

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

ABDELLI Nesrine

Thème

**Etude numérique du transfert de chaleur dans une cavité à paroi ondulé
en régime turbulent**

Soutenu le 29/09/2020 devant le jury composé de:

Mr. Abdelhakim BENSLIMANE

Président

Mr. Adel SAHI

Rapporteur

Mr. Fatseh MENDIL

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciements

Mes chaleureux remerciements à Monsieur A/Sahi, pour m'avoir fait l'honneur de m'encadrer, pour sa patience, sa présence et sa rigueur

Mes plus sincères remerciements à tous mes professeurs chez qui j'ai eu l'honneur d'étudier et d'échanger

Merci pour votre disponibilité et votre partage de savoir faire

Un remerciement particulier à monsieur A/Djerada pour sa positivité, sa bonne humeur et son riche partage de sa culture scientifique

Dédicaces

A ma maman, à mon père

A mes deux frères

A ma famille

A toute personne que j'aime et j'affectionne

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Table des figures	vi
Nomenclature	ix
Introduction générale	1
Chapitre I: Généralités	3
I.1. Introduction.....	3
I.2. Convection thermique.....	3
I. 3. Ecoulement en régime turbulent	4
I. 3.1 Caractéristiques et concepts de base.....	4
a. Définition	4
b. Nature et origine	4
c. Propriétés observables	4
i. Phénomène instationnaire et non linéaire.....	4
ii. Phénomène dissipatif.....	4
iii. Phénomène tridimensionnel et rotationnel.....	5
iv. Phénomène diffusif.....	5
v. Phénomène imprédictible	5
I. 3.2 Modélisation de la turbulence.....	5
a. Analyse mathématique.....	5
i. Principe de décomposition de Reynolds	5
b. Modèles de turbulence	6
i. Modèles de fermeture du premier ordre	6
1. Modèle k- ϵ	6
2. Modèle k- ω	7
ii. Modèle du second ordre :	7
I. 4 Système de refroidissement des sources de chaleurs	8
I. 4.1 Définition.....	8

I.4.2 Principe du refroidissement industriel	9
I.4.3 Quelques techniques de refroidissement des sources de chaleur	9
I.4. Conclusion	10
Chapitre II: Synthèse bibliographique.....	11
II. 1. Introduction	11
II. 2. Etat de L'art	11
II. 3. Conclusion	24
Chapitre III: Position du problème	25
III. 1 Introduction	25
III. 2 Description du problème	25
III. 3. Hypothèses et formulation mathématique du problème.....	26
III. 3. 1 Hypothèses simplificatrices	26
III. 3. 2 Hypothèse de Boussinesq	26
III. 3. 3. Mise en équation du problème.....	27
a. Equations sous forme dimensionnelle.....	27
i. Modèle turbulent : Modèle k- ϵ	28
ii. Conditions aux limites.....	28
b. Equations sous forme adimensionnelles	29
i. Conditions aux limites.....	30
c. Nombres adimensionnels	30
i. Nombre de <i>Rayleigh</i>	31
ii. Nombre de <i>Prandtl</i>	31
III. 4. Conclusion	31
Chapitre VI: Résultats et discussions	32
IV. 1. Introduction	32
IV. 2. Maillage	32
IV.2. 1 Indépendance du maillage	32
IV. 3. Choix du pas de temps	33
IV. 4. Validation.....	34
IV.4.1 Validation de la turbulence	34
IV.4.2 Validation de la présence d'obstacle	35
IV. 5. Résultats et discussions	37

IV.5.1 Analyse de la structure de l'écoulement et de la distribution de température.....	37
IV.5.2 Analyse du transfert de chaleur	42
a. Nombre de Nusselt locale	42
i. Effet du nombre de Rayleigh (Ra) et de la longueur d'onde.....	42
ii. Influence de l'amplitude et du nombre de Rayleigh (Ra)	44
iii. Influence du nombre de Rayleigh	45
b. Nombre de Nusselt moyen.....	47
IV.6 Conclusion	48
Conclusion générale	49
<i>Références bibliographiques</i>	50
Annexe : Principe de la méthode numérique.....	53
Résumé	55
Abstract	55

Table des figures

Figure II.1 :Diagramme schématique des canaux de marhe arrière	12
Figure II.2 : (a)Structure de la grille (b) domaine de calcul	13
Figure II.3: Caractéristiques géométriques de la cavité utilisée (a) une ondulation; b) trois ondulations; (c) cavité inclinée	14
Figure II.4 : Diagramme schématique du domaine physique.....	15
Figure II.5 : Diagramme schématique de la cavité avec plaque isolée située symétriquement sur la ligne centrale de l'enceinte	15
Figure II.6 : Configuration schématique pour une enceinte ondulée horizontale.....	16
Figure II.7 : Modèle schématique : collecteur incliné à paroi plane a) et à paroi ondulée b)...	16
Figure II.8 : Géométrie du problème et conditions aux limites	17
Figure II.9 : Profile de la paroi ondulée.....	18
Figure II.10 : Diagramme schématique de la cavité.....	18
Figure II.11 : Modèle physique	19
Figure II.12 : Modèle physique	20
Figure II.13 : Diagramme schématique du domaine physique	20
Figure II.14 : Modèle physique et conditions aux limites	21
Figure II.15 : Schéma du modèle.....	22
Figure II.16 : Modèle du domaine de calcul avec conditions aux limites	22
Figure II.17 : Domaine d'étude	23
Figure II.18 : Modèle géométrique	24
Figure III.1: Schéma du domaine physique étudié.....	26

Figure IV.1 : Influence des différentes dimensions des grilles exploitées sur la valeur du nombre de Nusselt moyen. Face supérieure.....	33
Figure IV.2 : Influence des différentes dimensions des grilles exploitées sur la valeur du nombre de Nusselt moyen. Face inférieure.....	33
Figure IV.3 : Variation du Nusselt moyen en fonction du temps pour les différentes dimensions de grilles utilisées. Représentation pour la face supérieure.....	34
Figure IV.4 : Variation du Nusselt moyen en fonction du temps pour les différentes dimensions de grilles utilisées. Représentation pour la face supérieure.....	34
Figure IV.5 : Lignes de courant et d'isothermes de la référence [30] considérée et les résultats obtenus.....	35
Figure IV.6 : Lignes de courant et d'isothermes de la référence [37] considérée et les résultats obtenus.....	36
Figure IV.7 : Lignes de courants et d'isothermes pour $Ra=10^8$ et une longueur d'onde constante	39
Figure IV.8 : Lignes de courants et d'isothermes pour $Ra =10^{10}$ et une longueur d'onde constante.....	39
Figure IV.9 : Lignes de courants et d'isothermes pour $Ra=e8$ et une amplitude constante $A= 0.5$	41
Figure IV.10 : Lignes de courants et d'isothermes pour $Ra=e10$ et une amplitude constante $A= 0.5$	41
Figure IV.11 : Influence de la longueur d'onde sur le nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude à un $Ra=10^8$ et $A=0.5$	43

Figure IV.12 : Influence de la longueur d'onde sur le nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude à un $Ra=10^{10}$ et $A=0.3$43

Figure IV.13 : Influence de l'amplitude sur le nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude à un $Ra=10^9$ et $\lambda =1.5$44

Figure IV.14 : Influence de l'amplitude sur le nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude à un $Ra=10^{11}$ et $\lambda =0.5$45

Figure IV.15 : Influence du nombre de Ra sur le nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude à une amplitude de $A=0.7$ et une longueur d'onde de $\lambda =0.5$46

Figure IV.16 : Influence du nombre de Ra sur le nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude à une amplitude de $A=0.5$ et une longueur d'onde de $\lambda =2.5$46

Figure IV.17 : Distribution du nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude en fonction du nombre de Rayleigh (Ra) à une amplitude de $A=0.5$ et une longueur d'onde variable.....47

Figure IV.18 : Distribution du nombre de Nusselt locale le long des deux faces supérieure et inférieure de la plaque chaude en fonction du nombre de Rayleigh (Ra) à une longueur d'onde $\lambda = 0.5$ et une amplitude variable.....48

Nomenclature

Symboles	Définition	Unités (SI)
A	: Amplitude	m
C _p	: Chaleur spécifique	J kg ⁻¹ K ⁻¹
g	: Accélération de la pesanteur	m s ⁻²
H	: Hauteur de la cavité	m
K	: Conductivité thermique	W m ⁻¹ K ⁻¹
k	: Energie cinétique turbulente	m ² s ⁻²
L	: Largeur de la cavité	m
l	: longueur de la plaque	m
p	: Pression	Pa
P	: Pression adimensionnelle	(-)
Pr	: Nombre de Prandtl	(-)
Ra	: Nombre de Rayleigh,	(-)
t	: Temps	s
T	: Température	K
U _i	: Composante adimensionnelles de la vitesse	(-)
X _i	: Coordonnées	(-)

Symboles grecs

α	: Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
β	: Coefficient de dilatation thermique	K^{-1}
λ	: longueur d'onde	m
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$
ρ	: Masse volumique	Kg m^{-3}
μ	: Viscosité dynamique	N m^{-2}
ν	: Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ν_t	: Viscosité cinématique turbulente	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ε	: Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$
θ	: Température adimensionnelle	(-)

Indices

i, j : $i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ composantes.

Abréviations

c : Chaud
f : froid

Introduction générale

Exploité dans de nombreux domaines, la simulation numérique devient aujourd'hui pratiquement indispensable dans la sphère de la recherche et du développement, plus particulièrement dans la prédiction des phénomènes physiques irrésolubles analytiquement. Elle fait un bon compromis entre exactitude économie et vitesse

Le phénomène des transfert de chaleur convectifs en régime turbulent suscitent aujourd'hui l'intérêt d'un grand nombre de chercheur, en grande partie en raison de leur omniprésence dans la vie en générale et dans l'industrie en particulier, allant d'une simple fumé de cheminée aux grandes installation industrielles, de plus le transfert de chaleur en régime turbulent représente l'un des modes les plus commun d'échange d'énergie

L'étude proposée par ce mémoire est dictée par le besoin de comprendre les différentes dynamiques animant le transfert de chaleur convectif turbulent dans une cavité carré confiné à paroi complexe rempli d'air. Pour se faire, le présent mémoire est divisé en quatre chapitres organisés comme suit :

Le premier est consacré aux généralités autour des écoulements turbulents, le transfert de chaleur convectif ainsi que les différents moyens de refroidissement industriel

Le second traite d'une étude bibliographique de divers travaux autour du transfert de chaleur convectif ainsi que sur les écoulements turbulents

Le troisième fournit une présentation théorique du problème ainsi que les différentes équations mathématiques qui le régissent, des conditions aux limites imposées et du modèle de turbulence choisit

Le quatrième, illustre les différents résultats obtenus par la modélisation numérique ainsi qu'une interprétation de ces derniers

Finalemment, ce mémoire est clôturé par une conclusion traitant principalement des différentes démarches suivies pour la réalisation de ce manuscrit, les résultats les plus pertinents obtenues, ainsi qu'une ouverture sur d'autres perspectives visant à élargir le champ d'étude autour de cette présente thématique.

Généralités

I. 1. Introduction

Les phénomènes de transfert de chaleur voient le jour dans d'innombrables domaines industriels. Ils se trouvent au cœur même des divers outils et appareils exploités (échangeurs de chaleur, moteurs thermiques, isolateurs thermiques,...), de plus, ces écoulements rencontrés sont souvent de nature turbulente

Le processus de refroidissement est une étape essentielle dans les différentes applications d'ingénierie et industrielles, ce dernier assure un rôle écologique et économique primordial, de ce fait, une bonne gestion du refroidissement ainsi qu'une bonne maîtrise des phénomènes convectifs turbulents au sein du processus deviennent choses obligatoires.

I.2. Convection thermique

Un écoulement de fluide isotherme met en jeu des forces de pressions et de frottements. Pour un écoulement anisotherme, un transfert de chaleur s'ajoute au mouvement, il s'agit de la « convection thermique » ou « thermoconvection » [1]. Le phénomène de convection peut être défini comme étant les mouvements présents au sein des molécules fluides dus à l'agitation thermique, fluide qui représente un corps pur ou mélange, où ses molécules peuvent se mouvoir les unes sur les autres (liquide ou gaz) [2]. Il existe trois modes de transfert de chaleur par convection à savoir la convection naturelle, forcée et mixte

I. 3. Ecoulement en régime turbulent

I. 3.1 Caractéristiques et concepts de base

a. Définition

Survenant aux grands nombres de Reynolds, les écoulements turbulents sont définis comme étant un mode d'écoulement irrégulier d'un fluide, tel qu'en tout point de l'espace, la vitesse varie aléatoirement [3]. La turbulence se caractérise par l'existence de transfert de matière s'effectuant dans différentes directions, bien distinctes de la direction moyenne de l'écoulement [4]

b. Nature et origine

Dans les écoulements originellement laminaires, la turbulence naît à partir d'instabilités qui se développent à mesure que le nombre de Reynolds augmente, nombre qui représente le rapport des forces d'inerties aux forces de viscosités. L'apparition de la turbulence a diverses causes, ce phénomène peut exister si la vitesse du fluide autour d'un objet est assez suffisante (apparition de tourbillon) ou s'il est soumis à une différence de température adéquate, son apparition est notamment influencée par les forces extérieures (Coriolis, forces d'Archimède...) [5]

c. Propriétés observables

i. Phénomène instationnaire et non linéaire

Les équations de Navier-Stokes qui régissent les écoulements de fluide contiennent des termes non linéaires, de plus ces écoulements sont fortement instationnaires avec des variations très irrégulières :

- Coexistence de mouvement à diverses échelles dans l'écoulement
- L'énergie de l'écoulement est transférée entre ces différentes échelles
- La transaction d'énergie s'effectue depuis les grosses structures (grandes longueurs d'ondes) jusqu'aux plus petites
- L'énergie des grosses structures est fournie depuis l'écoulement moyen
- La taille des grosses structures est limitée par la géométrie de l'écoulement (dimension d'un obstacle, taille d'une canalisation...) [6]

ii. Phénomène dissipatif

Afin de se maintenir, la turbulence a besoin d'un apport d'énergie, en effet si cette dernière est privée de tout mécanisme générateur elle décroît progressivement. Cette énergie est généralement le produit du cisaillement ou déformation de l'écoulement moyen. L'énergie

cinétique produite aux grandes échelles se dissipe, on a ainsi une transformation de l'énergie cinétique en énergie interne (élévation de température). La cause majeure de cette dissipation est la viscosité du fluide, néanmoins, cette dernière peut aussi être le résultat de l'influence de forces extérieures comme la force d'Archimède [5] [6]

iii. Phénomène tridimensionnel et rotationnel

Le mouvement turbulent présente de fortes fluctuations du rotationnel de vitesse, ces mouvements fluctuants sont toujours tridimensionnels et instationnaires. Le mouvement turbulent présente aussi un nombre incalculable de tourbillons, ce qui constitue la preuve de son fort caractère rotationnel [5]

iv. Phénomène diffusif

Les écoulements turbulents ont tendance à diffuser toute quantité transportable, en effet ils ont cette propriété à favoriser le mélange par diffusion de la quantité de mouvement, chaleur et masse. Cette propriété est particulièrement intéressante pour de nombreux processus industriels (combustion, génie chimique, dispersion atmosphérique...) [6]

v. Phénomène imprédictible

Ce phénomène d'imprédictibilité correspond au fait que l'écoulement présente une grande sensibilité aux conditions aux limites et initiales. La description détaillée des écoulements à long terme devient très difficile à cerner, ce comportement imprévisible des trajectoires sur des périodes assez longues correspond à une perte de mémoire des conditions initiales [5]

I. 3.2 Modélisation de la turbulence

a. Analyse mathématique

i. Principe de décomposition de Reynolds

Reynolds a suggéré la décomposition du mouvement instantané en deux parties. On définit la décomposition de Reynolds d'une quantité quelconque de l'écoulement v en deux parties distinctes

$$v = \bar{v} + v' \quad (I.1)$$

v' = partie fluctuante

\bar{v} = moyenne d'ensemble

La substitution d'expressions de cette forme pour les variables de débit dans les équations de comportement transitoires donne lieu à l'apparition du terme de fluctuation de vitesse dans l'équation de quantité de mouvement.

- L'équation de quantité de mouvement en cartésien est sous la forme suivante

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} \right) \quad (\text{I.2})$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} \right) \quad (\text{I.3})$$

Cette fluctuation traduit l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen, rendant ainsi le système d'équations ouvert (plus d'inconnues que de relations) [8].

Afin de bien poser le problème il faudra établir d'autres équations pour la fermeture.

b. Modèles de turbulence

La décomposition de Reynolds a permis d'écrire un certain nombre d'équations pour les inconnus du problème, cependant ces équations introduisent des inconnues supplémentaires.

Afin de fermer le problème, il faudra introduire des modèles pour ces inconnues [8]. On distingue deux catégories de modèles de fermeture

i. Modèles de fermeture du premier ordre

- Hypothèse de Boussinesq : concept de viscosité turbulente
- Modèle à zéro équation : modèle algébrique
- Modèle à une équation
- Modèle à deux équations : représente les deux modèles suivants

1. Modèle k-ε

Il s'agit du modèle le plus populaire pour sa simplicité et la possibilité de l'utiliser pour différents types d'écoulements. Il donne une description générale de la turbulence au moyen de deux équations, une caractérisant l'énergie cinétique turbulente(k) et l'autre la dissipation(ε) qui représente la vitesse à laquelle les fluctuations de vitesses se dissipent

- Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente « k » dans le cas compressible et instationnaire

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{I.4})$$

Où ρ est la masse volumique et ε l'énergie cinétique turbulente

- Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence « ε » en compressible instationnaire

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (\text{I.5})$$

Où $\sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ sont des constantes empiriques

2. Modèle k- ω

Premier modèle de turbulence à deux équations, il fait intervenir une équation de transport de la fréquence ω . C'est la variable qui détermine l'échelle de la turbulence en plus de celle de k et de ε

- Energie cinétique turbulente « k »

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = T_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma^* v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{I.6})$$

- Taux de dissipation spécifique « ω »

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} T_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (\text{I.7})$$

ii. Modèle du second ordre :

L'autre approche pour la fermeture du système d'équations moyennées est de déterminer directement les tensions de Reynolds et ceci en écrivant explicitement leurs équations de transport [8]

$$\frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} = P_{ij} + T_{ij} + I_{ij} + D_{ij} + \mathcal{E}_{ij} \quad (\text{I.8})$$

Termes	Définitions
$P_{ij} = \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right)$	<p>Terme de production. Représente l'apport d'énergie cinétique aux tourbillons à partir du cisaillement moyen, cette énergie provient de l'action de la vorticité des structures de la turbulence à grande échelle vers les petites échelles</p>
$T_{ij} = - \frac{\overline{\partial u_i u_j u_k}}{\partial x_k}$	<p>Transport turbulent</p>
$I_{ij} = - \frac{1}{\rho} \left(\overline{u'_i} \frac{\partial P'}{\partial x_j} + \overline{u'_j} \frac{\partial P'}{\partial x_i} \right)$	<p>Corrélation pression-vitesse, mécanisme de redistribution d'énergie entre les tensions de Reynolds, permettant à certaines composantes du tenseur de subsister dans un écoulement même si leur terme de production officiel est nul</p>
$D_{ij} = \nu \frac{\partial^2 \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k \partial x_k}$	<p>Terme de diffusion</p>
$\varepsilon_{ij} = 2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}$	<p>Tenseur de dissipation turbulent</p>

Ce type de modèle donne des résultats très satisfaisants comparé aux modèles du premier ordre. Cependant sa résolution reste lourde et très longue en termes de temps, car ce modèle introduit six équations supplémentaires, ce qui donne naissance à de nouveaux termes et le système demeure toujours ouvert [8]

I. 4 Système de refroidissement des sources de chaleurs

I. 4.1 Définition

Un système de refroidissement peut être défini comme étant un système destiné à extraire le trop plein de chaleur dans les différents procédés industriels. Ceci dans le but de protéger et préserver l'efficacité de certains appareils utilisés, mais aussi, afin de réduire ces températures souvent élevées jusqu'à atteindre une température ambiante, car toute chaleur perdu ou extraite devra être rejeté dans l'atmosphère et nécessite donc un refroidissement [9]

I. 4.2 Principe du refroidissement industriel

Les systèmes de refroidissements reposent sur les principes de la thermodynamique, ils facilitent les échanges de chaleur entre le fluide de procédé et le réfrigérant et ce par échange calorifique avec l'eau ou l'air ou une combinaison des deux, ainsi que le rejet de la chaleur non récupérable dans l'environnement. [9]

I. 4.3 Quelques techniques de refroidissement des sources de chaleur

L'évacuation efficace de la chaleur au sein des différents appareils industriels est indispensable quand il s'agit de leur assurer un fonctionnement optimal et fiable, le contrôle des transferts thermiques devient alors très nécessaire

L'extraction de la chaleur est soumise à diverses techniques dans divers domaines. De manière générale, nous pouvons citer le refroidissement à air qui caractérise le moyen le plus commun utilisé, en raison de sa simplicité, sécurité et faible coût de mise en œuvre, on peut le manipuler par convection forcé, mixte ou naturelle. Nous avons également le refroidissement par liquide, ce système repose sur la circulation d'un liquide à basse température acheminant les calories vers un radiateur afin de les rejeter dans l'air, système qu'on trouve par exemple dans le refroidissement d'un moteur de véhicule. Le refroidissement par liquide, plus particulièrement par eau, présente des avantages décisifs par rapport au refroidissement par air, car il permet une mise en place même dans des conditions ambiantes des plus difficiles, la capacité thermique massique de l'eau est plus haute que celle de l'air, c'est pourquoi le refroidissement par eau est généralement plus efficace que le refroidissement par air

Les techniques de refroidissement ont évolué à partir du refroidissement par convection (naturelle et/ou forcée) vers des techniques utilisant des liquides de refroidissement avec ou sans changement de phase en raison des grandes densités de chaleur dissiper dans différentes applications industrielles, pour cela, les techniques diphasiques (liquide-vapeur) sont les plus efficaces, car lorsqu'on travaille dans ce mode, une grande quantité de chaleur est éliminée grâce au changement de phase produit pendant l'évaporation (chaleur latente)[10]

L'amélioration des échanges thermiques peut se faire par plusieurs méthodes, parmi elles, le refroidissement à proximité de parois froides. Les échanges peuvent s'effectuer par convection naturelle, forcée ou bien mixte selon le besoin. Cette technique peut permettre de meilleurs transferts thermiques en augmentant sa surface d'échange

Les transferts de chaleurs peuvent notamment être améliorés de manière considérable par le phénomène d'agitation thermique, que l'on peut toutefois obtenir en utilisant une ou plusieurs parois impulsives à proximité de la source de chaleur

I. 4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons mis l'accent sur le rôle que peuvent jouer les échanges thermiques convectifs dans le domaine industriel, spécialement leur impact sur les diverses techniques de refroidissements. Nous avons aussi étalé de manière générale les différentes caractéristiques physiques de la convection thermique ainsi que des écoulements turbulents qui, souvent sont au cœur de ces échanges de chaleur.

De nombreux travaux expérimentaux et numériques ont été effectués ces dernières décennies, tous visant à approfondir nos connaissances à propos de ces phénomènes, afin de mieux les manipuler aux besoins. C'est ce que nous essayerons de développer dans le chapitre suivant

Synthèse bibliographique

II. 1. Introduction

Le transfert de chaleur dans des enceintes à parois complexes a fait l'objet de nombreuses études et recherches durant ces dernières décennies. Bien qu'il existe diverse types de géométries complexes, à savoir les cavités à parois ondulées, à parois courbées, concaves et convexes, la majorité des travaux traitant ce sujet ont été consacré à des géométries dont une ou deux parois sont ondulées. En effet, le comportement dynamique complexe du fluide au niveau de ces parois a fortement motivé les chercheurs à investigué dans ce domaine.

II. 2. Etat de L'art

Etant d'un intérêt considérable dans de nombreuses applications tant en ingénierie qu'en science, nombreux et variés ont été les travaux menés au cours de ces trois dernières décennies, tous mettant l'accent sur la convection naturelle dans les cavités. En effet cette dernière s'avère être un moyen efficace en refroidissement (circuits électronique, réacteur nucléaire,..), dans le domaine solaire, chimie alimentaire, industrie métallurgique, isolation des bâtiments (cas du double vitrage), elle est aussi d'un intérêt très particulier dans les sciences thermo fluides, tout en présentant l'avantage d'être économique .Les résultats expérimentaux de la convection naturelle et de transfert de chaleur dans les cavités sont très limités à cause de la difficulté à mener des mesures. La précision des résultats est majoritairement contrainte par le fait que l'écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité fermée soient très sensibles aux conditions aux limites. En effet, il est difficile de maintenir des parois parfaitement adiabatiques dans une cavité fermée. Néanmoins, nombreux sont ceux qui ont investiguer dans ce domaine pour une meilleur compréhension et maîtrise du sujet.

Yao (1983)[11] fût parmi les premiers à étudier la convection naturelle le long d'une surface ondulée; ses travaux consistaient en une étude de la convection naturelle le long de surfaces verticale irrégulières. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt varie périodiquement le long de la surface ondulée. La longueur d'onde de la variation du nombre de Nusselt est la moitié de celle de la surface ondulée, tandis que l'amplitude diminue progressivement en aval où la couche limite devient épaisse. **Hilo et al [12]** ont mené une étude sur le flux du fluide turbulent et le transfert de chaleur dans différentes configurations de pied marche descendante (Figure II.1). Les résultats montrent que la configuration trapézoïdale serait la meilleure pour entrainer une amélioration du taux de transfert de chaleur.

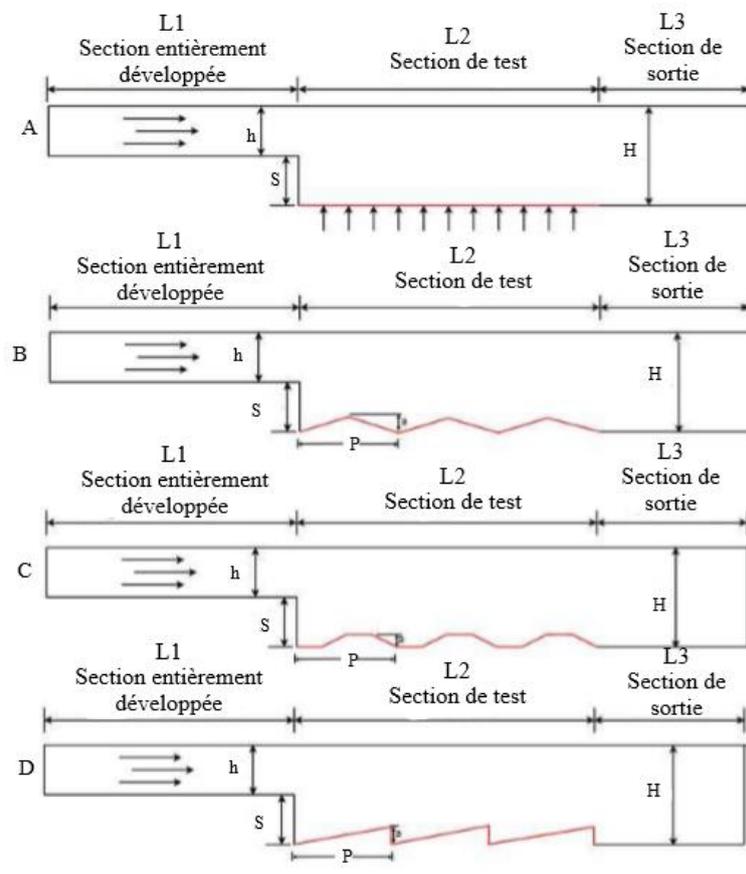


Figure II. 1. Diagramme schématique des canaux de marche arrière [12]

Les mêmes conclusions ont été rapportées par **Ajeel, Salim et Hasnan [13]** qui ont étudié numériquement et expérimentalement le transfert de chaleur en régime turbulent par convection dans trois canaux ondulés (trapézoïdales, demi cercles et droits) en employant un

nanofluides à base d'alumine (Al_2O_3). **P.K. Das, S. Mahmud**[14] ont étudié les comportements hydrodynamiques et thermiques du fluide à l'intérieur d'une enceinte à paroi ondulée (Figure II. 2). Leurs résultats montrent essentiellement qu'à un nombre élevé de Grashof, les distributions locales du nombre de Nusselt sont fortement affectées par l'augmentation du rapport amplitude-longueur d'onde.

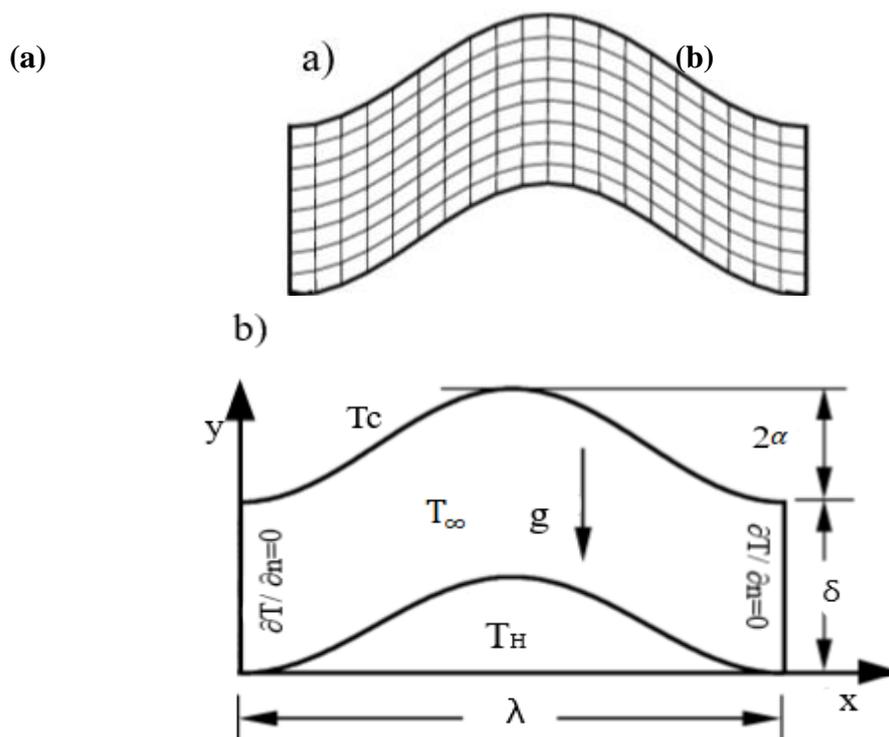


Figure II. 2. (a) Structure de la grille (b) domaine de calcul [14]

L. Adjlout et al [15] ont étudié numériquement l'effet d'une paroi ondulée chaude sur la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée inclinée et chauffée différemment (Figure II. 3). Ils ont constaté que la paroi ondulée chaude agit sur la couche limite thermique le long de la paroi, donnant une caractéristique ondulée à la distribution du nombre de Nusselt local, entraînant ainsi une diminution du taux de transfert de chaleur par rapport à la cavité carrée. Ils ont également constaté que l'augmentation du nombre d'ondulations sur la paroi chaude diminue le taux de transfert de chaleur pour un angle d'inclinaison supérieur à 75° .

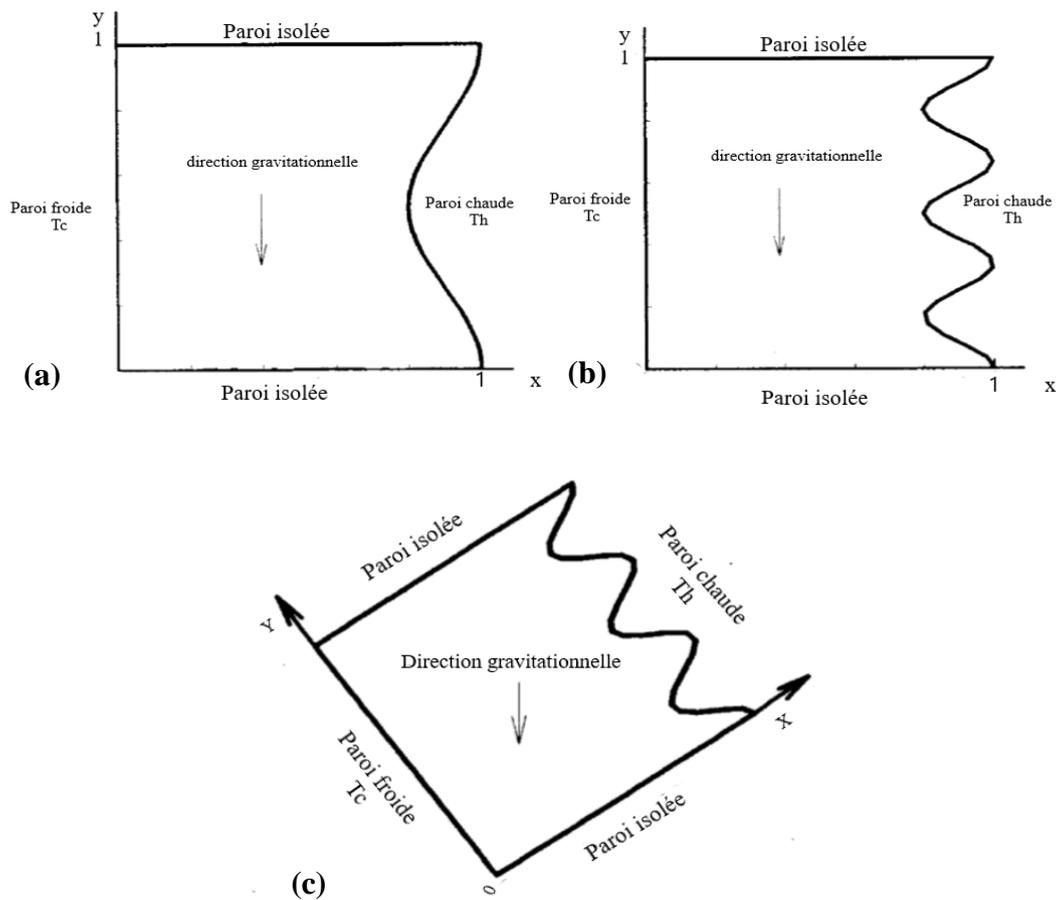


Figure II. 3. Caractéristiques géométriques de la cavité utilisée (a) une ondulation; b) trois ondulations; (c) cavité inclinée [15]

S. Saha et al [16] ont étudié numériquement un écoulement incompressible visqueux bidimensionnel, stationnaire et laminaire dans une enceinte inclinée comportant deux parois ondulées sinusoidalement et chauffées par une source de chaleur placée sur la paroi inférieure (Figure II.4). Ils se sont intéressés à la variation du nombre de Nusselt en fonction de l'inclinaison de la cavité, ceci en déduisant pour les différentes tailles de la source de chaleur que ce dernier augmenterait à mesure de l'augmentation de l'angle d'inclinaison. En 2011, **S. Hussain et al [17]** ont repris la même configuration précédente et étudièrent l'effet de la présence en son centre d'une plaque adiabatique et inclinée sur le comportement dynamique et thermique du fluide, (Figure II.5). Leurs résultats mettent en évidence l'existence d'un

angle d'inclinaison de la plaque optimal pour lequel le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre d'ondulations

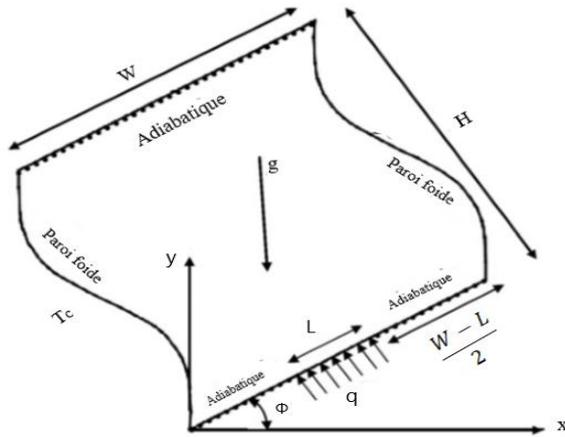


Figure II. 4. Diagramme schématique du domaine physique [16]

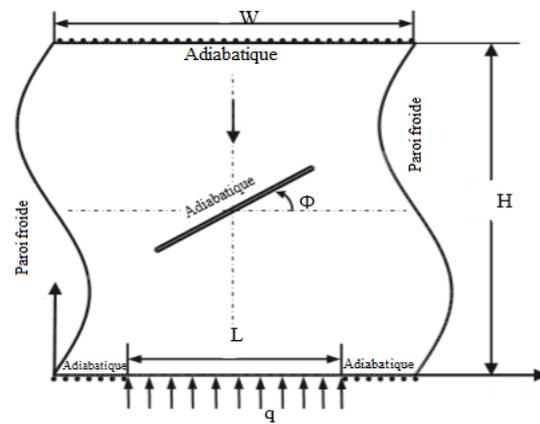


Figure II. 5. Diagramme schématique de la cavité avec plaque isolée située symétriquement sur la ligne centrale de l'enceinte [17]

Une simulation numérique du transfert de chaleur par convection libre et de l'écoulement du fluide dans une enceinte peu profonde dont la paroi inférieure est ondulée sinusoïdalement (Figure II.6) a été proposée par **Y. Varol, H. Oztop** [18]. Ils ont souligné que le transfert de chaleur augmente avec la diminution de la longueur d'onde, mais aussi avec l'augmentation du rapport d'aspect géométrique et du nombre de Rayleigh. Une seconde étude numérique comparative de la convection naturelle dans les capteurs solaires plans inclinés et ondulés sur la paroi inférieure (Figure II.7) a été réalisée par les mêmes auteurs [19]. Les résultats présentés montrent que l'écoulement et le champ thermique sont fortement affectés par la forme et la position de l'enceinte. Par ailleurs, il a été constaté que le taux de transfert de chaleurs augmente dans les cavités dont l'absorbeur est ondulé comparé à l'absorbeur plan.

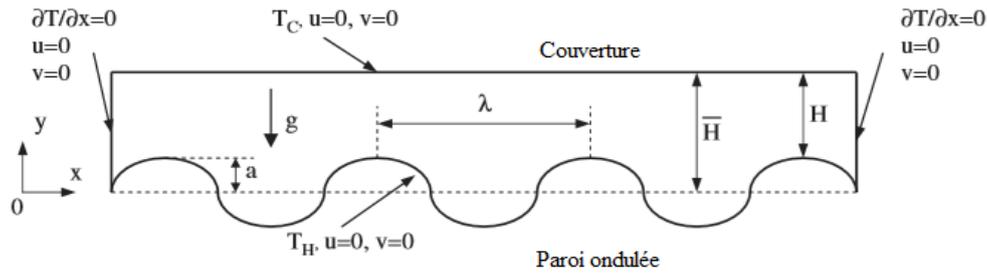


Figure II. 6. Configuration schématique pour une enceinte ondulée horizontale [18]

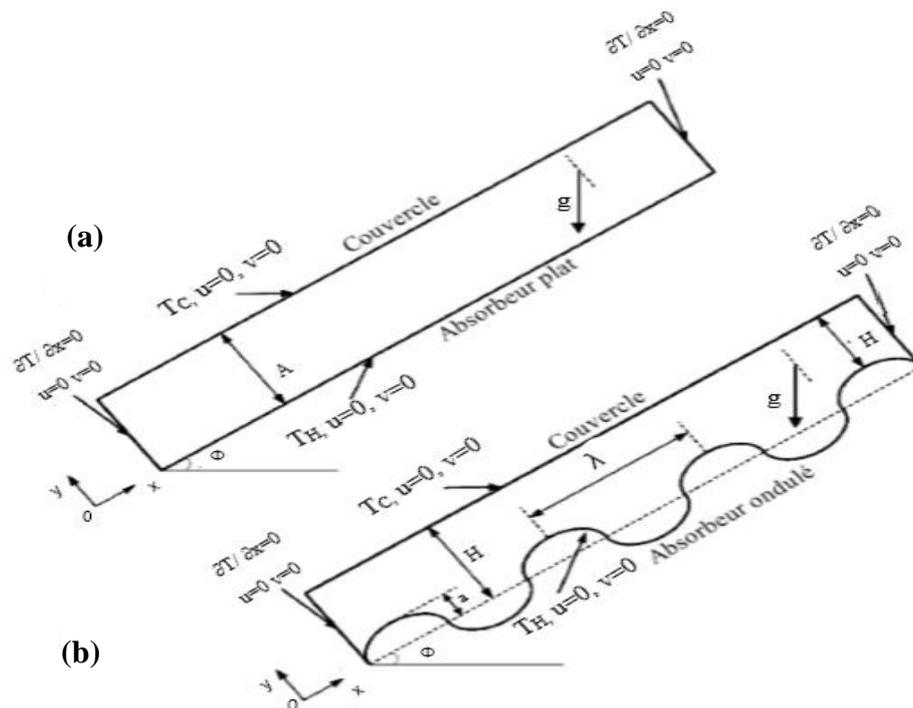


Figure II. 7. Modèle schématique : collecteur incliné à paroi plane a) et à paroi ondulée b)

[19]

R. Nasrin et al [20] ont effectué une étude de l'influence du nombre de Prandtl sur les phénomènes d'écoulements par convection libre dans un capteur solaire remplie d'un nanofluide (eau- Al_2O_3), ayant une plaque de couverture en verre et un absorbeur sinusoïdale. Leurs conclusions majeures montrent que le taux de transfert de chaleur est obtenu pour des nombres élevés de Prandtl et que l'utilisation du nanofluide est plus efficace dans l'amélioration des performances thermiques. Plus récemment en 2011, **A. Saber-Bendehina et al [21]** ont étudié l'influence des conditions aux limites non uniforme sur la convection

naturelle dans des cavités rectangulaires inclinées comportant une paroi ondulée. Les résultats majeurs de cette investigation montrent que les conditions aux limites non uniformes des distributions de température augmentent le nombre de Nusselt moyen et local. Une réduction du taux de transfert de chaleur a été enregistrée dans la distribution sinusoïdale pour deux longueurs d'onde, ainsi que pour l'augmentation du rapport d'aspect. Une étude numérique menée par **K. Najid et al [22]** concernant la convection naturelle laminaire stationnaire dans une enceinte ondulée et remplie de mélange d'eau et de nanoparticules de cuivre (Figure II.8), indique que le taux de transfert de chaleur par convection s'améliore au grand nombre de Rayleigh

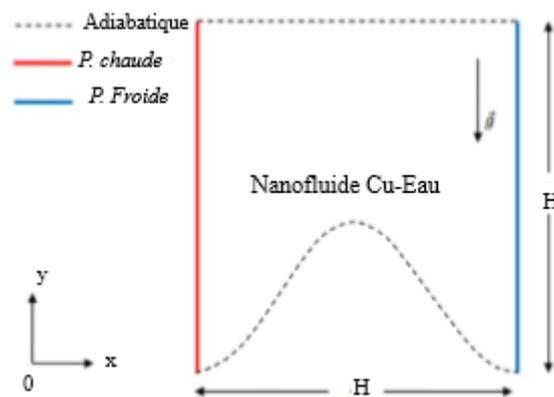


Figure II. 8. Géométrie du problème et conditions aux limites [22]

La convection mixte en cavité a reçu moins d'intérêt que la convection naturelle, et ce malgré son importance majeure dans divers domaines industriels comme le refroidissement des composants électroniques et les écoulements lents en canalisations (radiateurs à eau) ou le long d'une paroi ou encore les jets anisothermes (chauffage ou climatisation des locaux ...). Il est donc plus que nécessaire d'étendre le champ d'étude autour de cette dernière.

Afin d'aborder la convection mixte à partir d'une surface ondulée chauffée (Figure II.9), une étude expérimentale a été réalisée par **Kuhn et Rohr [23]**, leurs résultats montrent que les propriétés du transport sont en outre améliorées par convection mixte en paroi ondulée qu'en paroi plate, et ceci grâce aux ondulations.

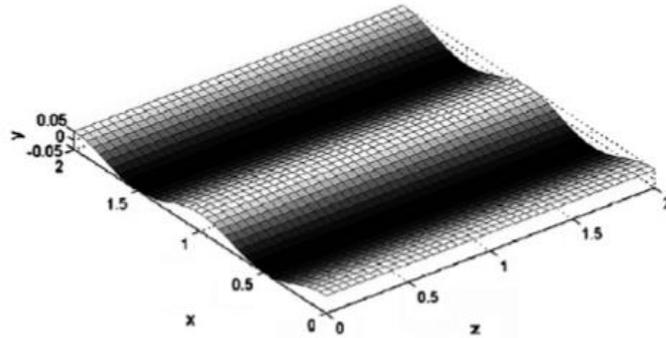


Figure II. 9. Profile de la paroi ondulée [23]

M. Alam et al.[24] ont étudié numériquement le flux de la convection mixte en présence d'un champ magnétique dans une cavité carrée à couvercle, avec une paroi verticale sinusoidale et un chauffage par joule (Figure II. 10). Ils sont arrivés à conclure majoritairement, que pour de faibles nombres de Reynolds, le taux de transfert de chaleur s'élève

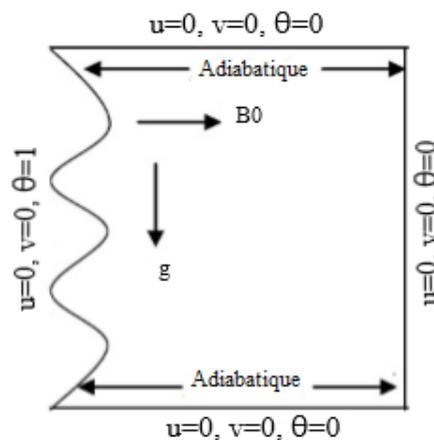


Figure II. 10. Diagramme schématique de la cavité [24]

Le même problème a été traité par **Oglakkaya et Bozkaya** [25] en 2018, sans considéré les effets du nombre de Reynolds. Leurs résultats de l'étude révèlent que lorsque l'effet joule est négligé, la force d'écoulement et le taux de transfert de chaleur augmentent à mesure que le nombre de Rayleigh augmente, et diminuent pour des valeurs élevées de Hartmann, et ceci à un nombre fixe d'ondulations. Pour de grand effet joule, ils ont observé ce dernier supprime l'effet de Ra et Ha sur le taux de transfert de chaleur, et ils ont déduit que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre d'ondulations le long de la paroi chaude.

Très récemment, en 2020, **F.Azizul et al. [26]** ont traité le cas d'un écoulement de convection mixte dans une cavité à paroi inférieure ondulée et comportant un bloc solide interne (Figure II.11). Leurs résultats montrent que le taux de transfert de chaleur par convection s'améliore en présence des ondulations. Ils ont notamment confirmé qu'au sein du mécanisme de convection, la convection naturelle domine pour un nombre élevé de Grashof, ce qui permet d'atteindre le taux maximal de transfert de chaleur dans le système.

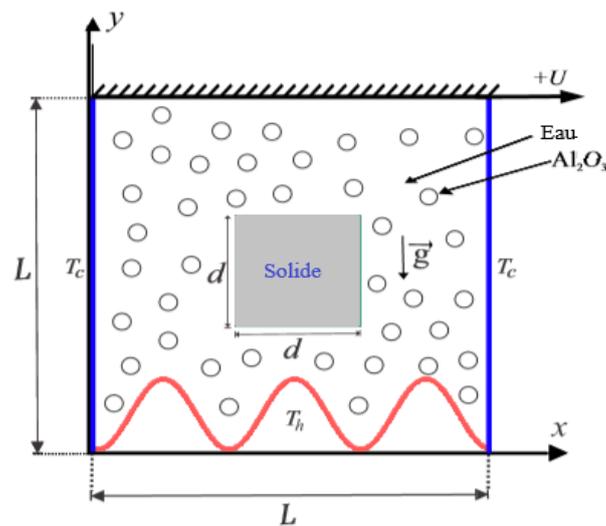


Figure II. 11. Modèle physique [26]

C. Cho[27] a étudié numériquement l'effet du transfert de chaleur et de la génération d'entropie associée du flux de convection mixte, dans une cavité à paroi ondulée entraînée par un couvercle et remplis de nanofluide (Cu-eau) (Figure II. 12). Les résultats de cette investigation, montrent que le nombre de Nusselt moyen et la génération d'entropie total augmentent mutuellement à mesure que le nombre de Richardson, la fraction volumique des nanofluides et le nombre de Reynolds augmente, de même avec l'augmentation de l'amplitude de la surface ondulée.

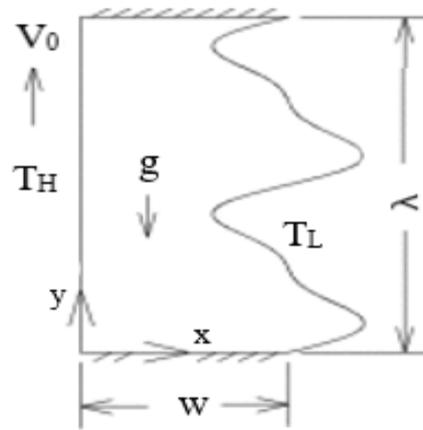


Figure II. 12. Modèle physique [17]

S. Pal et al. [28] ont étudié numériquement le transfert de chaleur conjugué convection mixte-conduction d'un nanofluide (Cu-eau) basé sur un modèle non homogène dans une enceinte entrainé et dont la paroi ondulée est épaisse (Figure II.13). Il a été constaté que, le taux d'amélioration du transfert de chaleur domine le taux de génération d'entropie, ainsi que la croissance de ces deux derniers à mesure que l'amplitude et le nombre d'ondulations augmentent

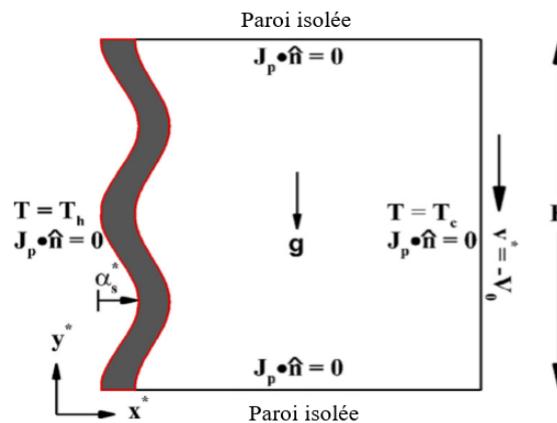


Figure II. 13. Diagramme schématique du domaine physique [28]

Toutes les études mentionnées jusqu'ici montrent grandement leurs limites à proposer des améliorations de l'efficacité thermique du transfert de chaleur convectif, ceci par leurs aspects laminaires des problèmes traités. A cet effet, les écoulements turbulents convectifs ont fait l'objet de nombreux travaux numériques et expérimentaux, en raison de leurs omniprésences en industrie, spécialement en mécanique des fluides industrielle. Grâce à leurs

irrégularités, ces écoulements favorisent les échanges convectifs, aussi pour les mêmes raisons d'irrégularités, des variables comme la pression, masse volumique ou encore la vitesse et la température fluctuent de manière aléatoire, chose qui rend très complexe leur étude.

Le problème des instabilités thermiques apparaissant dans un écoulement en conduit horizontal soumis à un phénomène de convection mixte a été traité par **C. Abid et al [29]** mettant en évidence l'état chaotique ainsi que la transition vers la turbulence. Leur étude a pu montrer comment la transition vers la turbulence s'effectue en passant par un système chaotique. En 2007, **A.K. Sharma et al. [30]** ont étudié numériquement la convection naturelle en régime turbulent dans une enceinte carrée avec un chauffage par le bas et un refroidissement symétrique des parois latérales verticales (Figure II.14). La turbulence est modélisée en utilisant le modèle standard ($k-\epsilon$). Leurs principaux résultats montrent que dans le cas du chauffage isoflux, l'intensité du flux induite par la flottabilité est plus faible que celle du chauffage en isotherme, ceci pour des valeurs identiques du nombre de (Ra).

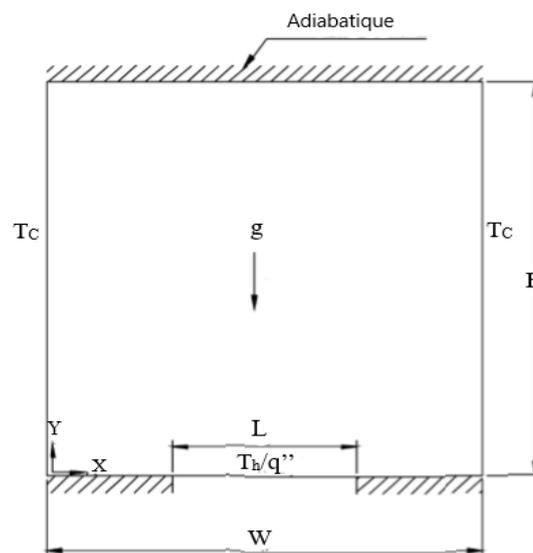


Figure II. 14. Modèle physique et conditions aux limites [30]

X. Chesneau et al. [31] ont mené une investigation numérique sur les transferts de chaleur et de masse qui se déroulent en convection mixte turbulente dans un canal vertical (figure II.15) dont la paroi est imbibée d'eau et chauffée par un flux de chaleur uniforme d'intensité constante « q ». L'étude montre que le refroidissement de la paroi par évaporation d'eau dont elle est imbibée, ne nécessitait pas des flux de chaleur uniforme d'intensité importante

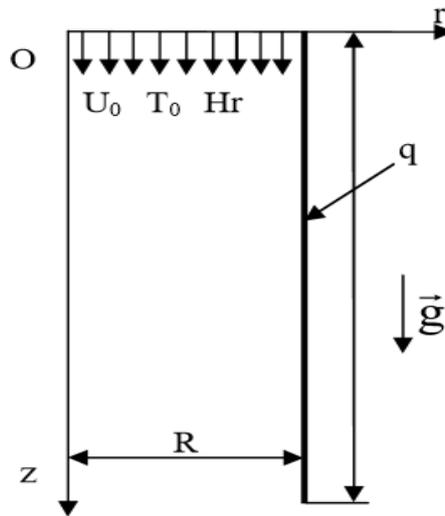


Figure II. 15. Schéma du modèle [31]

Y. Harnane et D. Saury [32] ont mené une étude numérique et paramétrique de la convection naturelle turbulente dans un thermosiphon (Figure II.16. L'objectif étant la validation dynamique et thermique du code CFD (FDS) pour des valeurs de Rayleigh allant de 10^9 à $2,5 \times 10^9$. Les résultats montrent que le code FDS utilisant la simulation des grandes échelles avec le modèle de Smagorinsky, peut reproduire qualitativement la structure du champ d'écoulement et quantitativement les vitesses moyennes.

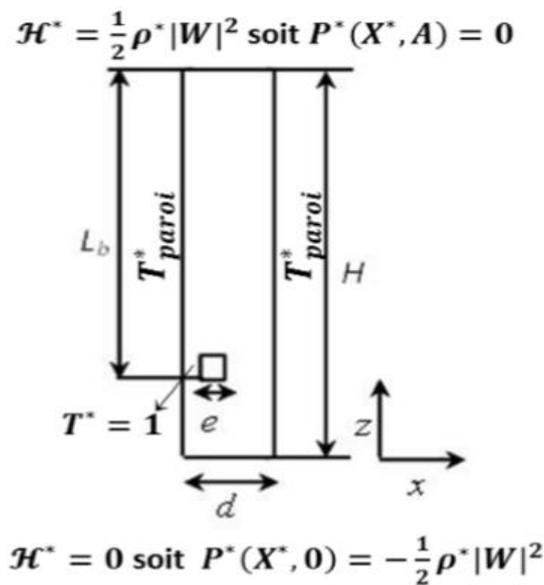


Figure II.16. Modèle du domaine de calcul avec conditions aux limites [32]

Plus récemment en 2017, Le transfert de chaleur en convection forcée turbulente au sein d'un fluide d'Oswald de Waele s'écoulant dans une conduite cylindrique horizontale, chauffée par une densité de flux de chaleur uniforme imposée à la paroi, a été traité numériquement par **P. Gnambod et al [33]**, dont l'objectif était d'analyser l'effet du nombre de Prandtl (Pr) sur le champ thermique à l'aide de simulation des grandes échelles du nombre de Reynolds. Ces résultats montrent que pour de faibles nombres de Prandtl, les transferts de chaleur conducto-convectif sont plus important au centre de la conduite, et que l'augmentation du nombre de Pr entraîne une amplification du flux de chaleur turbulent axial, du nombre de Nusselt ainsi que des fluctuations de température, et ce pour les deux indices de comportement ($n = 0.75$ et $n = 1.2$). Quant aux simulations LES, avec le modèle de Smagorinsky non-newtonien, ces dernières s'avèrent être un outil d'analyse approprié pour la bonne compréhension du comportement des écoulements de fluides en loi de puissance et les transferts de chaleur liés.

M. Aounallah et al [34] ont mené une investigation concernant la convection naturelle turbulente du flux d'air dans une cavité inclinée avec deux parois latérales chauffées différentiellement (Figure II.17) Leurs objectifs étant d'étudier les effets de l'angle d'inclinaison et de l'amplitude de l'ondulation sur le transfert de chaleur turbulent. Ils ont conclu que la présence d'une paroi ondulée augmente le nombre de Nusselt local, de plus, pour des nombres élevés de Rayleigh, la turbulence provoque une meilleure augmentation du transfert de chaleur sur la surface de la paroi ondulée comparé à la cavité carré. Ils ont également noté que l'angle d'inclinaison optimal pour lequel le plus petit nombre de Nusselt moyen est obtenu est d'environ 144°

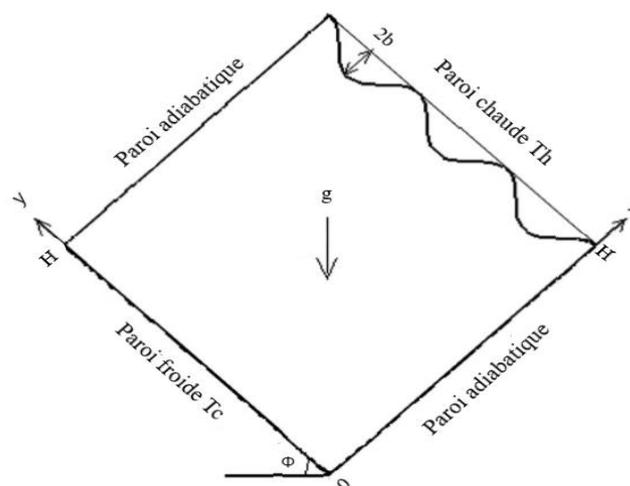


Figure II. 17. Domaine d'étude [34]

K. Lasfer et al [35] ont étudié la convection naturelle turbulente de l'air confiné dans une cavité trapézoïdale (Figure II.18). Ils avaient comme objectif la détermination de l'influence de l'inclinaison des parois actives sur le transfert de chaleur et sur la structure de l'écoulement, ceci en intégrant le modèle de turbulence $k-\omega$ à faible nombre de Reynolds dans leur code de calcul. Cette étude a essentiellement montré que pour des valeurs d'inclinaison (δ) allant de 90° à 110° , le nombre de Nusselt moyen à travers les deux parois latérales décroît, de plus, l'augmentation de la surface d'échange diminue le transfert de chaleur sauf pour la paroi froide.

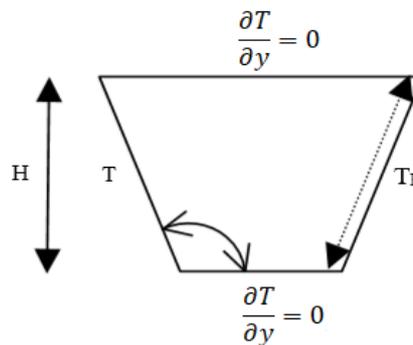


Figure II. 18. Modèle géométrique [35]

II. 3. Conclusion

Le nombre considérable des travaux menés autour du transfert de chaleur en cavité à paroi complexe témoigne du fort intérêt qui lui a été contribué par les chercheurs, ainsi que de son importance dans de moult applications

De par l'analyse de cette synthèse bibliographique, on peut constater que la plupart des études portant sur la convection mixte en paroi ondulée sont assez récentes et peu explorer par rapport à la convection naturelle. Nous avons notamment vu l'influence que peuvent avoir les différentes configurations et géométries, le type de convection et le régime d'écoulement (en particulier le régime turbulent) sur l'amélioration des échanges thermiques, et ce grâce aux différents aspects physiques et thermiques de ces derniers

Nous essayerons par notre présente étude de contribué au mieux à l'enrichissement de ces différents travaux. Nous mettrons à disposition notre modèle physique, les différentes équations le régissant, les modèles mathématiques et modèles de résolutions choisis ainsi que les conditions aux limites imposées dans le chapitre suivant

Conclusion générale

En raison de son omniprésence dans de nombreuses applications industrielles, ou simplement dans la vie quotidienne, le phénomène de convection naturelle turbulente a et continue toujours d'attiser la curiosité de nombreux chercheurs. Ce désir de contribution à un quelconque éclaircissement aussi minime soit-il, est à l'origine de cette investigation, qui consiste en la modélisation numérique des transferts de chaleurs par convection naturelle turbulente dans une cavité à paroi ondulée, occupé par un fluide (air)

Une analyse bibliographique a été effectuée afin de cerner les principales conclusions tirées à ce sujet, ainsi que les différentes limites et contraintes rencontrées

Le problème physique a traité est structuré mathématiquement par les différentes équations le régissant, à savoir les équations fondamentales de mécanique des fluide, équation de la chaleur ainsi qu'un modèle de turbulence adopté ($k-\epsilon$)

La résolution numérique révèle principalement que le régime d'écoulement le plus élevé est le plus favorable en terme d'échange thermique, menant ainsi à l'augmentation du taux de transfert de chaleur au sein de ces cavités. Un bon compromis a été enregistré pour un taux de transfert maximal entre un $Ra=10^{11}$, une amplitude de $A=1$ et une longueur d'onde $\lambda=0.5$

Enfin, cette investigation n'a certainement pas une portée universelle, une certaine marge d'erreur subsistera toujours. Pour cette raison, il serait intéressant à l'avenir d'explorer d'autres types de convections, d'avantages de formes géométrique complexes à s'avoir une ou plusieurs paroi ondulée instables, présence d'obstacle au sein de la cavité... D'autres horizons sont encore envisageables, comme l'exploration des modèles turbulent à faible nombre de Rayleigh (Ra), afin d'en savoir d'avantage sur le phénomène de transition et du chaos thermique, qui jusqu'à aujourd'hui demeure très peu connu. Il est bien évidemment plus intéressant d'explorer toute ces thématiques ainsi que l'étude menée ici par une approche expérimentale afin d'appuyer les résultats numériques et de se rapprocher le plus de la réalité

Références bibliographiques

- [1] J. Padet, « Professeur Emérite à l'Université de Reims Principes des transferts convectifs Seconde édition révisée », 2015.
- [2] H. Ben Ahmed, « Étude de la convection mixte d'origine thermosolutale sous l'influence de l'effet SORET dans un milieu poreux: analyse de stabilité linéaire et simulations 3D », Thèse de doctorat, Physique mathématique [math-ph], Université de Cergy Pontoise; Faculté des Sciences de Tunis, 2008.
- [3] O. Cadot. « Introduction à la turbulence », cours de l'ENSTA-ParisTech 2A. École d'ingénieur, ENSTA-ParisTech, France. 2013, pp.83.
- [4] B. Sapoval, Extrait de "Universalité et fractales"
- [5] R. Schiestel, « Méthode de modélisation et de simulations des écoulements turbulents »
- [6] J. L. Estivalezes, « Notes de cours », 22 novembre 2006.
- [7] S. Morsli, « Simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l'entropie dans les cavités », Thèse de doctorat, Génie Maritime, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran MOHAMED BOUDIAF, 2015.
- [8] F. Nait Bouda, « Modélisation des écoulements turbulents », Polycopié de cours, Pour les étudiants : Master Génie Mécanique Option : Energétique.
- [9] Systèmes de refroidissement industriels, Document de référence sur les meilleures techniques disponibles, *Commission Européenne*, 2001.
- [10] M. Riofrío Almeida. « Etude des écoulements diphasiques pour le refroidissement des composants électroniques en systèmes embarqués », Thèse de doctorat, Mécanique des fluides [physiques. classe-ph]. Université Grenoble Alpes, 2019. Français.
- [11] L. Yao, « Natural convection along a vertical wavy surface », *J. Heat. Transfer.*, vol. 105, pp. 465-468, 1983.
- [12] A. Hilo, A. Abu Talib, A. Acosta Iborra, M. Sultan, M. Abdul Hamid, « Effect of corrugated wall combined with backward-facing step channel on fluid flow and heat transfer », *Energy.*, vol. 190, pp. 116-294, 2020.
- [13] R. Ajeel, W. Salim, K. Hasnan, « Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in corrugated channels using alumina nanofluid under a turbulent flow regime », *Chemical Engineering Research and Design.*, vol. 148, pp. 202–217, 2019.
- [14] P. Das, S. Mahmud, « Numerical investigation of natural convection inside a wavy enclosure », *Int. J. Therm. Sci.*, vol 42, no. 4, pp. 397-406, 2003.
- [15] L. Adjlout, O. Imine, A. Azzi, M. Belkadi, « Laminar natural convection in an inclined cavity with a wavy wall », *Int. J. of Heat and Mass Transfer.*, vol. 45, pp. 2141–2152, 2002.

- [16] S. Saha, T. Sultana, G. Saha, M. Rahman, « Effects of discrete isoflux heat source size and angle of inclination on natural convection heat transfer flow inside a sinusoidal corrugated enclosure », *Int. Communications in Heat and Mass Transfer.*, vol. 35, no. 10, pp. 1288–1296, 2008.
- [17] S. Hussain, M. Jabbar, A. Mohamad, « Influence of presence of inclined centered baffle and corrugation frequency on natural convection heat transfer flow of air inside a square enclosure with corrugated side walls », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 9, pp. 1799-1808, 2011.
- [18] Y. Varol, H. Oztop, « Free convection in a shallow wavy enclosure », *Int. Communications in Heat and Mass Transfer.*, vol. 33, no.6, pp. 764-771, 2006.
- [19] Y. Varol, H. Oztop, « A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors », *Building and Environment.*, vol. 43, no. 9, pp. 1535-1544, 2008.
- [20] R. Nasrin, S. Parvin, M. Alim, « Effect of Prandtl number on free convection in a solar collector filled with nanofluid », *Procedia Engineering.*, vol. 56, pp. 54 – 62, 2013.
- [21] A. Sabeur-Bendehina, O. Lamine, L. Adjlout, « Laminar free convection in undulated cavity with non-uniform boundary conditions », *C. R. Mecanique.*, vol 339, no. 1, pp. 42-57, 2011.
- [22] K. Najid, F. Dahami, Z. Boulahia et R. Sehaqui, « Modélisation de l'échange thermique par convection naturelle de nanofluide (Cu-eau) dans une enceinte à paroi ondulée ». *13^{ème} Congrès de Mécanique*. Meknès, MAROC, 11 - 14 Avril 2017, pp. 13-15
- [23] S. Kuhn, P. Rohr, « Experimental investigation of mixed convective flow over a wavy wall », *Int. J. Heat and Fluid Flow.*, vol. 29, no. 1, pp. 94-106, 2008.
- [24] M. Alam, M. Alim, Md. Mollah, « Mixed Magneto Convection in a Lid Driven Square Enclosure with a Sinusoidal Vertical Wall and Joule Heating », *Procedia Engineering.*, vol. 194, pp. 463 – 470, 2017.
- [25] F. Oglakkaya, C. Bozkaya, « Unsteady MHD mixed convection flow in a lid-driven cavity with a heated wavy wall », *Int. J. Mechanical. Sci.*, vol. 148, pp. 231-245, 2018.
- [26] F. Azizul, A. Alsabery, I. Hashim, « Heatlines visualisation of mixed convection flow in a wavy heated cavity filled with nanofluids and having an inner solid block », *Int. J. Mechanical. Sci.*, vol. 175, pp. 105-529, 2020.
- [27] C. Cho, « Heat transfer and entropy generation of mixed convection flow in Cu-water nanofluid-filled lid-driven cavity with wavy surface », *Int. J. Heat. Mass Transfer.* vol. 119, pp. 163-174, 2018.
- [28] S. Pal, S. Bhattacharyya, I. Pop, « A numerical study on non-homogeneous model for the conjugated-mixed convection of a Cu-water nanofluid in an enclosure with thick wavy wall », *Applied Mathematics and Computation.* vol. 356, pp. 219-234, 2019.
- [29] C. Abid, F. Papini et A. Ropke, « Turbulence et chaos dans un conduit horizontal soumis & un phénomène de convection mixte », *Int. J. Heat Mass Transfer.*, Vol. 38, no. 2, pp. 287-294, 1995.

- [30] A.K. Sharma, K. Velusamy, C. Balaji, « Turbulent natural convection in an enclosure with localized heating from below », *Int. J. Thermal. Sci.*, vol. 46, no. 12, pp. 1232-1241, 2007.
- [31] X. Chesneau, S. Abide, B. Zeghmami, « Etude numérique de la convection mixte turbulente dans un canal vertical », Laboratoire de Mathématique Et Physique des Systèmes (L.A.M.P.S.), Groupe de Mécanique Energétique (G.M.E.) - 52 Avenue Paul Alduy 66860 PERPIGNAN
- [32] Y. Harnane, D.Saury, « Etude numérique de la convection naturelle turbulente dans un thermosiphon, validation du code FDS et étude paramétrique », Université Larbi-ben-M'hidi, Université de Biskra- Algérie, Université de Poitiers, pp. 3-10.
- [33] P. Gnambo, M. Ould-Rouis, X. Nicolas, P. Orlandi, « Simulation numérique des grandes échelles dans la convection forcée d'un fluide d'Ostwald de Waele en conduite cylindrique : effet du nombre de Prandtl », SFT2017, 25ème Congrès Français de Thermique, Marseille, FRANCE, Mai 2017.
- [34] M. Aounallah, Y.Addad, S.Benhamadouche, O.Imine, L.Adjlout, D.Laurence, « Numerical investigation of turbulent natural convection in an inclined square cavity with a hot wavy wall », *Int. J. Heat. Mass Transfer.*, vol. 50, no. 9-10, pp. 1683-1693, 2007.
- [35] K. Lasfer, M. Bouzaiane, T. Lili, « Etude numérique de la convection naturelle turbulente dans une cavité trapézoïdale ». 13èmes Journées Internationales de Thermique (JIT2007), Albi, FRANCE. 5p. 29 Aout 2007
- [36] A. Bouraoui, « Etude Numérique des Transferts de Chaleur Conjugués Lors du Refroidissement des Sources de Chaleur », Thèse de doctorat, Génie Thermique et Energétique, UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE; FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE, 2016
- [37] S. Saravanan, C. Sivaraj, « Coupled thermal radiation and natural convection heattransfer in a cavity with a heated plate inside », *Int. J. heat and fluids flow*, vol 40, pp.54-64, 2013

Annexe : Principe de la méthode numérique

Comme nous l'avons vu dans les chapitres précédents, notre problème est constitué mathématiquement d'un système d'équations différentielles aux dérivées partielles. La méthode des volumes finis a été utilisée afin de résoudre numériquement ce dernier, ainsi que l'algorithme SIMPLE pour le couplage vitesse-pression.

Le principe de cette méthode consiste en une discrétisation qui convertit les équations différentielles aux dérivées partielles en équations algébriques non linéaires, résolubles numériquement. Pour se faire, Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle, Chacun de ces derniers englobe un nœud, dit nœud principal, comme il est indiqué sur la **Figure A.1**, puis d'effectuer des bilans (de masse, de quantité de mouvement,...) sur ces différents volumes. De ce fait, la formulation fait apparaître des intégrations de volume.

L'avantage de cette méthode est que tout ce qui sort d'un volume, rentre dans un autre, cette méthode est donc conservative, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques et permet de simuler des écoulements dans des géométries complexes, à partir de différents types de maillages. Elle se distingue notamment par la fiabilité de ses résultats et son adaptation au problème physique. Elle comporte essentiellement les étapes suivantes :

- La division du domaine considéré en volumes de contrôle;
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles;
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique non linéaire obtenu.

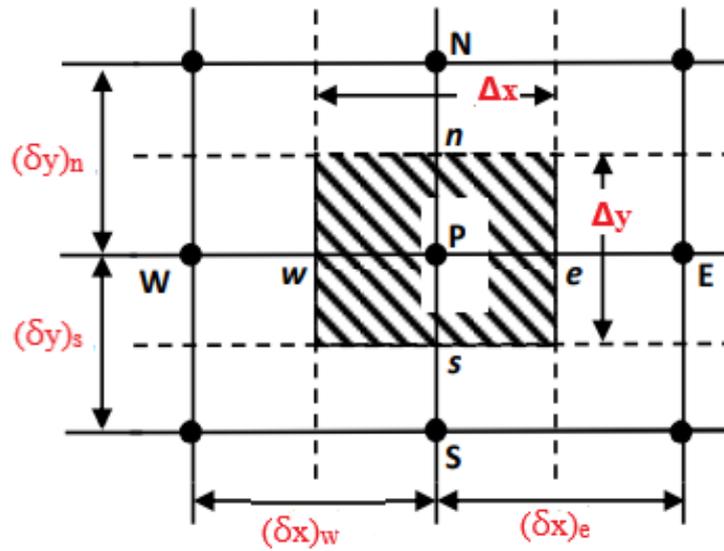


Figure A.1. Volume de contrôle 2D

Pour un nœud principal P , les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x , tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y . Le volume de contrôle entourant P est montré par des lignes discontinues, alors que les faces sont localisées aux points e et w dans la direction x , n et s dans la direction y .

Résumé

Etude numérique du transfert de chaleur dans une enceinte à paroi ondulée en régime turbulent

Ce présent mémoire rapporte les résultats d'une étude numérique du transfert de chaleur convectif en régime turbulent dans une enceinte carrée à paroi inférieure ondulée, comprenant de l'air

Cette étude simule le refroidissement d'une plaque chaude contenue au milieu de la cavité, aux parois latérales isolées et aux parois supérieure et inférieure froides. Le phénomène est régi par les lois fondamentales de la mécanique des fluides, de l'équation de chaleur, couplé au modèle de turbulence ($k-\epsilon$). Les paramètres de contrôle pris en compte sont l'amplitude et la longueur d'onde de la paroi ondulée, les conditions aux limites et le nombre de Rayleigh, compris entre 10^8 et 10^{11}

Un taux de transfert de chaleur croissant est enregistré aux alentours de nombres élevés de Rayleigh, ce dernier atteint son summum pour une valeur de $Ra=10^{11}$, une amplitude de $A=1$ et longueur d'onde de $\lambda=0.5$

Mots clés : Refroidissement des sources de chaleur/plaque, convection naturelle, transfert de chaleur, régime turbulent, source de chaleur, géométrie complexe, régime stationnaire/instationnaire, paroi déformable, paroi ondulée,...

Abstract

This memoir reports the results of a numerical study of convective heat transfer under turbulent conditions in a square chamber with a corrugated bottom wall, comprising air

This study simulates the cooling of a hot plate contained in the middle of the cavity, with insulated side walls and cold top and bottom walls. The phenomenon is governed by the fundamental laws of fluid mechanics, the heat equation, coupled to the turbulence model ($k-\epsilon$). The control parameters taken into account are the amplitude and the wavelength of the corrugated wall, the boundary conditions and the Rayleigh number, between 10^8 and 10^{11}

An increasing heat transfer rate is recorded around high Rayleigh numbers, the latter reaching its peak for a value of $Ra = 10^{11}$, an amplitude of $A = 1$ and a wavelength of $\lambda = 0.5$

Key words: Cooling of heat sources / plate, natural convection, heat transfer, turbulent regime, heat source, complex geometry, stationary / unsteady regime, deformable wall, corrugated wall