit à travers les nanoparticules. Puis Les composants électroniques et ses catégories : actifs et passifs.

En fin nous avons expliqué Le problème de la surchauffe des composants électroniques.

2. Le transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur est l'énergie thermique en transit en raison d'une différence de température spatiale. Dès qu'il existe une différence de température dans un milieu ou entre deux milieux, un transfert de chaleur doit se produire. [1].

Il existe trois types principaux de transfert de chaleur :

Conduction : Le terme « conduction » évoque immédiatement les notions d'activité atomique et moléculaire, car ce sont les processus à ces échelles qui sous-tendent ce mode de transfert de chaleur. La conduction peut être perçue comme le transfert d'énergie des particules les plus énergétiques vers les moins énergétiques d'une substance, sous l'effet des interactions entre ces particules [1], régi par :

La loi de Fourier : $\dot{q} = -k\frac{dT}{dx}$ avec

$\dot{q}$: Densité flux thermique en (W/m^2)

k : conductivité thermique ($W/m \cdot K$)

$\frac{dT}{dx}$: gradient de température. [1].

Convection : Le transfert de chaleur par convection repose sur deux mécanismes. Outre le transfert d'énergie dû au mouvement moléculaire aléatoire (diffusion), l'énergie est également transférée par le mouvement d'ensemble, ou macroscopique, du fluide. Ce mouvement est lié au fait qu'à chaque instant, un grand nombre de molécules se déplacent collectivement ou sous forme d'agrégats. Régi par la loi de newton : $\dot{q} = h\,(T_s - T_\infty)$ avec

h : coefficient de convection ($W/m^2 \cdot K$)

T_s: température de surface

T_∞ : température du fluide

Par exemple, l'air chaud montant d'un radiateur. [1].

Rayonnement : Le rayonnement thermique est l'énergie émise par la matière à une température non nulle. L'énergie du champ de rayonnement est transportée par des ondes électromagnétiques (ou, alternativement, par des photons). Alors que le transfert d'énergie par conduction ou convection nécessite la présence d'un milieu matériel, le rayonnement, lui, n'en requiert pas. De fait, le transfert d'énergie par rayonnement est optimal dans le vide, suivant

La loi de Stefan-Boltzmann. [1].

Q = σT^4 avec

σ : la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67\times10-8 W/m^2K^4$)

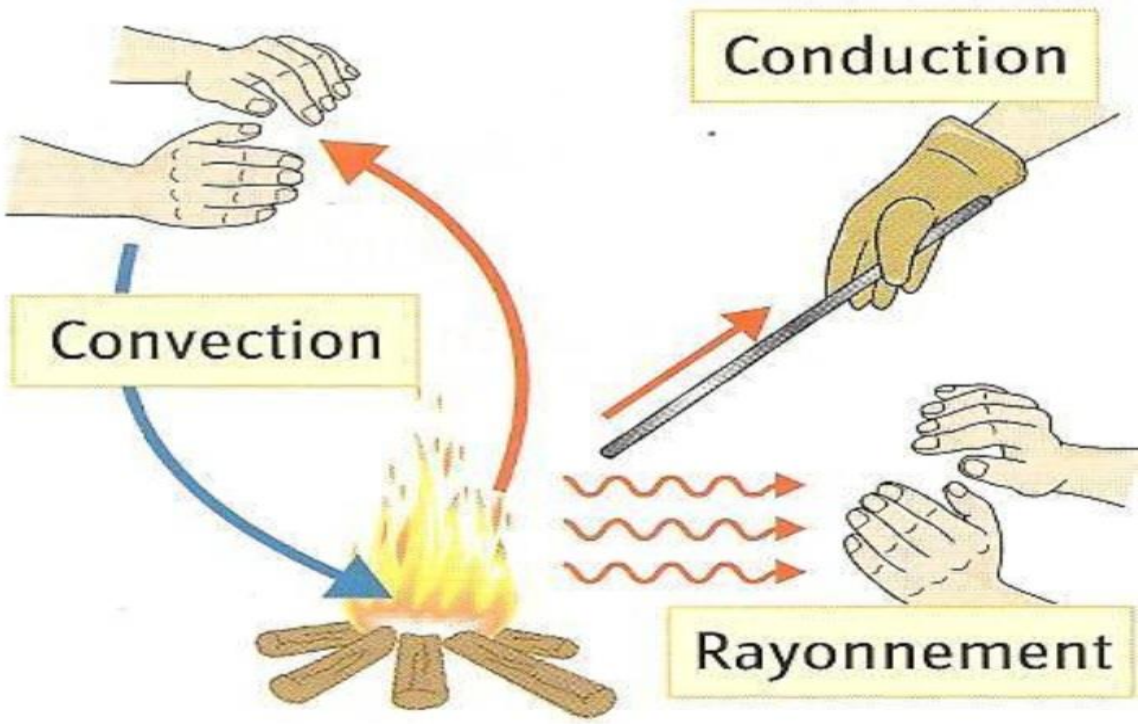


Fig. 1.1. Les différents modes de transfert de chaleur

3. Le transfert de chaleur par convection :

Le transfert de chaleur par convection peut être classé selon la nature du flux. Il y a deux types :

- Naturelle : Dans le cas de la convection libre (ou naturelle), l'écoulement est induit par les forces de flottabilité, qui sont dues aux différences de densité causées par les variations de température dans le fluide.
- Forcée : On parle de convection forcée lorsque le flux est provoqué par des moyens externes, tels qu'un ventilateur, une pompe ou les vents atmosphériques. À titre d'exemple, considérons l'utilisation d'un ventilateur pour assurer le refroidissement par convection forcée de composants électriques chauds sur une pile de cartes de circuits imprimés

Le flux de chaleur convectif (q) s'exprime par la loi de Newton : q = h.S(Ts – T), où.

S : la surface d'échange

h : le coefficient de transfert (W/m²·K), influencé par la vitesse du fluide, sa viscosité et la géométrie. Des valeurs de (h) plus élevées indiquent une meilleure efficacité, typiquement supérieures en convection forcée.[1].

$$h = \frac{k\,Nu}{L}$$

Où

k : La conductivité thermique par convection ; mesure la capacité d'un matériau à conduire la chaleur par conduction. [W.$m^{-1}.K^{-1}$].

Nu : nombre de Nusselt.

L : longueur caractéristique.

- **Le nombre de Nusselt :**

Est un nombre sans dimension essentiel en transfert thermique, qui mesure le rapport entre le transfert de chaleur par convection et celui par conduction pure dans un fluide. Plusieurs corrélations empiriques existent pour calculer le nombre de Nusselt (Nu), adaptées au type d'écoulement (laminaire/turbulent), à la géométrie et au régime (forcé ou naturel).

$Nu = \frac{h\,L}{k_f}$ Où :

h : Coefficient de transfert par convection

L : Longueur caractéristique

k_f : Conductivité thermique .[1].

- **Le régime d'écoulement (Nombre de Reynolds) :**

Le régime d'écoulement décrit la manière dont un fluide se déplace dans un conduit ou un espace, principalement classé en laminaire, transitoire et turbulent selon le nombre de Reynolds.

Le nombre de Reynolds est un critère sans dimension essentiel en mécanique des fluides pour prédire le régime d'écoulement : laminaire si Re est faible (viscosité dominante), turbulent si élevé (inertie dominante).

$\mathrm{Re} = \frac{\rho u D_h}{\mu}$, où :

ρ : la masse volumique d'un fluide ou matériau

u : La vitesse d'écoulement

D_h : Le diamètre hydraulique

$D_h = \frac{4A}{P}$ avec :

A : Section transversale mouillée ou surface occupée par le fluide

P : Périmètre mouillé.

μ : Viscosité dynamique mesure la résistance interne d'un fluide à l'écoulement sous contrainte de cisaillement.

Décide du régime : [Re < 2300] pour laminaire, [Re > 4000] pour turbulent en conduite cylindrique.

Il existe trois types :

- Laminaire : Le fluide s'écoule en couches parallèles sans mélange, typique à basse vitesse ou haute viscosité, comme le miel coulant lentement.
- Turbulent : Mouvement chaotique avec tourbillons et mélange intense, observé à haute vitesse ou basse viscosité, comme l'eau jaillissant d'un robinet ouvert.
- Transitoire : État intermédiaire avec des perturbations mineures. .[1].

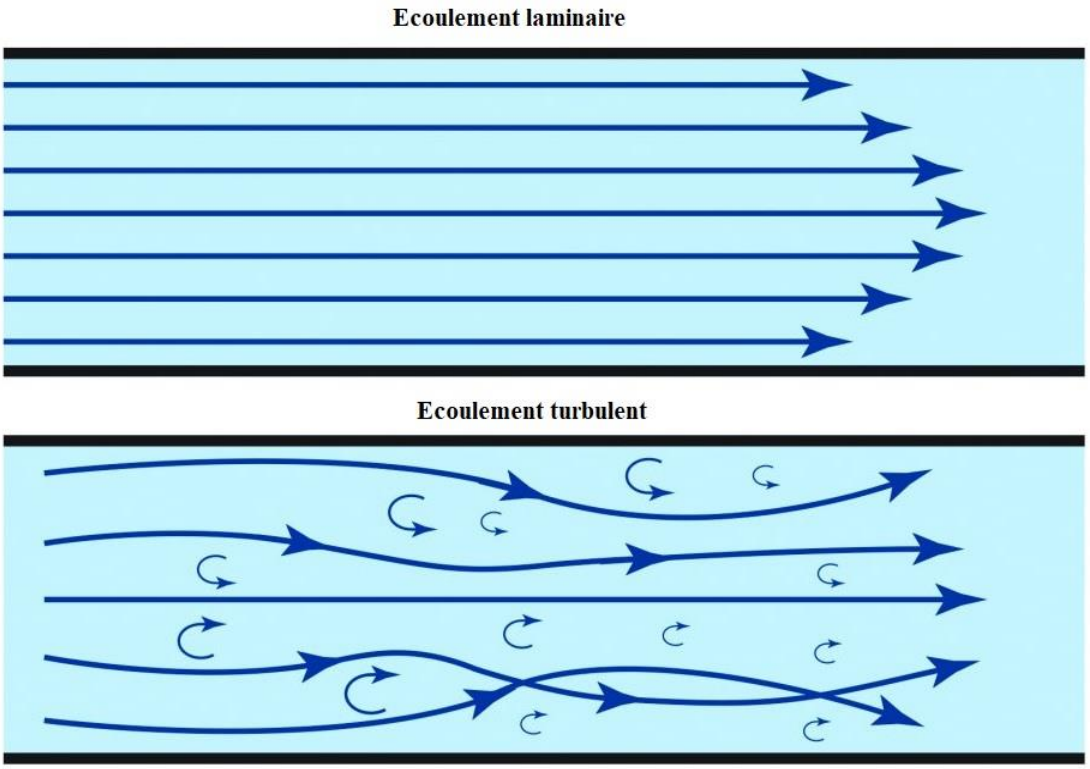


Fig. 1.2. Le régime d'écoulement dans une cylindre

4. Les composants électroniques :

Les composants électroniques sont des éléments de base utilisés dans les circuits pour contrôler, modifier ou amplifier les signaux électriques. Ils se divisent principalement en deux catégories : actifs et passifs.

- Composants passifs : Ces éléments ne génèrent pas d'énergie, mais la stockent, la dissipent où la filtrent. Résistances : limitent le courant et divisent la tension. Condensateurs : stockent l'énergie électrique pour lisser les signaux ou filtrer. Inductances : stockent l'énergie sous forme de champ magnétique, utilisées dans les filtres.
- Composants actifs : Ils nécessitent une alimentation et peuvent amplifier ou commuter des signaux. Diodes : laissent passer le courant dans un sens seulement, comme dans les redressements. Transistors : amplifient ou commutent les signaux, essentiels pour la logique et l'amplification. Circuits intégrés : intègrent de multiples fonctions sur une puce, comme les microprocesseurs.[3] .

.

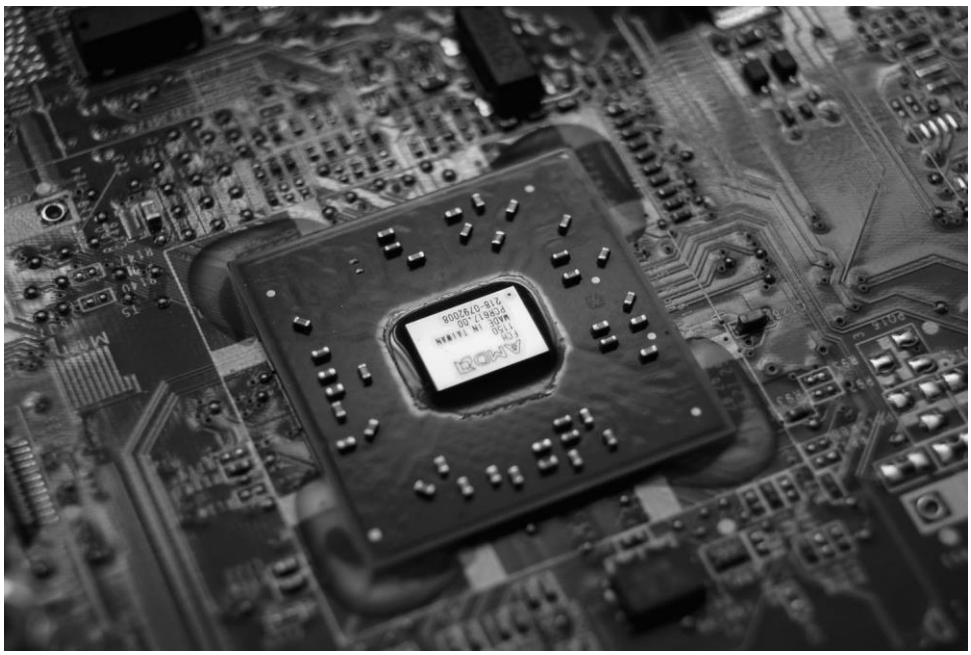


Fig. 1.3. Composant électronique (processeur)

5. Le problème du surchauffe des composants électroniques :

Le problème du surchauffe de la jonction demeure un obstacle majeur devant les performances les plus recherchées des systèmes électroniques soit : l'augmentation de la vitesse d'opération et la miniaturisation des composants. Dans les deux cas, cela se traduit par une augmentation de la température des composants électroniques causée respectivement par l'accumulation d'un résidu thermique d'un cycle à l'autre et l'augmentation de la densité de puissance dissipée. La chaleur est une conséquence inévitable de chaque dispositif électronique, elle doit être réduite au minimum. La problématique thermique est généralement mentionnée comme la gestion thermique,[4]

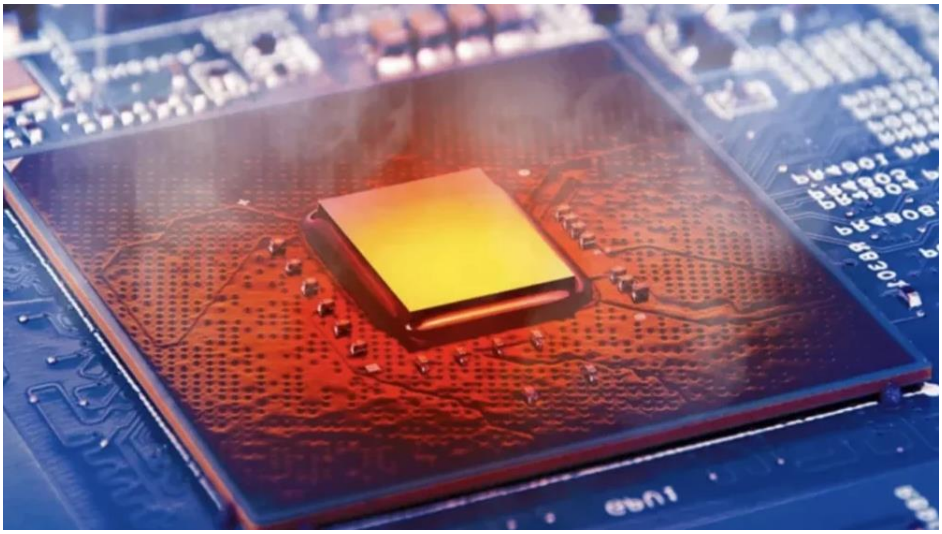


Fig. 1.4. Surchauffe de composant électronique.

6. Les techniques de refroidissement :

Les techniques de refroidissement des composants électroniques ont pour objectif d'évacuer la chaleur générée afin d'éviter la surchauffe, de maintenir de bonnes performances et d'augmenter la durée de vie des composants. Parmi les méthodes de refroidissement les plus utilisées, on distingue le refroidissement par air, par liquide, par changement de phase et par immersion.

- Le refroidissement par air repose sur l'utilisation de dissipateurs thermiques, souvent associés à des ventilateurs pour améliorer l'évacuation de la chaleur.
- Le refroidissement par liquide consiste à utiliser un fluide caloporteur capable de transporter efficacement la chaleur, comme les nanofluides.
- Le refroidissement par changement de phase utilise un fluide ou un matériau capable d'absorber une grande quantité de chaleur lors du passage d'un état physique à un autre. [5].
- **Les nanofluide :**

Nanofluide est une suspension colloïdale de nanoparticules (métaux, oxydes, carbures ou nanotubes de carbone) qui améliore les propriétés thermophysiques du fluide de base, notamment la conductivité thermique, la viscosité et le transfert de chaleur. Ils se préparent souvent par la méthode en deux étapes : synthèse des nanoparticules, puis dispersion via ultrasons ou agitation mécanique pour briser les agglomérats et assurer une homogénéité stable. Les nanoparticules réduisent la taille des particules, augmentant le mouvement brownien et les interactions, ce qui booste la diffusivité thermique (plus marquée avec des particules fines). Il Utilisés comme liquides de refroidissement, lubrifiants ou en biomédecine ; particulièrement efficaces dans les échangeurs thermiques solaires ou industriels pour intensifier les transferts de chaleur.[6].

- **Les nanoparticules :**

Les nanoparticules, ou particules ultrafines, sont des agrégats de matière dont la taille varie entre 1 et 100 nm (1 nm = 10^{-9} m). Elles diffèrent des particules plus grosses par leur ratio (surface/volume) élevé, qui modifie leurs comportements comme la réactivité chimique ou la conductivité. Les nanoparticules sont fabriquées principalement par deux approches complémentaires : descendante et ascendante.

- Méthode descendante : Cette approche consiste à partir de matériaux en vrac pour les réduire à l'échelle nanométrique. Les techniques incluent le broyage mécanique, la lithographie, l'électropulvérisation, la décomposition thermique ou la condensation de gaz, permettant un contrôle précis mais souvent coûteux en énergie.

- Méthode ascendante : Ici, on assemble des atomes ou molécules pour former les nanoparticules. Les procédés chimiques dominent, comme la réduction chimique. La précipitation, la microémulsion, sol-gel, hydrothermale ou dépôt de vapeur chimique.

La taille et la forme des nanoparticules sont contrôlées par des paramètres précis lors de leur synthèse, tels que la nature des réactifs, les conditions réactionnelles et les stabilisants.[2].

La fabrication des matériaux nanofluidiques implique principalement deux approches : la synthèse de nanoparticules dispersées dans un fluide de base pour créer des nanofluides (améliorant les propriétés thermiques), ou la réalisation de dispositifs nanofluidiques (canaux à l'échelle nanométrique pour manipuler des fluides). Méthodes pour nanofluides Les nanofluides sont préparés par des procédés en une ou deux étapes.

- Procédé en une étape Cette méthode synthétise directement les nanoparticules dans le fluide de base, évitant l'oxydation des métaux purs et favorisant une intégration immédiate. Elle est idéale pour les nanoparticules sensibles, comme les métaux, via des techniques physiques ou chimiques telles que la pyrolyse ou la précipitation.
- Procédé en deux étapes La première étape fabrique les nanoparticules (par broyage mécanique ou synthèse chimique), puis la seconde les disperse dans le fluide via ultrasonication ou ajout de tensioactifs par exemple : SDS (Sodium Dodecyl Sulfate), PVP (polyvinylpyrrolidone). L'ultrasonication est la plus efficace pour briser les agrégats, assurant une stabilité colloïdale optimale et une conductivité thermique accrue, comme Oxyde d'aluminium (Al_2O_3).[6].

Le refroidissement par nanofluide utilise des suspensions de nanoparticules dans un fluide de base (comme l'eau ou le glycol) pour améliorer significativement les performances thermiques. Ces fluides innovants augmentent la conductivité thermique jusqu'à 98% dans certains cas, comme avec des nanocodes d'argent.

- **La fraction volumique** :

La fraction volumique (concentration) est la propriété la plus important pour le nanofluide, puisque les calculs des tous les autres propriétés se basés sur la fraction volumique du nanofluide. Et on peut défini la fraction volumique comme le volume de solide ou particule (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base). La valeur de la fraction volumique est variée entre 0 (fluide de base pure) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivante :

$$\phi = \frac{V_S}{V_T}$$

Vs : volume de solide (nanoparticules).

V_T : volume totale.

Ce chapitre offre une vue d'ensemble complète des mécanismes de transfert de chaleur, des nombres adimensionnels essentiels (Nusselt, Prandtl, Reynolds), et des solutions innovantes comme les nanofluides pour contrer le surchauffage des composants électroniques actifs et passifs. La loi de Newton du refroidissement reste un pilier fondamental pour modéliser la convection. Ces concepts interconnectés sont cruciaux pour optimiser la gestion thermique en ingénierie, particulièrement dans les applications modernes.

Dans le chapitre suivant, nous expliquerons certaines études antérieures et les résultats obtenus.

CHAPITRE 02 :

État de l'art

Dans cette partie du travail, nous sommes concentrés sur la collecte d'informations issues d'études antérieures, et nous avons également abordé les dernières découvertes concernant **les nanofluides** et leurs utilisations, notamment dans le domaine de Le refroidissement.

Soufi El habib a analyser l'effet de la fraction volumique des nanoparticules (φ) et du nombre de Rayleigh (Ra) sur le transfert de chaleur par convection naturelle, en utilisant le nanofluide Al_2O_3/eau. La simulation a été effectuée à l'aide des logiciels GAMBIT et FLUENT, et la performance thermique a été évaluée à partir du nombre moyen de Nusselt. Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction volumique (de 0,01 à 0,15) améliore le transfert de chaleur, avec une augmentation du nombre de Nusselt moyen (d'environ 2,31 à 2,79). De plus, l'augmentation du nombre de Rayleigh renforce la convection naturelle et améliore davantage les performances thermiques. En conclusion, l'étude confirme que le nanofluide Al_2O_3/eau présente une meilleure efficacité de refroidissement que l'eau pure, et que ses performances dépendent fortement de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh.[7].

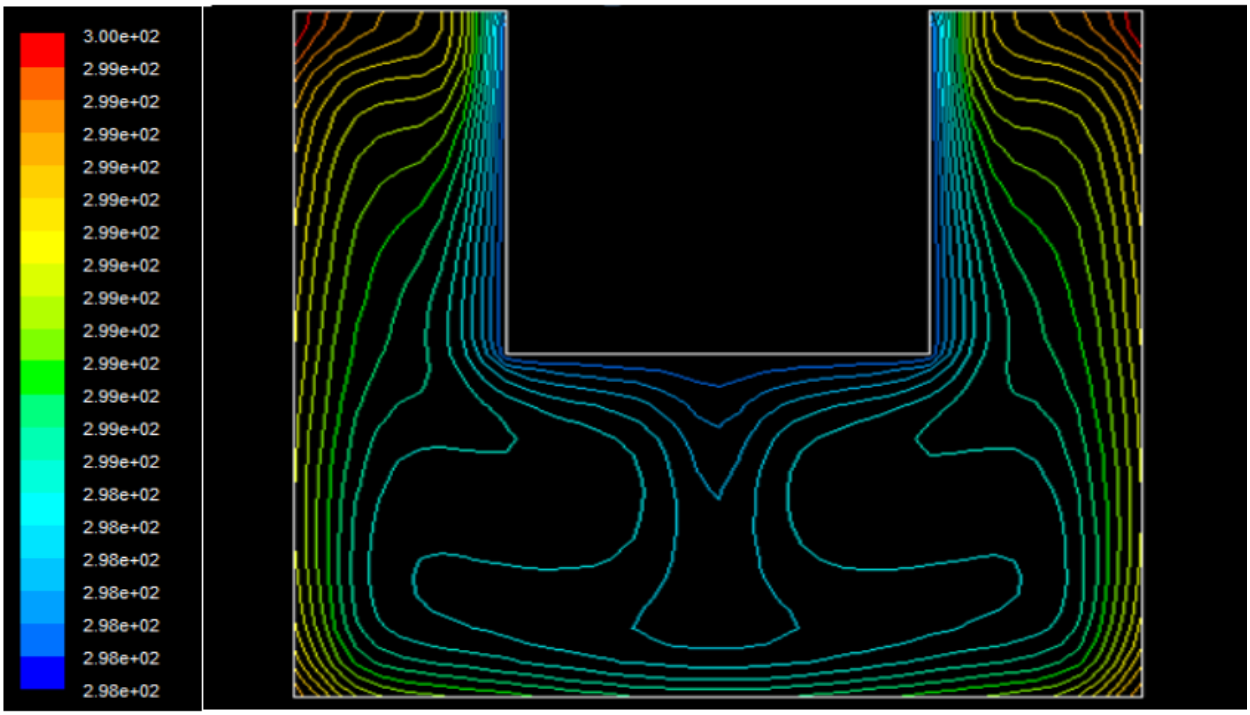


Fig. 2.1. Les isothermes dans la cavité avec une fraction volumique (φ =0.04 et Ra= 104) [7].

D.Abdennasser et O. Redha . Ont étudié la modélisation du transfert de chaleur par convection dans les nanofluides dans **un tube circulaire**, notamment dans les écoulements internes au sein des conduites. Le travail s'appuie sur les équations fondamentales de la mécanique des fluides (équation de continuité, équations de Navier–Stokes et équation de l'énergie) pour analyser le comportement thermique en régime laminaire et turbulent. Il traite également des phénomènes de couche limite hydrodynamique et thermique, ainsi que de la convection forcée dans les tubes et de

l'influence des nombres adimensionnels tels que Reynolds, Prandtl et Nusselt sur le transfert thermique.

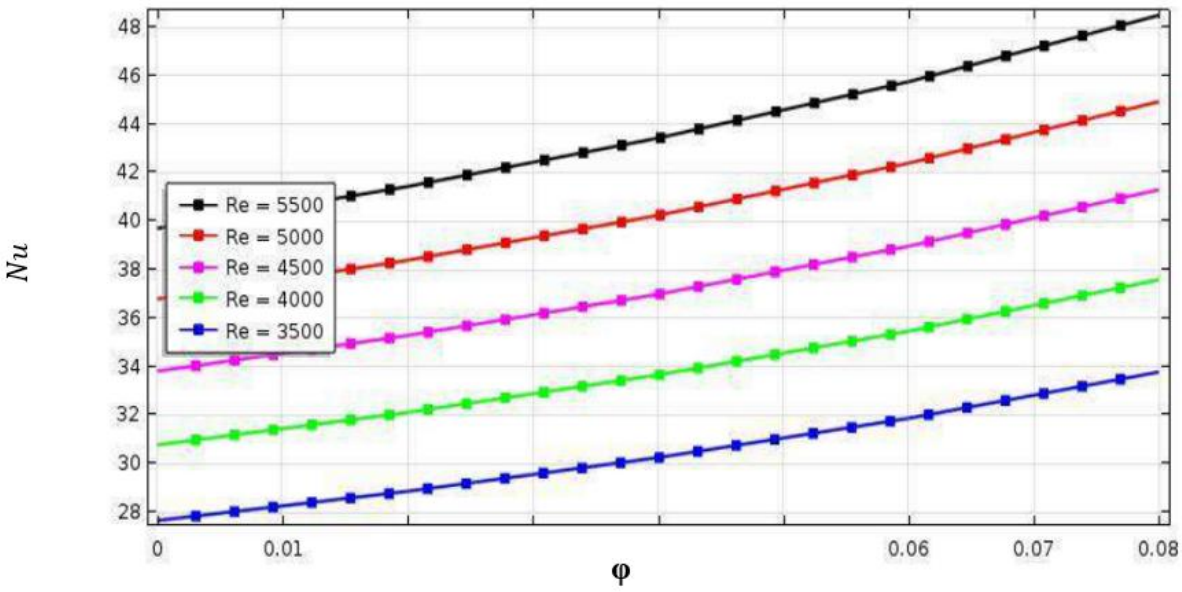


Fig. 2.2. Nombre de Nusselt en fonction de fraction volumique en CuO pour différentes valeurs de nombre de Reynolds. [8].

Les résultats montrent que l'utilisation des nanofluides améliore les performances thermiques grâce à l'augmentation de la conductivité thermique du fluide, que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds (donc avec la vitesse d'écoulement), et que le régime turbulent favorise davantage le transfert de chaleur. En conclusion, ce travail confirme que les nanofluides peuvent améliorer l'efficacité des systèmes d'échange thermique, mais que leurs performances dépendent fortement du régime d'écoulement et des paramètres adimensionnels. [8].

Chemloul, N. S., & Belmiloud, M. A ont **considéré** numériquement la convection naturelle d'un nanofluide dans **une cavité carrée** partiellement chauffée. Les auteurs analysent l'influence de trois types de nanoparticules (Cu, Al_2O_3 et TiO_2) dispersées dans l'eau, pour des fractions volumiques comprises entre 0 et 15 %, avec un nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^6 (Pr = 6.2). La simulation est réalisée avec la méthode des volumes finis (algorithme SIMPLE sous ANSYS Fluent). Les propriétés thermophysiques du nanofluide sont modélisées à partir des corrélations classiques (densité, chaleur spécifique, viscosité de Brinkman, conductivité de Maxwell).

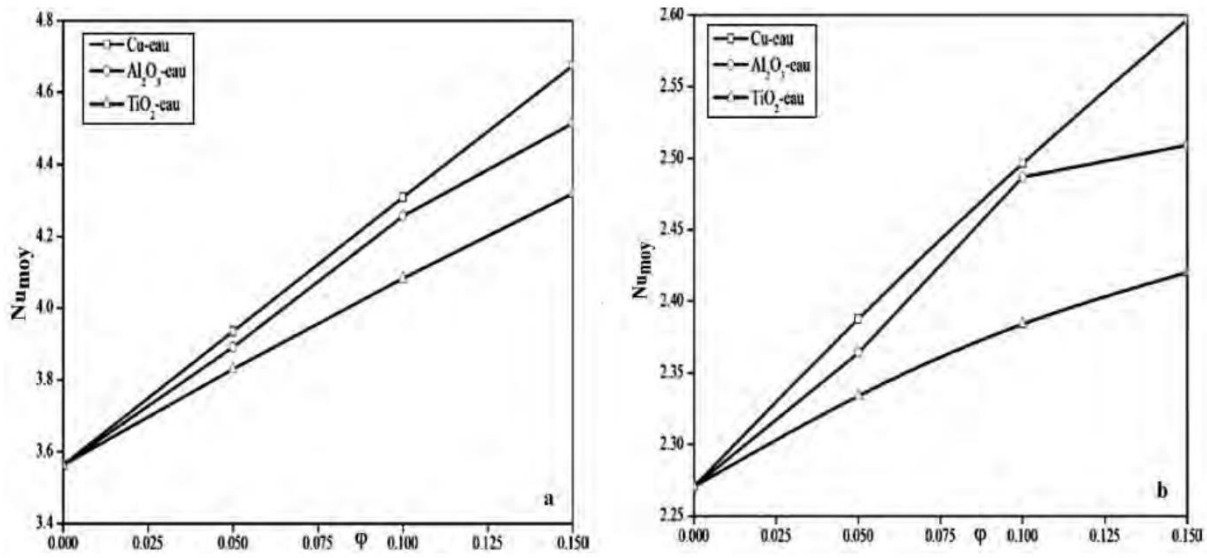


Fig. 2.3. Variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique pour les différents nano fluides et pour 5 Ra =10

a) paroi horizontale inférieure et **b)** paroi verticale droite [9].

La figure 2.3 montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh intensifie la circulation dans la cavité et déforme les lignes isothermes, ce qui améliore le transfert thermique. De plus, le nombre de Nusselt moyen augmente avec la fraction volumique des nanoparticules. Parmi les trois nanofluides étudiés, le nanofluide Cu-eau donne la meilleure amélioration du transfert de chaleur grâce à la conductivité thermique élevée du cuivre, suivi par Al_2O_3-eau, tandis que TiO_2-eau présente les performances les plus faibles. Il est également observé que le transfert thermique est plus important sur la paroi horizontale chauffée inférieure que sur la paroi verticale chauffée. En conclusion, l'étude confirme que l'ajout de nanoparticules, en particulier de cuivre, améliore significativement la convection naturelle dans une cavité carrée, et que cette amélioration dépend fortement du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique.[9].

Amira M'Hadbi Concentré sur l'optimisation du transfert de chaleur et du micromélange en utilisant des nanofluides et des fluides non newtoniens en régime de convection naturelle et mixte. La première partie est une étude numérique dans **des cavités carrées avec ailette verticale ou bloc chauffant**, afin d'analyser l'effet du nombre de Rayleigh, du nombre de Reynolds, de l'indice de loi de puissance (n), de la fraction volumique des nanoparticules (φ) et du type de nanoparticules (Al_2O_3, TiO_2, Cu) sur le nombre de Nusselt et le refroidissement.

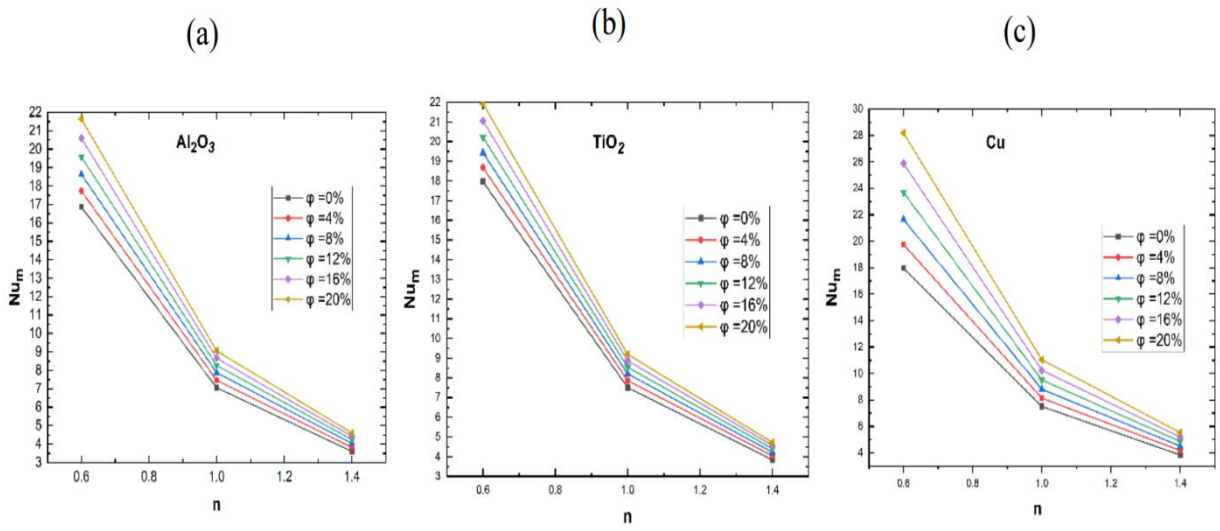


Fig. 2.4. Nombre de Nusselt moyen (Nu_m) en fonction de n et φ pour Ra = 10^6 :

(a)$Al_2O_3 - eau$, **(b)** $TiO_2 - eau$ et **(c)** $Cu - eau$. [10].

La figure 2.4 présentent que l'ajout de nanoparticules améliore le transfert thermique, surtout avec le nanofluide Cu-eau, La deuxième partie est expérimentale et concerne des micromélangeurs thermiquement induits où un gradient de température génère des tourbillons améliorant le mélange en microcanal ; les mesures 3D confirment que la convection mixte augmente significativement l'efficacité de mélange. Globalement, la thèse démontre que le couplage nanofluides + comportement non newtonien + convection mixte constitue une solution efficace pour améliorer les systèmes énergétiques et microfluidiques. La figure 4 prouve que L'ajout de nanoparticules améliore toujours le transfert thermique, les fluides pseudo-plastiques (sont des fluides non newtoniens dont la viscosité diminue lorsque le taux de cisaillement augmente) sont les plus performants et le nanofluide Cu–eau donne la meilleure amélioration. [10].

Makaoui, A et al ont étudié numériquement l'amélioration du refroidissement par immersion en utilisant un nanofluide Cu-eau (nanoparticules de cuivre dispersées dans l'eau) pour refroidir quatre blocs chauffés placés dans une cavité ouverte, en analysant l'effet du nombre de Reynolds (100–500), du nombre de Rayleigh (10^3–10^6), de la fraction volumique des nanoparticules (0–5 %) et de l'espacement entre les blocs via la méthode Lattice Boltzmann (LBM-SRT) ; les résultats montrent que l'augmentation de Re et de la fraction volumique améliore fortement le transfert thermique avec une hausse du nombre de Nusselt pouvant dépasser 200 %, tandis que l'augmentation de Ra améliore aussi le transfert mais de manière moins marquée, et qu'un espacement plus grand entre les blocs réduit les interactions des panaches thermiques et améliore la dissipation de chaleur ; les auteurs proposent également une corrélation mathématique précise pour prédire le nombre de Nusselt avec une très faible erreur (MAPE ≈ 0,9 %), concluant que

les nanofluides Cu-eau sont très efficaces pour optimiser les systèmes de refroidissement par immersion, surtout lorsque la convection forcée domine.

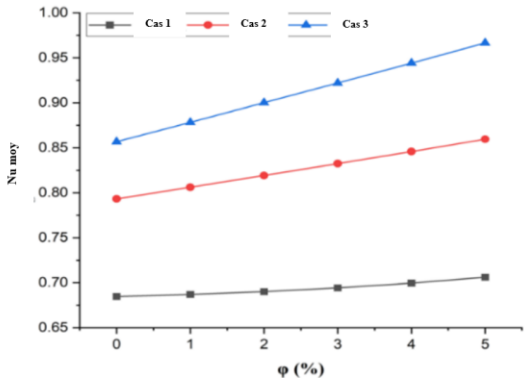


Fig. 2.5. Variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique φ pour trois cas géométriques. [11].

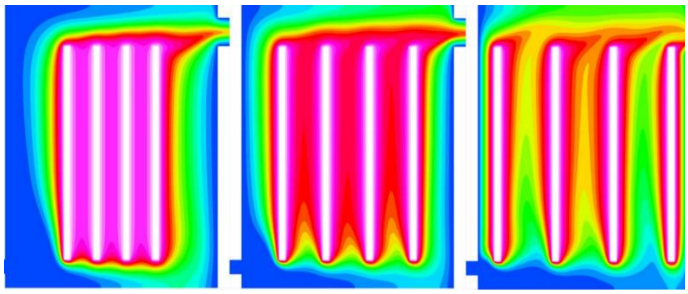


Fig. 2.6. La géométrie utilisé

Dans la figure 2.5 et 2.6 il Ya Cas1, Cas 2 et Cas 3 représentent trois espacements différents entre les blocs chauffés dans la cavité : Cas 1 correspond au plus petit espacement, Cas 2 à un espacement moyen et Cas 3 au plus grand espacement ; plus l'espacement augmente, plus le fluide circule facilement entre les blocs, ce qui réduit l'interaction des zones chaudes et améliore le transfert thermique, c'est pour cela que Cas 3 donne le nombre de Nusselt le plus élevé. [11].

Bouzennada et al Ont étudié numériquement le refroidissement d'un composant électronique placé dans **un microcanal** utilisant un nanofluide (eau–Al_2O_3) et équipé d'un **déflecteur flexible (elastic baffle)**. Les auteurs analysent deux configurations : source chaude en haut (Cas1) et en bas près du baffle (Cas 2), avec différentes concentrations de nanoparticules (0–6%) et différentes formes de déformation du baffle (S de −20 à 20). Les résultats montrent que l'ajout de nanoparticules améliore le transfert thermique en augmentant le nombre de Nusselt grâce à une meilleure conductivité thermique, mais augmente aussi la viscosité et donc la perte de pression. La forme du baffle influence fortement l'écoulement et la création de vortex, ce qui améliore la convection, surtout lorsque la source chaude est en bas près du baffle. La meilleure performance de refroidissement est obtenue pour une forte concentration de nanoparticules et une courbure du baffle orientée dans le sens de l'écoulement, ce qui permet un bon compromis entre amélioration thermique et réduction de la résistance à l'écoulement. La figure 6 l'évolution du nombre de Nusselt avec le temps pour différentes formes du baffle et concentrations de nanoparticules : on

remarque que l'augmentation de la concentration (jusqu'à 6%) améliore le transfert thermique, surtout quand la source chaude est en bas (Cas 2) et pour S = −20. [12].

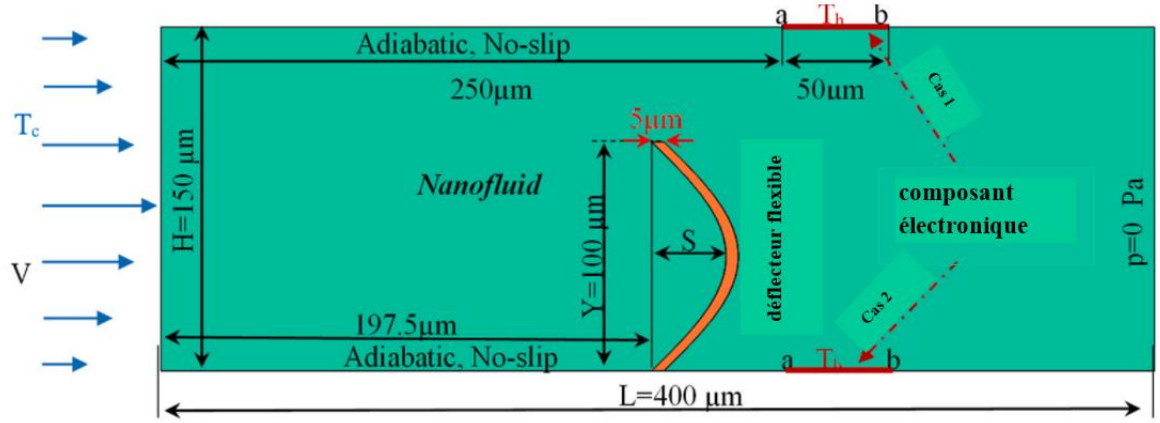


Fig. 2.7. Domaine de calcul et conditions aux limites

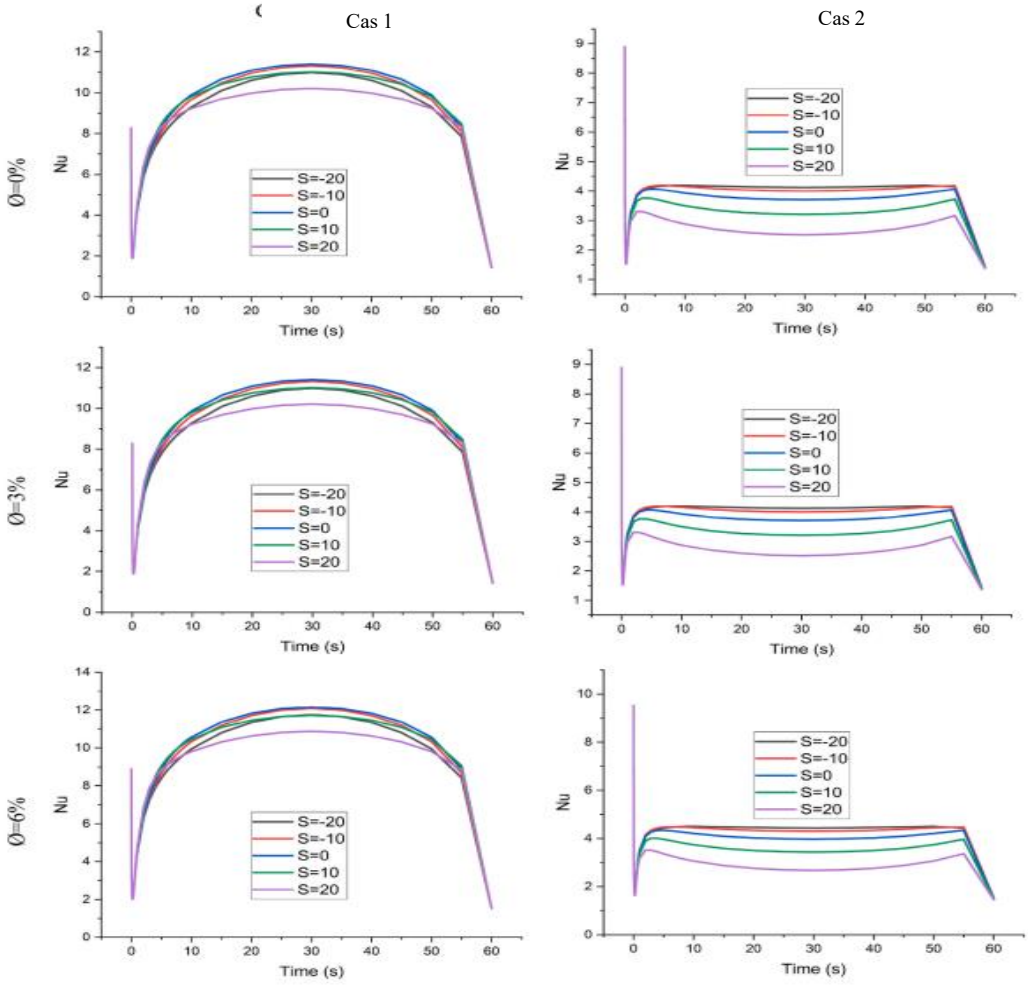


Fig. 2.8. Évolution temporelle de Nu lors de l'ajout de différents pourcentages de nanoparticules pour différentes formes de chicanes. [12].

La figure 2.7 montre la distribution de température dans le microcanal : lorsque le déflecteur flexible est bien orienté et que la source est proche de lui, la zone chaude se dissipe plus rapidement grâce aux vortex générés, ce qui améliore le refroidissement. [12].

Koveiti, A et al ont analysé numériquement l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur d'un nanofluide eau–Al_2O_3 dans un microcanal rectangulaire muni de nervures en V avec différents angles d'attaque (20°–50°), en utilisant le modèle biphasique (two-phase mixture) et la méthode des volumes finis pour Re = 400–1200 et φ = 0–4 % ;

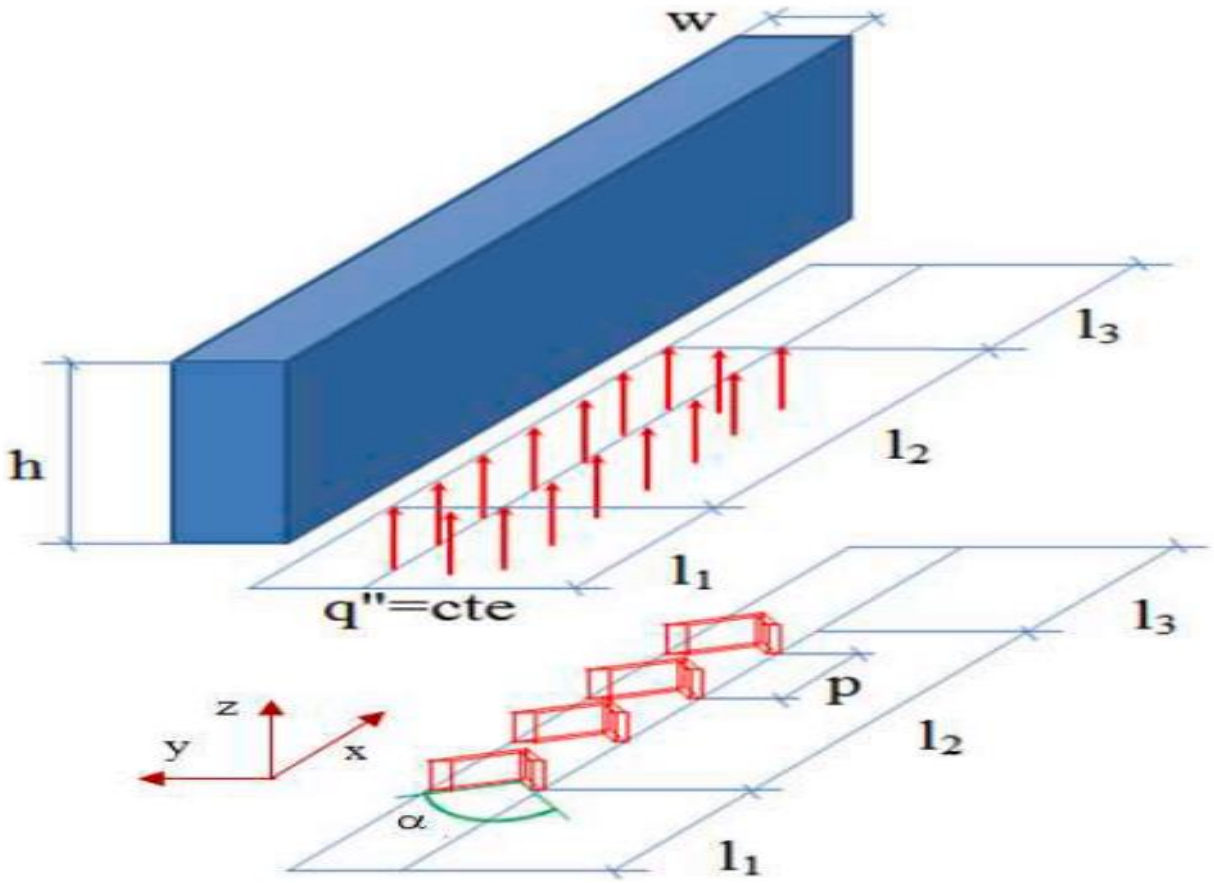


Fig. 2.9. Schéma et différentes variables du système. [13].

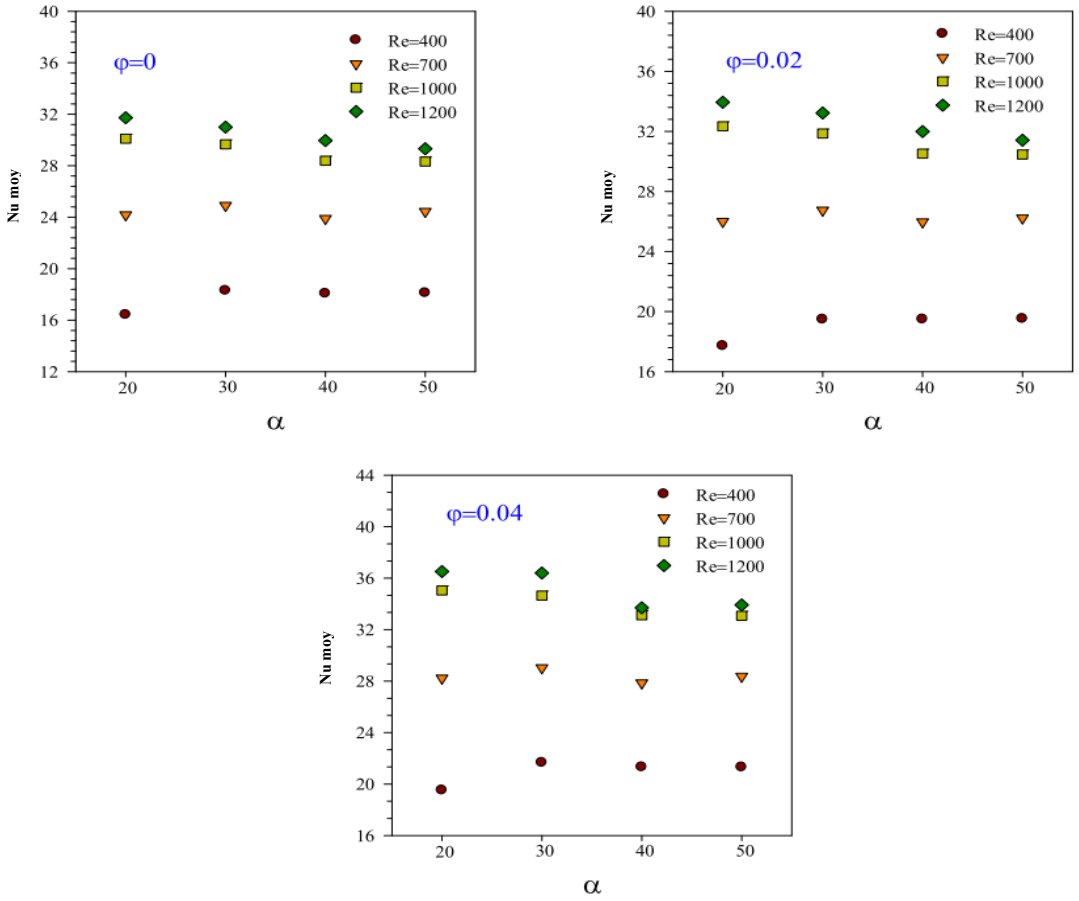


Fig. 2.10. Variations du nombre de Nusselt moyen (*Nu moy*) à différents angles d'attaque (α). [13].

La figure 2.10 découvrent que l'augmentation de la fraction volumique φ améliore significativement le nombre de Nusselt (≈ +5 à 17 %) grâce à l'augmentation de la conductivité thermique, mais augmente aussi la perte de charge et le facteur de frottement (≈ +9 à 15 %), que la perte de pression croît avec Re, φ et l'angle α (max à 50°), que le meilleur transfert thermique à Re ≥ 700 est obtenu pour α = 20° (meilleur compromis thermique), tandis qu'à Re = 400 les angles plus élevés (30°–50°) donnent un Nu plus grand, et que la génération d'entropie totale est minimale à α = 20° et maximale vers α = 40°, montrant que les nervures en V améliorent le mélange et les tourbillons mais au prix d'une puissance de pompage plus élevée. [13].

Akbari, O. A et al ont analysé le transfert de chaleur et l'écoulement d'un nanofluide (eau + nanoparticules d'argent Ag) dans un **microcanal rectangulaire** contenant des obstacles de différentes hauteurs. Les auteurs ont réalisé une simulation numérique avec un modèle diphasique pour analyser l'influence de la position des obstacles, la fraction volumique des nanoparticules (0 à 4 %) et le nombre de Reynolds (1 à 150) sur le comportement de l'écoulement et du transfert

thermique. Les résultats montrent que la présence d'obstacles améliore le mélange du fluide et augmente le transfert de chaleur (augmentation du nombre de Nusselt), mais elle provoque aussi une augmentation de la perte de pression et du coefficient de frottement dans le microcanal. [14].

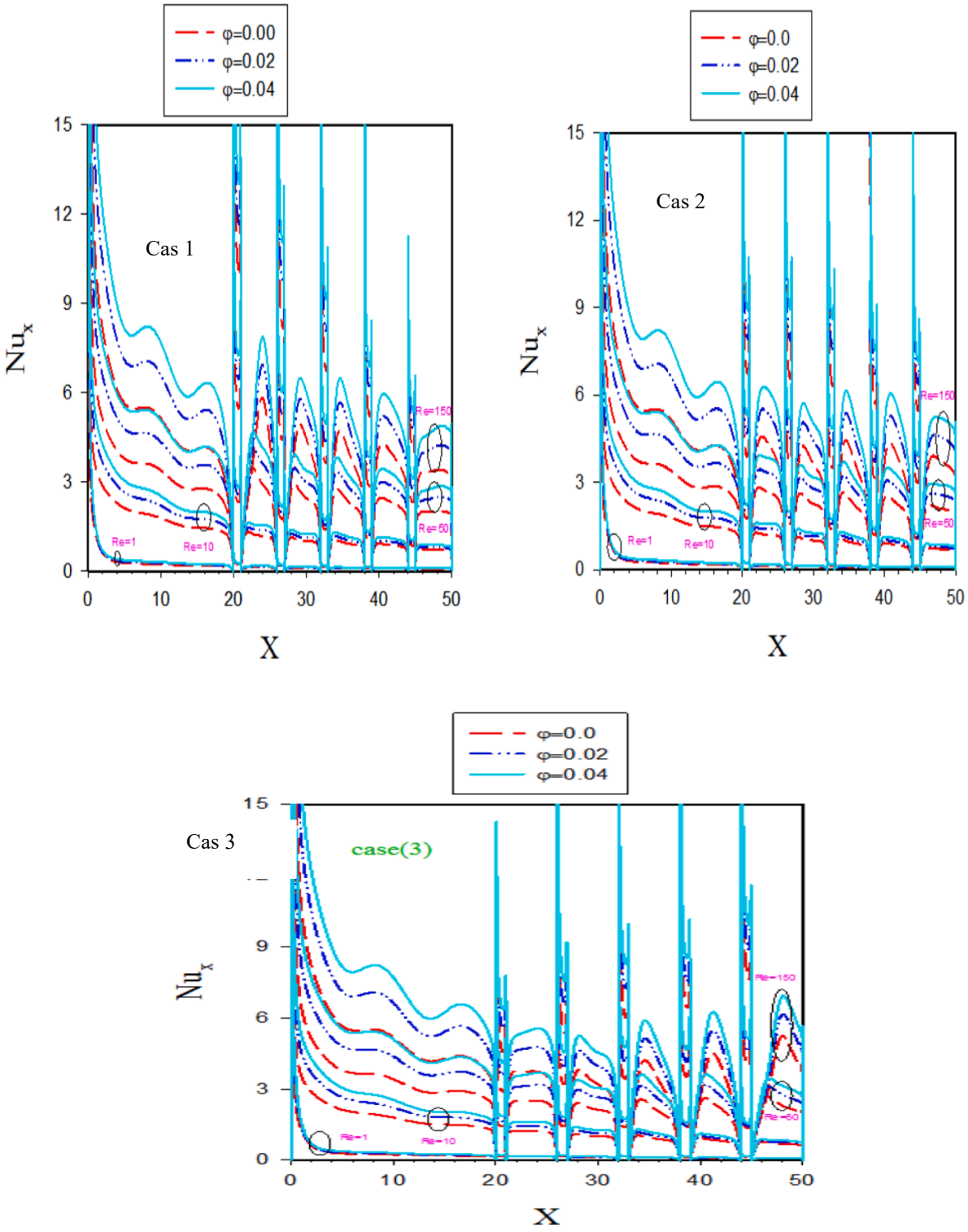


Fig. 2.11. Comment le nombre de Nusselt local varie sur la paroi chaude. [14].

La configuration cas 1, où la hauteur des obstacles diminue progressivement, donne le plus grand nombre de Nusselt moyen et donc le meilleur transfert de chaleur. En revanche, la configuration

cas 3, où la hauteur augmente progressivement, entraîne la plus grande chute de pression et le frottement le plus élevé. La configuration cas 2, avec des obstacles de hauteur uniforme, présente la plus faible perte de pression. Enfin, l'augmentation de la concentration de nanoparticules et du nombre de Reynolds améliore le transfert thermique, mais augmente également les pertes hydrodynamiques dans le microcanal. [14].

Ghobadi, B et al ont présente une étude numérique du transfert de chaleur dans **un canal horizontal avec un baffle** rectangulaire afin d'améliorer les performances thermiques d'un échangeur de chaleur. Les auteurs utilisent la simulation CFD avec ANSYS Fluent, le modèle de turbulence k-ω SST (Shear Stress Transport) et un algorithme génétique pour optimiser les paramètres géométriques du baffle, notamment le pas du baffle et sa hauteur, pour un écoulement d'eau avec des nombres de Reynolds entre 2000 et 10000. Les résultats montrent que l'ajout d'un baffle augmente fortement le transfert de chaleur mais aussi la perte de pression : par rapport à un canal lisse, le nombre de Nusselt augmente de 141 %, 124 % et 120 % pour le pas du baffle = 0,5 ; 1 ; 1,25, tandis que le facteur de friction augmente respectivement de 5,5 ; 5 et 4,25 fois. L'augmentation de la hauteur du baffle améliore également le transfert thermique mais augmente davantage la perte de pression ; par exemple à Re = 5000, un baffle de 3 mm augmente le Nusselt de 35 % et la friction de 2,5 fois, alors qu'un baffle de 4 mm augmente le Nusselt de 68 % et la friction de 5,57 fois. L'optimisation montre que la meilleure performance thermique est obtenue pour un Reynolds faible, un pas de baffle élevé et une hauteur de baffle faible, avec une performance maximale d'environ 1,5 pour Re = 2000.

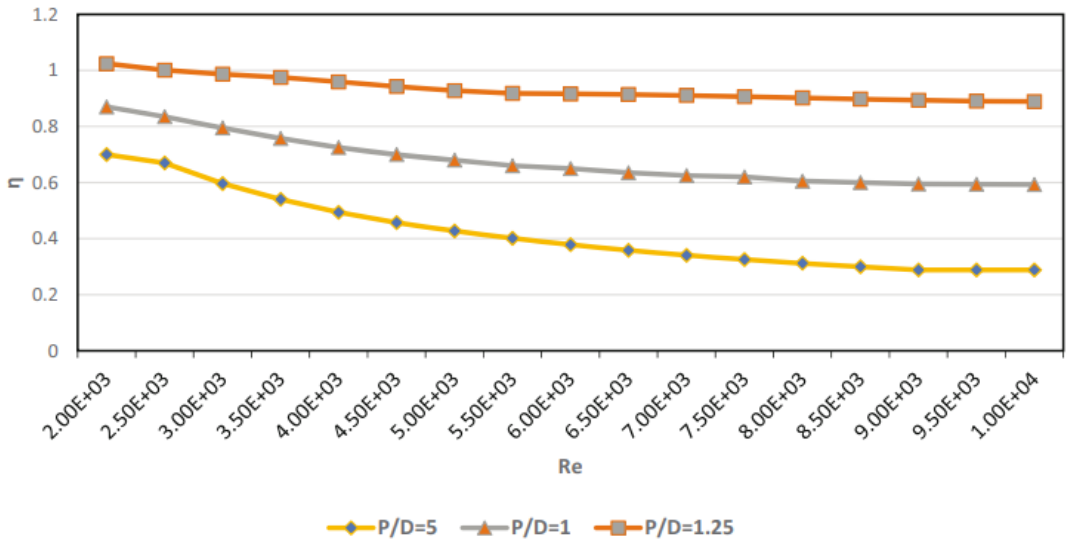


Fig. 2.12. L'effet du pas des chicanes sur les performances de transfert de chaleur. [15].

La figure 2.12 présente la performance thermique globale en fonction du nombre de Reynolds, ce qui permet de déterminer la meilleure configuration des déflecteurs pour obtenir un bon compromis entre amélioration du transfert de chaleur et réduction des pertes de pression.

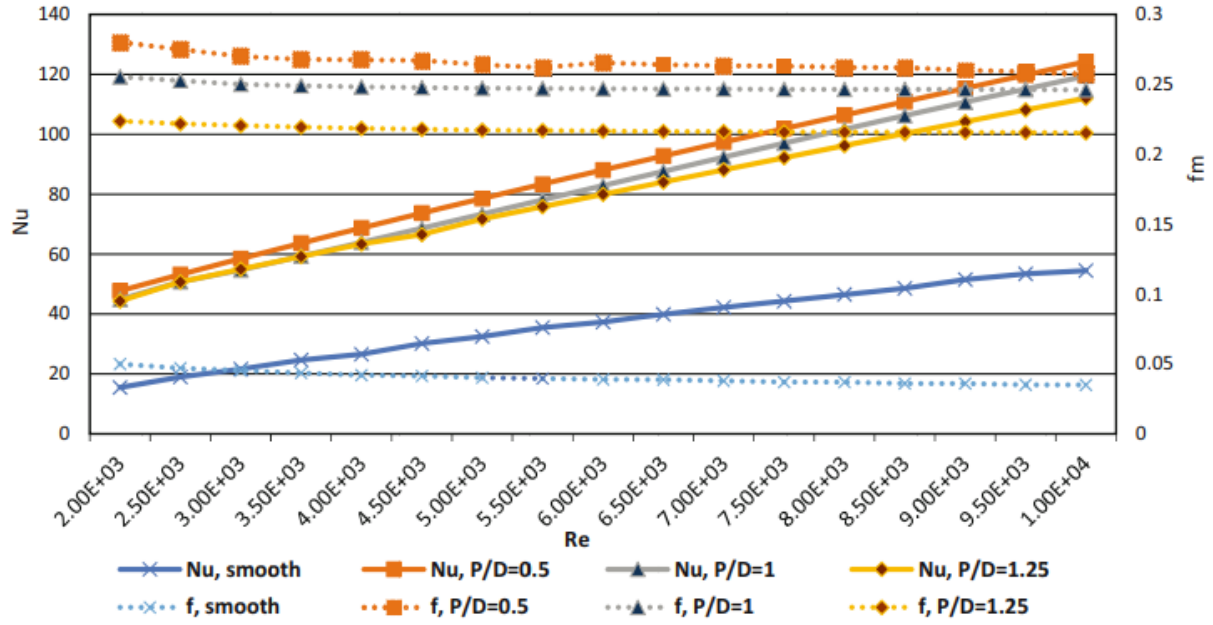


Fig. 2.13. Effet du pas des chicanes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement. [15].

La figure 2.13 montre l'effet du pitch des déflecteurs sur le nombre de Nusselt et le facteur de friction, ce qui permet de comprendre comment les baffles améliorent le transfert de chaleur mais augmentent aussi la perte de pression. [15].

Ghobadi, B et al ont analysé numériquement le transfert de chaleur dans **un canal rectangulaire** turbulent contenant deux obstacles : un obstacle rectangulaire fixé sur la paroi supérieure chauffée et un obstacle en forme de V incliné à 45° placé sur la paroi inférieure isolée.

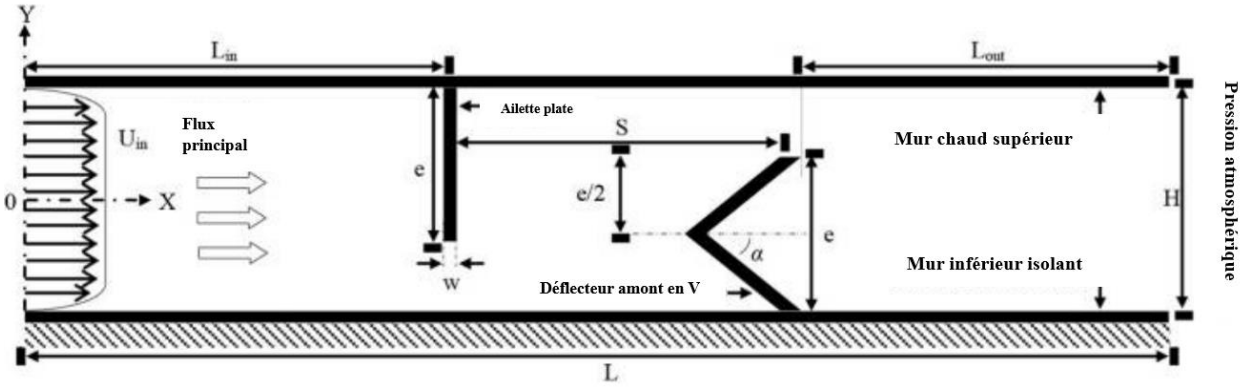


Fig. 2.14. Domaine de calcul. [17].

L'étude est réalisée par simulation CFD (méthode des volumes finis avec le modèle de turbulence k-ε dans FLUENT) en faisant varier le nombre de Reynolds (12 000–32 000) et la distance entre

les obstacles. Les résultats montrent que la présence des obstacles crée des tourbillons et des zones de recirculation qui améliorent le mélange du fluide et augmentent fortement le transfert de chaleur par rapport à un canal lisse. Le transfert thermique augmente avec le nombre de Reynolds et lorsque la distance entre les obstacles diminue.

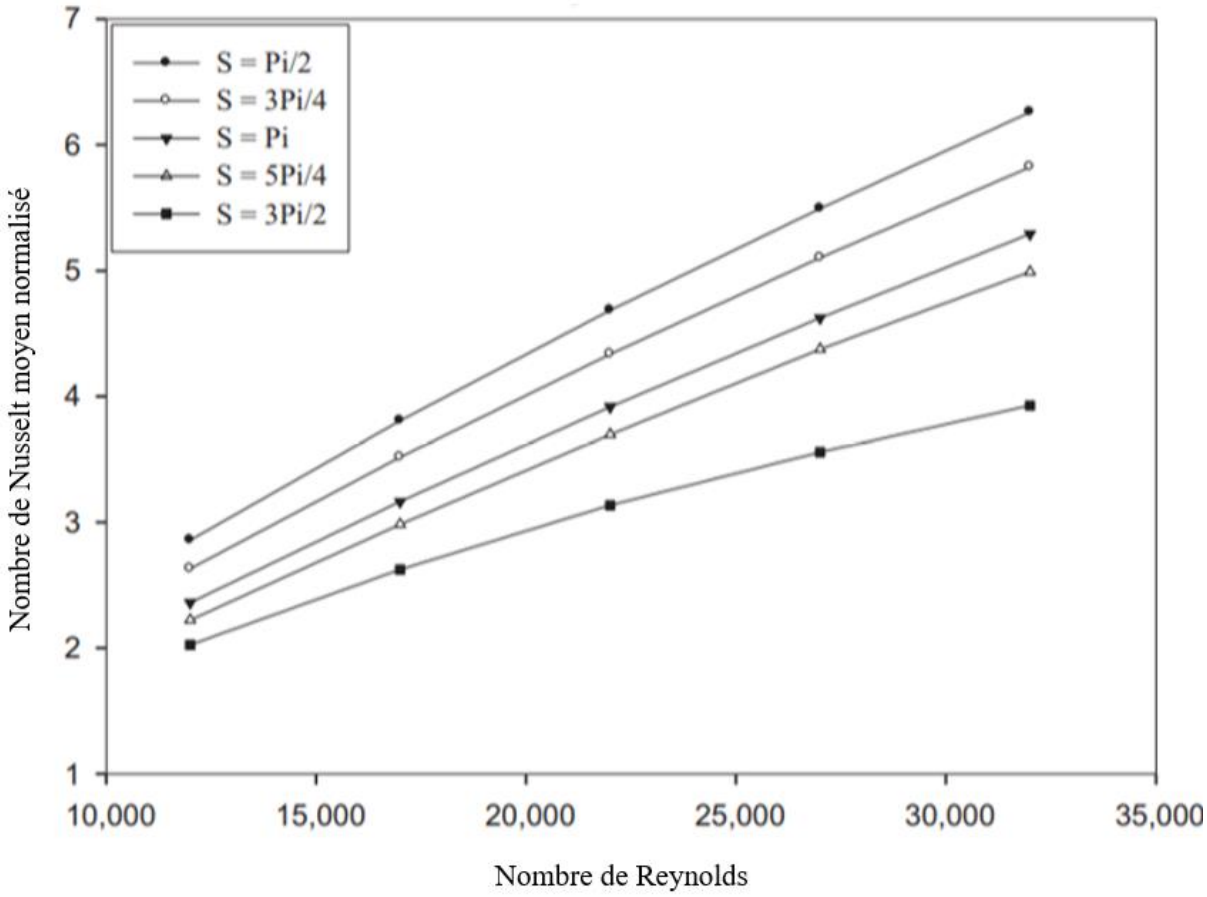


Fig. 2.15. Évolution du nombre de Nusselt moyen normalisé en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes distances de séparation entre les obstacles. [17].

La configuration (S = $\frac{Pi}{2}$ la distance entre les deux obstacles le baffle rectangulaire et le baffle en V) donnant la meilleure performance. L'augmentation moyenne du nombre de Nusselt peut atteindre environ 285 à 625 % par rapport au canal sans obstacles, mais cette amélioration s'accompagne aussi d'une augmentation du facteur de frottement et de la perte de pression à cause de la turbulence plus intense. [17]

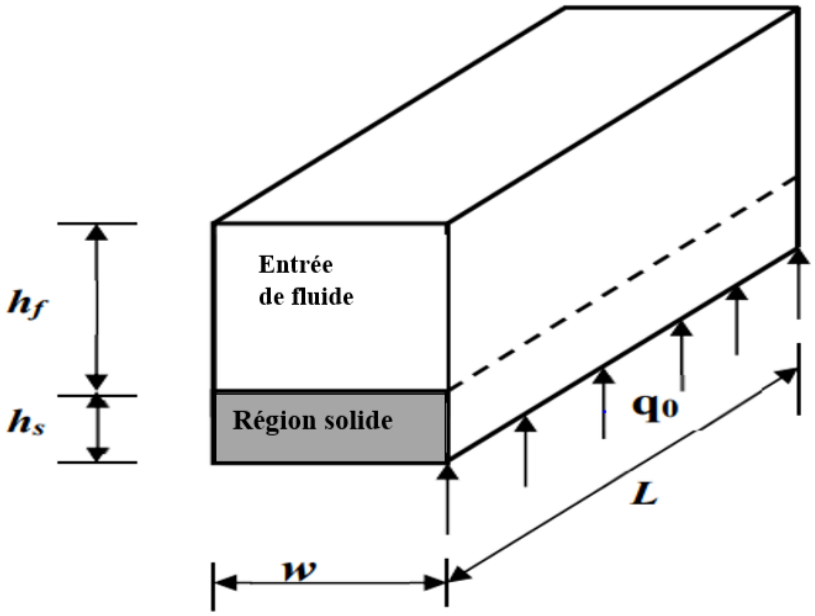


Fig. 2.16. Diagramme illustrant le calcul. [18].

Si Salah, S. A à étudie numériquement le refroidissement des composants électroniques en utilisant des nanofluides hybrides (Al_2O_3 + Ag) dans l'éthylène glycol à l'intérieur d'**un microcanal.** L'auteur analyser l'effet de plusieurs paramètres comme le nombre de Reynolds, la concentration des nanoparticules, leur diamètre et le type de nanofluide sur le transfert de chaleur. Les résultats montrent que le nanofluide hybride (0.8% Al_2O_3 + 3.2% Ag) est le meilleur : il améliore fortement le transfert thermique grâce à sa conductivité élevée. Par exemple, le coefficient de transfert de chaleur augmente jusqu'à +83% par rapport au fluide pur (Ethylene Glycol) quand le Reynolds est élevé, et jusqu'à +90% quand la concentration atteint 4%. En plus, réduire la taille des nanoparticules (100 nm à 40 nm) augmente encore le transfert de chaleur de 58%. La température de la paroi diminue (≈ 4 K), ce qui signifie meilleur refroidissement. Important : malgré cette amélioration, le facteur de friction reste presque inchangé, donc pas de perte énergétique importante. En résumé, les nanofluides hybrides sont très efficaces pour le refroidissement électronique sans pénaliser l'écoulement.

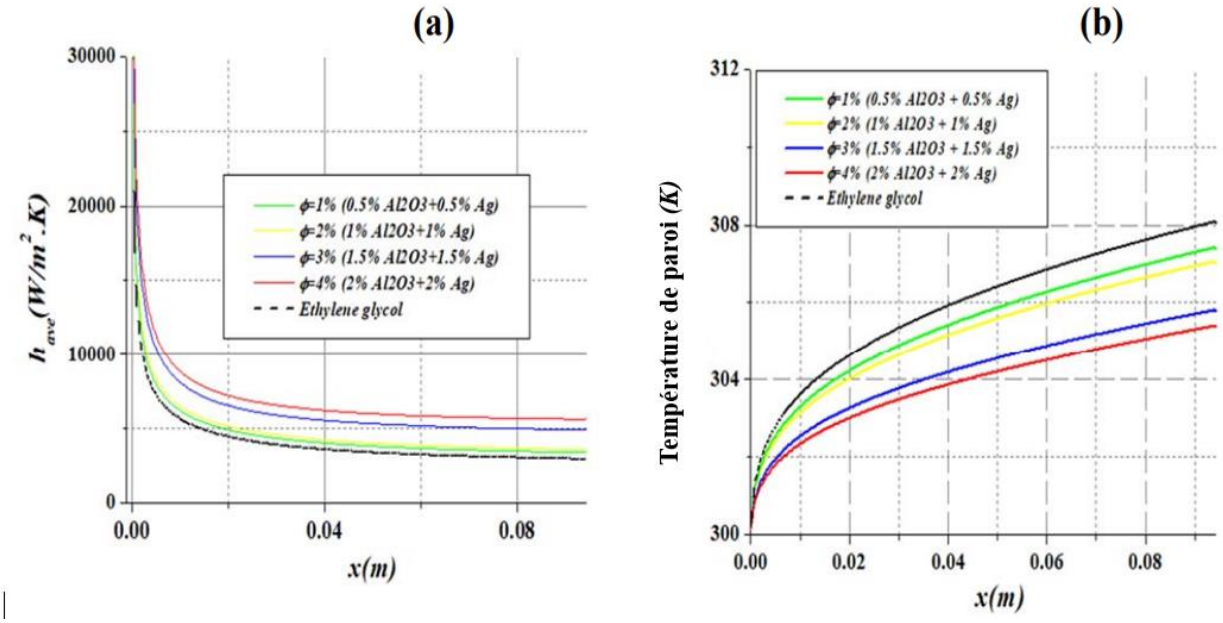


Fig. 2.17. Effet de différentes concentrations de nanoparticules en fonction de la position sur :

(a) le coefficient de transfert thermique, **(b)** la température de la paroi. Re = 600. [18].

Figure 2.17 montre que quand la concentration des nanoparticules (φ) augmente de 0% à 4%, le transfert de chaleur s'améliore fortement (le coefficient h augmente jusqu'à ~90%) tandis que la température de la paroi diminue (≈ −4 K), ce qui signifie un meilleur refroidissement ; cela s'explique par l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide. [18].

Borgohain, P et al ont présente une étude numérique du mélange dans **un microcanal de type cross-T en utilisant des obstacles sous forme de ribs courbés** afin d'améliorer les performances de mélange à faible nombre de Reynolds ; les résultats montrent que ces obstacles permettent une augmentation significative de l'efficacité du mélange (jusqu'à environ 45 % par rapport à un canal sans obstacles), tout en générant une perte de charge plus faible que les obstacles droits, ce qui les rend plus efficaces globalement ; il est également observé que l'efficacité du mélange augmente avec le nombre de modules, la taille des obstacles et l'angle d'inclinaison, mais cela s'accompagne d'une augmentation de la chute de pression, tandis qu'un espacement optimal entre les obstacles est nécessaire pour éviter une perte de charge excessive sans gain notable de mélange ; enfin, le mélange est meilleur à faible nombre de Reynolds grâce à un temps de diffusion plus long, alors qu'il diminue lorsque le Reynolds augmente.

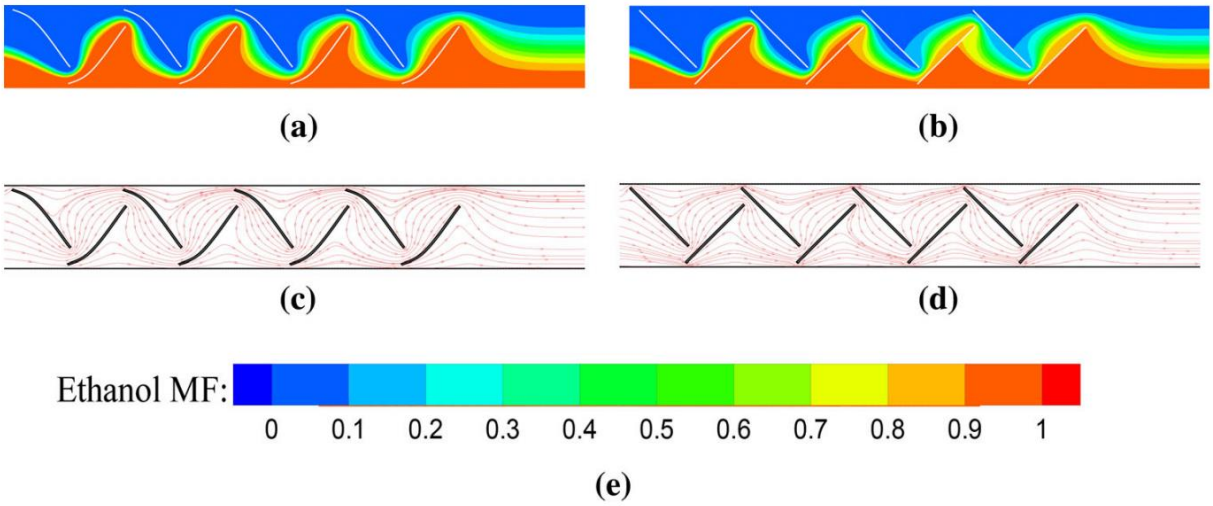


Fig. 2.18. Fractions massiques d'éthanol Courbes de niveau sur x = (0,2–1,6) mm pour les microcanaux avec (**a**) côtes incurvées (**b**) nervures droites et lignes profilées au même emplacement pour le microcanal (**c**) côtes incurvées (**d**) côtes droites (**e**) Niveaux de contour pour les fractions massiques. [19].

La figure 2.18, présente les contours de concentration et les lignes d'écoulement pour comparer directement les microcanaux avec des obstacles courbés et des obstacles droits ; elle montre clairement que les deux configurations améliorent le mélange, mais que les ribs courbés permettent d'obtenir une efficacité de mélange similaire, voire légèrement meilleure, avec une chute de pression nettement plus faible, ce qui constitue le résultat principal et l'intérêt majeur de l'étude. [19].

Hicham, SALHI a analyser l'amélioration du transfert de chaleur en fonction de plusieurs paramètres physiques et géométriques (**une enceinte inclinée**). L'auteur a développé un code basé sur la méthode des volumes finis pour simuler l'écoulement et le transfert thermique en régime laminaire, en considérant différents nombres de Rayleigh (10^3 à 10^6), angles d'inclinaison, fractions volumiques de nanoparticules (Ag et TiO_2) et caractéristiques des parois ondulées. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh intensifie la convection et améliore fortement le transfert thermique (augmentation du nombre de Nusselt), que l'ajout de nanoparticules améliore globalement la conductivité thermique mais peut modifier la structure de l'écoulement, et que les paramètres géométriques (angle, ondulation, amplitude) influencent significativement les champs de température et les lignes de courant. En général, les nanofluides (surtout selon le type et la concentration) permettent une meilleure performance thermique par rapport au fluide pur, avec une dépendance importante aux conditions thermiques et à la configuration de la cavité.

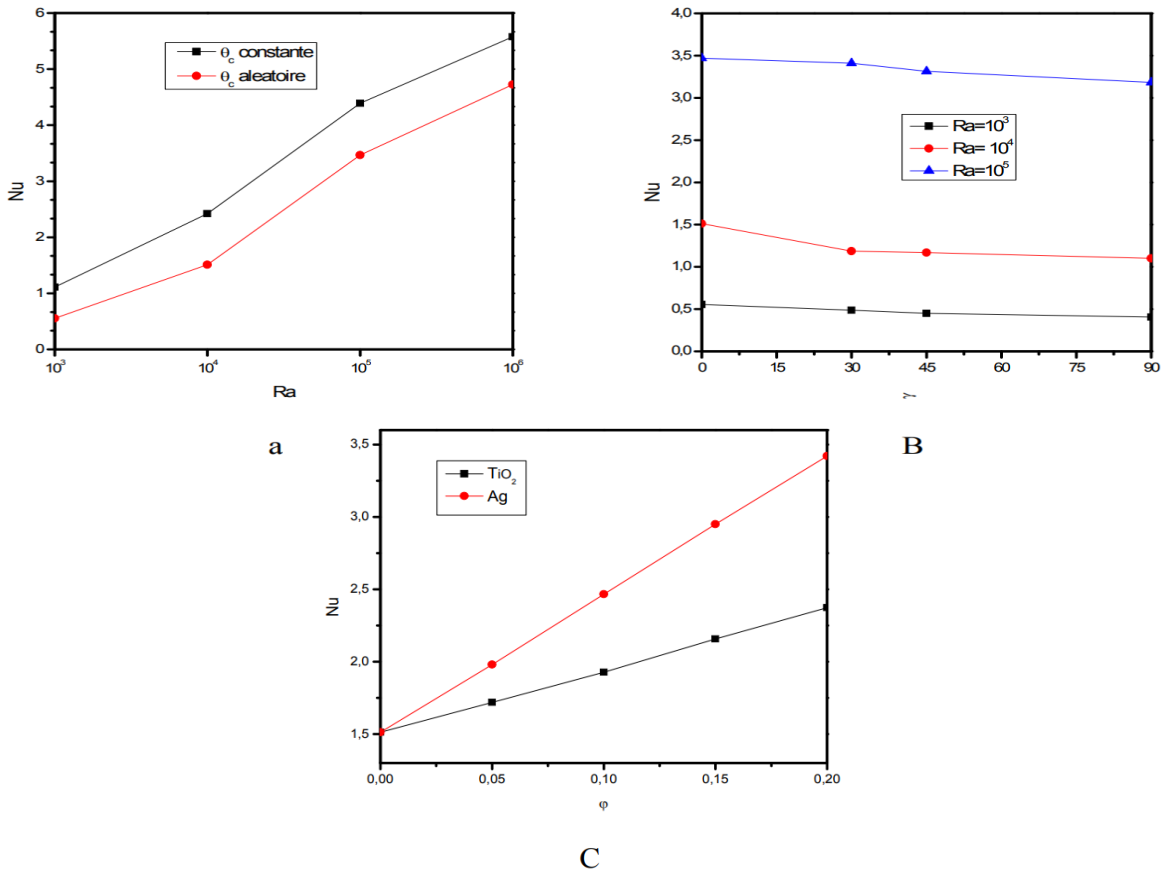


Fig. 2.19. La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de :

(a) Nombre de Rayleigh pour différents types de la température **(b)** L'angle d'inclinaison pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. **(c)** La fraction volumique pour différents types de nanofluide.[20].

La figure 2.19 indique que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Rayleigh, la fraction volumique des nanoparticules et dépend aussi de l'angle d'inclinaison, ce qui signifie que la convection devient plus intense et que le transfert de chaleur s'améliore avec ces paramètres.[20].

Amine, B. M. À étudie numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans **une cavité contenan**t un cylindre rotatif et remplie de nanofluide, en utilisant la CFD et la méthode des éléments finis (Galerkin), pour analyser l'effet de plusieurs paramètres physiques (Rayleigh Ra, Hartmann Ha, Darcy Da, fraction volumique φ) et géométriques (forme de la cavité, présence de barrières, cylindre rotatif, milieu poreux) sur l'écoulement (lignes de courant), la température (isothermes), le nombre de Nusselt et la génération d'entropie ; les résultats montrent que les nanofluides améliorent le transfert thermique surtout quand la conduction domine, que l'augmentation de Ra intensifie la convection et augmente Nu, que le champ magnétique (Ha) freine l'écoulement (force de Lorentz), que l'augmentation de Da facilite la circulation dans le milieu poreux, et que la géométrie (obstacles, parois, rotation du cylindre) a un effet très important sur la performance thermique, avec au final une amélioration globale du transfert mais dépendante fortement des conditions étudiées.

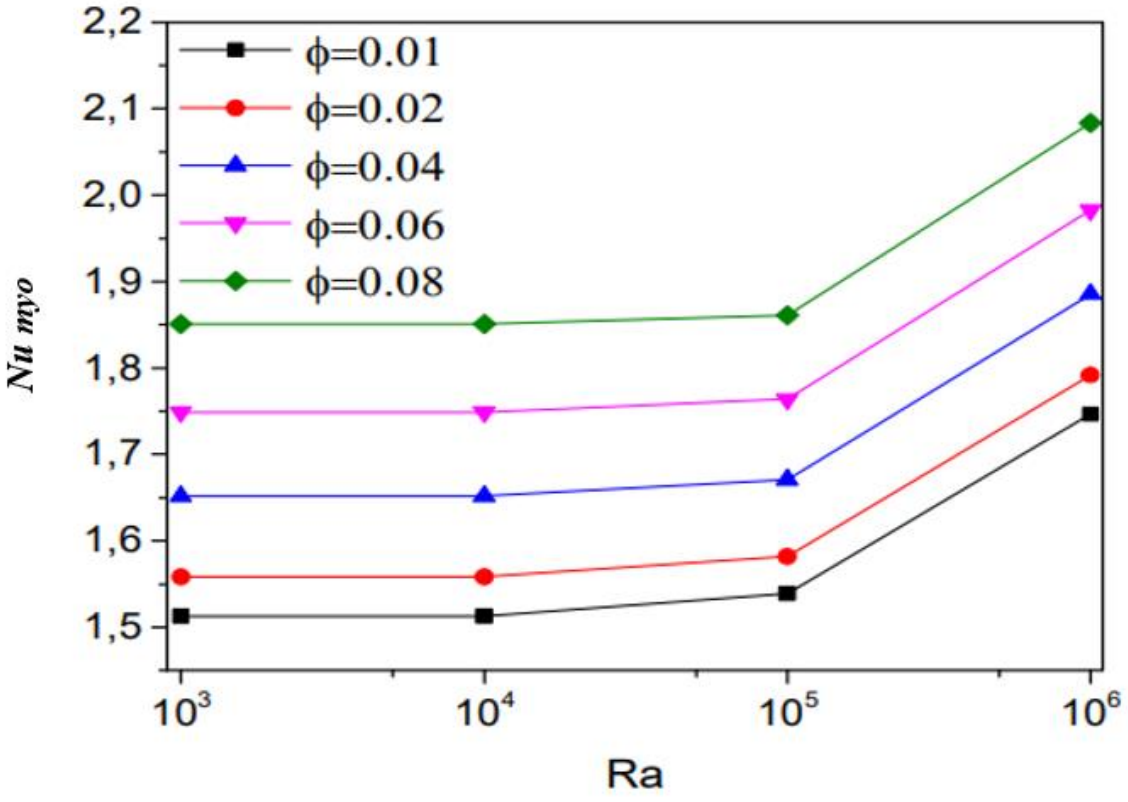


Fig.2.20. Évolution de Nu en fonction de Ra pour différentes concentrations de nanoparticules. [21].

La figure 2.20 prouve qu'ajouter des nanoparticules améliore le transfert thermique, mais leur efficacité dépend du régime d'écoulement (Ra). L'effet des nanofluides est plus visible à faible ou moyen Ra (régime conduction ou mixte). [21].

Gruss, J. A et al à étudie l'amélioration du transfert de chaleur par les nanofluides, en combinant une analyse théorique et expérimentale. Les auteurs étudient comment l'ajout de nanoparticules (comme Al_2O_3 et surtout les nanotubes de carbone) modifie les propriétés thermophysiques du fluide, notamment la conductivité thermique et la viscosité, puis ils réalisent des expériences en convection forcée dans un tube chauffé pour mesurer le coefficient d'échange thermique et les pertes de charge. Les résultats montrent une augmentation importante du transfert de chaleur, particulièrement avec les nanotubes de carbone, mais aussi une hausse de la viscosité qui peut pénaliser l'écoulement. L'étude cherche donc à trouver un compromis optimal entre amélioration thermique et coût énergétique, tout en expliquant que les mécanismes physiques responsables de ces améliorations restent encore partiellement incompris.

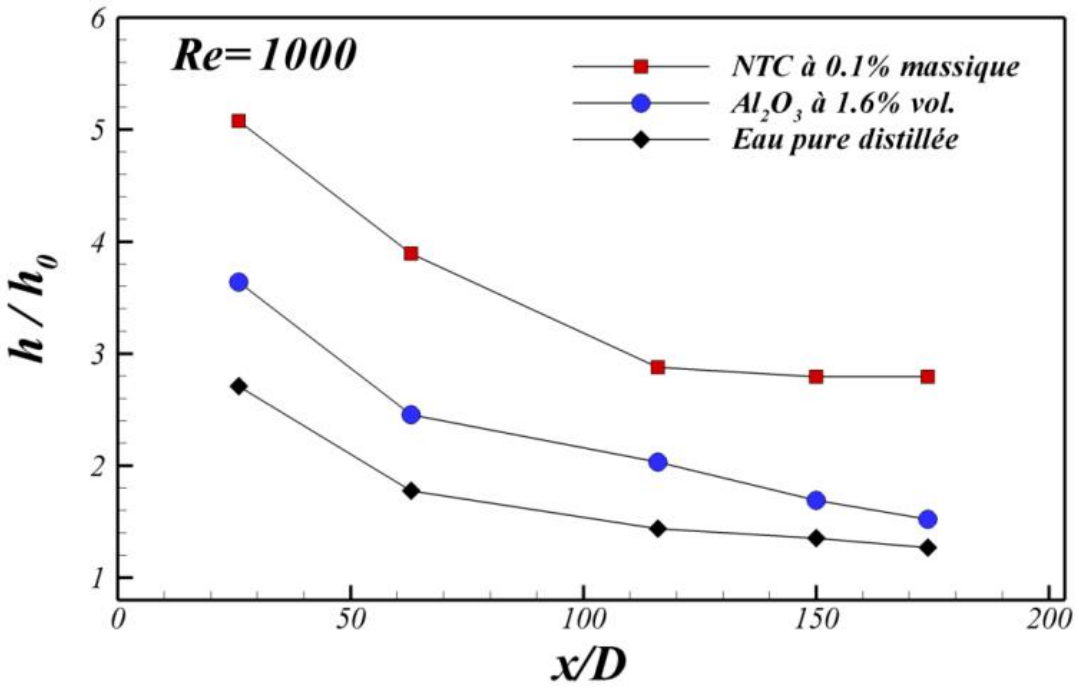


Fig. 2.21. Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la distance axiale dans le tube, à Re identique, pour une solution d'eau pure distillée, à base d'alumine (Al2O3) et de nanotubes de carbone (NTC). [22].

La figure 2.21 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur (h/h_0) le long du tube pour trois cas : eau pure, nanofluide à base d'Al_2O_3 et nanofluide à base de nanotubes de carbone. Cette figure montre clairement que les nanofluides améliorent fortement le transfert thermique,

Surtout avec les nanotubes de carbone où l'augmentation est très élevée par rapport à l'eau. On observe aussi que cet effet est plus important près de l'entrée du tube. Donc, cette figure est essentielle car elle prouve visuellement que les nanofluides, en particulier ceux à base des nanotubes de carbone, augmentent considérablement le coefficient d'échange thermique par rapport au fluide classique. [22].

Elhajjar, B et al ont caractérisé le transfert de chaleur par convection naturelle **dans une cavité chauffée** (configuration de Rayleigh–Bénard) en utilisant des nanofluides (eau + nanoparticules comme Al_2O_3, CuO, Cu) à l'aide de simulations numériques. L'objectif est de comprendre l'effet réel des nanoparticules sur la conduction et la convection en utilisant des modèles thermodynamiques plus corrects que ceux utilisés dans d'autres travaux.

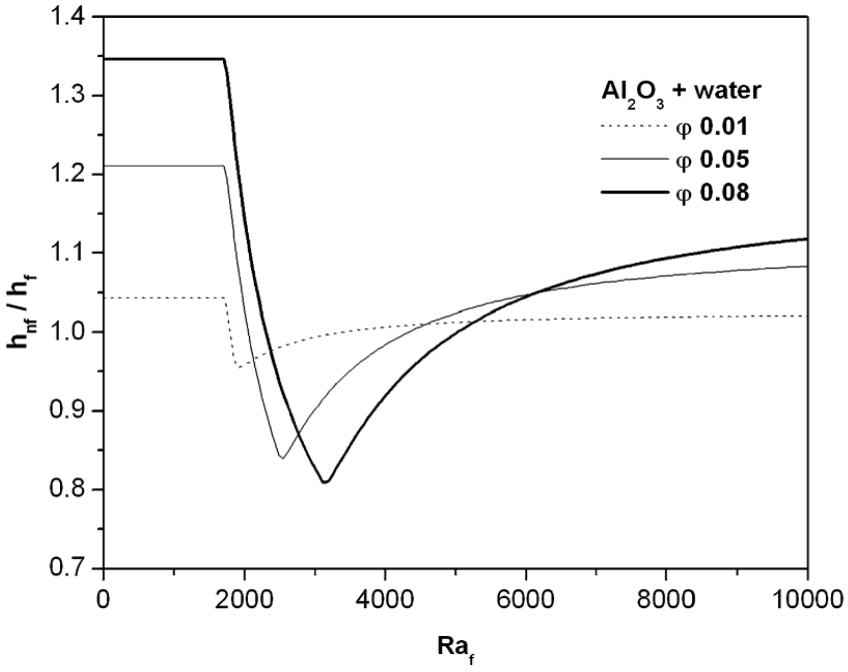


Fig. 2.22. Effet du nombre de Rayleigh du fluide sur le rapport du coefficient de transfert de chaleur pour les nanoparticules d'Al2O3 obtenues pour différentes fractions volumiques. [23].

La figure 2.22 indiquent que les nanofluides sont importants mais leur effet est complexe : ils augmentent la conductivité thermique (donc améliorent la conduction), mais ils retardent le début de la convection (car le nombre de Rayleigh diminue avec la concentration de nanoparticules). Ainsi, contrairement à ce que disent plusieurs études, les auteurs trouvent que le transfert de chaleur peut diminuer avec les nanofluides juste après le début de la convection, et ne s'améliore qu'à des valeurs élevées du nombre de Rayleigh (par exemple au-delà d'environ 5000). Les nanofluides ne garantissent pas toujours une amélioration du transfert thermique, leur effet dépend fortement des conditions (concentration, régime de convection). [23].

Kamran, T et al ont présente une étude numérique détaillée de l'écoulement et du transfert thermique d'un nanofluide de type graphène–Maxwell le long **d'une surface étirée**, en prenant en compte plusieurs paramètres physiques importants. Les nanofluides sont très importants dans cette étude car l'ajout de nanoparticules de graphène (avec une très grande conductivité thermique ≈ 2500 W/m·K) améliore le transfert de chaleur et modifie fortement le comportement de l'écoulement. Les résultats montrent que la vitesse du fluide diminue lorsque le champ magnétique, la porosité ou l'instabilité augmentent (effet de résistance), tandis que la température augmente avec le rayonnement thermique cause de la dissipation d'énergie. En plus, le nombre de Nusselt (transfert thermique) est très sensible au paramètre d'absorption de chaleur. Finalement, l'ajout de nanoparticules améliore globalement le transfert thermique et le frottement à la paroi, mais cet effet dépend fortement des paramètres physiques, ce qui montre que les nanofluides sont essentiels pour contrôler et optimiser les systèmes de refroidissement industriels.

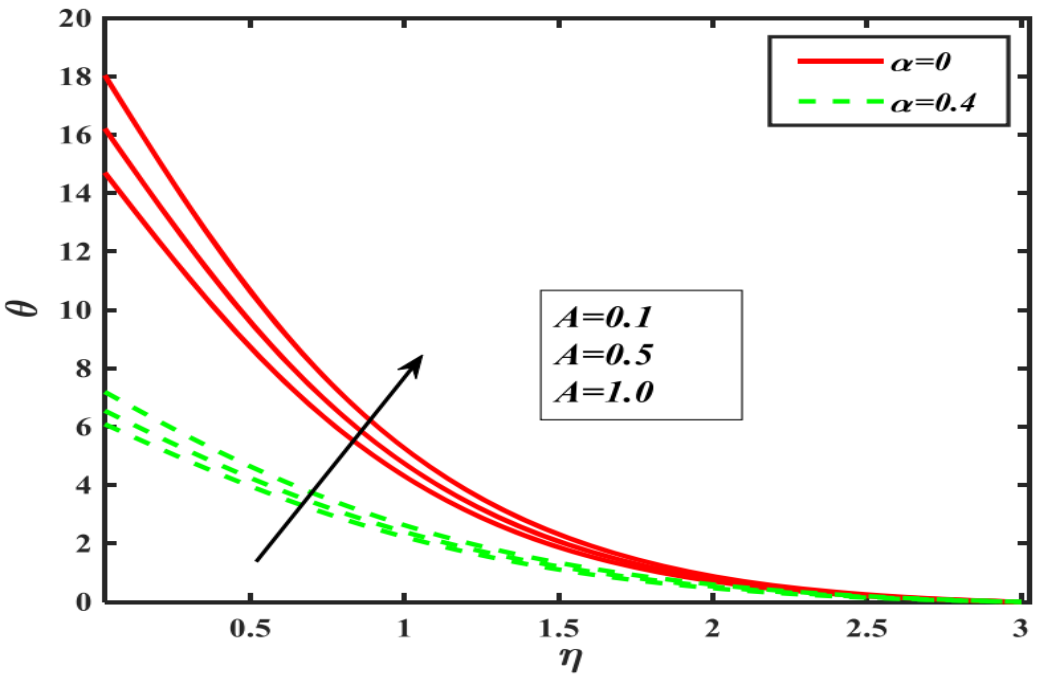


Fig. 2.23. Impact de la variable d'instabilité A sur la distribution de température θ. [24].

La figure 2.24 montre que quand Q augmente, la température du nanoparticule augmente donc plus de chaleur dans le fluide. Explique le comportement thermique. L'influence de la composante d'instabilité A sur le gradient thermique θ, avec les valeurs de α = 0 et α = 0,4. En raison de l'augmentation du facteur d'instabilité A, le gradient thermique des fluides de Maxwell de graphène augmente. [24].

Khalil, S et al ont examiné numériquement et en détaillée du comportement d'un nanofluide hybride (Cu–Al_2O_3/eau) s'écoulant sur **une surface étirée** dans un milieu poreux sous l'effet d'un champ magnétique variable. L'objectif principal est d'analyser simultanément la dynamique de l'écoulement et le transfert de chaleur en tenant compte de phénomènes physiques complexes tels que la viscosité dépendante de la température, la dissipation visqueuse et l'effet Joule. Les résultats montrent que l'ajout de nanoparticules améliore fortement les propriétés thermiques du fluide, notamment sa conductivité thermique, ce qui rend les nanofluides hybrides plus performants que les fluides classiques ou même les nanofluides simples. En particulier, l'augmentation de la température diminue la viscosité et facilite l'écoulement, tandis que la dissipation visqueuse et l'effet Joule génèrent de la chaleur interne, ce qui élève la température dans la couche limite. Par ailleurs, le champ magnétique tend à ralentir le fluide (effet de force de Lorentz) mais augmente la température, et le milieu poreux influence à la fois la vitesse et le refroidissement. L'étude souligne que les nanofluides hybrides offrent une meilleure capacité de transfert thermique grâce à la combinaison de plusieurs nanoparticules, bien qu'ils présentent encore des défis comme la stabilité et le contrôle précis de leurs propriétés. En conclusion, ces fluides sont très importants pour les applications industrielles telles que les échangeurs de chaleur, les systèmes de refroidissement, l'électronique et les procédés de fabrication, car ils permettent d'améliorer l'efficacité énergétique et les performances thermiques globales.

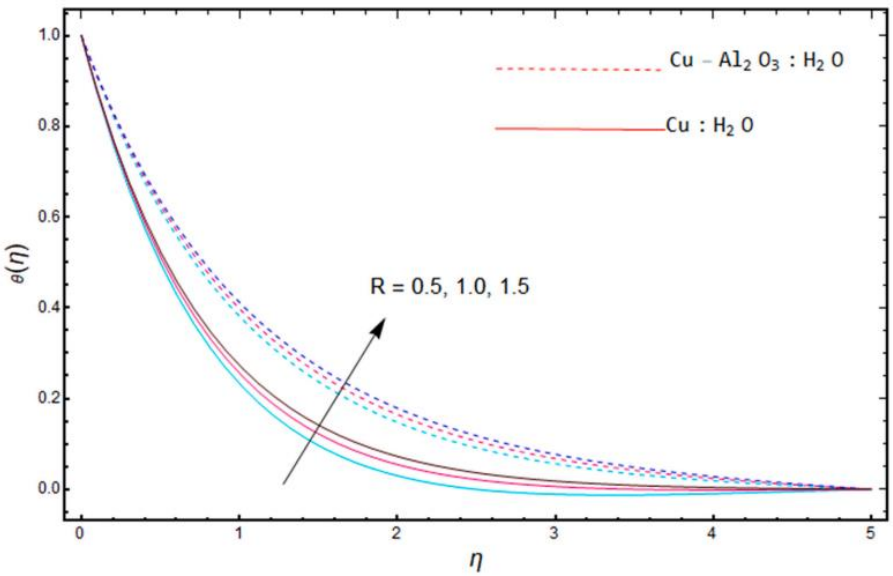


Fig. 2.24. Effet du rayonnement thermique R sur le profil de température. [25].

La figure 2.25 montrent le profil de température θ(η) On voit que le nanofluide hybride (Cu–Al_2O_3/eau) donne une température plus élevée que le nanofluide simple Donc montre clairement que le nanofluide hybride augmente la température du fluide par rapport au nanofluide simple, ce qui indique une amélioration significative du transfert de chaleur. [25].

Kalteh, M et al à étude porte sur l'investigation expérimentale et numérique du transfert thermique par convection forcée d'un nanofluide Al_2O_3-eau dans un large microcanal rectangulaire destiné au refroidissement des composants électroniques. Les auteurs ont réalisé un microcanal (heat sink) en silicium et verre avec des dimensions de 94.3 mm de longueur, 28.1 mm de largeur et 580 µm de hauteur, puis ils ont testé de l'eau pure ainsi qu'un nanofluide avec des concentrations volumiques de 0.1 % et 0.2 %. Numériquement, deux modèles ont été utilisés : le modèle homogène (single-phase) et le modèle diphasique Eulerian–Eulerian (two-phase). Ainsi que le modèle two-phase donne une meilleure précision par rapport aux résultats expérimentaux avec une erreur maximale de 7.42 %, tandis que le modèle homogène atteint 12.61 %. Les auteurs ont également observé que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration volumique des nanoparticules. Par exemple, pour Re = 500, le nombre de Nusselt passe de 8.432 pour l'eau pure à 19.408 pour un nanofluide à 3 %, soit une amélioration thermique d'environ 130 %. L'étude montre aussi que la diminution du diamètre des nanoparticules améliore fortement le transfert thermique ; pour une concentration de 1 %, le nombre de Nusselt augmente de 8.669 à 15.14 lorsque le diamètre des particules diminue de 100 nm à 30 nm. Enfin, les résultats indiquent que les différences de vitesse et de température entre la phase liquide et les nanoparticules sont très faibles et peuvent être négligées.

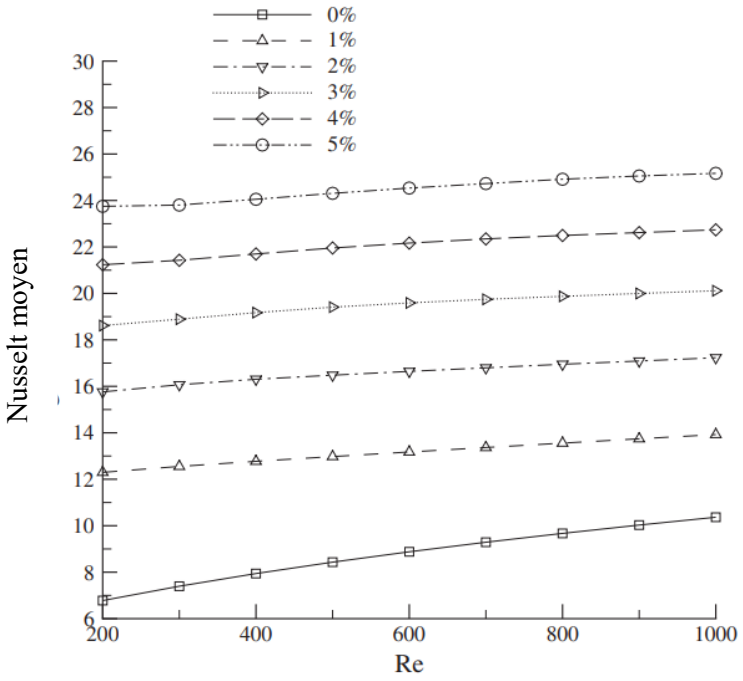


Fig. 2.25. Nombre de Nusselt moyen pour un nanofluide en fonction du nombre de Reynolds et de la concentration volumique, pour des nanoparticules de 40 nm. [29].

La figure 2.26 montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen d'un nanofluide contenant des nanoparticules de 40 nm en fonction du nombre de Reynolds (Re) et de la concentration

volumique. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt moyen augmente progressivement avec l'élévation du nombre de Reynolds ainsi qu'avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules. Cette amélioration du transfert thermique s'explique, d'une part, par le renforcement des effets convectifs lorsque le nombre de Reynolds augmente et, d'autre part, par l'augmentation de la conductivité thermique effective du nanofluide due à la présence des nanoparticules. [29].

Ce chapitre a permis de réaliser une étude bibliographique basée sur les travaux déjà publiés. Nous avons présenté les avancées récentes relatives aux nanofluides ainsi que leurs différentes applications, en particulier dans les systèmes de refroidissement. Le chapitre suivant sera ensuite destiné à la formulation mathématique et aux équations gouvernantes décrivant le comportement thermohydraulique des nanofluides étudiés.

CHAPITRE 03 :

Modelé Mathématique

Dans ce chapitre, nous exposons les équations gouvernantes les principaux modèles mathématiques décrivant le comportement des nanofluides étudié. Nous détaillons les expressions des propriétés thermophysiques essentielles telle que la masse volumique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique en fonction de paramètre clé (la fraction volumique des nanoparticules). Enfin, nous présentons accompagnées des conditions aux limites, qui serviront.

1. Equations gouvernantes :

1.1. L'équation de Conservation de masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \quad (1)$$

1.2. L'équation de quantité de mouvement :

$$\rho\left[\frac{\partial u}{\partial t}+\left(u\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\left(v\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\left(w\frac{\partial u}{\partial z}\right)\right]=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (2)$$

$$\rho\left[\frac{\partial v}{\partial t}+\left(u\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\left(v\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\left(w\frac{\partial v}{\partial z}\right)\right]=-\frac{\partial P}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (3)$$

$$\rho\left[\frac{\partial w}{\partial t}+\left(u\frac{\partial w}{\partial x}\right)+\left(v\frac{\partial w}{\partial y}\right)+\left(w\frac{\partial w}{\partial z}\right)\right]=-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (4)$$

1.3. L'équation d'énergie :

$$\rho Cp\left[\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{t}}+\left(\mathrm{u}\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{x}}\right)+\left(\mathrm{v}\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{y}}\right)+\left(\mathrm{w}\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{z}}\right)\right]=k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial Z^2}\right) \quad (5)$$

2. Equations pour les propriétés thermophysiques des nanofluides :

2.1. Masse volumique :

Pour calculer la masse volumique d'un nanofluide il faut repose sur l'hypothèse d'un mélange homogène (une dispersion uniforme des nanoparticules dans le fluide de base). Elle est exprimée en fonction de la fraction volumique (φ) à une température donnée.

$$\rho_{nf}=\left(\frac{m}{V}\right)_{nf} \quad (6)$$

Donc :

$$\rho_{nf}=\frac{m_f+m_s}{V_f+V_s}=\frac{\rho_f V_f+\rho_s V_s}{V_f+V_s} \quad (7)$$

Hicham SALHI [20], à utilise la formule suivante :

$$\rho_{nf}=(1-\phi)\,\rho_f+\phi\,\rho_s \quad (8)$$

Où

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules.

ϕ : Fraction volumique des nanoparticules.

2.2. La conductivité thermique :

Le modèle de **Maxwell-Garnett [25]** est l'un des modèles fondamentaux pour estimer la conductivité thermique effective d'un nanofluide.

$$k_{nf} = k_f\left[\frac{k_s + (n-1)k_f - (n-1)\varphi(k_f - k_s)}{k_s + (n-1)k_f + \varphi(k_f - k_s)}\right] \quad (9)$$

Où

Le paramètre *n* est le facteur de forme empirique (dans notre cas les particules sont des sphères) donc n = 3. Où

$$n = \frac{3}{\psi} \quad (10)$$

Avec ψ : la sphéricité de la particule (rapport entre la surface d'une sphère de même volume et la surface réelle de la particule).

$$\psi = \frac{A_{sphère\ équivalente}}{A_{partique\ réelle}} \quad (11)$$

Tab (3-1) : Facteur de Forme et Sphéricité de plusieurs Forme des Nanoparticules

Forme des Nanoparticules	Sphéricité (ψ)	Facteur de Forme (n)
Sphère	1	3
Cylindre court	0.654	4.59
Cylindre long	0.500	6
Fibre allongée	0.300	10
Fibre très allongée	0.180	16.70
Disque / Plaquette	0.594	5.05
Cube	0.806	3.72

Alors

$$k_{nf} = k_f\left[\frac{k_s + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi(k_f - k_s)}\right] \quad (12)$$

Avec

k_{nf} : La conductivité thermique du nanofluide.

k_s : La conductivité thermique des nanoparticules.

k_f : La conductivité thermique du fluide de base.

2.3. La capacité calorifique : Pak and Cho [27]

$$\rho Cp_{nf} = (1- \phi)(\rho Cp)_f + \phi\,(\rho Cp)_s \quad (13)$$

Avec

Cp_{nf} : Chaleurs spécifique du nanofluide.

Cp_f : Chaleurs spécifique du fluide de base.

Cp_s : Chaleurs spécifique des nanoparticules.

2.4. La viscosité dynamique :

La résistance à l'écoulement. Elle traduit les forces de frottement interne qui apparaissent lorsque des couches de fluide se déplacent les unes par rapport aux autres. Plus la viscosité est élevée, plus le fluide s'oppose à son écoulement. En va utiliser le modèle de **Brinkman [26]**

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (14)$$

Où

μ_{nf}: La viscosité dynamique du nanofluide.

μ_f: La viscosité dynamique du fluide de base.

2.5. Le nombre de Nusselt moyenne :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{D}\int_0^D \frac{\dot{q} D_h}{k_{nf}(T(x)-T_e)}\,dx\,\left(\frac{k_{nf}}{k_f}\right) \quad (15)$$

Où

D : longueur de composant électronique (50µm).

$\dot{q}$: Densité de flux.

D_h : Diamètre hydraulique (50µm).

$T(x)$: Température varie suivant (x).

T_e : Température froide.

k_{nf} : Conductivité thermique de nanofluide.

2.6. Nombre de Nusselt local :

$$Nu\ (x) = \frac{\dot{q}\ D}{[k_{nf}\ (T(x) - Tf)]} \left(\frac{k_{nf}}{k_f}\right) \quad (16)$$

Où

D : longueur de composant électronique (50µm).

$\dot{q}$: Densité de flux.

T(x) : Température varie suivant (x).

k_{nf} : Conductivité thermique de nanofluide.

Tf : Température froide (300k).

k_f : Conductivité thermique du fluide de basse.

2.7. Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_{nf}\ u\ Dh}{\mu_{nf}} \quad (17)$$

Où

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

u : La vitesse d'écoulement.

D_h : Diamètre hydraulique.

μ_{nf} : Viscosité dynamique.

Avec $D_h = 50$ [µm] et $u = 0.1$ [m/s] donc :

Tab (3-2) : variation du Nombre de Reynolds en fonction de la Concentration (ϕ)

Concentration (ϕ)	Masse volumique (ρ_{nf})	Reynolds
0 (Éthylène Pur)	998.2	4.9416
0.03	1087.4	5.3829
0.06	1176.5	5.8243
0.09	1265.7	6.2657

2.8. Le critère de performance thermohydraulique:

Le critère de performance thermohydraulique est un paramètre qui compare l'amélioration du transfert de chaleur à l'augmentation des pertes de charge. Un critère élevé indique de bonnes performances thermiques. Lorsque $\eta \geq 1$, l'amélioration des performances thermo-hydrauliques confirme que le gain thermique est supérieur aux pertes hydrauliques. Si $\eta < 1$ les pertes de charge prévalent et réduisent le transfert de chaleur dans le système.

$$\eta = \frac{\frac{Nu_{cas}}{Nu0}}{(\frac{f_{cas}}{f_0})^{\frac{1}{3}}} \quad (18)$$

Où

Nu_{cas} : Nombre de Nusselt du cas étudié.

Nu_0 : Nombre de Nusselt du cas de référence.

f_{cas} : Facteur de frottement du cas étudié.

f_0 : facteur de frottement du cas de référence.

2.9. Facteur de frottement :

$$f = \frac{2\Delta P\ Dh}{\rho U^2 L} \quad (19)$$

Où

ΔP : Perte de pression.

U : Vitesse d'écoulement.

Dh : Diamètre hydraulique.

L : Longueur du canal.

ρ : Masse volumique du fluide.

3. Les hypothèse :

- Le domaine de calcule est 2D ($\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial}{\partial y}$)
- Le régime est permanent ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$)
- L'écoulement est incompressible (ρ_{nf}=constant)

Donc :

3.1. L'équation de Conservation de masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (20)$$

3.2. L'équation de quantité de mouvement :

$$\rho_{nf}\left[\left(u\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \left(v\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{nf}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (21)$$

$$\rho_{nf}\left[\left(u\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \left(v\frac{\partial v}{\partial y}\right)\right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{nf}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \quad (22)$$

3.3. L'équation d'énergie :

$$\rho_{nf} Cp_{nf}\left[\left(u\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \left(v\frac{\partial T}{\partial y}\right)\right] = k_{nf}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (23)$$

Dans cette partie, nous avons présenté les équations nécessaires à l'analyse du problème posé et à l'élaboration de la solution correspondante. Ces équations constituent la base mathématique solide qui nous permettra de modéliser précisément le comportement dynamique et thermique du système étudié. Par ailleurs, dans le chapitre suivant, nous détaillerons le domaine de calcul (représenté par la géométrie du modèle) ainsi que les résultats obtenus grâce à l'utilisation du logiciel COMSOL Multiphysics, qui offre des outils puissants de simulation numérique pour visualiser et valider nos hypothèses.

CHAPITRE 04 :

Résultats et discussions

1. Introduction :

Ce chapitre présente l'analyse numérique, réalisée sous COMSOL Multiphysics, du refroidissement d'un composant électronique par convection forcée dans un microcanal. Le fluide étudié est un nanofluide (Al2O3 + éthylène glycol). L'objectif est de quantifier l'influence de la géométrie des obstacles et de la concentration des nanoparticules sur les performances thermo-hydrauliques du système. Après avoir validé le modèle numérique et vérifié l'indépendance du maillage pour assurer la précision des calculs, nous détaillons les effets des obstacles sur l'écoulement et les distributions de température. Les variations des nombres de Nusselt local et moyen servent ici d'indicateurs clés de l'intensité des échanges convectifs. L'étude décrypte également comment les nanoparticules améliorent la conductivité thermique du fluide et comment la présence d'obstacles perturbe l'écoulement, réduit l'épaisseur de la couche limite et stimule le mélange thermique. Pour finir, une comparaison des configurations à mono et double-obstacles est établie sur la base du critère de performance thermohydraulique (CPT), dégageant ainsi les meilleures géométries pour un compromis optimal entre transfert thermique et pertes de charge.

2. COMSOL Multiphysics :

COMSOL Multiphysics est un logiciel de simulation par éléments finis utilisé pour modéliser et analyser des phénomènes physiques couplés (multiphysiques) en ingénierie, en physique et dans les sciences appliquées. Il permet de résoudre des équations aux dérivées partielles (EDP) et de combiner plusieurs physiques (par exemple thermique, mécanique, fluide, électromagnétique ou chimie) dans un même environnement. Les principaux avantages de son utilisation :

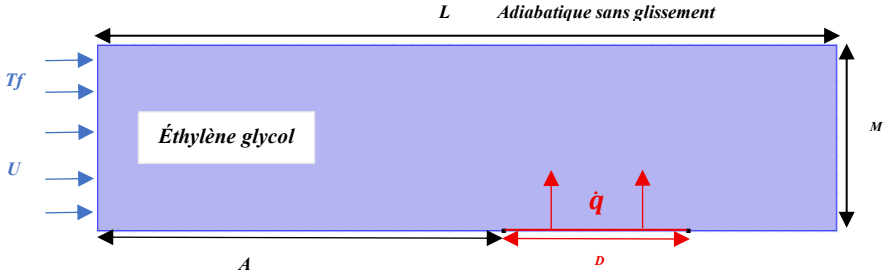
- Couplage multiphysique est la possibilité de coupler plusieurs phénomènes physiques dans un seul modèle.
- Grande précision des résultats, Le logiciel utilise la méthode des éléments finis (FEM), qui donne une bonne précision et une analyse détaillée des champs physiques.
- Bibliothèque de modèles physiques, Le logiciel contient plusieurs modules prêts à l'emploi comme transfert thermique, CFD.
- COMSOL possède une interface graphique intuitive pour création facile de la géométrie et définition des matériaux.



Fig. 4.1. Interface de logiciel COMSOL Multiphysics

3. Les géométries utilisent :

Un microcanal de 200µm longueur et de 50µm largeur, Ou les paroi et l'obstacle est adiabatique (thermiquement isolées), Nous utilisons une nanofluide pour refroidir un composant électronique qui produit une densité de flux 20000 $[\frac{W}{m^2}]$, avec une vitesse d'écoulement $U = 0.1$ $[\frac{m}{s}]$ et Température froide $T_f = 300[k]$.

Cas	**Géométrie**
Cas 0 (sans obstacle) Où L= 200[µm], M = 50[µm] A = 110[µm], D = 50[µm], $\dot{q}$ =20000[w/m^2]	

Cas 1 (obstacle incliné) Où

L= 141[µm], α = 40°

$\dot{q}$ = 20000[w/m^2]



Cas 2(obstacle incliné) Où

L= 141[µm], α = 90°

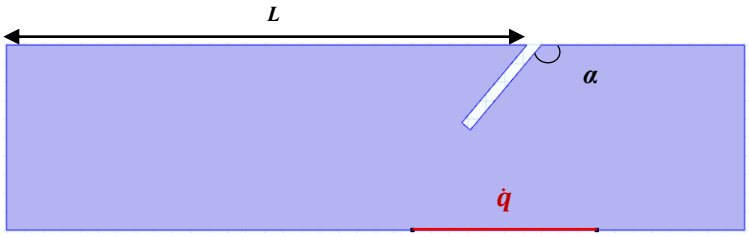
$\dot{q}$ = 20000[w/m^2]



Cas 3 (obstacle incliné) Où

L= 141[µm], α = 130°

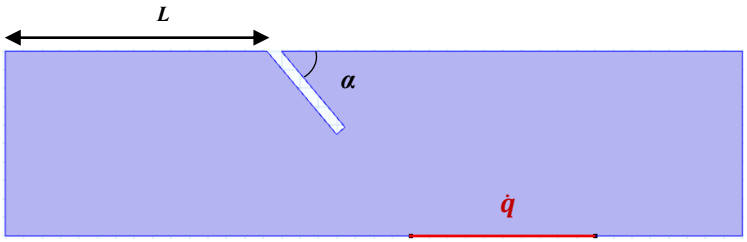
$\dot{q}$ = 20000[w/m^2]



Cas 4 (obstacle incliné) Où

L= 71[µm], α = 50°

$\dot{q}$ = 20000[w/m^2]

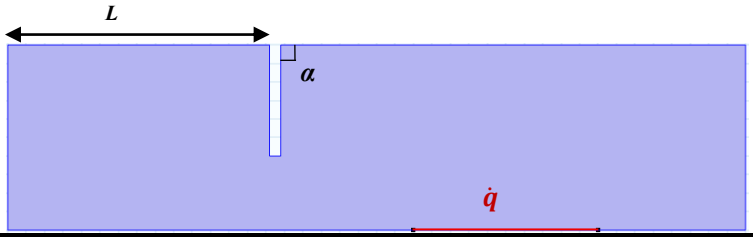


Cas 5 (obstacle incliné) Où

L= 71[µm], α = 90°

U= 0.1 [m/s],T_f = 300[k]

$\dot{q}$ = 20000[w/m^2]



Cas 6 (obstacle incliné) Où

L= 71[µm], α = 130°

$\dot{q}$ = 20000[w/m^2]

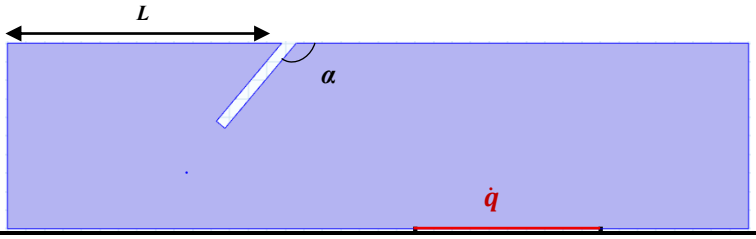


Fig. 4.2. Les géométries utilisent pour mono obstacle.

4. Les propriétés thermophysiques :

On utilise l'éthylène glycol (EG) un fluide de base et les nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al2O3).

Tab (4-1) : Propriétés thermophysiques de l'éthylène glycol et d'oxyde d'aluminium (Al2O3) à T=300K.

Propriétés	Éthylène glycol (EG)	Oxyde d'aluminium (Al2O3)
ρ(kg/m^3)	998.2	3970
μ(Pa.s)	1.01×10^{-3}	-
k (W/m.K)	0.6028	40
Cp (J/kg. K)	4182.2	765

5. Independence de maillage :

Afin d'obtenir des résultats précis tout en réduisant le temps de calcul, Une étude d'indépendance du maillage a été réalisée afin de sélectionner un maillage optimal. Cela se fait par une comparaison du nombre de Nusselt a été effectuée en calculant l'erreur relative.

Tab (4-2) : Évaluation de l'indépendance du maillage et calcul de l'erreur relative pour le nombre de Nusselt moyen ($\overline{Nu}$).

Cas	**Nombre des éléments**	$\overline{Nu}$	**Erreur**
0	8273	5.4158	0.203 %
	18965	5.4061	0.024 %
	44994	5.4049	0.0019 %
	88424	5.4048	-
1	9318	6.0496	0.279 %
	21320	6.0351	0.038 %
	51173	6.0331	0.005 %
	93205	6.0328	-
2	9288	7.5976	0.523 %
	21310	7.5633	0.069 %
	51593	7.5590	0.012 %
	93487	7.5581	-
3	9262	7.1261	0.430 %
	21203	7.0997	0.058 %
	51290	7.0960	0.006 %
	93016	7.0956	-

4	9314	5.8953	0.259 %
	21279	5.8817	0.027 %
	51085	5.8802	0.002 %
	93259	5.8801	-
5	9334	5.4802	0.181 %
	21547	5.4719	0.029 %
	51695	5.4705	0.004 %
	93629	5.4703	-
6	9331	5.3828	0.201 %
	21417	5.3732	0.022 %
	51176	5.3720	0 %
	93040	5.3720	-
a	9706	3.4854	0.175 %
	23266	3.4813	0.057 %
	56311	3.4794	0.003 %
	97271	3.4793	-
b	9715	4.4614	0.027 %
	23145	4.4607	0.011 %
	56271	4.4603	0.002 %
	97603	4.4602	-
c	10247	6.9571	0.421 %
	23721	6.9310	0.045 %
	57238	6.9281	0.003 %
	98172	6.9279	-
d	10070	6.6166	0.120 %
	23887	6.6099	0.018 %
	57451	6.6088	0.002 %
	98377	6.6087	-
e	10107	6.4022	0.301 %
	23451	6.3848	0.038 %
	56712	6.3825	0.002 %
	98092	6.3824	-

f	10023	6.8258	0.319 %
	23187	6.8079	0.056 %
	56054	6.8047	0.009 %
	97710	6.8041	-

6. Validation du calcul :

Les figures 4.3 et 4.4, présente une comparaison entre nombre de Nusselt expérimentaux et numériques de validation et notre résultat pour ϕ = 0% et 0,2% de **Kalteh et *al***. [28] sur l'investigation expérimentale et numérique du transfert thermique par convection forcée d'un nanofluide Al_2O_3-eau dans un large microcanal rectangulaire destiné au refroidissement des composants électroniques la comparaison montre une bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux, ce qui prouve l'efficacité du modèle utilisé**.**

$\overline{err}$ = 11,0480688 % pour le résultat expérimental.

$\overline{err}$ = 3,4822941 % pour le résultat numérique.

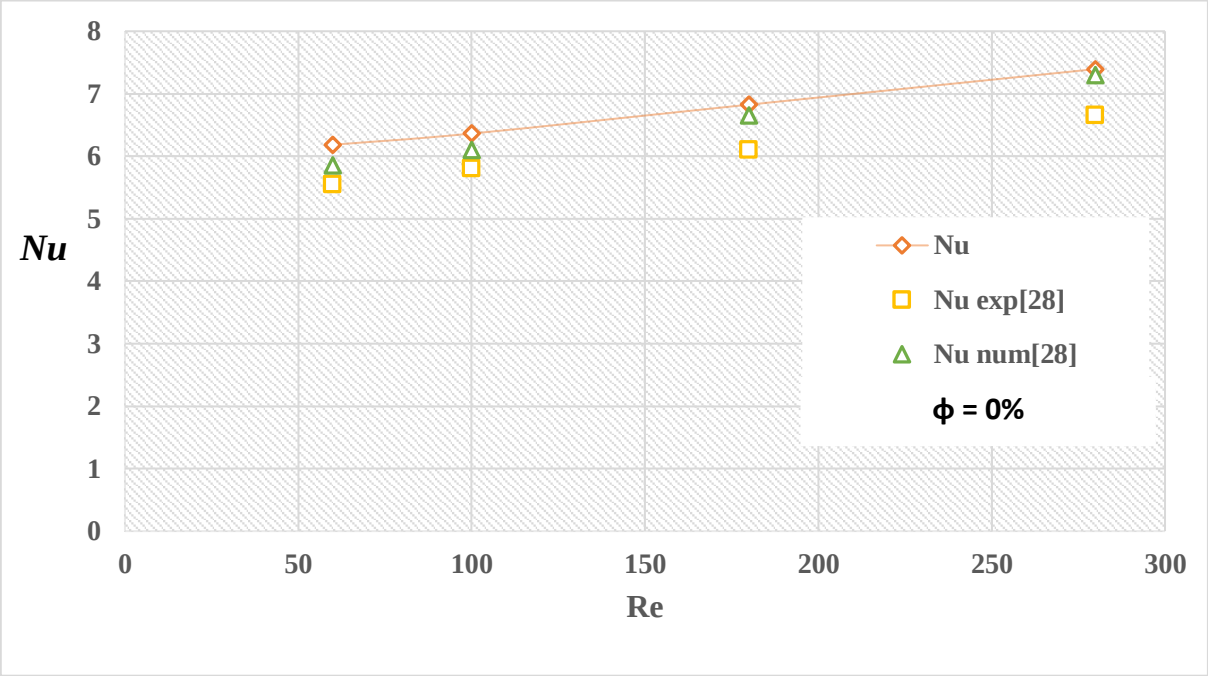


Fig. 4.3. Comparaison entre nombre de Nusselt expérimental et numérique de validation [28] et notre modelé pour ϕ = 0%.

$\overline{err}$ = 10,5914775 % pour le résultat expérimental.

$\overline{err}$ = 3,53086994 % pour le résultat numérique.

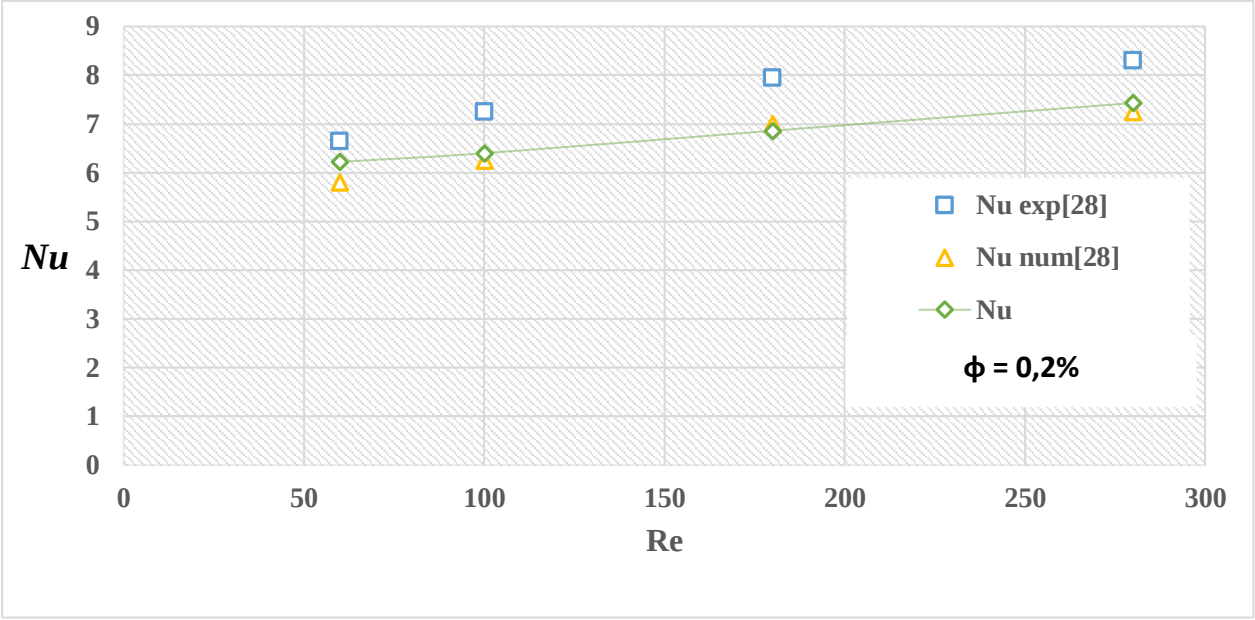


Fig. 4.4. Comparaison entre nombre de Nusselt expérimentaux et numériques de validation [28] et notre modelé pour ϕ = 0,2%.

La figure 4.5 illustre une comparaison entre Profil de vitesse de l'eau pure pour Re = 300. Où la ligne bleue représente les résultats que nous avons obtenus, tandis que les points verts représentent les résultats de Kalteh, M et *al* [28], la comparaison montre une homogénéité entre les deux courbes, ce qui prouve l'efficacité du modèle utilisé.

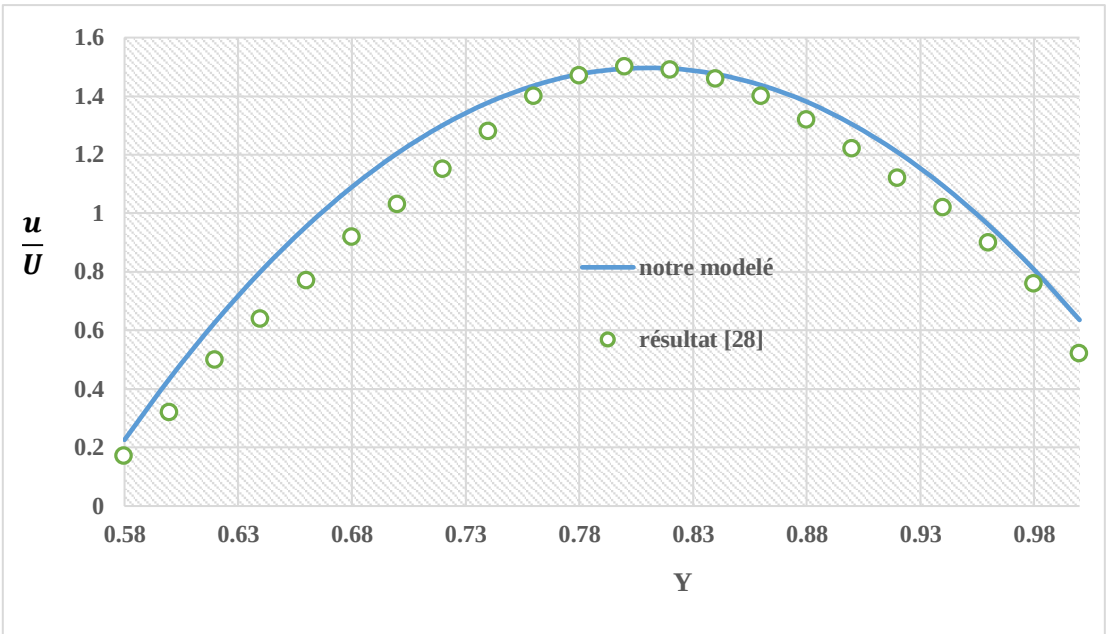


Fig. 4.5. Comparaison entre Profil de vitesse de l'eau pure de Kalteh, M et *al* [28]et notre modelé, pour Re = 300.

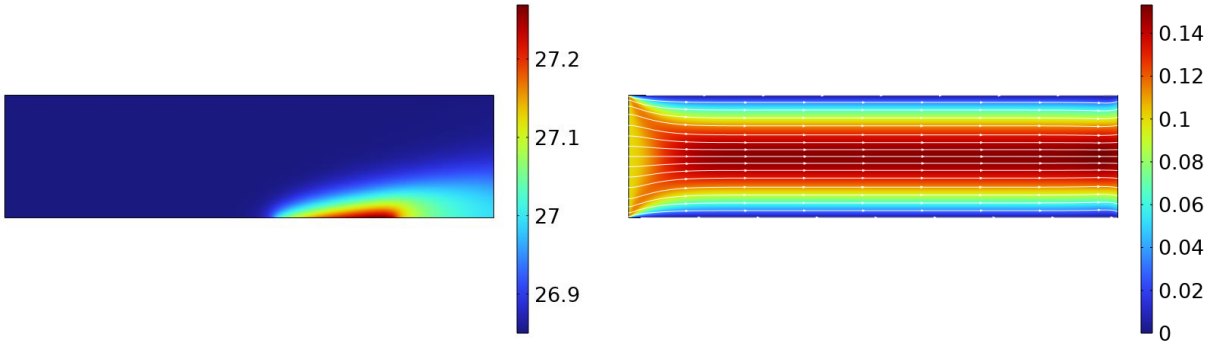
7. Résultats et discussion :

7.1. PARTIE 1 : mono obstacle

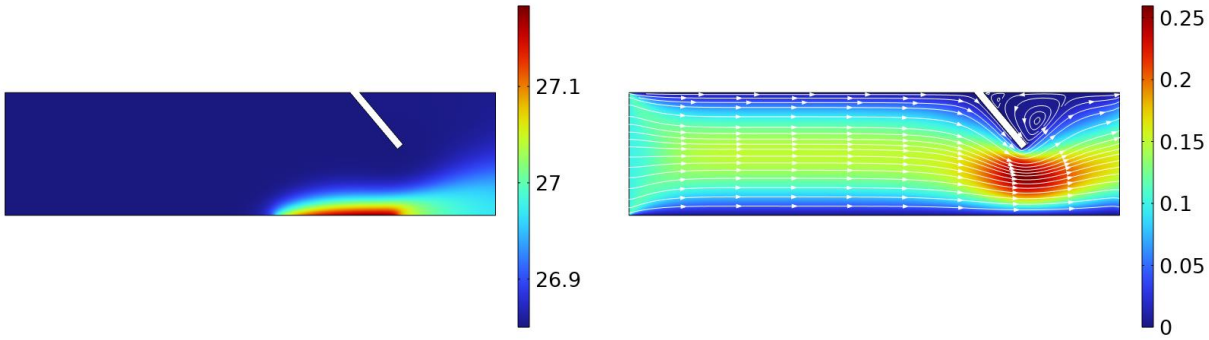
7.1.1. Effet du mono obstacle sur champs de vitesses et champ de température :

Figure 4.6. illustre l'effet de différentes configurations d'obstruction sur les domaines de vitesse et de température, pour une concentration de nanoparticules $\phi = 0$ %. En l'absence d'obstruction (cas 0), l'écoulement est uniforme, avec des lignes de courant parallèles et une vitesse axiale maximale u_{max} = 1,4 m/s. La température est concentrée près de la zone chauffée (composant électronique) à T = 27,2 °C, ce qui indique un faible mélange et un transfert de chaleur limité. Les cas 1 à 6 introduisent des obstructions qui perturbent l'écoulement, générant des zones de recirculation en aval. Ces tourbillons favorisent le mélange entre le fluide froid et les zones chaudes, améliorant ainsi la dissipation de chaleur. Une accélération localisée du fluide se produit près des obstructions en raison de la réduction de la section transversale. Les obstructions inclinées (cas 1, 3, 4 et 6) dévient progressivement l'écoulement pour améliorer la redistribution de la chaleur. En revanche, les obstructions verticales (cas 2 et 5) produisent une recirculation locale plus prononcée et une recirculation plus large, améliorant le transfert de chaleur. Dans les cas 1 et 3, la position de l'obstacle au-dessus de composant électronique influe sur la vitesse, $u_{max} = 0{,}25$ m/s, tandis que sa température est de T = 27.2°C. Dans les cas 2 et 5, l'effet de l'obstacle est manifeste à la fois sur le champ de température et le champ vitesse, telle que $u_{max} = 0{,}35$ m/s et T = 27.1 °C. Globalement, les obstacles améliorent les performances de refroidissement. Leur géométrie et orientation sont cruciales pour optimiser le transfert thermique et contrôler l'écoulement du nanofluide.

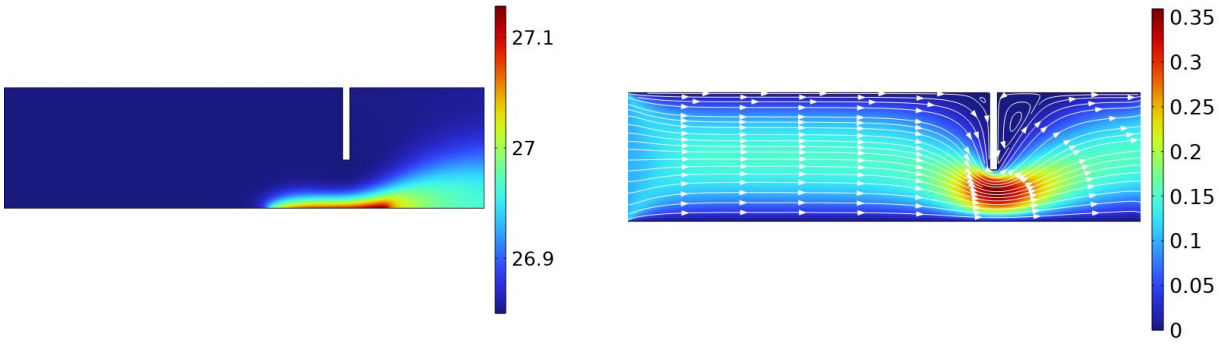
Cas 0



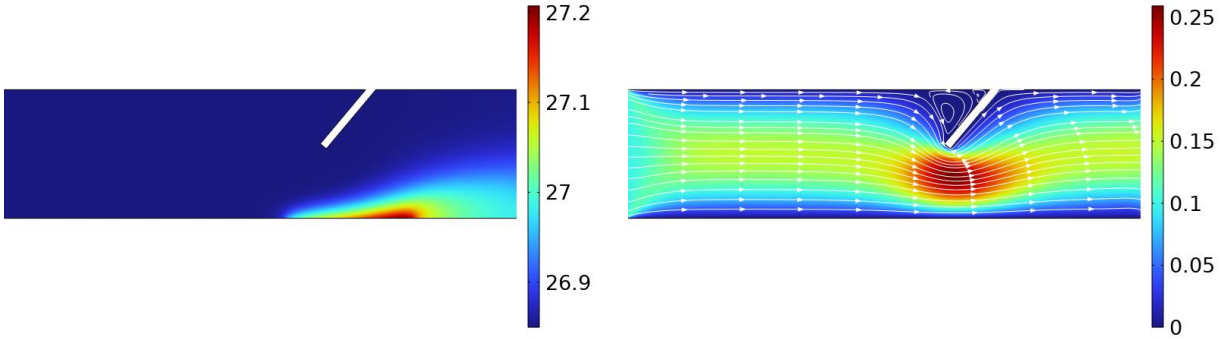
Cas 1



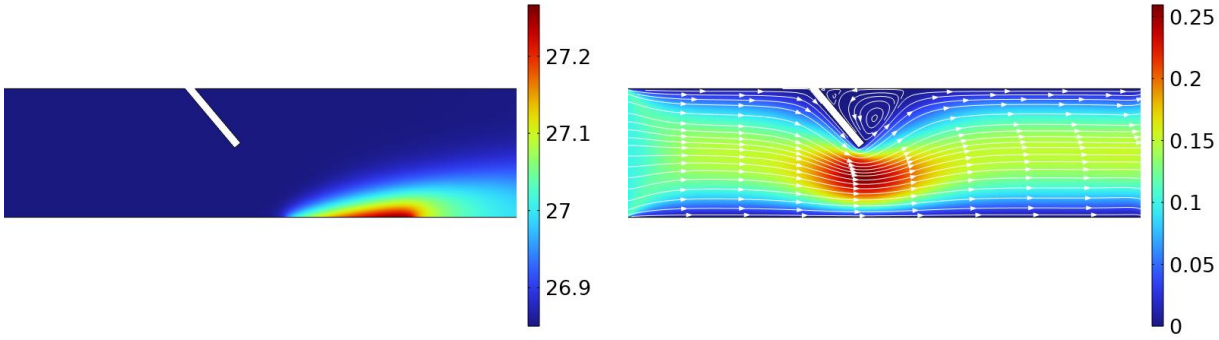
Cas 2



Cas 3



Cas 4



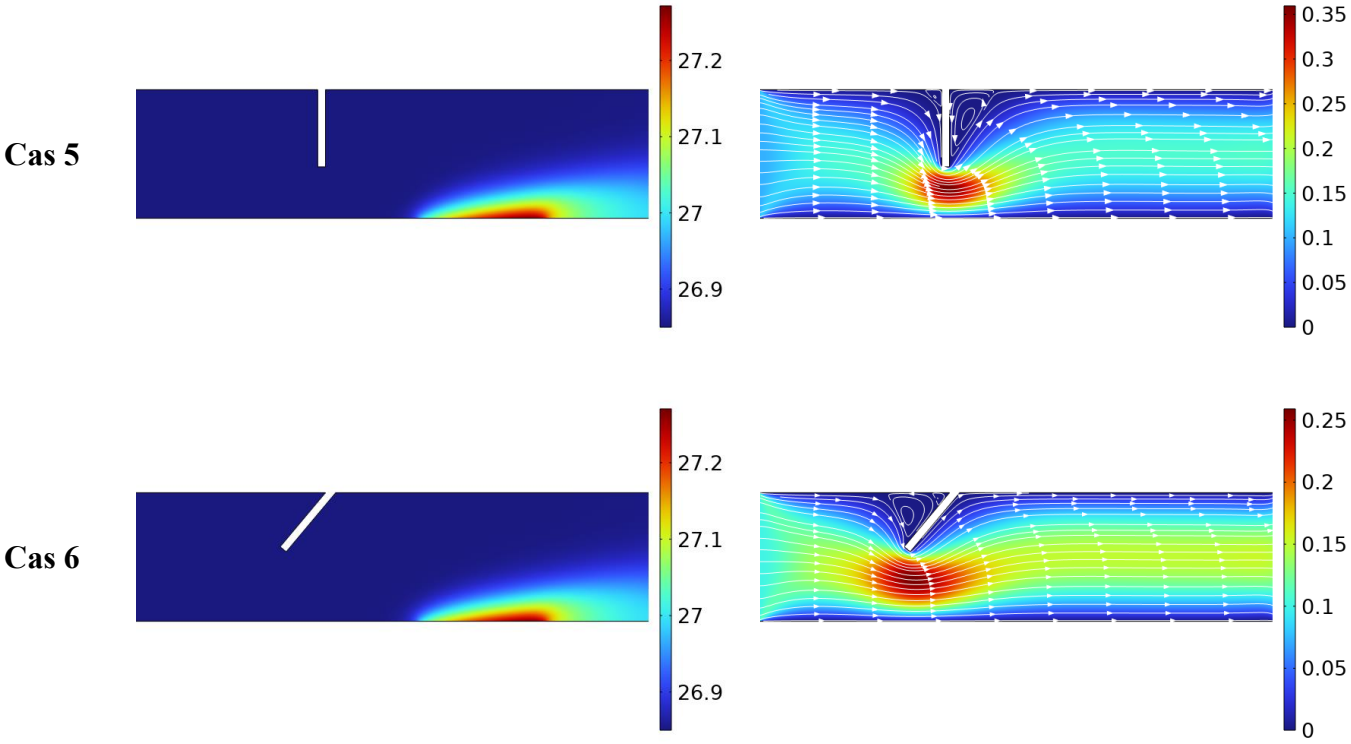


Fig.4.6. Champs thermique (à gauche) et champs de vitesses (à droite) correspondant déférente géométrie proposée.

7.1.2. Effet du mono obstacle sur Le nombre de Nusselt :

Figure 4.7. Montre la variation du nombre de Nusselt local (*Nu*) en fonction de plusieurs configurations étudiées en long du composant électronique. Dans la première région du domaine, comprise entre 0 et 32 µm, les valeurs de Nu_x restent presque constantes entre 4 à 10, traduisant un développement progressif et stable de la couche limite thermique. En revanche, à partir de cette zone et plus particulièrement près de la sortie, vers 48 µm telles que Nu_x est égale 12 à 28 correspondants à la concentration de nanoparticules ϕ, une augmentation rapide et importante du nombre de Nusselt est observée. Cette forte croissance indique une diminution significative de l'épaisseur de la couche limite thermique, probablement liée aux effets de bord ainsi qu'à une accélération locale de l'écoulement, ce qui intensifie les échanges convectifs dans cette région. D'autre part, la concentration en nanoparticules exerce une influence notable sur le comportement thermique du système, comme le montrent les différentes courbes. Lorsque la fraction volumique augmente de ϕ = 0% à ϕ = 9%, toutes les courbes enregistrent une hausse progressive des valeurs de Nu_x . Cette amélioration des performances thermiques est principalement attribuée à l'augmentation de la conductivité thermique effective du nanofluide. En effet, la présence des nanoparticules favorise les transferts d'énergie au sein du fluide, permettant ainsi une meilleure dissipation de la chaleur produite. Par ailleurs, la comparaison des différentes géométries étudiées (Cas 0 à Cas 6) montre clairement une différence de performance entre les configurations. Les Cas

2 et 3 se démarquent par les valeurs les plus élevées du nombre de Nusselt sur l'ensemble du domaine atteignant 28, indiquant une capacité supérieure de transfert thermique et donc un refroidissement plus efficace. À l'opposé, les Cas 5, 6 ainsi que le Cas 0 présentent les performances les plus faibles. Ainsi, les résultats obtenus démontrent que l'optimisation du transfert thermique nécessite à la fois l'utilisation d'une concentration élevée en nanoparticules (ϕ = 9%) et l'adoption d'une géométrie performante, notamment celles correspondant aux Cas 2 et 3. L'amincissement de la couche limite thermique au voisinage des obstacles stimule les échanges de chaleur entre le composant électronique et le nanofluide. En parallèle, la génération de zones de recirculation par ces obstacles accentue le mélange convectif entre le composant électronique et le fluide froid. De surcroît, la présence des nanoparticules accroît la conductivité thermique effective du fluide, ce qui en accélère la diffusion thermique. La synergie de ces mécanismes conduit à une intensification globale du transfert de chaleur, se traduisant par une élévation du nombre de Nusselt.

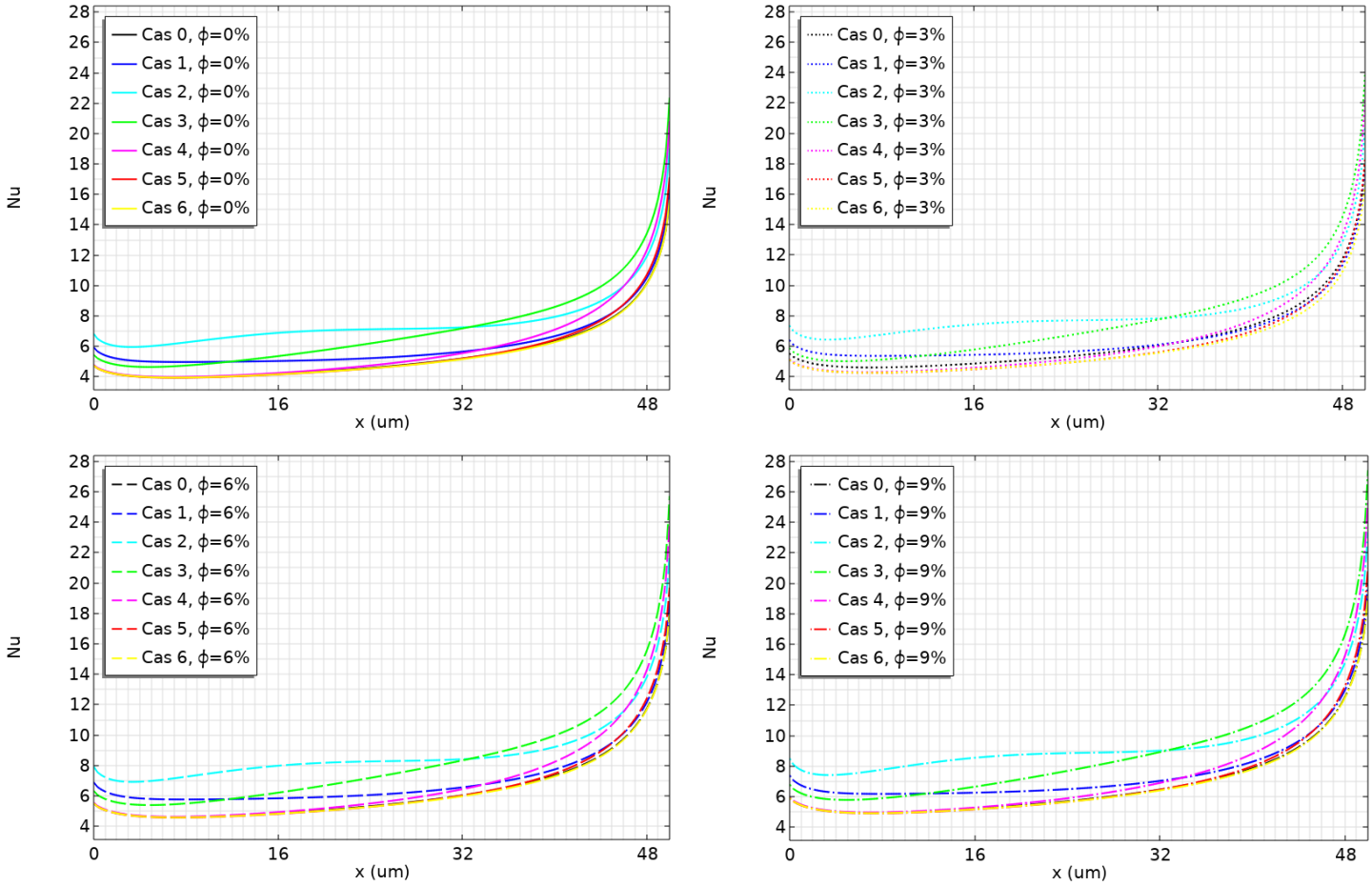


Fig. 4.7. Variation de nombre Nusselt local correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules.

Figure 4.8. Illustre l'évolution du nombre de Nusselt moyen selon la fraction volumique de nanoparticules (φ = 0, 0,03, 0,06 et 0,09) pour six configurations géométriques distinctes (Cas 0 à Cas 6) appliquées au refroidissement du composant électronique. Tous les cas montrent une amélioration des performances thermiques avec l'augmentation de la concentration de nanoparticules.

À l'état de base (ϕ = 0) : Le nombre de Nusselt moyen varie entre 5,2 et 7,5. Le Cas 2 se démarque avec la valeur la plus élevée ($\overline{Nu}$ =7,5), tandis que les Cas 0, 5 et 6 affichent les valeurs les plus faibles ($\overline{Nu}$ = 5,3 à 5,5). Les Cas 1, 3 et 4 occupent une position intermédiaire ($\overline{Nu}$ =6,0 à 7,0).

Avec l'ajout de nanoparticules (ϕ = 0,03) varie entre 5,8 et 8,2. Le Cas 2 conserve sa suprématie ($\overline{Nu}$ = 8,1), tandis que les autres configurations se situent entre 6,0 et 7,7.

À concentration accrue (ϕ = 0,06) : L'amélioration s'accentue, avec des valeurs comprises entre 6,2 et 9,0. Le Cas 2 atteint Nu = 8,9 et le Cas 3 = 8,2, confirmant leur performance supérieure. Les cas restants se classent entre 6,2 et 7,0.

Au maximum de concentration (ϕ = 0,09) : Les performances thermiques culminent avec $\overline{Nu}$ variant de 6,5 à 9,5. Le Cas 2 affiche la valeur optimale ($\overline{Nu}$ = 9,4), suivi du Cas 3 ($\overline{Nu}$ = 8,8). Les autres configurations se distribuent entre 6,6 et 7,5.

L'enrichissement du fluide par des nanoparticules génère des gains thermiques significatifs : le passage de ϕ = 0 à ϕ = 0,09 produit une augmentation de $\overline{Nu}$ de 20 à 30 % selon la géométrie. Les Cas 2 et 3 dominent la plage entière avec des avantages de 2 à 3 unités de Nusselt comparé aux configurations moins efficaces (Cas 5 et 6), qui restent systématiquement les moins performantes quelle que soit la concentration.

En somme, l'élévation du nombre de Nusselt moyen traduit une intensification de la convection, ce qui accélère l'évacuation de la chaleur et réduit les températures locales du composant électronique. On observe donc une stricte opposition entre le nombre de Nusselt et la température maximale : les configurations les plus performantes hydrodynamiquement sont celles qui maintiennent le composant aux températures les plus basses. À l'inverse, un faible nombre de Nusselt est synonyme d'un refroidissement médiocre et de points chauds plus élevés.

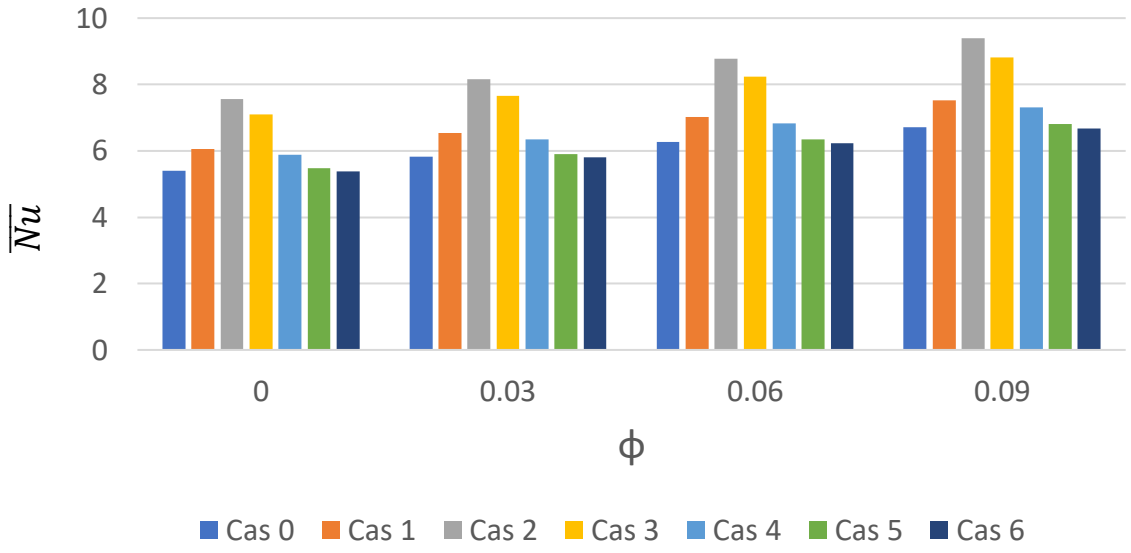


Fig. 4.8. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration de nanoparticules

7.1.3. Effet du mono obstacle sur Le critère de performance thermohydraulique :

Figure 4.9. Présente l'évolution du critère de performance thermohydraulique η (CPT) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ met en évidence l'efficacité des différentes configurations géométriques (Cas 0 à Cas 6). La valeur seuil η = 1 (ligne rouge pointillée) délimite la zone où le gain thermique compense exactement l'augmentation des pertes de charge. L'étude montre une corrélation positive entre ϕ et η : l'accroissement de la concentration en nanoparticules (de 0 à 9%) optimise globalement les performances. Le Cas 3 se distingue comme la configuration la plus performante, atteignant un maximum de η = 1,55 pour ϕ = 9% grâce à une perturbation optimale de l'écoulement. Les Cas 2 et Cas 4 suivent avec des indices respectifs de 1,42 et 1,30. À l'inverse, le Cas 5 présente une efficacité moindre (η < 1 pour de faibles concentrations), traduisant des pertes de charge prédominantes sur le transfert thermique. In fine, l'usage de nanofluides à forte concentration garantit un rendement supérieur à l'unité pour toutes les géométries testées.

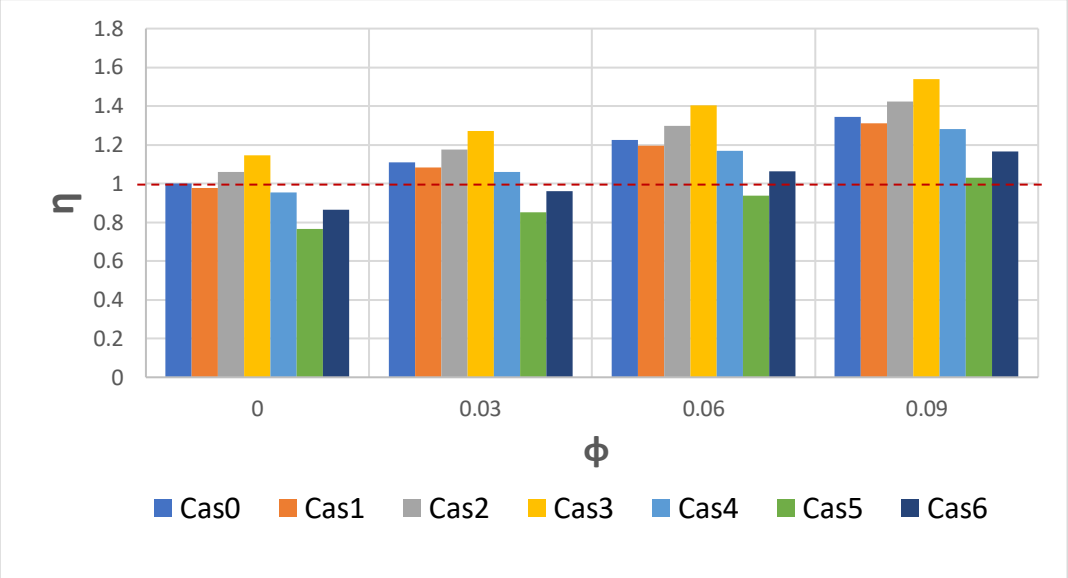


Fig. 4.9. L'évolution du critère de performance thermohydraulique η en fonction de la concentration de nanoparticules

7.1.4. L'évolution de la température locale du composant électronique :

Figure 4.10 illustre l'évolution de la température locale le long du composant électronique pour différentes configurations géométriques (Cas 0 à Cas 6) et pour plusieurs concentrations volumiques de nanoparticules (ϕ = 0%, 3%, 6%) De manière générale, l'ensemble des profils thermiques présente une évolution similaire caractérisée par une augmentation progressive de la température entre x = 111 µm et x = 152 µm, suivie d'une légère diminution à proximité de la sortie du canal. Cette baisse finale peut être liée à l'augmentation des échanges thermiques convectifs dans cette région. La température initiale reste pratiquement identique pour tous les cas, avec une valeur voisine de 26.92°C, tandis que les températures maximales varient selon la configuration géométrique et la concentration volumique.

Pour le fluide pur (ϕ=0%), les températures maximales les plus élevées sont observées pour les Cas 5 et Cas 6, atteignant environ 27.27°C, alors que le Cas 2 présente la valeur la plus faible, proche de 27.12°C. L'intervalle thermique d'environ 0.15°C met en évidence l'influence significative de la géométrie sur la répartition thermique et le transfert de chaleur.

Lorsque la concentration volumique augmente à ϕ=3%, les courbes deviennent plus rapprochées et les profils thermiques apparaissent plus homogènes, traduisant une amélioration de la diffusion thermique à l'intérieur du nanofluide. Les températures maximales diminuent légèrement pour atteindre environ 27.24°C dans les configurations les plus élevées, tandis que le Cas 2 reste le moins important avec une valeur proche de 27.10°C.

Pour ϕ=6%, une réduction supplémentaire des températures maximales est observée. Les valeurs les plus élevées se situent autour de 27.21°C, alors que le Cas 2 descend jusqu'à environ 27.08°C.

Cette diminution traduit l'amélioration des performances thermiques du nanofluide due à l'augmentation de sa conductivité thermique effective.

À ϕ=9%, la diminution des températures devient plus prononcée. Le Cas 0 atteint environ 27.21°C, tandis que les autres configurations présentent des valeurs légèrement inférieures, notamment les Cas 5 et Cas 6 avec environ 27.18°C. Le Cas 2 conserve la température minimale la plus basse, proche de 27.07°C.

En conclusion, l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules améliore le refroidissement du composant électronique en réduisant progressivement la température maximale du système. De plus, les différences observées entre les configurations montrent que la géométrie joue un rôle important dans l'intensification des échanges thermiques et dans l'amélioration des performances de dissipation de chaleur.

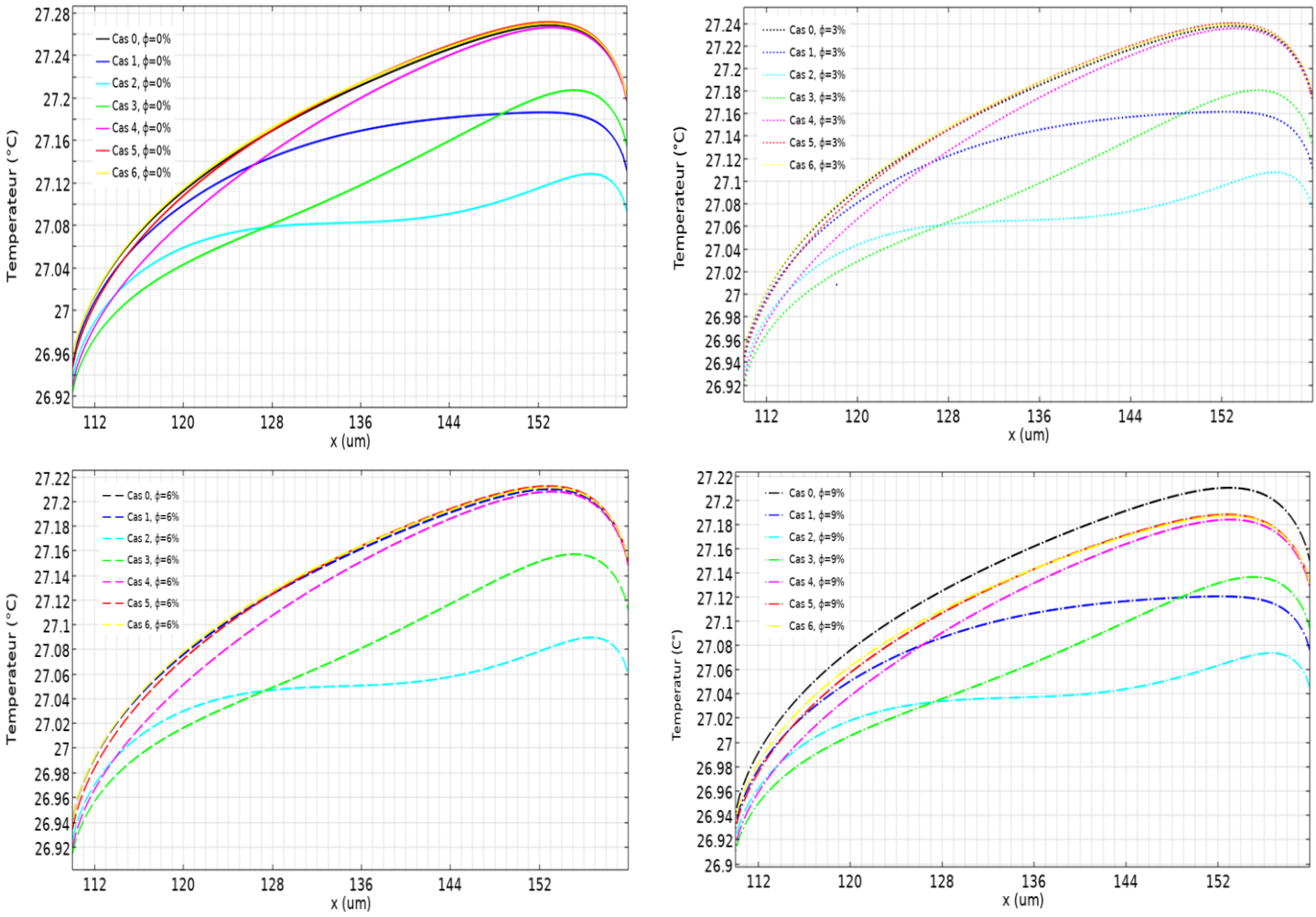


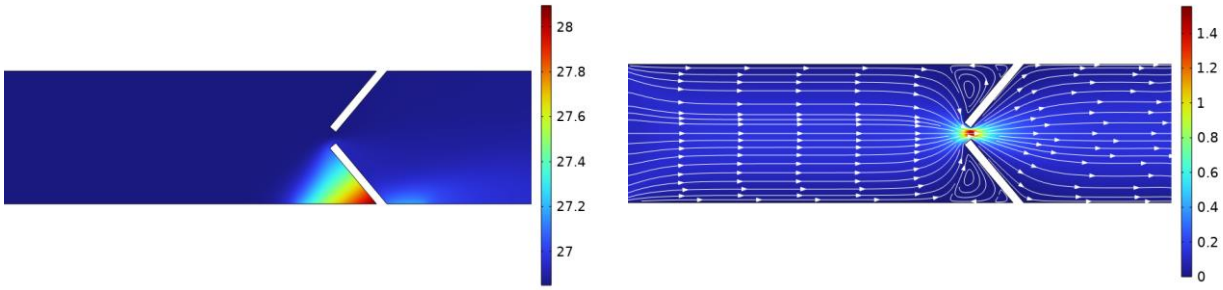
Fig. 4.10. L'évolution de la température locale correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules.

7.2. PARTIE 2 : deux obstacles

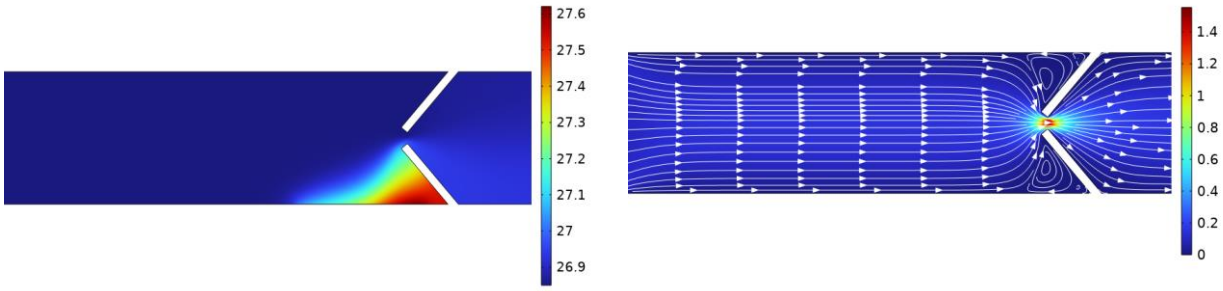
7.2.1. Effet de deux obstacles sur champs de vitesses et champ de température :

Figure 4.11. Présente une comparaison entre plusieurs configurations d'obstacles (Cas a jusqu'au Cas f) dans un microcanal destiné au refroidissement d'un composant électronique. Les images à gauche repéré différentes configurations le champ de température, tandis que celles à droite montrent les lignes de courant et le champ de vitesse du nanofluide à l'intérieur du microcanal. Dans les configurations a et b, l'étroitesse du passage entre les obstacles génère une accélération notable du fluide (u_{max} = 1,4 m/s), renforçant ainsi le mélange convectif et le transfert thermique au voisinage de la source de chaleur. Bien que le cas a enregistré la température la plus élevée (T= 28 °C) due à une concentration thermique sur l'obstacle inférieur, le cas b montre une meilleure diffusion avec une légère baisse à (T= 27,6°C). Inversement, les cas c à f présentent une chute drastique de la vitesse (u_{max} = 0,20 à 0,25 m/s) résultante de l'élargissement de la section d'écoulement. Cependant, cette modification géométrique favorise l'homogénéité thermique : les configurations e et f, notamment, stabilisent la température entre (T= 27,2 et 27,3 °C). L'analyse des lignes de courant met en évidence des zones de recirculation (particulièrement en d et e) qui, bien qu'elles augmentent les pertes de charge, optimisent localement les échanges. En somme, la disposition spatiale des obstacles est le paramètre clé de la performance thermohydraulique du microcanal.

Cas a



Cas b



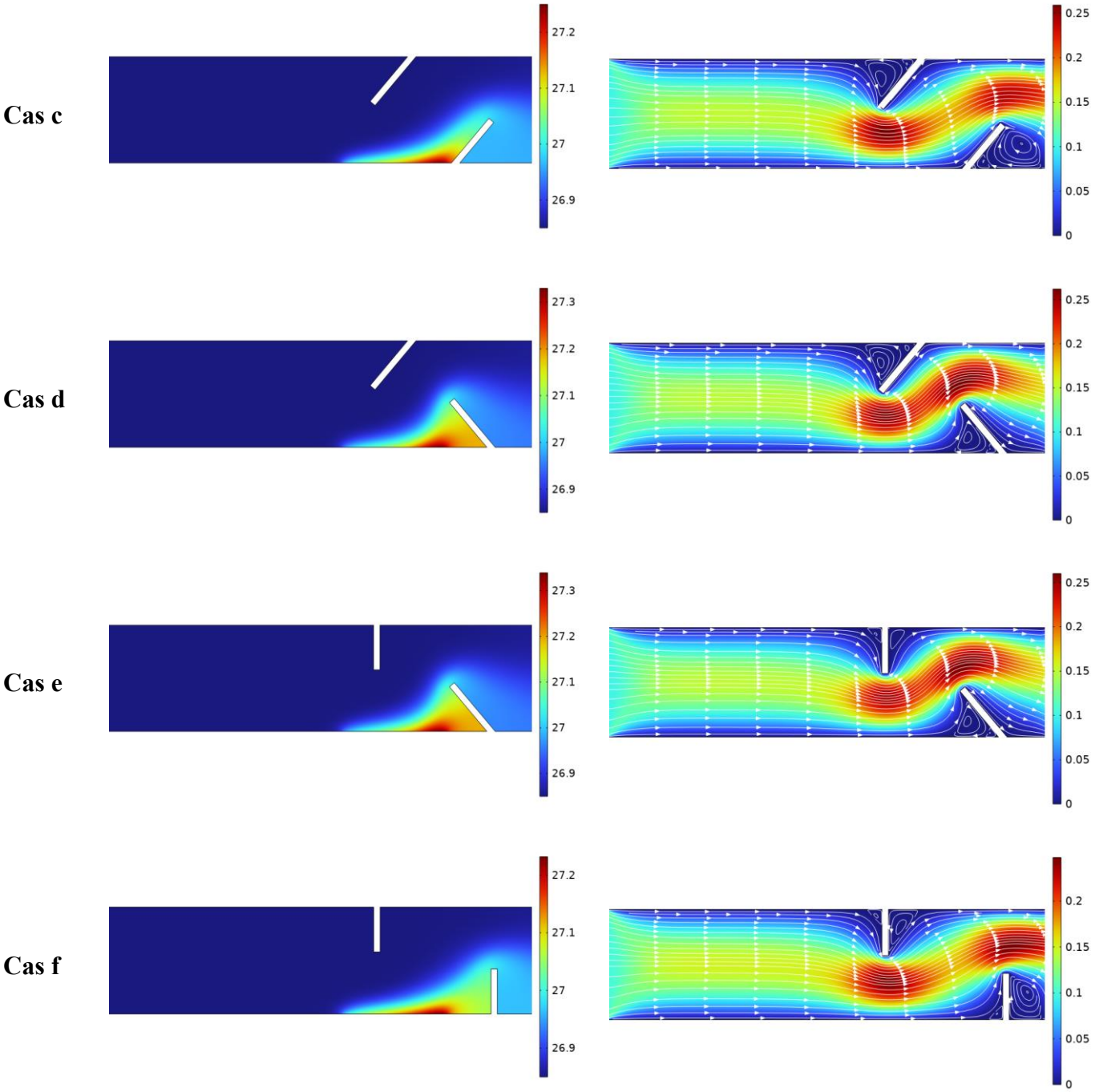


Fig.4.11. Champs thermique (à gauche) et champs de vitesses (à droite) correspondant déférente géométrie proposée

7.2.2. Effet de deux obstacles sur Le nombre de Nusselt :

Figure 4.12. Met en évidence l'évolution du nombre de Nusselt local, Nu(x), le long du composant électronique en fonction des différentes géométries et des concentrations en nanoparticules. De façon générale, on observe une diminution progressive de Nu(x) à mesure que la distance axiale augmente. Ce phénomène traduit classiquement l'affaiblissement des échanges thermiques lié au développement de la couche limite thermique. Toutefois, l'intensité de cette baisse dépend fortement de la géométrie considérée. Pour le cas a Cette configuration présente les résultats

thermiques les plus faibles, quelle que soit la concentration. À $\phi = 0\%$, le nombre de Nusselt débute aux alentours de 8, puis chute rapidement pour atteindre environ 1,5 à x = 140µm. On observe ensuite une remontée brutale jusqu'à près de 6,5 vers x = 144 µm. Cette hausse soudaine s'explique par la présence d'un obstacle sur le composant, qui perturbe localement l'écoulement et réamorce le transfert thermique. Néanmoins, même en poussant la concentration à $\phi = 9\%$, ce cas reste le moins efficace. Le cas b montre une amélioration partielle. Les valeurs initiales de Nu(x) oscillent entre 15 et 17 selon la fraction volumique, avant de décroître progressivement pour finir entre 2,5 et 3 en sortie de domaine. Si le cas b surpasse le cas a, il reste en deçà des autres configurations, ce qui indique que sa géométrie stimule les échanges thermiques sans pour autant générer de fortes perturbations dans l'écoulement. Les cas c, d, e et f Ces quatre configurations offrent le meilleur refroidissement sur toute la longueur du composant. Les valeurs initiales se situent entre 20 et 22 à phi = 0, et grimpent dans une fourchette de 25 à 27 à phi = 9%. Bien que le nombre de Nusselt diminue avec la distance, il se maintient à des niveaux élevés (entre 5 et 6 en sortie). Les variantes d et f se détachent légèrement du lot, surtout aux fortes concentrations, preuve que leur géométrie intensifie plus efficacement les échanges convectifs en optimisant les perturbations de l'écoulement.

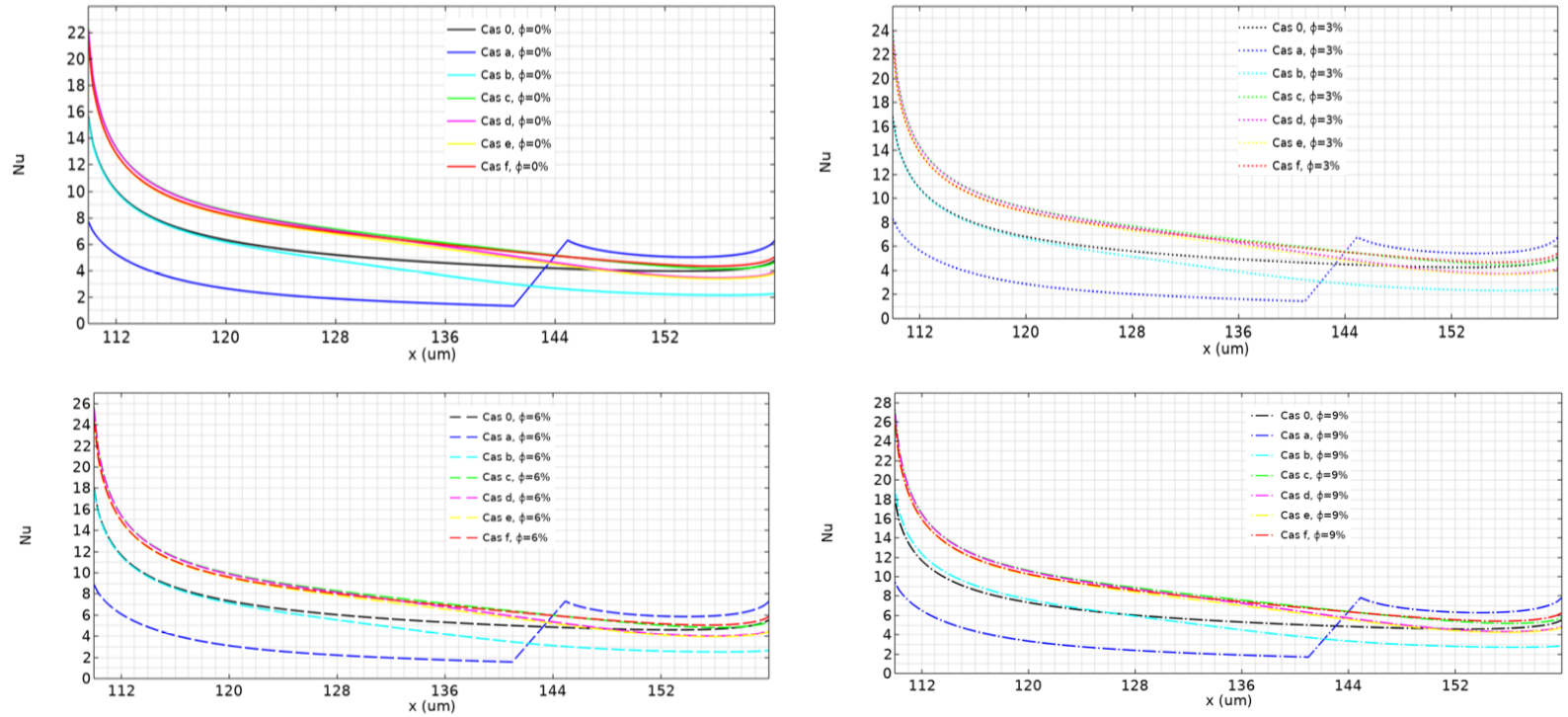


Fig. 4.12. Variation de nombre Nusselt local correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules.

Figure 4.13. Expliquer la variation du nombre de Nusselt moyen pour les différentes configurations géométriques en fonction de la concentration volumique des nanoparticules. Dans l'ensemble, une augmentation progressive de $\overline{Nu}$ est observée lorsque la concentration phi augmente, ce qui traduit une amélioration des performances de transfert thermique due à la présence des nanoparticules dans le fluide de refroidissement. Le cas a enregistré les valeurs les plus faibles pour toutes les concentrations étudiées. Le nombre de Nusselt moyen évolue d'environ 3.5 pour ϕ = 0% jusqu'à près de 4.4 pour ϕ = 9%. Ces faibles valeurs montrent que cette géométrie reste moins efficace pour intensifier les échanges thermiques. Le cas b présente des performances thermiques modérées. Les valeurs du nombre de Nusselt moyen augmentent progressivement d'environ 4.5 à 5.6 lorsque la concentration volumique passe de 0% à 9%. Bien que l'ajout des nanoparticules améliore le transfert de chaleur, les performances demeurent inférieures à celles observées pour les configurations les plus efficaces. Les cas c, d, e et f offrent les meilleures performances thermo-hydrauliques. Pour le cas c, le nombre de Nusselt moyen augmente de près de 6.9 à 8.6 avec l'augmentation de la concentration, représentant ainsi les valeurs les plus élevées de la figure. Le cas d'évolue approximativement de 6.6 à 8.2, tandis que le cas e passe de 6.4 à environ 8. De son côté, le cas f varie entre 6.8 et 8.5, montrant également une amélioration importante des échanges thermiques. En comparant les différentes configurations, le cas c apparaît comme le plus performant, suivi de très près par le cas f. Les cas d et e présentent aussi des résultats satisfaisants, contrairement aux cas a et b qui restent moins efficaces sur le plan thermique.

Ainsi, les résultats obtenus confirment que l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules contribue à renforcer les échanges thermiques dans toutes les configurations étudiées. De plus, certaines géométries, notamment les cas c et f, favorisent davantage l'intensification du transfert de chaleur, ce qui conduit aux valeurs les plus élevées du nombre de Nusselt moyen.

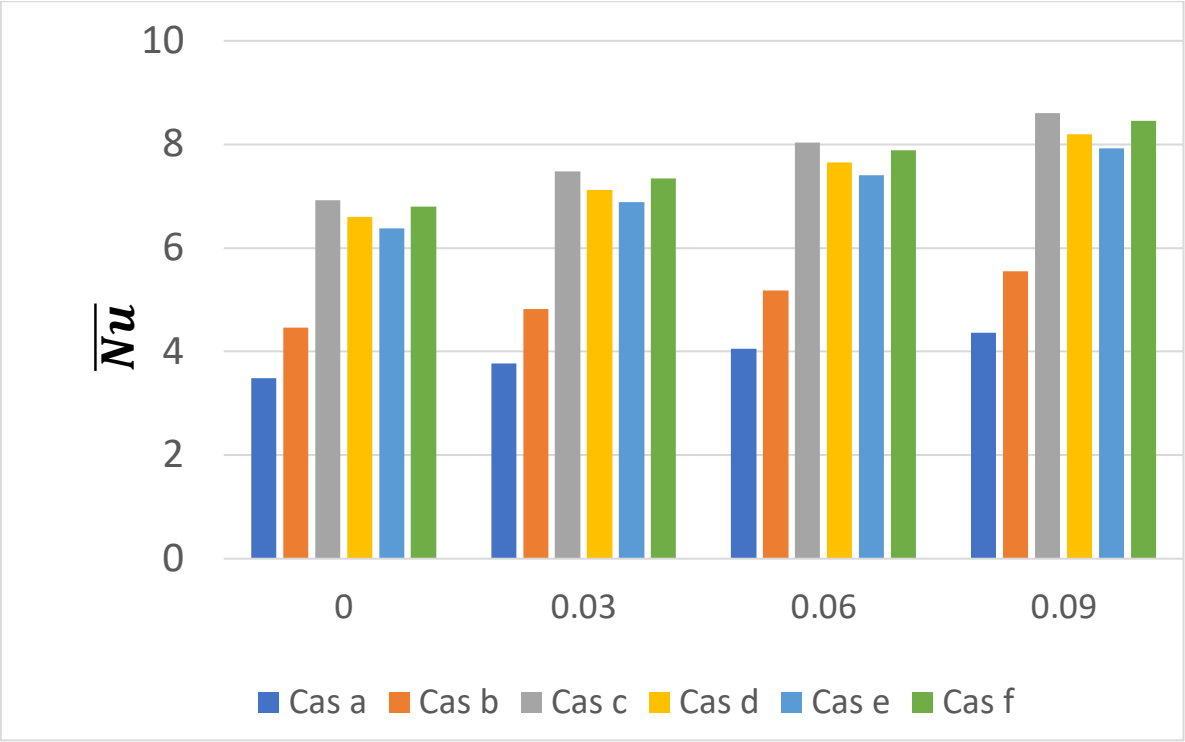


Fig. 4.13. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration de nanoparticules

7.2.3. Effet de deux obstacles sur Le critère de performance thermohydraulique :

Figure 4.14 met clairement en évidence l'influence positive de l'augmentation de la concentration volumique en nanoparticules (ϕ) sur le critère de performance thermohydraulique (η) pour l'ensemble des configurations étudiées. De manière générale, l'ajout des nanoparticules améliore simultanément les performances thermiques et hydrodynamiques du système, ce qui se traduit par une augmentation progressive de (η) lorsque la concentration passe de ϕ = 0% à ϕ = 0,09%. Cependant, cette amélioration reste fortement dépendante de la géométrie considérée, ce qui engendre des écarts significatifs entre les différents cas. Les configurations Cas a et Cas b présentent les performances les plus faibles sur toute la plage de concentrations étudiée. Malgré une légère amélioration avec l'augmentation de ϕ, leurs valeurs demeurent largement inférieures au seuil de rentabilité thermohydraulique (η = 1). En effet, à la concentration maximale de ϕ = 0,09%, le Cas a n'atteint qu'environ η= 0,30, tandis que le Cas b atteint près de η = 0,38. Ces faibles valeurs indiquent que le gain thermique obtenu reste insuffisant pour compenser les pertes de charge générées dans ces configurations, traduisant ainsi une efficacité énergétique limitée. À l'opposé, les Cas d et Cas e affichent un comportement intermédiaire mais très intéressant. À ϕ = 0%, leurs performances restent légèrement inférieures au seuil critique avec des valeurs proches de (η = 0,94), ce qui signifie que les gains thermiques et les pertes hydrodynamiques sont presque équilibrés. Toutefois, dès l'ajout de 3% de nanoparticules ϕ = 0,03%, les deux configurations franchissent le seuil de performance optimale (η> 1), confirmant l'effet bénéfique du nanofluide

sur l'amélioration globale du système. Cette tendance se poursuit avec l'augmentation de la concentration pour atteindre environ η = 1,27 pour le Cas d et η = 1,25 pour le Cas e à ϕ = 0,09%, indiquant une amélioration significative du compromis thermohydraulique. Enfin, les configurations Cas c et Cas f se distinguent comme les plus performantes parmi tous les cas étudiés. Dès l'état initial (ϕ = 0%), leurs valeurs du critère dépassent déjà l'unité, traduisant une excellente conception géométrique favorisant le transfert thermique tout en limitant les pertes de pression. L'augmentation de la concentration en nanoparticules renforce davantage cette supériorité, conduisant à une croissance continue de (η) jusqu'aux valeurs maximales observées à ϕ = 0,09%. Le Cas c atteint environ η = 1,38, tandis que le Cas f atteint près de η = 1,37. Ces résultats montrent que le Cas c représente la configuration optimale sur toute la plage de concentrations étudiée, offrant le meilleur compromis entre intensification du transfert thermique et réduction des effets hydrodynamiques défavorables.

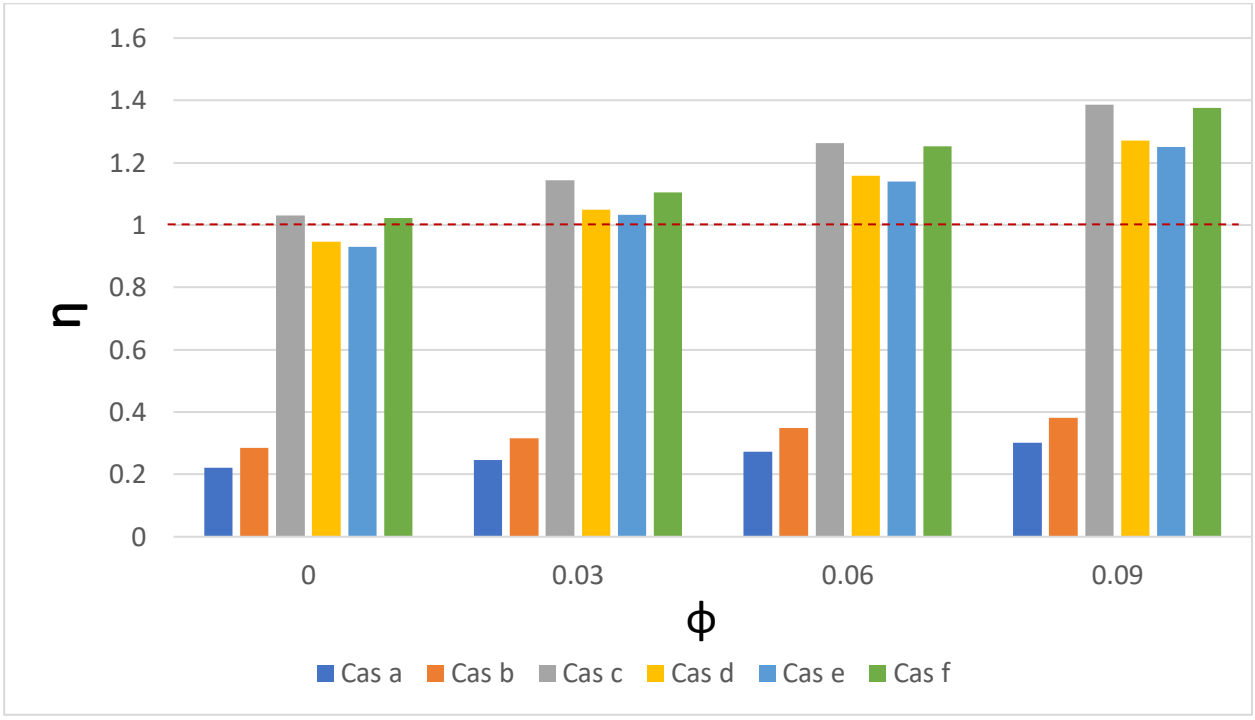


Fig. 4.14. L'évolution du critère de performance thermohydraulique η en fonction de la concentration de nanoparticules

7.2.4. L'évolution de la température locale du composant électronique :

Figure 4.15. Montre l'influence de l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules (ϕ variant de 0 % à 9 %) sur la distribution de la température le long du composant électronique. Globalement, l'ajout des nanoparticules améliore les capacités de refroidissement du

nanofluide, ce qui se traduit par une diminution progressive des températures maximales pour l'ensemble des configurations étudiées. Toutefois, l'intensité de cette amélioration dépend fortement de la géométrie adoptée. Le Cas a se distingue par le comportement thermique le plus critique. Sa configuration géométrique, caractérisée par la présence d'une barrière positionnée directement au-dessus du composant électronique, perturbe fortement l'écoulement du fluide et favorise l'accumulation locale de chaleur. Cette situation entraîne une augmentation quasi linéaire de la température à partir de x = 110µm, jusqu'à atteindre un pic thermique maximal aux environs de x= 141µm. En l'absence de nanoparticules (ϕ = 0%), la température maximale atteint environ 28,1 °C, ce qui représente la valeur la plus élevée parmi toutes les configurations. Immédiatement après ce point, une chute brusque de la température est observée autour de x = 142µm. Ce comportement s'explique par la formation d'une zone de recirculation ou de sillage derrière l'obstacle, où le fluide de refroidissement pénètre de nouveau dans la région chaude, provoquant ainsi un refroidissement rapide avant la stabilisation progressive du profil thermique vers la sortie du microcanal. Le Cas b présente également une augmentation importante de la température, mais avec une intensité plus modérée grâce à une géométrie moins contraignante pour l'écoulement.

Le pic thermique apparaît plus loin dans le canal, vers x = 155µm, avec une température maximale d'environ 27,62°C pour ϕ = 0%. Cette diminution par rapport au Cas a indiqué une amélioration relative de la circulation du fluide et une réduction de l'accumulation thermique. En revanche, les autres configurations (Cas 0, Cas c, Cas d, Cas e et Cas f) présentent des profils thermiques nettement plus stables et mieux contrôlés. Leurs courbes restent situées dans la partie inférieure du diagramme, avec des températures maximales comprises entre 27,20°C et 27,34°C en absence de nanoparticules. Ces résultats traduisent une meilleure homogénéité de l'écoulement ainsi qu'une dissipation thermique plus efficace, limitant ainsi les zones de surchauffe au niveau du composant électronique. L'effet bénéfique des nanoparticules apparaît clairement dans toutes les configurations, particulièrement pour le Cas a. L'augmentation de la concentration en nanoparticules améliore la conductivité thermique du fluide caloporteur, ce qui favorise le transfert de chaleur et réduit l'accumulation thermique derrière l'obstacle. Ainsi, la température maximale du Cas a diminué progressivement avec l'augmentation de ϕ, passant de 28,1°C à environ 27,83°C lorsque la concentration atteint ϕ = 9%, soit une réduction d'environ 0,27°C. Cette diminution confirme l'efficacité du nanofluide dans l'amélioration des performances thermiques du système de refroidissement.

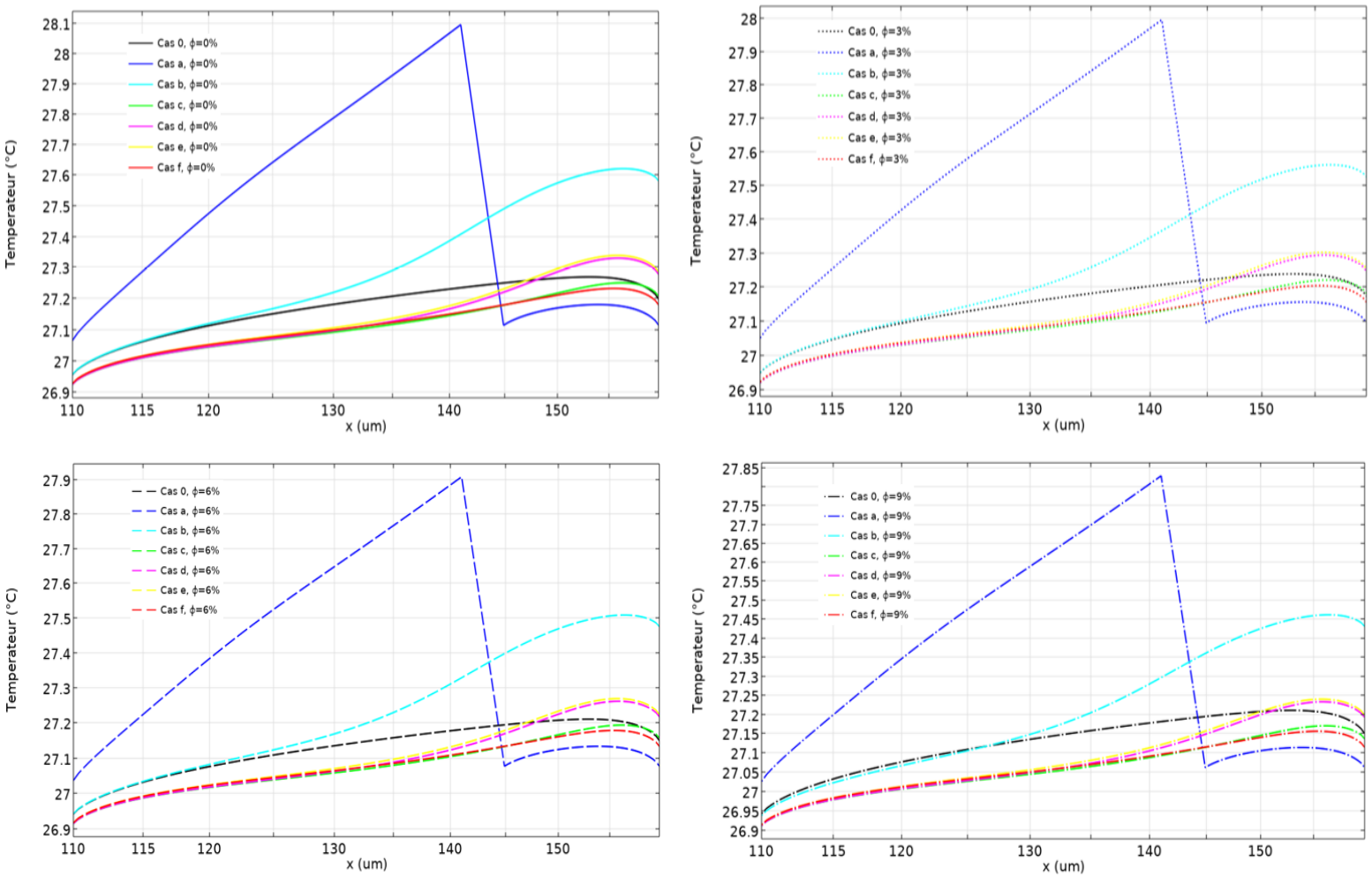


Fig. 4.15. L'évolution de la température locale correspondant différentes configurations et concentration des nanoparticules.

7.3. PARTIE 3 : Comparaison des résultats

L'évolution du nombre de Nusselt moyen et le critère de performance thermohydraulique fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour les différentes configurations (Cas 0 à Cas f).

Figure 4.16 présente l'évolution du nombre de Nusselt moyen ($\overline{Nu}$) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) pour les différentes configurations (Cas 0 à Cas f). De manière générale, le nombre de Nusselt croît avec la concentration volumique en nanoparticules, traduisant une nette amélioration du transfert thermique pour la majeure partie des configurations. Cette tendance s'explique par l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide, qui dynamise les échanges thermiques au sein du canal. En tout cas, les performances varient selon l'aménagement géométrique. Les configurations intégrant les obstacles de type (2,3, c, d, e et f) surclassent globalement les autres. Ce constat démontre le rôle clé de la géométrie des obstacles, en maximisant le mélange du fluide et en générant des perturbations dans l'écoulement, elle maximise le transfert de chaleur. Le maximum de performance est atteint avec le **Cas 2** à (ϕ) = 9%, où ($\overline{Nu}$) s'élève à environ 9,4. Il est suivi par le Cas 3 ($\overline{Nu}$) = 8,8 puis par le Cas c ($\overline{Nu}$) =

8,6. À l'inverse, le Cas (a) affiche les performances les plus modestes, notamment à fluide pur (ϕ = 0) avec un nombre de Nusselt d'à peine ($\overline{Nu}$) = 3,5.En somme, l'optimisation des performances thermiques du système repose sur la synergie entre l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et le choix d'une configuration géométrique pertinente.

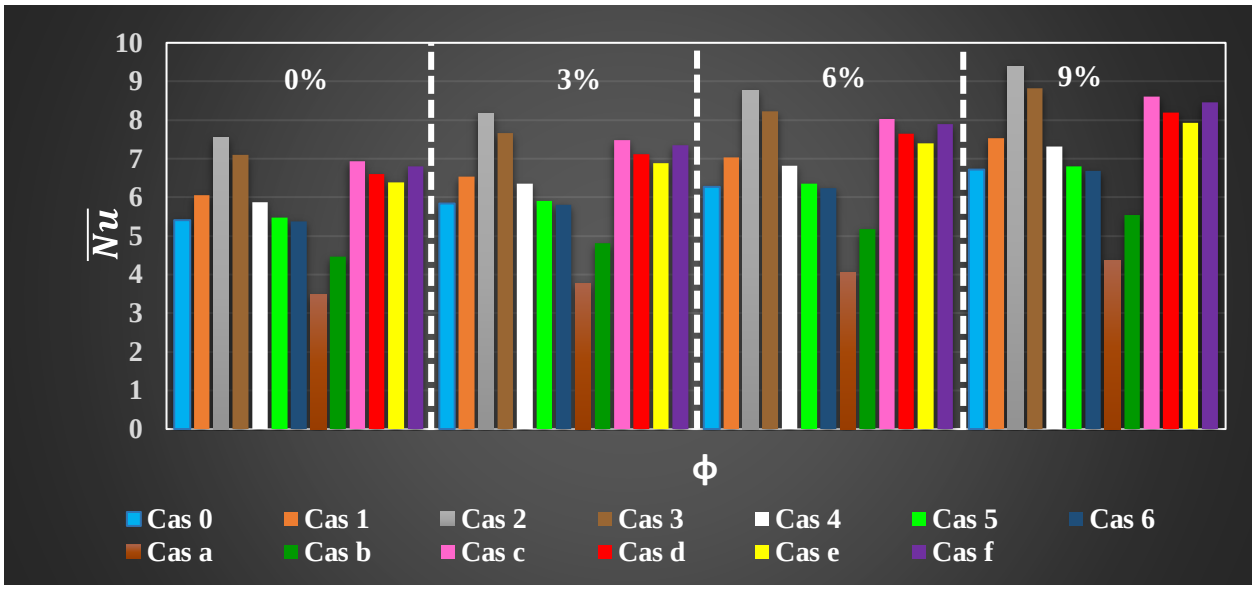


Fig. 4.16. L'évolution du nombre de Nusselt moyen ($\overline{Nu}$) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) pour les différentes configurations (Cas 0 à Cas f).

Figure 4.17 représente l'évolution du critère de performance thermohydraulique (η) en fonction de la fraction volumique (phi) des nanoparticules pour les configurations allant du Cas 0 au Cas f. Globalement, l'augmentation de la concentration en nanoparticules améliore le critère (η) pour la majorité des cas. Ce comportement confirme que l'ajout de nanoparticules accroît le transfert de chaleur tout en maintenant les pertes de charge à un niveau acceptable. Le seuil de référence est représenté par la ligne pointillée (η = 1). Dès lors que (η) > 1, le gain thermique prédomine sur la pénalité de pression, qualifiant la configuration de performante. Les performances varient de manière significative selon la géométrie adoptée. Le Cas 3 s'avère être la configuration la plus efficace, quelle que soit la concentration. Il culmine à un indice de 1,55 pour (phi = 0,09). À cette même concentration, les Cas 2, Cas f et Cas C se distinguent aussi positivement avec des valeurs respectives de 1,42, 1,38 et 1,35. En revanche, les Cas a et Cas b s'avèrent inefficaces aux faibles concentrations (η < 1), signalant que la hausse des pertes de charge pénalise excessivement le système par rapport au gain thermique généré. En somme, l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules est une stratégie efficace, à condition de l'associer à une géométrie optimisée comme celle du Cas 3, qui offre le compromis thermohydraulique idéal.

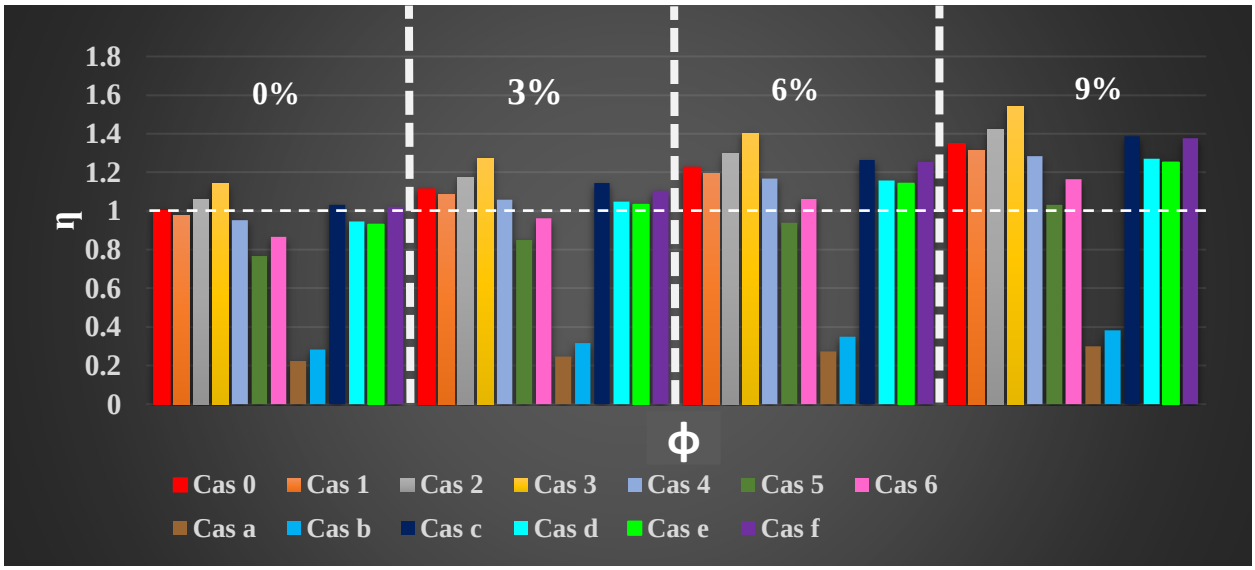


Fig. 4.17. L'évolution du critère de performance thermohydraulique η en fonction de la concentration de nanoparticules (ϕ) pour les différentes configurations (Cas 0 à Cas f).

CONCLUSION GENERALE

Ce travail a été consacré à l'étude numérique de la convection forcée pour le refroidissement d'un composant électronique au sein d'un microcanal, en évaluant l'impact combiné de l'utilisation d'un nanofluide et de l'insertion d'obstacles. L'objectif principal était de caractériser l'influence de ces paramètres sur les performances thermiques et hydrodynamiques du système.

Cette étude autour de deux axes principaux :

- Configuration à un seul obstacle : Cette première phase a permis d'analyser l'impact d'un obstacle unique sur la dynamique de refroidissement. Les résultats indiquent que l'insertion d'un obstacle intensifie le transfert thermique en augmentant le nombre de Nusselt moyen. Ce phénomène est particulièrement marqué pour les configurations des cas 2 et 3, qui affichent les meilleures performances thermiques.
- Configuration à double obstacle : La seconde phase a porté sur l'intégration de deux obstacles. L'analyse des données montre que les configurations C, D et F optimisent significativement les échanges thermiques, générant les valeurs de nombre de Nusselt moyen les plus élevées.

En parallèle, l'étude de la fraction volumique du nanofluide a révélé qu'une concentration de 9 % offre l'amélioration thermique la plus importante. Toutefois, cette augmentation du transfert de chaleur s'accompagne d'une hausse des pertes de charge, influençant directement le critère de performance thermohydraulique global.

En somme, cette étude met en évidence le rôle déterminant de la géométrie des obstacles et de la concentration du fluide caloporteur dans l'optimisation thermique des systèmes électroniques. Plus précisément, la combinaison d'une concentration de 9 % et d'un obstacle vertical positionné au-dessus du composant constitue le compromis optimal pour maximiser l'efficacité du refroidissement

BIBLIOGRAPHIE

[1] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman et A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th Edition, John Wiley & Sons, 2007.

[2] https://www.studysmarter.fr/resumes/ingenierie/ingenierie-aerospatiale/transfert-de-chaleur-par-convection/?utm_source=perplexity.

[3] https://www.wonderfulpcb.com/fr/blog/introduction-to-electronic-components/?utm_source=perplexity.

[4] Bougataya, M. (2010). *Étude et développement d'un capteur thermomécanique In Situ en microélectronique appliqué aux circuits VLSI* (Doctoral dissertation, Université du Québec à Trois-Rivières).

[5] https://www.portail-lexical.fr/definition/refroidissement?utm_source=perplexity.

[6] https://www.hielscher.com.

[7] Soufi El habib (2013) *Application des NANOFLUIDES pour le refroidissement : étude d'un cas d'une géométrie simple*, thèse de doctorat, UNIVERSITÉ KASDI Merbah d'Ouargla.

[8] DAHMANI Abdennasser, OUABEL Redha (2019) *: Amélioration de Transfer Convectif par Nanofluides*, Mémoire de fin d'études de Master, UNIVERSITÉ YAHIA FARES DE MEDEA.

[9] Chemloul, N. S., & Belmiloud, M. A. (2016). Effet des nanoparticules sur l'amélioration du transfert thermique dans une cavité carrée. *Journal of Renewable Energies*, *19*(3), 397-408.

[10] M'Hadbi, A. (2025). *Étude numérique de l'optimisation du transfert de chaleur à l'aide des nanofluides/fluides non Newtoniens pour des systèmes énergétiques et étude expérimentale de l'optimisation du micromélange par convection mixte* (Doctoral dissertation, Université de Lorraine ; Université de Tunis El Manar).

[11] Makaoui, A., Admi, Y., Moussaoui, M. A., & Mezrhab, A. (2025). Numerical study of influence of nanofluids on the optimization of heat transfer in immersion cooling systems. *Processes*, *13*(3), 620.

[12] Bouzennada, T., Fteiti, M., Alshammari, B. M., Hadrich, B., Kriaa, K., Maatki, C., & Kolsi, L. (2024). Numerical study on nanofluid heat transfer and fluid flow within a microchannel equipped with an elastic baffle. *Case Studies in Thermal Engineering*, *56*, 104247.

[13] Koveiti, A., Ali, A. B., Alhamdi, S. F., Akbari, O. A., Ahmadi, G., Salahshour, S., & Baghaei, S. (2025). Numerical simulation of laminar and two-phase flow and heat transfer of water-

aluminum oxide nanofluid in microchannel with V-shaped ribs. *Results in Engineering*, *27*, 106062.

[14] Akbari, O. A., Mohammadian, A., Saghafian, M., & Mojaddarasil, M. (2024). Investigating the heat transfer and two-phase fluid flow of nanofluid in the rough microchannel affected by obstacle structure changes. *International Journal of Thermofluids*, *24*, 100974.

[15] Ghobadi, B., Kowsary, F., & Veysi, F. (2021). Optimization of heat transfer and pressure drop of the channel flow with baffle. *High Temperature Materials and Processes*, *40*(1), 286-299.

[16] Menni, Y., Azzi, A., Chamkha, A. J., & Harmand, S. (2019). Effect of wall-mounted V-baffle position in a turbulent flow through a channel: Analysis of best configuration for optimal heat transfer. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, *29*(10), 3908-3937.

[17] Si Salah, S. A. (2024). Enhancing Electronics Cooling with Al2O3-Ag/Ethylene Glycol Hybrid Nanofluids. *International Journal of Thermofluid Science and Technology*, *11*(1), 110103.

[18] Borgohain, P., Dalal, A., Natarajan, G., & Gadgil, H. P. (2018). Numerical assessment of mixing performances in cross-T microchannel with curved ribs. *Microsystem Technologies*, *24*(4), 1949-1963.

[19] Hicham, SALHI. (2016). ETUDE NUMERIQUE DE LA CONVECTION NATURELLE DANS LES ENCEINTES : NANOFLUIDE. Doctorate thesis (2015), Université de Batna 2.

[20] Amine, B. M. (2023). *Thermal transfer in a cavity containing a rotating cylinder and filled with nanofluid* (Doctoral dissertation).

[21] Gruss, J. A., Doche, O., & Soriano, O. (2007, August). Une nouvelle technologie pour les échanges thermiques : le Nanofluide. In *CFM 2007-18ème Congrès Français de Mécanique*. AFM, Maison de la Mécanique, 39/41 rue Louis Blanc-92400 Courbevoie.

[22] Elhajjar, B., Bachir, G., Mojtabi, A., Fakih, C., & Charrier-Mojtabi, M. C. (2010). Modeling of Rayleigh–Bénard natural convection heat transfer in nanofluids. *Comptes Rendus Mécanique*, *338*(6), 350-354.

[23] Kamran, T., Afzal, F., & Riaz, M. B. (2025). Numerical simulation of graphene Maxwell nanofluid flow with thermal radiation and slips conditions along a linearly stretched sheet. *Results in Engineering*, *25*, 104487.

[24] Khalil, S., Abbas, T., & Nawaz, R. (2025). Enhanced thermal and flow behavior of Cu-Al2O3/water hybrid nanofluids in porous media under variable magnetic field conditions. *International Journal of Thermofluids*, *27*, 101166.

[25] Maxwell, J. C. (1873). *A treatise on electricity and magnetism* (Vol. 1). Clarendon press.

[26] Brinkman, H. C. (1952). The viscosity of concentrated suspensions and solutions. *Journal of chemical physics*, *20*(4), 571-571.

[27] Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer an International Journal*, *11*(2), 151-170.

[28] Kalteh, M., Abbassi, A., Saffar-Avval, M., Frijns, A., Darhuber, A., & Harting, J. (2012). Experimental and numerical investigation of nanofluid forced convection inside a wide microchannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, *36*, 260-268.