

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Hadj Lakhdar - BATNA 1
Faculté des Sciences de la Matière
Département de Physique
Laboratoire de Physique Energétique
Appliquée (LPEA)



THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du

Diplôme de Doctorat troisième cycle

Par :

Dahmani Mourad

Thème :

Etude du confinement de la convection dans l'espace
entre l'absorbeur et le verre d'un capteur solaire
thermique avec et sans rayonnement

Domaine : Sciences de la Matière
Filière : Physique
Spécialité : Physique Energétique
Intitulé de la Formation : Energétique et Développement Durable
Soutenue le 18 /06 / 2020

Devant le jury

Président	SOUDANI Azeddine	Professeur	Université de Batna 1
Rapporteur	ADOUANE Belkacem	Professeur	Université de Batna 1
Examineur	BOUGOUL Saadi	Professeur	Université de Batna 1
Examinatrice	DJOUIMAA Sihem	Professeur	Université de Batna 1
Examineur	BENMOUSSA Hocine	Professeur	Université de Batna 2
Examineur	MOUMMI Abdelhafid	Professeur	Université de Biskra
Invitée	FERAHTA Fatima Zohra	MCB	Université de Batna 1

Remerciements

Je veux remercier tout d'abord mon Dieu Allah tout puissant ;

Puis je tiens à exprimer mes remerciements les plus sincères à mon directeur et co-encadreur de thèse Pr Adouane Belkacem et Dr Ferahta Fatima Zohra pour avoir accepté la direction de cette thèse et pour m'avoir guidé, conseillé, et surtout pour la confiance totale en moi et la patience tout au cours de ce travail;

Je voudrais remercier tout particulièrement Pr. Sihem Djouimaa, Pr Aouachria Zeroual , Dr Noui Samira pour le soutien , l'encouragements indéfectibles ,l' aide et conseils;

Mon enseignant Pr. A.Soudani , qui me fait le grand honneur d'accepter la présidence du jury. Je remercie également mon enseignant Pr. S. Bougoul pour avoir accepté d'évaluer ce travail. Je leur exprime tout mon respect et ma gratitude. Messieurs Pr. A. Moummi et Pr.H. Benmoussa pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de participer à ce jury en témoignage de notre respect, sincères remerciements ;

J'adresse mes vifs remerciements à tous les enseignants qui, par leurs enseignements, leurs encouragements et leurs aides, ont contribué à ma formation durant toutes mes études dès le primaire à l'université ;

Merci également cher Monsieur Zouhir Oudjih l'ingénieur de laboratoire LPEA pour sa coopération, sa présence permanente et sa sympathie;

Je souhaite également exprimer ma profonde gratitude à toute ma famille, mes frères et sœurs, Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail.

Dahmani Mourad

DEDICACES

*Je dédie ce travail à ma mère et mon père pour tout ce qu'ils ont fait pour que je
puisse arriver à ce niveau.*

*Je le dédie à mes frères , sœurs, ma femme et ma petite fille et je les remercie
pour leurs encouragements et leurs aides*

A toute ma grande famille.

A tous mes amis sans citer les noms.

A tous ceux qui aiment Mourad et ceux que Mourad aime.

À la mémoire de mon prof Dr. Mostefa Zeroual

À la mémoire de mon amie Merouan azouz

Dahmani Mourad

NOMENCLATURE

Notations latines

g	Accélération de la pesanteur	(m/s ²)
L	Longueur caractéristique	(m)
T_s	Température de la paroi	(k)
T_c	Température du ciel	(k)
T_v	Température à la surface du verre	(k)
T_∞	Température du fluide loin de la paroi	(k)
S_{lat}	Aire latérale du capteur	(m ²)
S_c	Aire du capteur	(m ²)
h_{cve}	Coefficient d'échange par convection entre le vitrage et l'air ambiant	(W/m ² .k)
h_{rve}	Coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et le ciel	(W/m ² .k)
h_{cav}	Coefficient d'échange par convection entre le vitrage et l'absorbeur	(W/m ² .k)
h_{rav}	Coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et l'absorbeur	(W/m ² .k)
T_{abs}	Température de l'absorbeur	(k)
U_T	Coefficient de pertes thermique global	(W/m ² .k)
U_{av}	Coefficient de déperdition thermique à l'avant	(W/m ² .k)
U_{arr}	Coefficient de déperdition thermique vers l'arrière du capteur	(W/m ² .k)
U_{lat}	Coefficient de pertes latérales	(W/m ² .k)
I	Luminance	(W/m ² .sr)
F_d	Facteur de distorsion	
u, v et w	Vitesses selon x, y, z	(m/s)
$x, y,$ et z	Coordonnées cartésiennes	(m)

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds

Lettres grec

ν	Viscosité cinématique	(m ² /s)
α	Diffusivité thermique	(m ² /s)
ρ	La masse volumique	(Kg/m ³)
β	Coefficient de dilatation thermique volumétrique	(K ⁻¹)
λ	Conductivité thermique du fluide	(W/m.K)
θ	L'inclinaison de la cavité	°
μ	Viscosité dynamique du fluide	(Pa. s ⁻¹)
Ω	Fonction de phase	

Paramètres optiques

σ	Constante de Stefan-Boltzmann	(W.m ⁻² . K ⁻⁴)
ε	L'émissivité thermique	
α	L'absorptivité	
r	La réflectivité	
λ	Longueur d'onde	
k_λ	Coefficient d'absorption	(m ⁻¹)

Abréviations

CLO	Les courtes longueurs d'onde
GLO	Les grandes longueurs d'onde
IR	Infrarouge
RB	Rayleigh Bénard
MPT	Milieu matériel parfaitement transparent
ETR	Equation du transfert radiatif
MVF	Méthode des volumes finis
DO	Ordonnées discrètes

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS

DEDICACES

NOMENCLATURE	i
TABLE DES MATIERES	iii
LISTE DES FIGURES	vi
LISTE DES TABLEAUX	ix

INTRODUCTION GENERALE	2
-----------------------------	---

CHAPITRE 1 GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Introduction.....	6
1.1 Notions de base.....	6
1.2 Les différents modes de transferts de la chaleur.....	6
1.2.1 La conduction.....	6
1.2.2 La convection.....	6
1.2.3 Le rayonnement.....	8
1.3 Mécanisme fondamental de Rayleigh Benard	9
1.4 Nombres caractéristiques.....	11
1.5 Domaines de stabilité.....	13
1.6 Les capteurs solaires héliothermiques	14
1.6.1 Brève description d'un capteur solaire plan vitré à eau.....	15
1.6.2 Pertes thermiques d'un capteur solaire	17
1.6.3 Aperçu des différentes techniques utilisées pour améliorer l'efficacité des capteurs solaires plans.....	21
1.7 Revue bibliographique.....	23
Conclusion.....	27

CHAPITRE 2 APPROCHE MATHEMATIQUE

Introduction	30
2.1 L'approximation de Boussinesq.....	30
2.2 Equations de conservation en convection naturelle.....	30
2.2.1 Equation de conservation de la masse.....	31
2.2.2 Equation de la conservation de la quantité de mouvement.....	31
2.2.3 Equation de la conservation de l'énergie	32
2.3 Simplification du système d'équations et hypothèses simplificatrices	32

2.4	Transfert radiatif.....	35
2.4.1	Equation de Transfert Radiatif.....	35
2.4.2	Couplage de L'ETR et l'équation de l'énergie	36
2.5	Transfert de chaleur	37
	Conclusion.....	37

CHAPITRE 3 OUTILS NUMERIQUES ET METHODE DE RESOLUTION

	Introduction.....	39
3.1	Modèle physique.....	39
3.1.1	Le modèle physique en 2D.....	40
3.1.2	Le modèle physique en 3D.....	41
3.2	Méthode des volumes finis	42
3.2.1	Forme générale de l'équation différentielle de transport	42
3.2.2	Discrétisation de l'équation générale de conservation	43
3.3	Maillage	46
3.3.1	Génération et qualité du maillage	46
3.3.2	Maillage généré pour le cas étudié.....	48
3.4	Indépendance du maillage	48
3.4.1	Pour le cas 2D	48
3.4.2	Pour le cas 3D	49
3.5	Choix des critères de la convergence	50
3.5.1	Le cas 2D	50
3.5.2	Le cas 3D	51
3.6	Implémentations des conditions aux limites.....	52
3.6.1	Parois solides extérieures	52
3.6.2	Parois solides intérieures.....	54
3.6.3	Les conditions de fonctionnement	Erreur ! Signet non défini.
3.7	Modèle numérique radiatif	55
	Conclusion.....	56

CHAPITRE 4 RESULTATS ET DISCUSSIONS

	Introduction.....	59
4.1	Validation des résultats numériques	59

4.2	Résultats.....	64
4.2.1	Partie (1) : Résultats de la modélisation en 2 D.....	65
4.2.2	Partie (2) : Résultats de la modélisation en 3 D.....	77
4.2.3	L'effet du rayonnement sur le transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire thermique	90
4.3	Application sur un capteur complet.....	96
4.3.1	Description du domaine d'étude	96
4.3.2	Conditions aux limites	98
4.3.3	Simulation numérique	99
4.3.4	Résultats et discussion	100
	Conclusion.....	102
	Conclusion Générale.....	105
	Liste des références.....	108
	Résumé	

LISTE DES FIGURES

Fig 1.1: Classification de la convection naturelle dans un capteur solaire selon le champ de pesanteur	8
Fig 1.2: Spectre électromagnétique	9
Fig 1.3: Dispositif de Rayleigh-Bénard	9
Fig 1.4: Rouleaux transversaux de Rayleigh Benard dans une cellule expérimentale remplie avec de l'eau pure. $\Delta T = 4^{\circ}c$, température à l'extérieur: $21^{\circ}c$	10
Fig 1.5: Capteur solaire plan à eau	15
Fig 1.6: Principaux types de réseaux de tuyauteries dans l'absorbeur	16
Fig 1.7: Différentes conceptions de la plaque absorbante	16
Fig 1.8: Les différents échanges thermiques dans un capteur solaire plan	17
Fig 1.9: Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré	21
Fig 2.1: Quantités radiatives participant au transfert radiatif local	36
Fig 3.1 : Géométrie du domaine d'étude cas 2d	40
Fig 3.2 : Géométrie du domaine d'étude 3d	41
Fig 3.3 : Procédure de maillage d'une ligne	47
Fig 3.4 : Exemple de maillage d'une ligne dans Gambit	47
Fig 3.5 : Maillage de la lame d'air	48
Fig 3.6 : Profil de la température pour le teste de l'indépendance du maillage	49
Fig 3.7 : Effet du maillage sur le coefficient d'échange convectif moyen	49
Fig 3.8 : Contrôle de la convergence à partir de la conservation du flux	50
Fig 3.9 : Conservation du flux pour le cas instationnaire	51
Fig 3.10 : Contrôle de la convergence par le suivi de la température moyenne dans le volume d'air	51
Fig 3.11 : Présentation des conditions aux limites	52
Fig 3.12: Conditions aux limites utilisées par le code Fluent 6.3 pour les surfaces externes	53
Fig 3.13: Conditions aux limites utilisées par le code Fluent 6.3 pour les surfaces internes	54
Fig 3.14 : Différents flux radiatifs sur une paroi opaque (modèle DO)	56
Fig 4.1: Géométrie d'une cavité carrée différentiellement chauffée	60
Fig 4.2: Comparaison des isothermes et lignes	61
Fig 4.3: Cavité inclinée d'un angle de 45° , longueur des partitions $L_p=0.75$	62
Fig 4.4: La géométrie de la cavité rectangulaire étudiée par [110], Pour $\Delta T = 30^{\circ}C$	63
Fig 4.5: Une configuration d'écoulement dans le plan x-y pour $Ra=3.10^5$, $\psi = 180^{\circ}$	63

Fig 4.6: Configuration d'écoulement dans le plan xoy pour $Ra=3.10^5$ et $\psi = 165^\circ$	64
Fig 4.7: Schéma du modèle physique	65
Fig 4.8: Domaine de la représentation des isothermes et des lignes de courant	66
Fig 4.9: Champs de vitesse et ligne de courant pour différentes hauteurs de partitions L_p	66
Fig 4.10: Les isothermes pour différentes longueurs des partitions	67
Fig 4.11: Effet de la longueur L_p des partitions sur la température de l'absorbeur.	67
Fig 4.12: Variation du nombre de Nusselt moyen avec la variation de la longueur des partitions ($Ra=10^4$)	68
Fig 4.13: Champs de vitesses et lignes de courant pour différents nombres de partitions.	69
Fig 4.14 : Isothermes pour différents nombres de partitions	70
Fig 4.15: Effet du nombre des partitions sur le profil de la température au niveau de l'absorbeur	70
Fig 4.16 : Géométrie du domaine d'étude	72
Fig 4.17 : Ligne de courant (a) partitions collées à l'absorbeur, (b) partitions suspendues, (c) partitions collées à la vitre	73
Fig 4.18: Ligne de courant (zoom sur les partitions)	73
Fig 4.19: La variation de la température au niveau de l'absorbeur	74
Fig 4.20: Isothermes pour $Ra=3.8.10^3$ et $\theta = 45^\circ$	75
Fig 4.21: Vecteurs vitesses colorés par la température	75
Fig 4.22 : Coefficient de transfert convectif h ($W/m^2 \cdot k$) le long de la paroi chaude	76
Fig 4.23: Géométrie de domaine d'étude : cas 3D (a) Cavité sans partitions, (b) Partitions collées à la vitre, (c) Partitions collées à l'absorbeur et (d) Partitions suspendues	78
Fig 4.24: Trajectoires des particules de l'air dans une cavité de type capteur solaire	79
Fig 4.25: Représentation schématique d'un plan longitudinal (xoy)	80
Fig 4.26 : Trajectoires des particules de l'air dans une cavité munie des partitions	80
Fig 4.27: Vision 3D de trajectoire des particules de l'air entre deux partitions	81
Fig 4.28: Champs de températures sur : une paroi longitudinale, une paroi transversale et les parois latérales	82
Fig 4.29: Iso-surfaces de température pour différentes positions de partitions	83
Fig 4.30: Évolution des profils de température au niveau de l'absorbeur pour différents emplacements des partitions (cas avec 12 partitions)	84
Fig 4.31: Évolution des profils de la température au niveau de l'absorbeur pour différents emplacements de partitions (cas avec 7 partitions)	86

Fig 4.32: Evolution du coefficient du transfert de la chaleur h ($W/m^2 \cdot k$) par convection pour différents cas (12 partitions)	88
Fig 4.33: Evolution du coefficient de transfert de la chaleur h ($W/m^2 \cdot k$) par convection pour différents cas (7 partitions)	89
Fig 4.34: Isothermes et lignes de courant pour $L_p=0.75$, $\varepsilon=1$ et $\Delta T = 64.3 K$	92
Fig 4.35: Isothermes (Présence de rayonnement dans la cavité)	94
Fig 4.36: Variation du flux de chaleur adimensionnel convectif (Q_c/Q) et radiatif (Q_r/Q)	95
Fig 4.37: Représentation schématique du modèle étudié	97
Fig 4.38: Vue rapprochée d'une partie du maillage	99
Fig 4.38: Champ de température de la plaque absorbante	100
Fig 4.39: Champ de température dans différentes sections	101

LISTE DES TABLEAUX

Tab 3.1: Facteurs de sous relaxation	45
Tab 3.2 : Qualité du maillage en fonction du facteur de distorsion	47
Tab 3.3 : Propriétés du verre	53
Tab 3.4: Propriétés du l'aluminium	54
Tab 3.5 : Propriétés physiques de l'air pour l'approximation de Boussinesq	55
Tab 4.1: Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen avec des solutions de référence	60
Tab 4.2: Variation de nombre du Nusselt moyenne en fonction du nombre des partitions	70
Tab 4.3: Les composantes moyennes des vitesses selon les axes x et y	73
Tab 4.4: Nombre de Nusselt moyen et coefficient d'échange moyen h au niveau de l'absorbeur	77
Tab 4.5: La composante moyenne de la vitesse selon l'axe y	81
Tab 4.6: Température moyenne (k) des profils de la Fig 4.30	85
Tab 4.7: Température moyenne (k) des profils de la Fig 4.32	86
Tab 4.8: Récapitule des valeurs moyennes de h pour différents cas	90
Tab 4.9: Variation du coefficient du transfert de la chaleur $h(W/m^2.k)$ par convection pour différentes positions des partitions	96
Tab 4.10: Propriétés des matériaux solides et dimensions géométriques	97
Tab 4.11: Efficacité thermique d'un capteur solaire plan	102

Introduction Générale

Introduction

Dans l'histoire de l'humanité, l'énergie a toujours occupé une place très importante surtout après la découverte des énergies fossiles (le pétrole, le gaz,...). La découverte de ces ressources a été un point de changement et un saut vers un monde civilisé accompagné d'une technologie qui ne cesse de progresser. Alors ces énergies fossiles représentent le bienfait de l'aisance que nous vivons maintenant.

Aujourd'hui, le monde est conscient du danger de l'utilisation irrationnelle des énergies fossiles qui sont des sources non renouvelables et d'un stock limité ce qui fait que nous prévoyons un épuisement inéluctable dans des horizons de plus en plus proche. La combustion de ce type de ressource génère des gaz à effet de serre causant le réchauffement climatique de la terre. Le grand défi à relever devant une consommation qui ne cesse d'augmenter est de penser à une source d'énergie alternative.

De nombreuses sources d'énergie alternatives peuvent être utilisées à la place des combustibles fossiles. La décision quant au type de source d'énergie à utiliser peut être fondée sur des considérations économiques, environnementales et de sécurité. En raison des aspects environnementaux et de sécurité souhaitable, il est largement admis que l'énergie solaire devrait être utilisée à la place d'autres formes d'énergie alternatives, car elle peut être fournie de manière durable sans nuire à l'environnement.

Vue la localisation géographique de notre pays, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue annuellement sur une surface horizontale de 1m^2 soit près de 3 KWh/m^2 au nord et dépasse $5,6\text{ KWh/m}^2$ au Grand Sud (Tamenrasset) [1].

Convertir l'énergie rayonnante du soleil en chaleur est très connu de l'époque historique et a évolué en une technologie de conversion solaire bien développée aujourd'hui. Le principe de base de la conversion thermique de l'énergie solaire est, lorsque le rayonnement solaire frappe une surface et qu'une partie de celui-ci absorbée augmente ainsi que sa température. L'efficacité de cette surface, en tant que capteur solaire, dépend non seulement de l'efficacité d'absorption, mais aussi de la façon dont les pertes thermiques et de radiations à l'environnement sont minimisées et comment l'énergie du collecteur est soutirée à des fins utiles [2].

Différents types de capteurs vont de plus simples pour les usages domestiques aux plus sophistiqués pour les installations industrielles, Les capteurs solaires peuvent également

être distingués par le type de fluide caloporteur utilisé (eau, air,...) [3]. Un exemple classique de l'exploitation de l'énergie solaire est le Chauffe-eau solaire, constitué de deux éléments principaux : le panneau solaire thermique et le ballon de stockage. Le chauffe-eau solaire est une technologie prometteuse pour produire de l'eau chaude, c'est une technologie qui est simple à adopter. L'importance croissante des capteurs solaires thermiques a conduit à des progrès significatifs dans leurs caractéristiques de conception tout en conduisant à une augmentation de leur efficacité thermique.

Les recherches sur les techniques d'amélioration de la performance, portent premièrement sur la concentration du rayonnement pour augmenter la quantité de la chaleur reçue par l'absorbeur en ajoutant des nouvelles caractéristiques de la plaque absorbante [4], puis l'amélioration de la conception hydraulique ou géométrique [5] et l'utilisation de matériaux alternatifs [6], deuxièmement c'est la diminution des déperditions de la chaleur vers l'extérieur [7]. Un bon convertisseur solaire thermique exige un contrôle efficace des pertes de la chaleur de l'absorbeur vers l'environnement. Les concepteurs cherchent des alternatives économiques pour minimiser ces pertes, qui résultent de la conduction et la convection thermique ainsi que l'échange thermique par radiation. Nous pouvons réduire l'effet de ces pertes en insérant des partitions dans l'espace entre l'absorbeur et le vitrage [8]. H. Buchberg et al [9] ont montré que la pose d'une cellule rectangulaire placée au-dessus d'un absorbeur solaire est un dispositif efficace pour supprimer la convection naturelle, la partition devrait être très mince et transparente au rayonnement solaire dans l'ordre à ne pas interférer la collection de l'énergie solaire.

Comme récapitulatif, cette étude est équivalente à une étude de la convection naturelle dans une cavité partitionnée. La convection naturelle dans des cavités partitionnées a été intensivement étudiée numériquement et expérimentalement en raison de son intérêt et son importance. Le présent travail s'inscrit dans cette problématique, l'étude est effectuée sur des géométries 2D et 3D ayant les mêmes dimensions de l'espace entre l'absorbeur et le vitrage d'un capteur solaire thermique plan dont des partitions sont insérées à l'intérieur de la lame d'air à différentes positions (aucun travail antérieur sur cette géométrie n'a été fait avant). Ceci permettra d'optimiser d'une façon plus rationnelle de nouveaux capteurs en tenant compte la réduction des pertes thermiques entre l'absorbeur et le vitrage.

Buts et objectifs du travail

La problématique majeure de ce travail peut être résumée dans les questions suivantes :
Quelle est la meilleure position des partitions qui réduit au maximum les pertes de la chaleur

vers l'extérieur (étude en 2 D et en 3D), cas de la convection pure et en présence du rayonnement ? Comment sera leurs effets sur le rendement global d'un capteur solaire (simulation de capteur solaire complet en tenant compte du circuit hydraulique en présence des partitions dans la lame d'air) ? Le logiciel commercial FLUENT 6.3 a été utilisé pour la résolution numérique.

Les grandes lignes de la thèse

Suite à cette introduction générale qui positionne le contexte de l'étude , le premier chapitre de ce manuscrit rappelle tout d'abord le mode de transfert de la chaleur par convection naturelle dans les cavités et le couplage convection-rayonnement, suivie par la présentation des capteurs solaires thermiques, ensuite une synthèse bibliographique des travaux théoriques, expérimentaux et numériques qui traitent les techniques d'amélioration de rendement des capteur solaire thermique plan, nous nous intéressons à utiliser la technique de la réduction des pertes de chaleur par l'insertion des cellules anti pertes.

Il est suivi, dans le deuxième chapitre par la formulation mathématique du problème. Nous passerons après au troisième chapitre qui porte sur l'outil numérique et la méthode de résolution, les conditions aux limites associées seront présentées. Après une brève introduction du logiciel utilisé pour la simulation (fluent 6.3), nous décrirons le maillage utilisé, les schémas de discrétisation choisis pour l'obtention des équations algébriques linéarisées pour toutes les variables de ce problème. Enfin nous présentons le modèle de rayonnement utilisé lors du couplage convection naturelle et rayonnement.

Le quatrième chapitre porte sur les différents résultats obtenus dans cette thèse et leurs discussions.

En conclusion générale, nous présentons les principaux résultats trouvés le long de cette étude ainsi que les perspectives futures liés à ce thème de recherche.

CHAPITRE 1

**GENERALITES ET REVUE
BIBLIOGRAPHIQUE**

Introduction

Au cours de ce travail nous sommes intéressés à l'amélioration du rendement d'un capteur solaire thermique plan en réduisant les pertes thermiques, c'est pour cela qu'on se propose dans ce chapitre de fournir des définitions brèves des différents mots clefs afin de se familiariser avec le langage qui sera utilisé dans ce travail, en suite nous donnons un aperçu des différentes techniques utilisées pour améliorer l'efficacité des capteurs solaires plans. Nous nous intéressons à utiliser la technique de la réduction des pertes de chaleur par l'insertion des cellules anti pertes, et de ce fait nous citons les principales études antérieures traitant ce type de technique.

1.1 Notions de base

1.2 Les différents modes de transferts de la chaleur

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique fait intervenir les trois processus de transmission de chaleur la conduction, la convection et le rayonnement. La conduction a lieu dans les solides. La convection se rencontre dans des fluides, liquide ou gaz. L'apport de chaleur par rayonnement peut avoir lieu dans tous les milieux transparents ou semi - transparents aux ondes électromagnétiques. En réalité, la distribution de la température dans un milieu, est la conséquence des effets de ces trois modes de transfert thermique.

1.2.1 La conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [10]. Le mécanisme de diffusion de la chaleur dans un matériau est décrit par la loi de Fourier qui énonce que le flux de chaleur par conduction dans n'importe quelle direction est proportionnel au gradient négatif de température et à la surface perpendiculaire à celui-ci.

1.2.2 La convection

La convection thermique est un transfert d'énergie par rapport à un repère donné, consécutif à un transport macroscopique de masse dans ce repère. On distingue deux types de convection:

La convection forcée concerne les mouvements convectifs qui apparaissent sous l'action d'une source externe, telle qu'une pompe ou le déplacement d'un objet dans le fluide,

i.e. les mouvements induits par une différence de pression sont des mouvements de convection forcée où l'écoulement persiste même en l'absence de gradients de température.

Un phénomène de convection naturelle thermique apparaît spontanément, sous certaines conditions, dans un fluide au sein duquel existe un gradient de masse volumique dû à un gradient de température imposé par le milieu extérieur. L'écoulement est freiné par les forces de frottement visqueux, premier phénomène dissipatif, et l'écart de température, cause du phénomène, est amoindri par conduction thermique, second phénomène dissipatif [10]. La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convections naturelle et forcée)

1.2.2.1 La convection naturelle dans les cavités

Dans ce cas, l'écoulement de convection peut être classé en trois grandes classes (Figure 1.1)

- Cas où le gradient de température est orthogonal à la gravité (faces de transfert verticales) (Figure 1.1.a) : Pour cette classe, il n'existe pas d'état d'équilibre mécanique possible. Ceci entraîne incontestablement un mouvement convectif au moindre écart de température. On parle alors de la convection naturelle dans les capteurs aux parois verticales différentiellement chauffées.
- Cas où le gradient de température est colinéaire au champ de la pesanteur (faces de transfert horizontales) (Figure 1.1.b) : Cette classe peut présenter un état d'équilibre mécanique (repos) qui peut être rompu si l'écart de température entre les parois actives atteint une certaine valeur critique. Il s'agit du fameux problème classique de Rayleigh-Bénard.
- Cas où le gradient de température et le champ de pesanteur forment entre eux un angle autre que 0° et 90° (faces de transfert inclinées) (Figure 1.1.c) : Il s'agit du capteur incliné pour lequel la présence ou l'absence d'un possible état d'équilibre mécanique du fluide dépend fortement de l'angle d'inclinaison.

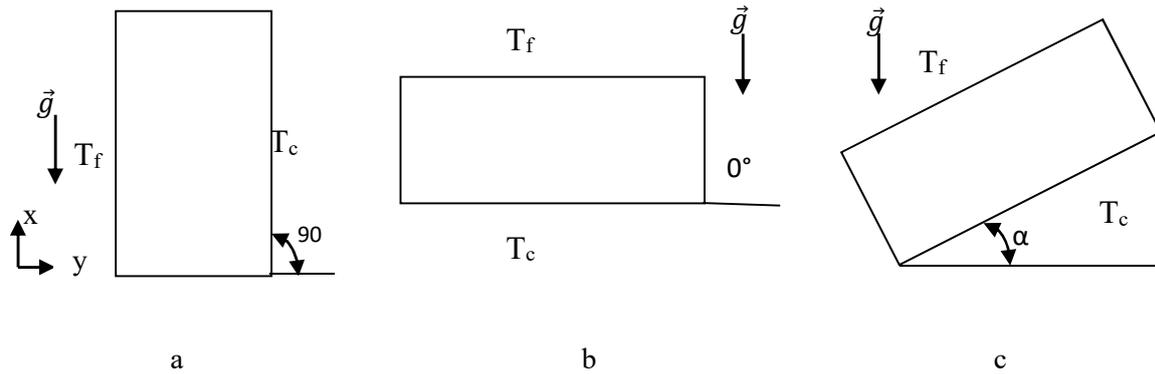


Figure 1.1 : Classification de la convection naturelle dans un capteur solaire selon le champ de pesanteur

1.2.3 Le rayonnement

Le rayonnement est un mode de transfert de chaleur sans déplacement de la matière. Il résulte d'une propagation des ondes électromagnétiques. L'intervalle de ces longueurs d'ondes, est très vaste et correspond à ce que l'on appelle habituellement : un spectre de rayonnement électromagnétique.

Le rayonnement thermique est un phénomène se caractérisant par un échange d'énergie électromagnétique, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange. Par exemple, le rayonnement solaire est capable d'échauffer l'absorbeur d'un capteur solaire bien que le milieu traversé (l'air) soit à une température plus basse que l'absorbeur.

Il est caractérisé par des longueurs d'ondes comprises entre $0.1\mu\text{m}$ et 80 jusqu'à $100\mu\text{m}$ [10], il inclut le domaine du visible (ondes lumineuses ou lumière de $0.4\mu\text{m}$ et $0.8\mu\text{m}$) et n'occupe qu'une faible portion du spectre d'ondes électromagnétiques. Les courtes longueurs d'onde (CLO), qui représentent le rayonnement solaire, se trouvent dans l'intervalle $0.01\mu\text{m}$ et $2.7\mu\text{m}$, qui correspond au visible et infrarouge (IR) court, cependant les grandes longueurs d'onde (GLO), sont représentées par l'intervalle $2.7\mu\text{m}$ et $100\mu\text{m}$, (infrarouge IR long).

Dans la plupart des applications, les transferts thermiques par rayonnement s'effectuent à des longueurs d'ondes appartenant au domaine du visible et de l'infrarouge ($0,1$ jusqu'à 100).

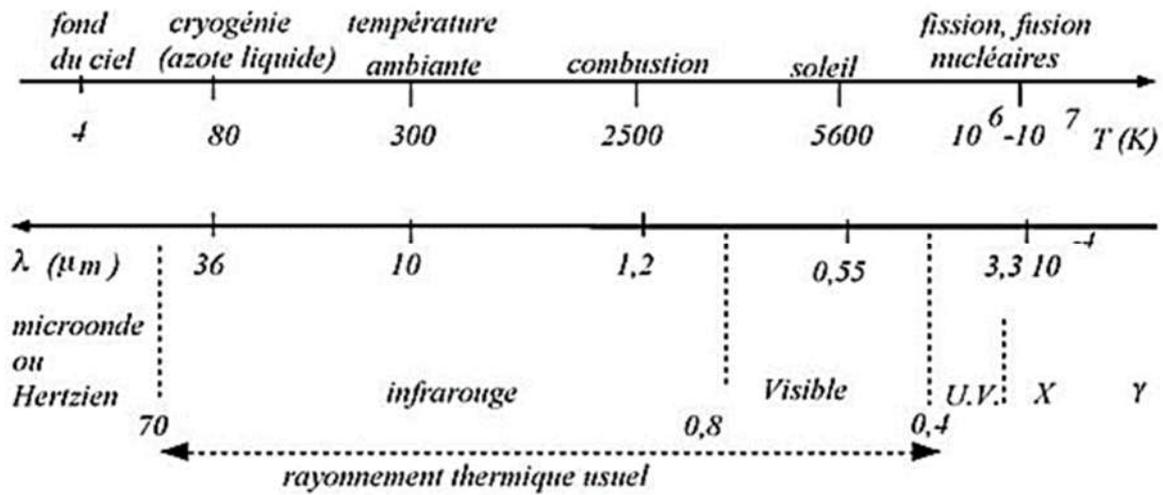


Figure 1.2 : Spectre électromagnétique [10]

1.3 Mécanisme fondamental de Rayleigh Bénard

Le problème de l'écoulement de RB, est un problème d'instabilité dans un fluide confiné entre deux plaques horizontales portées à deux températures différentes. Si la plaque supérieure T_0 est la plus chaude, le système reste stable et stratifié en température. Mais, si la paroi inférieure T_1 est la plus chaude et pour une valeur critique de la différence de température entre les deux plaques. Il apparait des mouvements à l'intérieur du fluide sous forme des rouleaux périodiques contrarotatifs.

Ces rouleaux, également appelées cellules de RB, apparaissent quand il y a un couplage entre le champ dynamique et le champ thermique. Le moteur de la convection est la poussée d'Archimède.

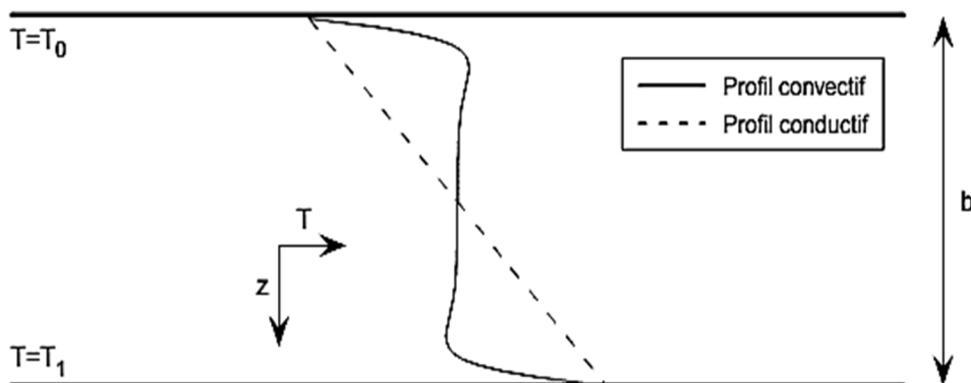


Figure 1.3: Dispositif de Rayleigh-Bénard

Ce système physique couple un problème de stabilité mécanique lié aux variations de la densité et un problème de transport de chaleur lié aux variations de la température. A cause des perturbations de température, une partie du fluide, rendue moins dense, soulevé en surface, y relâche son excès de chaleur, puis replonge.

L'assemblage des déplacements horizontaux d'une zone d'ascension et d'une zone de descente forme alors des rouleaux (bidimensionnels) contrarotatifs ou des cellules (tridimensionnelles), suivant les caractéristiques géométriques et physiques du système. Il apparaît donc un mouvement d'ensemble régulier et auto organisé au sein du fluide figure 1.4.

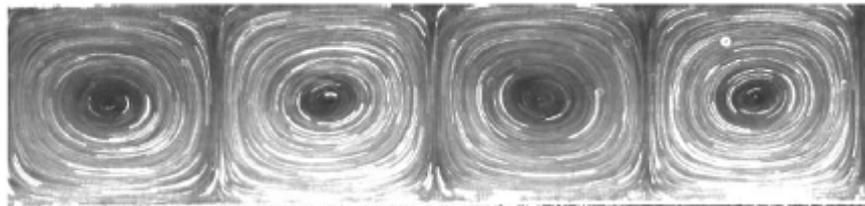


Figure 1.4: Rouleaux transversaux de Rayleigh Benard dans une cellule expérimentale remplie avec de l'eau pure. $\Delta T = 4^{\circ}\text{C}$, Température à l'extérieur: 21°C [12]

Le mouvement régulier ne peut s'établir que si les mécanismes amortissant, qui sont la conductivité thermique (qui diffuse la perturbation de température) et la viscosité dynamique (qui atténue la perturbation de vitesse) ne sont pas trop importants. Ces mécanismes microscopiques de diffusion sont d'autant plus importants que les gradients de température et de vitesse sont élevés [12].

La capacité de la convection à surmonter ces difficultés est exprimée à l'aide des nombres sans dimensions, eux-mêmes définis à partir des propriétés physiques et géométriques du système. Un mouvement du fluide a lieu lorsque la différence de température excède une certaine valeur, appelée seuil critique d'instabilité. La taille des rouleaux est aussi une contrainte par ces deux mécanismes de diffusion d'énergie.

Les forts gradients de vitesse et de température entre les rouleaux permettent de fortes diffusions de quantité de mouvement et de chaleur qui, en réduisant les déséquilibres moteurs, entraveront le mouvement. D'autre part, si on considère des rouleaux très écartés, le frottement pariétal, lié au mouvement horizontal du fluide au niveau des plaques, devient de plus en plus important et freine le mouvement.

On peut aussi donner une explication de l'organisation du système physique en termes de transfert de chaleur. Au-dessous du seuil critique d'instabilité, le transfert de chaleur est purement conductif, par transmission microscopique de l'agitation thermique. Ce mode de transport peu efficace est suffisant pour un flux de chaleur faible entre les plaques chaude et froide. Au-dessus, un ensemble de rouleaux contrarotatifs apparaît et le transfert de chaleur devient convectif, par transport macroscopique de l'agitation thermique [12].

1.4 Nombres caractéristiques

Les nombres de Rayleigh et de Prandtl contrôlent la dynamique de la convection. Le nombre de Nusselt, lui, est une observable, et on ne l'impose pas à priori. A nombre de Prandtl fixé, seul le nombre de Rayleigh caractérise le problème. Cela reste vrai tant que le milieu est homogène par rapport à certaines grandeurs, comme la viscosité par exemple.

1.4.1 Nombre de Rayleigh

C'est le rapport entre les forces motrices du fluide (force d'Archimède) et les forces de frottement. En tenant compte de ce que le système de RB perd sa stabilité pour des valeurs données de l'écart de température traduit par le nombre de RAYLEIGH, plusieurs travaux ont été réalisés afin de déterminer ces valeurs. L'expression du nombre de Rayleigh s'exprime en fonction des grandeurs caractéristiques du système [11] :

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T_s - T_\infty)L^3 \quad 1.1$$

g : Accélération de la pesanteur (m/s^2),

L : Longueur caractéristique (m),

T_s : Température de la paroi (k),

T_∞ : Température du fluide loin de la paroi(k),

β : Coefficient de dilatation thermique volumétrique, pour les gaz idéal $\beta=1/T$ (1/k),

Si une condition de flux est imposée, le nombre de Rayleigh s'écrira :

$$Ra = \frac{g\beta qL^4}{\nu\alpha\lambda} \quad 1.2$$

Avec

q: flux imposé en (w/m²)

1.4.2 Nombre de Prandtl

Il caractérise l'importance relative des deux mécanismes qui freinent la convection du fluide : la diffusion de quantité de mouvement et la diffusion de chaleur. Prandtl ne dépend que des propriétés physiques du fluide [10].

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad 1.3$$

Avec

ν : La viscosité cinématique en (m²/s),

α : Diffusivité thermique en (m²/s).

1.4.3 Nombre de Nusselt

Pratiquement pour caractériser le transfert de chaleur par convection on utilise le nombre de Nusselt. Ce nombre mesure le rapport du flux thermique échangé entre le fluide et la paroi dû à la convection et le flux échangé par conduction pure (absence de convection, si le fluide était sans mouvement):

$$Nu = \frac{\text{flux échangé par convection}}{\text{flux échangé par conduction}} = \frac{\varphi_{reel}}{\lambda\Delta T/L} = \frac{hL}{\lambda} \quad 1.4$$

h : Coefficient de transfert thermique par convection (w/m².k),

l : Longueur caractéristique (m),

λ : Conductivité thermique du fluide (w/m.K).

Nu augmente progressivement lorsque la convection devient plus vigoureuse. Lorsque le nombre e de Nu est proche de 1, la majorité du transfert thermique se fait par conduction.

1.5 Domaines de stabilité

Rayleigh a montré que les mouvements de convection apparaissent dans la couche fluide lorsque le nombre de Rayleigh devient supérieur à une valeur critique Ra_c . Pellew et Southwell [13] ont effectué le calcul du nombre de Rayleigh critique : les auteurs trouvent $Ra_c = 1707.778$ et un nombre d'onde 3.11.

Lorsqu'on augmente le nombre de Rayleigh au-delà de sa valeur critique, une convection stationnaire s'organise sous forme de rouleaux, de carrés ou d'hexagones. Ce régime a l'avantage d'être plan, mais il n'est stable que dans certaines gammes du nombre de Rayleigh et du nombre d'onde.

Busse [11] a montré qu'au voisinage des conditions critiques, la structure en rouleaux est la solution la plus stable. Lorsqu'on augmente le nombre de Rayleigh au-delà d'une deuxième valeur critique (≈ 22600), les expériences montrent que l'on passe d'un état stationnaire bidimensionnel vers un autre état stationnaire tridimensionnel. Pour un nombre de Rayleigh encore plus élevé, la géométrie des cellules devient variable au cours du temps, le système devient chaotique et finalement turbulent.

Busse et Clever [14] ont étudié la stabilité des rouleaux de convection en fonction du nombre de Prandtl et du nombre d'onde. La condition de stabilité des rouleaux de convection est donnée par un diagramme appelé "ballon de Busse", ce diagramme à trois dimensions définit le domaine stable des rouleaux en fonction de leur vecteur d'onde (suivant x), du nombre de Rayleigh (suivant y) et du nombre de Prandtl (suivant z).

Krishnamurti [15] a démontré que l'augmentation du nombre de Prandtl retarde le passage entre les schémas 3D stationnaire et 3D instationnaire (le nombre de Rayleigh seuil est plus élevé) tant que $Pr \leq 50$. En revanche, la transition 2D/3D est peu influencée par le nombre de Prandtl, il a résumé les différentes transitions dans un diagramme à deux dimensions : Pr suivant x et Ra suivant y .

Des études supplémentaires ont mis en relief la différence de comportement introduite avec la mise en place des parois verticales en fonction de la nature de celles-ci :

- Parois verticales adiabatiques : Catton [16] montre que le nombre de Rayleigh critique vaut 3449.

- Parois verticales conductrices : le nombre de Rayleigh critique est de l'ordre de 7000 d'après les résultats numériques de Davis [17] et expérimentaux de Stork et al. [18].

Pallares et al. [19, 20] s'attachent à la description en 3D des écoulements présents dans une cavité cubique chauffée par le bas. Ces travaux numériques mettent en évidence la complexité des structures présentes dans l'écoulement. Dans le cas des parois latérales adiabatiques, et pour $Ra \leq 6 \times 10^4$, ils ont détecté la présence de sept structures d'écoulement dont la stabilité intrinsèque dépend des nombres de Prandtl et de Rayleigh. Pour des parois latérales conductrices, seulement trois des sept structures sont présentes en régime laminaire.

1.6 Les capteurs solaires héliothermiques

Le capteur solaire thermique (ou capteur héliothermique) est un dispositif conçu pour collecter l'énergie provenant du soleil et la transmettre à un fluide caloporteur. Il peut également être désigné par capteur photo-thermique par analogie au capteur photovoltaïque qui produit de l'électricité.

Il existe deux types de capteurs solaires thermiques : les capteurs à eau qui utilisent un liquide (eau, antigel) comme fluide caloporteur (figure 1.5) et ceux à air qui utilisent l'air comme fluide caloporteur.

On s'intéresse, de ce qui suit, au premier type des capteurs. Ils sont conçus pour des applications exigeant un apport d'énergie à température modérée inférieure à 100°C Duffie and Beekman [21]. Bien qu'une température plus élevée puisse être obtenue auprès des capteurs à haute efficacité, le capteur plan est l'élément central de tout système de chauffe-eau solaire.

L'efficacité de ce système repose sur les performances du capteur à plaques planes. Par conséquent, la plupart des travaux de recherche ont été axés sur l'amélioration de leur performances Antoni et al [22].

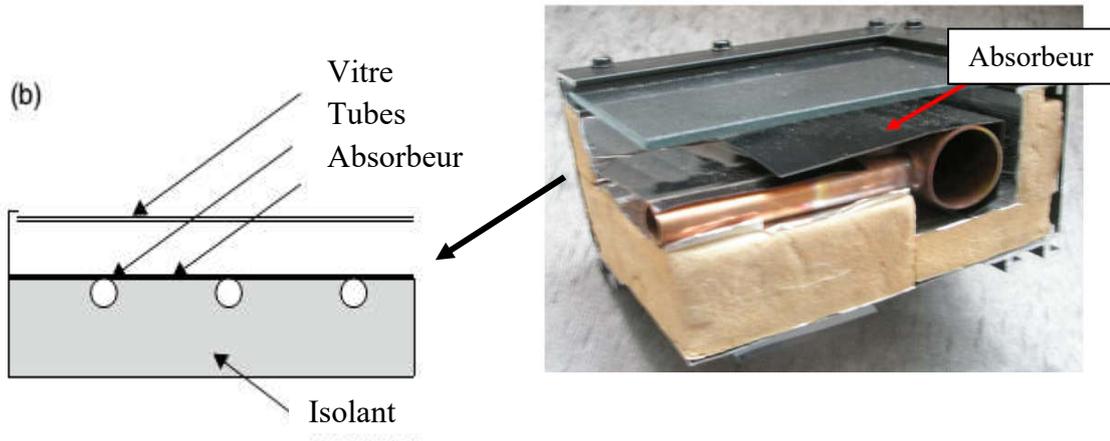


Figure 1.5: Capteur solaire plan à eau

1.6.1 Brève description d'un capteur solaire plan vitré à eau

La figure 1.5 montre un capteur solaire plan à eau. En général, il se compose des éléments suivants :

1-Le vitrage solaire : il est utilisé pour réduire les pertes par convection sur la plaque absorbante à travers la lame d'air stagnante entre la plaque absorbante et le vitrage.

Il réduit également les pertes de rayonnement du capteur car le verre est transparent au rayonnement à ondes courtes reçues, mais il est presque opaque au rayonnement thermique à ondes longues émis par la plaque absorbante (effet de serre). Le refroidissement de l'absorbeur dû au vent est évité par la couverture du vitrage.

2-L'absorbeur : c'est une plaque avec des tubes ou des passages qui y sont attachés pour le passage d'un fluide caloporteur.

Il existe différentes formes de réseau de tuyauterie comme ce qui est représenté dans la figure 1.6.

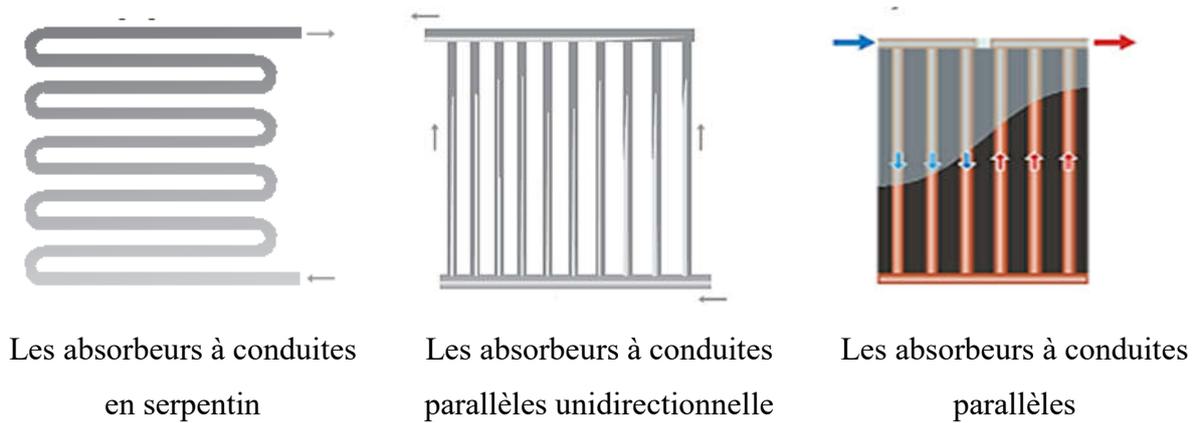


Figure 1.6: Principaux types de réseaux de tuyauteries dans l'absorbeur, Kalagirou [23]

Le rôle de l'absorbeur est de récupérer autant que possible le rayonnement solaire incident, de le réémettre le moins possible et de permettre un transfert efficace de chaleur vers le fluide caloporteur.

La plaque absorbante est généralement recouverte d'une couche à coefficient d'absorption élevé et à faible émittance (surface sélective).

La couleur noire est utilisée, mais divers revêtements de couleur ont été proposés dans les références [24-25] principalement pour des raisons esthétiques.

La figure 1.7 montre quelques conceptions de plaques absorbantes pour les chauffe-eaux qui ont été utilisées avec plus ou moins de succès [26].

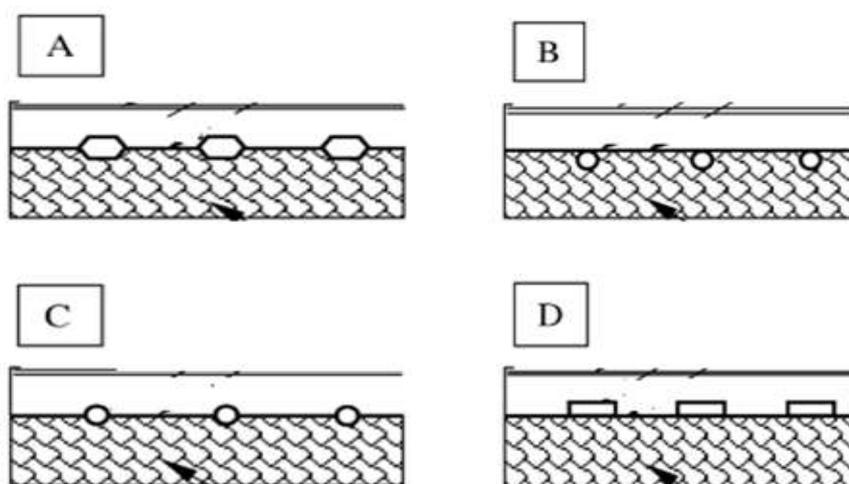


Figure 1.7: Différentes conceptions de la plaque absorbante

Les matériaux utilisés pour les plaques absorbantes comprennent le cuivre, l'aluminium, l'acier inoxydable, l'acier galvanisé, les plastiques et les caoutchoucs. Le cuivre semble être le matériau le plus couramment utilisé pour les plaques absorbantes et les tubes du serpentin en raison de sa conductivité thermique élevée et de sa résistance élevée à la corrosion.

Cependant, le cuivre est assez cher. Pour les applications à basse température (jusqu'à environ 50 °C ou 120 °C), une matière plastique, appelée polymère d'éthylène et de propylène (noms commerciaux EPDM, HCP, etc.), peut être utilisée pour fournir un matériau absorbant peu coûteux. Pour compenser la faible conductivité thermique, une grande surface est prévue pour le transfert de chaleur [27].

4. **Isolation** : a pour rôle de minimiser la perte de la chaleur à travers les côtés arrière et latérales.

5. **Conteneur** : est la boîte ou boîtier qui supporte les autres éléments du capteur.

1.6.2 Pertes thermiques d'un capteur solaire

La puissance utile délivrée par un capteur plan dépend des pertes thermiques et optiques à l'intérieur du système, la performance du capteur et de l'ensemble du chauffe-eau solaire peuvent être optimisée si les pertes sont réduites au minimum. Les pertes de chaleur dans le système de chauffe-eau solaire correspondent aux trois modes de transfert de chaleur, rayonnement, convection et conduction [28] (figure 1.8).

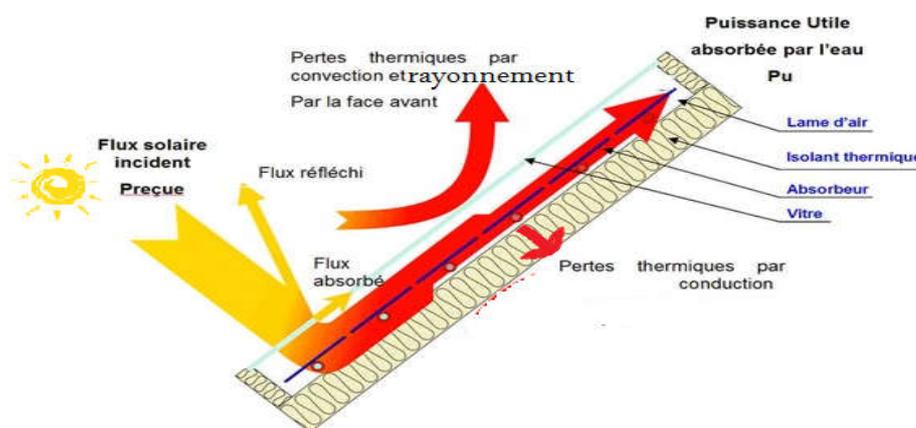


Figure 1.8 : Les différents échanges thermiques dans un capteur solaire plan

1.6.2.1 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Les pertes thermiques par conduction se produisent des cotés latéraux et à l'arrière de la plaque du capteur, elles sont peu importantes devant les pertes avant puisque le capteur est bien isolé à l'arrière. Le coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur U_{arr} dérive de la conductivité thermique K_{is} et de l'épaisseur L_{is} de l'isolateur inférieur :

$$U_{arr} = \frac{K_{is}}{L_{is}} \tag{1.5}$$

1.6.2.2 Pertes thermiques latérales

Pour un capteur bien conçu et ayant un très faible rapport de forme (périmètre / surface), les pertes latérales sont presque négligeables [29], Le coefficient de pertes latérales, basé sur la surface du collecteur [30], est donné par :

$$U_{lat} = \frac{K_{is}}{L_{is}} \cdot \frac{S_{lat}}{S_c} \tag{1.6}$$

Où

S_{lat} : Aire latérale du capteur (m²),

S_c : Aire du capteur (m²).

1.6.2.3 Pertes thermiques vers l'avant (la vitre) du capteur

Le coefficient de déperdition thermique vers l'avant U_{av} est évalué en considérant les pertes par convection et de rayonnement de la plaque absorbante vers le vitrage. Il s'exprime par :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cve}+h_{rve}} + \frac{1}{h_{cav}+h_{rav}}} \tag{1.7}$$

Où :

h_{cve} : Coefficient d'échange par convection entre le vitrage et l'air ambiant dû au vent [31].

Dans notre travail, le coefficient d'échange par convection entre le vitrage et l'air ambiant dû au vent a été estimé en utilisant l'équation dimensionnelle de Watmuff et al [32] :

$$h_{cve} = 2.8 + 3V_{vent} \quad V \leq 5 \text{ m/s} \tag{1.8}$$

h_{rve} : Coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et le ciel.

$$h_{rve} = \varepsilon_v \sigma (T_{ciel} + T_v) \cdot (T_{ciel}^2 + T_v^2) \cdot \frac{(T_v - T_{ciel})}{(T_v - T_{amb})} \quad 1.9$$

La température du ciel qui correspond à la température de la voûte céleste est donnée en fonction de la température ambiante T_{amb} . Plusieurs corrélations permettent de l'évaluer, la plus utilisée est celle donnée par Swinbank [33]:

$$T_{ciel} = 0.5222(T_{amb})^{1.5} \quad 1.10$$

h_{cav} : Coefficient d'échange par convection entre le vitrage et l'absorbeur.

Une revue des corrélations quantifiant le transfert de chaleur dans de telles situations a été réalisé par Buchberg et al [34]. Parmi ces corrélations, celle de Hollands et al [35] est largement utilisée. Elle traite la convection naturelle pour une lame d'air dans une cavité inclinée, chauffée par le bas. Cette corrélation est valable pour $1708 \leq Racosa \leq 5 \times 10^4$ et $15^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$ (α est l'inclinaison de la cavité) :

$$h_{cav} = \frac{Nu \lambda_{air}}{e_{air}} \quad 1.11$$

où λ_{air} et e_{air} sont respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de l'air entre le couvercle transparent et l'absorbeur.

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\alpha)^{1.6}}{Racosa} \right] \left[1 - \frac{1708}{Racosa} \right]^+ + \left[\left(\frac{Racosa}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad 1.12$$

Où l'exposant + signifie que seule la valeur positive du terme entre crochet sera prise en compte (i.e. prendre zéro si ce terme est de valeur négative).

h_{rav} : Coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et l'absorbeur.

Les pertes de rayonnement proviennent de la plaque absorbante en raison de la température de la plaque. h_{rav} est estimé par la corrélation suivante [29]:

$$h_{rav} = \sigma \frac{(T_v^2 + T_{abs}^2)(T_c + T_{abs})}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad 1.13$$

Il existe d'autre méthode pour la détermination du coefficient de déperdition thermique vers l'avant U_{av} . Nous utilisons des formules empiriques donnant des valeurs approchées d' U_{av} , pour toutes les valeurs pratiques des paramètres des équations (1.8), (1.9), (1.11) et

(1.13). L'approche la plus couramment utilisée est celle développée par Hottel et Woertz [36] et Klein [37], Yeh et al [38].

Ils ont utilisé cette approche pour l'étude de l'effet du facteur de forme sur l'efficacité d'un capteur solaire plan pour la production de l'eau chaude en tenant compte des pertes induites par le circuit hydraulique de récupération :

$$U_{av} = \left[\frac{N}{\frac{C_{air}}{T_{abs}} \left[\frac{T_{abs} - T_{amb}}{N+f} \right] e} + \frac{1}{h_{cve}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{abs} + T_{amb})(T_{abs}^2 + T_{amb}^2)}{[(\varepsilon_{abs} + 0.000591Nh_{cve})^{-1} + \frac{[2N+f-1+0.133\varepsilon_{abs}]}{\varepsilon_v} - N]} \quad 1.14$$

Où :

$$f = (1.0.089h_{cve} - 0.1166h_{cve}\varepsilon_{abs})(1 + 0.07866N),$$

$$C_{air} = 520(1 - 0.00005\beta^2) \text{ pour } :0^\circ < \beta < 70^\circ ; e = 0.43(1 - 100/T_{abs}),$$

N : Nombre de vitre,

ε_{abs} : Émissivité de la plaque absorbante.

L'évaluation du coefficient des pertes thermiques est la tâche fondamentale pour évaluer les performances du capteur solaire plan.

Le coefficient de pertes thermiques global U_T est la somme des trois coefficients déterminés ci-dessus :

$$U_T = U_{av} + U_{arr} + U_{lat}$$

Certains ouvrages proposent des bilans énergétiques, essentiellement sur les capteurs, sans préciser la nature de leur étude (expérimentation, simulation numérique ou étude théorique).

M.S. Hossain et al [39] a mentionné, dans sa revue sur l'évaluation des performances thermiques des capteurs solaires plans à eau, un bilan énergétique d'un capteur solaire plan vitré exposé ci-dessous (Fig 1.9), sans la précision des hypothèses d'obtention de ces valeurs.

Une partie du rayonnement réfléchi vers le ciel et une autre partie du rayonnement absorbé par le vitrage et le reste sont transmis par le vitrage et atteignent la plaque absorbante sous forme de rayonnement à ondes courtes, comme le montre la Fig 1.9

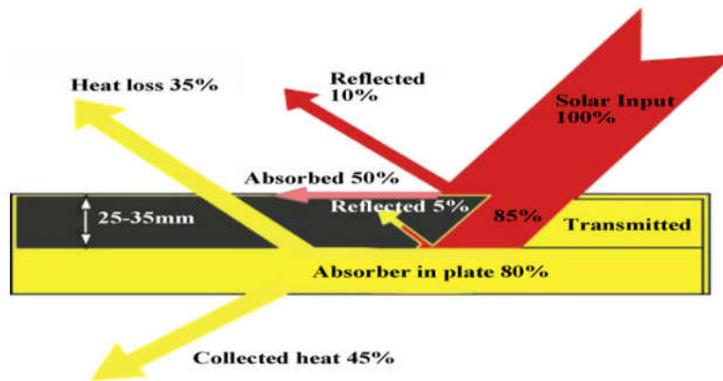


Figure 1.9: Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré [40]

1.6.3 Aperçu sur des différentes techniques utilisées pour améliorer l'efficacité des capteurs solaires plans

Pour piéger efficacement la chaleur du soleil, de nouvelles techniques et méthodes doivent être appliquées. Ces techniques visent à accroître l'efficacité thermique et la performance globale du capteur. De nombreuses études ont été réalisées par divers chercheurs pour améliorer les performances des collecteurs. Les points suivants résument brièvement ces études :

- a) Utilisation du polymère [41, 42, 43, 44] : L'avantage du polymère par rapport au métal est son faible coût de fabrication et son poids léger. La réduction du poids est d'environ 50%.
- b) Modifications de la conception des plaques absorbantes pour une meilleure capture du rayonnement.
- c) Mini et micro canaux pour le fluide caloporteur [45,46]: Le principal avantage qui attire les chercheurs à cette technique est le potentiel de transfert de chaleur élevé.
- d) L'utilisation de nano fluide en tant que fluide caloporteur [47,48,49] : La conductivité thermique de l'eau est faible, il est donc important de trouver une alternative pour améliorer les performances du capteur. L'ajout des particules nanométriques, de conductivité thermique élevée tels que les métaux et les oxydes métalliques etc. dans le fluide caloporteur, permet d'augmenter leur conductivité thermique.
- e) Méthodes de réduction des pertes de la chaleur : Les performances thermiques sont très affectées par les pertes de chaleur provenant de diverses sections. La région vers le haut est totalement exposé à l'environnement et par conséquent la chaleur perdue de cette région est

importante. Elle est due à la convection et à la radiation [50,51]. Différentes études relatives à la réduction des pertes de la chaleur ont été réalisées. Nous en résumons certaines d'entre elles (les pertes avant) dans les points suivants :

- L'effet de remplacer l'air entre l'absorbeur et le couvercle de verre par un autre gaz, en particulier du gaz inerte [52]. Le principal avantage de l'utilisation du gaz dans l'espace est la diminution du taux de transfert de chaleur et, en même temps, la réduction du condensat d'humidité et de la poussière due à l'espace clos rempli de gaz. Le principal problème lié à l'utilisation d'autres gaz réside dans les complications de conception.
 - L'effet du nombre et des propriétés du vitrage [53,54]: Le capteur à double vitrage offre une performance thermique inférieure à celle du triple vitrage. Avec le capteur à triple vitrage, la quantité de rayonnement interceptée et transmise à l'absorbeur est diminuée, mais les pertes globales sont réduites.
 - L'effet d'utiliser des techniques de revêtements sélectifs [55] et de traitement antireflet [56]: Une autre méthode employée pour réduire les pertes au niveau des capteurs solaires, tout en augmentant la quantité d'énergie absorbée est la pose à la surface de l'absorbeur d'un revêtement sélectif et améliorer le facteur de transmission de la couverture classique de verre par un traitement antireflet.
 - L'effet d'insérer entre l'absorbeur et la couverture transparente des partitions (matériau isolant transparent) [57] : Ces partitions transparentes au rayonnement solaire, bloquent le rayonnement émis par la surface réceptrice. En outre, elles présentent l'avantage de supprimer en grande partie les pertes par convection. Un capteur plan équipé de partitions peut donner des performances comparables à celles du capteur à tube sous vide [58]. Cette technique est l'objet de notre étude .
- f) L'utilisation de dispositifs d'amélioration : L'insertion d'un dispositif pour augmenter le transfert de la chaleur vers le fluide caloporteur à l'intérieur des tubes est l'une des méthodes qui permettant d'améliorer les performances thermiques du capteur sans trop de modifications et en conservant une taille compacte [59,60].

- g) Un espace entre un collecteur et un réflecteur a été maintenu face à face selon un angle tel que le capteur reçoit les rayonnements réfléchis par le réflecteur avec un rayonnement direct et diffus [61].
- h) Employer MCP [62,63] : Le principal inconvénient des systèmes solaires thermiques est le stockage de l'énergie solaire. Les systèmes fonctionnent pendant la journée, mais pour avoir de l'eau chaude pendant la nuit, des systèmes de stockage sont nécessaires pour que ces systèmes rendent non seulement le système encombrant, mais le rendent également plus coûteux. Les capteurs solaires à matériau à changement de phase MCP présentent des caractéristiques prometteuses qui peuvent éliminer le besoin d'unités de stockage. Les principaux avantages de ces collecteurs impliquent une grande capacité spatiale et un comportement isotherme lors de la fusion.

1.7 Revue bibliographique

Un bon convertisseur solaire thermique nécessite un contrôle efficace des pertes de la chaleur vers l'environnement, les pertes à travers le vitrage sont les plus importantes [40], l'insertion des partitions dans la lame d'air entre l'absorbeur et le vitrage s'avère comme une alternative économique pour minimiser les pertes à travers le vitrage surtout ceux causés par la convection [64,65,66]. La convection naturelle dans les cavités munies des partitions a été largement étudiée numériquement et expérimentalement jusque récemment Han et al 2018 [67].

Debayan Das et al (2017) [68] présente dans leur review différents travaux qui mis en évidence l'intérêt d'ajouter des partitions pour la suppression du flux convectif. Jetli et al [69] ont étudié numériquement l'influence de l'emplacement de deux partitions décalées sur la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée, les résultats montrent que le transfert thermique est affecté de manière significative par la position des partitions. Le nombre de Nusselt moyen sans partitions est supérieure à la valeur correspondante dans une cavité avec partitions pour toutes les positions. La valeur de Nusselt moyenne diminue lorsque la partition supérieure est déplacée vers la paroi froide et que la partition inférieure se dirige vers la paroi chaude verticale.

Shaw et al [70] ont décrit à travers une étude numérique le phénomène de la convection naturelle dans une cavité carrée équipée d'une partition, la dernière est parallèle aux deux parois verticales isothermes de la cavité, les parois horizontales de la cavité sont

adiabatiques, ils ont constaté que le transfert de la chaleur diminuait avec l'augmentation de la hauteur de la partition. La mise en place de la partition a un impact important sur les caractéristiques de transfert de la chaleur dans la cavité.

Bilgen [71] a réalisé une étude numérique dans des cavités carrées différentiellement chauffées formées par des parois isothermes verticales et des parois adiabatiques horizontales. Une ailette mince est fixée sur la paroi chaude. Il a trouvé que le transfert de la chaleur peut être supprimé jusqu'à 38% en choisissant les paramètres thermiques et géométriques appropriés d'ailette.

Hua-Shu Douet al [72] ont étudié aussi numériquement l'influence de la ou des partitions dans une cavité où la paroi gauche et droite de la cavité sont chauffées différentiellement. Les partitions sont fixées sur la paroi chaude. Il a été confirmé que la partition bloque le transfert de chaleur avec un Ra relativement petit, et améliore le transfert de chaleur avec un Ra relativement important.

A. Mezrhab et al (2006) [73] dans leur travail, ils ont étudié l'effet de l'attachement des partitions sur la paroi froide d'une cavité carrée pour diverses inclinaisons. Parmi ses conclusions est la diminution du nombre Nusselt avec l'augmentation du nombre des partitions. Cependant, à partir d'un certain nombre de partitions, le nombre de Nusselt devient presque constant.

M. Belkadi [74] et al ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée inclinée. La paroi chaude à température constante, est ondulée et comporte des cloisons. La paroi opposée est rectiligne et a une température constante plus froide. Les parois horizontales sont isolées thermiquement. Les résultats obtenus pour le nombre de Rayleigh jusqu'à 10^6 et pour différents angles d'inclinaison montrent que le transfert de chaleur diminue considérablement quand les cloisons sont attachées à la paroi chaude.

M. Jami et al (2008) [75] ont fait une étude paramétrique de l'effet du nombre et de la longueur des partitions sur le champ thermique et dynamique au sein d'une enceinte de rapport de forme élevé. L'enceinte est formée par des parois isothermes verticales et des parois adiabatiques horizontales. Les partitions sont attachées à la paroi froide. Cette étude numérique a confirmé que les effets des partitions dans la réduction du transfert de chaleur dépendent de la valeur de Ra. Pour $Ra = 10^4$ une réduction maximale du transfert de chaleur est observée.

N. Yucel et al [76] ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur dans des enceintes carrées cloisonnées. La paroi latérale gauche et droite des enceintes sont maintenues à des températures différentes et les parois horizontales sont adiabatiques. Les cloisons ayant une épaisseur finie et ils sont fixées sur les parois supérieure et inférieure de l'enceinte. Ils ont observé que la conduction est le mode de transfert de la chaleur dominant aux faibles nombres de Rayleigh et le nombre de Nusselt moyen diminue avec un nombre croissant des partitions.

Ghoneim [57] a fait une étude expérimentale. Il a étudié l'effet de la variation de l'épaisseur d'air de l'intervalle c entre 0 et 12 mm au-dessus et en dessous du matériau en nid d'abeilles. Il a constaté qu'un écart d'épaisseur inférieur à 3 mm offre le meilleur rendement entre tous les arrangements avec un plus faible coefficient de déperdition thermique. Cette étude a révélé que les composants du capteur solaire en nid d'abeilles avec un épaisseur d'intervalle d'air au-dessus et en dessous du matériau permettent de supprimer la convection, sans réduire l'efficacité globale du capteur solaire, la structure en nid d'abeille réduit le rendement optique ($\tau\alpha$) d'environ 14%.

La convection naturelle tridimensionnelle de l'air dans une enceinte cubique avec une partition attachée à la paroi chaude est étudiée numériquement pour des nombres de Rayleigh de 10^3 - 10^6 par L. Ramon et al [77]. La paroi droite était froide et les deux parois horizontales étaient adiabatiques. L'étude a montré que l'effet de blocage de partition est réduit avec l'augmentation du rapport de la conductivité thermique de matériau des partitions et de l'air à l'intérieur de l'enceinte R_k .

Ahmed Elatar et al [78] ont étudié numériquement le même problème que [77] et ils ont conclu que le taux de l'efficacité de suppression des partitions augmente avec la diminution R_k .

Kamil Kahveci (2007) [79] a étudié l'effet des partitions dans une cavité chauffée par un flux de chaleur uniforme sur la paroi verticale et refroidie à une température constante sur le côté opposé. Les résultats montrent que le nombre moyen de Nusselt diminue avec l'augmentation de la distance entre le mur chaud et la partition. L'épaisseur de la partition a peu d'effet sur le nombre de Nusselt moyen.

Akiyama et Chong [80] et Akiyama and Chong [81] ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle et par rayonnement dans une enceinte carrée différentiellement chauffée. Ils

ont montré que l'influence du rayonnement sur la convection naturelle était non négligeable, la même conclusion a été achevée par Balaji and Venkateshan [82] et Han et al [83].

Mezrhab et al [84-85] ont étudié numériquement le couplage convection naturelle rayonnement dans une enceinte carrée différentiellement chauffée au centre de laquelle, se trouve un bloc solide conducteur carré, et qui génère de la chaleur. Basé sur la méthode des volumes finis, ont constaté que les structures des isothermes et des lignes de courant dans l'enceinte sont fortement affectées par le transfert de chaleur radiatif. En plus, celui-ci augmente considérablement le transfert de chaleur global dans l'enceinte, et permet un bon refroidissement du bloc solide qui génère la chaleur.

Ramesh and Venkateshan [86] ont étudié expérimentalement l'effet de la résistance thermique de la partition ainsi que l'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement. La partition est située au centre à l'intérieur d'une cavité carrée différentiellement chauffée, formée par deux parois horizontales adiabatiques et deux parois verticales isothermes. Il a été constaté qu'il y a une réduction de la convection naturelle en raison de la présence du rayonnement. La réduction du nombre de Nusselt total pour une cavité partitionnée ayant des parois et partitions très émissives s'est avérée indépendante du nombre de Rayleigh dont la gamme est de 5.10^4 - 1.10^6 .

La convection naturelle tridimensionnelle dans un capteur solaire incliné équipé de cloisons a été étudiée numériquement par O. Yejjer et al [87]. Une étude paramétrique a été réalisée pour différentes longueurs des partitions et des nombres de Rayleigh, le nombre de Prandtl est fixé à 0.71 et l'angle d'inclinaison 45° . La présence de cloisons améliore les performances du capteur solaire en augmentant le transfert de chaleur à proximité de l'absorbeur.

Amraqui et al [88] ont étudié numériquement la combinaison de la convection naturelle et du rayonnement dans une géométrie partitionnée similaire à celle d'un capteur solaire héliothermique afin de minimiser les pertes thermiques à travers le vitrage. Ils ont placé verticalement de petites cloisons transparentes appelées « nid d'abeilles » devant l'absorbeur et fixées au vitrage afin de supprimer le mouvement de fluide convectif. En modifiant la longueur des partitions, les structures des lignes de courant et des isothermes ont été affectées et le nombre de Nusselt moyen a été réduit.

Zemani et al [89] ont considéré une géométrie ondulée qui présentait trois ondulations et cloisons introduites sur les crêtes du côté chaud d'une enceinte cubique. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt diminue lorsque la longueur des partitions augmente.

L'étude analytique et numérique de la convection naturelle a été réalisée par Vasseur et Wang [90] en considérant un milieu poreux confiné dans une cavité rectangulaire inclinée contenant N partitions et un flux thermique est imposés sur la paroi chaude. Les auteurs ont mentionné que pour une seule partition, la réduction maximale du transfert de la chaleur dans le régime intermédiaire est atteinte lorsque la partition est située au centre et pour N partitions équidistantes, le nombre de Nusselt varie inversement avec $(1 + N)^{4/5}$.

L'effet de l'angle d'inclinaison sur la convection naturelle tridimensionnelle (3D) dans une cavité rectangulaire inclinée similaire à un capteur solaire équipé de cinq cloisons fixées au vitrage a été étudié numériquement par Olfa Yejjer et al [91,92]. L'effet de rayonnement est négligeable. Ils ont conclu que la présence de cloisons améliore les performances du capteur. Pour $Ra = 10^4$ et pour les angles 0° et 60° , Nu diminue avec l'augmentation de la longueur de la partition, cette variation est si faible.

Ben-Nakhi et Chamkha [93] ont évalué numériquement la convection naturelle dans une enceinte inclinée comportant deux cloisons. Les parois verticales sont à deux températures différentes et les parois horizontales sont isolées. Deux cloisons ont été localisées sur la paroi inférieure avec la même distance. Ils ont constaté que la vitesse d'écoulement diminue lorsque la hauteur de la cloison augmente. Par conséquent, le transfert de chaleur diminue. De plus, en augmentant la pente de 30° , la valeur moyenne de Nusselt diminue.

Y. T. Yang et P. J. Chen [94] ont étudié numériquement l'influences de la longueur, l'épaisseur de la partition et le pas entre les partitions dans un capteur solaire. Les partitions sont fixées au vitrage. Ils ont négligé l'effet de rayonnement. Les résultats montrent que la variation de la longueur de la partition affecte de manière significative les performances thermiques. Tandis que l'épaisseur de la partition n'a qu'un léger effet.

Conclusion

L'état de l'art présenté dans le premier chapitre montre que pour les cavités de type capteur solaire, les conditions aux limites appliquées ne reflètent pas les conditions réelles de mise en marche du capteur solaire. Pour l'effet des partitions sur la suppression de la

convection, il y a peu de recherches abordant ce sujet en 3D en absence et en présence de rayonnement. Ainsi peu de recherche qui étudie l'effet de la position des partitions (collé à l'absorbeur, collé au vitre et suspendue) sur la suppression de la convection et quel meilleur emplacement qui donne les bons résultats soit en 2D ou 3D.

Le comportement de l'air à l'intérieur des cavités tridimensionnelles de type capteur solaire est complexe, notamment lors de la présence des partitions. La prise en compte des différents phénomènes physiques tels que : le rayonnement, la convection et la conduction est nécessaire pour une modélisation efficace. Le choix des propriétés de verre, l'isolation et de l'absorbeur, la sélection du matériau des partitions avec les dimensions approprié, l'angle d'inclinaison, l'orientation sont des paramètres importants pour une évaluation et une maîtrise efficace de l'énergie de capteur.

CHAPITRE 2

APPROCHE MATHÉMATIQUE

Introduction

Ce chapitre concerne la modélisation des écoulements de la convection naturelle qui se développent à l'état stationnaire, au sein d'une cavité bidimensionnelle fermée et à l'état instationnaire au sein d'une cavité tridimensionnelle fermée, en présence des partitions dans le volume d'air. La convection thermique fait intervenir le transport de la chaleur par le mouvement de la matière. Les équations nécessaires à la modélisation de ce processus doivent donc décrire d'une part le mouvement de la matière, et d'autre part le transport de la chaleur. C'est précisément ce que font les équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de l'énergie. Le problème de Rayleigh-Bénard dans ce qui suit, sera modélisé en se servant des lois de conservation en introduisant des hypothèses simplificatrices. Ces équations nous permettent de rendre compte des mouvements de convection rencontrés au sein du fluide, notamment l'évolution de la vitesse, de la température et les échanges de la chaleur.

2.1 L'approximation de Boussinesq

L'approximation de Boussinesq proposée telle que dans FLUENT [101] consiste à définir des propriétés thermo-physiques constantes en introduisant le coefficient d'expansion thermique β . Toutes les propriétés sont donc considérées constantes dans tous les termes des équations sauf pour le terme de gravitation, représentant la poussée d'Archimède.

Cette approximation est supposée correcte lorsque le changement de densité est relativement faible. En effet, on introduit un coefficient d'expansion thermique constant qui implique que le changement de la densité est une fonction linéaire de la température. Cette approximation trouve sa justification dans le cas de faibles écarts de température enregistrés dans le système physique [96-97-98]. Cette approximation est valide selon [101] lorsque le critère suivant est vérifié :

$$\beta (T - T_0) \ll 1 \quad 2.1$$

2.2 Equations de conservation en convection naturelle

Les équations décrivant le mouvement du fluide, issues des lois du principe fondamental de la dynamique. La résolution d'un problème de mécanique des fluides revient à déterminer en tout point et à tout instant les variables représentatives du fluide considéré, telles que : la pression, la masse volumique, les composantes de vitesse, la température, etc.

Les conditions aux limites doivent être définies. La détermination des différentes variables représentatives du fluide, nécessite un nombre d'équations égalent au nombre de ces variables.

Le développement des principes de conservation, (MDF et thermodynamique), permet d'obtenir les équations de conservation : l'équation de la masse, les équations de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

2.2.1 Equation de conservation de la masse

A partir d'un bilan massique sur un volume élémentaire du fluide, la masse contenue dans ce volume est constante. Le taux de variation de la masse contenue dans ce volume doit donc être nul. Elle s'écrit de la manière suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad 2.2$$

Tel que:

- $\frac{\partial \rho}{\partial t}$: Terme instationnaire de la variation locale de la masse en fonction du temps ;
- $\text{div}(\rho \vec{u})$: Variation convective due au champ de vitesses ;

Dans l'absence du terme source, l'équation de conservation de la masse en coordonnées cartésiennes pour un fluide incompressible est donnée par :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad 2.3$$

Tel que u_i est la composante de la vitesse dans une direction donnée.

Souvent, cette équation est appelée équation de continuité. Bien que seul le volume matériel soit considéré, seul le domaine d'intégration est modifié.

2.2.2 Equation de la conservation de la quantité de mouvement

La loi fondamentale de la mécanique stipule que la variation de quantité de mouvement d'un système matériel est égale à la somme des forces appliquées. En d'autres termes, les « sources » de quantité de mouvement sont les forces appliquées au système [95].

D'où :

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} \vec{V} = \rho \vec{g} - \overrightarrow{\text{grad}} p + \mu \left(\Delta \vec{V} + \frac{1}{3} \overrightarrow{\text{grad}} \text{div} \vec{V} \right) \quad 2.4$$

$$\text{div} \vec{V} = 0$$

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} \vec{V} = \rho \vec{g} - \overrightarrow{\text{grad}} p + \mu \Delta \vec{V} \quad 2.5$$

2.2.3 Equation de la conservation de l'énergie

L'équation d'énergie peut être tirée du premier principe de la thermodynamique, elle peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\rho C_p \left[\frac{dT}{dt} + \vec{V} \cdot (T \vec{\nabla}) \right] = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} - p \vec{\nabla} \cdot \vec{V} + \bar{\tau} : \vec{\nabla} \cdot \vec{V} + S_h \quad 2.6$$

- $-\vec{\nabla} \cdot \vec{q}$: La densité de flux de chaleur fourni au système extérieur par conduction avec $\vec{q} = \lambda_f \nabla T$,
- $-p \vec{\nabla} \cdot \vec{V}$: La puissance des forces de la pression,
- $\bar{\tau} : \vec{\nabla} \cdot \vec{V}$: La puissance des forces de la viscosité,
- S_h : Terme de source de chaleur volumique (électrique, chimique, mécanique...).

Les coefficients C_p et λ_f sont respectivement, la capacité calorifique et la conductivité thermique du fluide.

2.3 Simplification du système d'équations et hypothèses simplificatrices

Les équations de Navier-Stokes, même exprimées dans le cadre de l'approximation de Boussinesq restent mathématiquement d'un formalisme particulièrement ardu. Il s'agit en effet d'équations aux dérivées partielles en temps et en espace, non linéaires et fortement couplées. Aucun cadre général n'existant pour ce genre de problèmes, des hypothèses simplificatrices sont formulées afin d'obtenir des modélisations abordables mathématiquement. Les mathématiques appliquées ont ouvert un vaste chemin pour la résolution même approchée de ce problème.

Les hypothèses de simplification retenues afin de réduire les équations générales aux problèmes étudiés dans ce travail sont les hypothèses classiques généralement retenues dans les études de la convection.

- L'écoulement engendré est laminaire instationnaire pour le cas 3D,
- Stationnaire pour le cas 2D,

- Le fluide étudié est Newtonien et incompressible,
- Les propriétés thermophysiques sont supposées indépendantes de la température, exceptée la masse volumique intervenant dans le terme de poussée d'Archimède où nous avons considéré l'approximation de Boussinesq. La variation de la masse volumique est approchée par la loi linéaire :

$$\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T) \tag{2.7}$$

Sachant que : $\beta = \frac{-1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$ est le coefficient de dilatation à pression constante.

ρ_0 : La masse volumique à la température de référence T_0 .

Après l'introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut considérer que les équations suivantes décrivent le phénomène de la convection naturelle dans la cavité de type capteur solaire (absorbeur-vitrage).

Dans cette section, nous présentons le système d'équations. Ces équations décrivent le mouvement d'air à l'intérieur de la cavité, en reflétant les hypothèses simplificatrices, nous arrivons au système d'équations suivant :

-Equation de la continuité :

- $\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \tag{2.8}$

- Equation de la quantité de mouvement :

- $\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \vec{V}\vec{V} = -\beta(T - T_0)\vec{g} - \frac{-1}{\rho_0}\vec{\nabla}p + \nu\vec{\nabla}(\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \tag{2.9}$

- Equation de l'énergie :

- $\frac{dT}{dt} + \vec{\nabla} \cdot (T\vec{V}) = a\nabla^2 T + S_h \tag{2.10}$

Où

ν : La viscosité cinématique du fluide à la température de référence T_0 : $\nu = \frac{\mu}{\rho_0} \left(\frac{m^2}{s}\right)$

a : La diffusivité thermique du fluide : $a = \frac{\lambda_f}{\rho \cdot c_p} \left(\frac{m^2}{s}\right)$

Pour le cas 2D l'écoulement est stationnaire, les équations représentatives du problème étudié s'écrivent :

Equation de la continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad 2.11$$

Equation de la quantité de mouvement :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - g\beta(T - T_0)\cos\alpha \quad 2.12$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - g\beta(T - T_0)\sin\alpha \quad 2.13$$

- Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S_h \quad 2.14$$

Pour le cas 3D l'écoulement est instationnaire, les équations représentatives du problème étudié s'écrivent :

- Equation de la continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad 2.15$$

- Equation de la quantité de mouvement :

Suivant x :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] - g\beta(T - T_0)\cos\alpha \quad 2.16$$

Suivant y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] - g\beta(T - T_0)\sin\alpha \quad 2.17$$

Suivant z :

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad 2.18$$

- Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + S_h \quad 2.19$$

2.4 Transfert radiatif

La présence du rayonnement solaire rend l'échange radiatif de grande importance dans notre cas, et on doit le simuler. La prise en compte du rayonnement dans les écoulements de convection naturelle s'avère incontournable pour une modélisation efficace des transferts de chaleur et de la dynamique de l'écoulement.

Dans cette partie, les surfaces considérées seront d'abord supposées opaques et isotropes. Les propriétés radiatives de chaque surface solide sont indépendantes de la direction, et elles vérifient la loi de Kirchoff : $\varepsilon = \alpha = 1 - r$, où α , r et ε sont, respectivement, l'absorptivité, la réflectivité et l'émissivité de la surface solide. La mise en œuvre du transfert radiatif dans le bilan thermique de chaque élément de la cavité munie des partitions nécessite la résolution de l'équation du transfert radiatif (ETR), qui est couplé ensuite à l'équation de conservation de l'énergie.

2.4.1 Equation de Transfert Radiatif

L'ETR est le résultat d'un bilan établi sur un volume élémentaire représentant la conservation de la luminance :

$$\frac{dI(s, \vec{\Delta})}{ds} + (k_\lambda + \sigma_{\lambda, s}) \cdot I_\lambda(s, \vec{\Delta}) = k_\lambda n^2 I_\lambda^0(T(s)) + \frac{\sigma_{\lambda, s}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(s, \vec{\Delta}') \Omega(\vec{\Delta}, \vec{\Delta}') d\Omega' \quad 2.20$$

tel que :

$\vec{\Omega}'$: Vecteur direction de diffusion.

k_λ : Coefficient d'absorption (m^{-1}).

$\sigma_{\lambda,s}$: Coefficient de diffusion.

σ : Constante de stefan-Boltzman.

I: Luminance.

T: Température locale.

Ω : Fonction de phase.

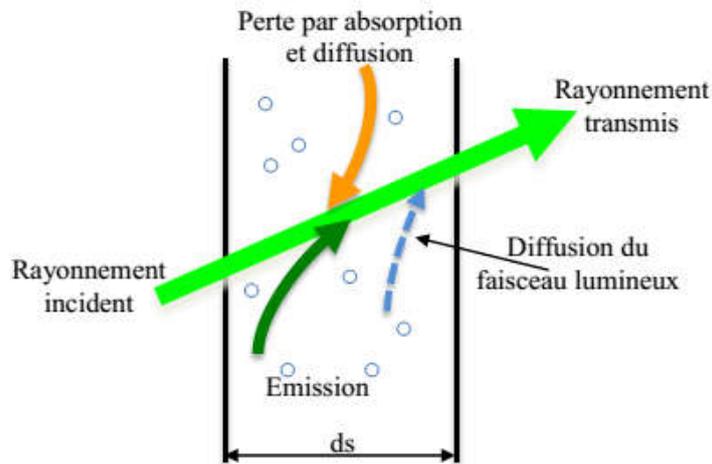


Figure 2.1: Quantités radiatives participant au transfert radiatif local, fluent[101].

Pour le cas des milieux semi-transparents, correspondent au présent cas d'étude, on suppose que les milieux non diffusants, ainsi, la variation totale de la luminance est le résultat du gain par émission du milieu et perte par absorption. L'ETR, devient sous la forme suivante, Siegel et al. [118] :

$$\frac{dI(s,\vec{\Delta})}{ds} + (k_\lambda) \cdot I_\lambda(s,\vec{\Delta}) = k_\lambda n^2 I_\lambda^0(T(s)) \tag{2.21}$$

2.4.2 Couplage de L'ETR et l'équation de l'énergie

Donc, pour le couplage de L'ETR et l'équation de l'énergie, en assimilant la divergence du flux radiatif à un terme de source local radiatif, noté par $S_h = S_{rad}$.

La détermination du champ de température, nécessite la résolution de l'équation d'énergie avec le terme source radiatif. L'expression de la source locale radiative doit être donné en fonction de la luminance qu'est la solution de L'ETR (2.19).

Pour une longueur d'onde λ et une position s , l'expression de la source locale radiative est donné par l'équation suivante: Siegel et al [118]

$$S_{rad,\lambda}(s) = \text{div}\vec{Q}_{rad,\lambda}(s) = 4\pi k_{\lambda}(s)n_{\lambda}^2 I_{\lambda}^0 [T(s)] - k_{\lambda}(s)G_{\lambda}(s) \quad 2.22$$

Où :

k_{λ} : Coefficient d'absorption monochromatique.

n_{λ} : Indice de réfraction monochromatique.

$G_{\lambda}(s)$: Rayonnement incident monochromatique.

2.5 Transfert de chaleur

L'étude du transfert de chaleur le long de l'absorbeur du capteur solaire soumis à des flux de chaleur constants, nécessite la détermination des taux de transfert de chaleur, donnés par le biais du nombre de Nusselt moyen. La valeur de ce dernier, lorsque le flux de chaleur traversant un absorbeur ou un vitrage horizontalement, est définie comme étant la somme du nombre de Nusselt moyen convectif et radiatif :

$$Nu_m = Nu_{cv} + Nu_r \quad 2.23$$

L'évaluation du coefficient de transfert de chaleur convectif (sans présence du rayonnement), est basée, sur le flux de chaleur convectif à la paroi et la différence de température entre l'air du canal et la paroi (verre ou lamelles), il est donné par :

$$h_{cv} = \frac{q_{cv}}{(T_p - T_f)} = \frac{q_{tot} - q_r}{(T_p - T_f)} \quad 2.24$$

Conclusion

Dans le présent chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique relatif à l'approche CFD. Les équations et les hypothèses nécessaires sont décrites. Dans le chapitre 3, nous décrivons la méthode numérique utilisée pour la résolution du système d'équations retenus, ainsi que les outils mathématique requis pour atteindre aux objectifs de cette thèse.

CHAPITRE 3

OUTILS NUMERIQUES ET METHODE
DE RESOLUTION

Introduction

Le comportement des écoulements et des transferts dans une enceinte fermée en convection libre est décrit par des équations aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires, présentées dans le chapitre 2. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide des techniques numériques. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature, les plus habituellement utilisées sont :

- La méthode des différences finies.
- La méthode des éléments finis.
- La méthode des volumes finis.

Le principe général de ces méthodes est de transformer l'ensemble des équations différentielles en équations algébriques linéaires. Dans ce contexte, il existe plusieurs codes de calcul numérique, pour résoudre ce type d'équations. Dans le présent travail, on a choisi le code CFD FLUENT 6.3, basé principalement sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations et la simulation des phénomènes de la convection et du rayonnement dans la lame d'air du capteur solaire.

En général, la résolution d'un problème physique à l'aide du logiciel FLUENT nécessite trois étapes principales :

- La description et la définition géométrique du domaine
- La sélection des schémas numériques et les conditions opératoires
- La résolution itérative des équations algébriques puis le traitement des résultats.

Nous allons présenter dans ce chapitre, après la description de la géométrie à étudier, la principale démarche à suivre lors de l'exécution du code FLUENT, pour la résolution des équations gouvernantes du présent problème.

3.1 Modèle physique

La première étape pour entamer le calcul CFD est la définition du domaine de calcul, par la création d'une géométrie. Le choix entre une géométrie en deux dimensions (2D) et une géométrie en trois dimensions (3D) c'est une phase importante lors de la définition de la géométrie. Rappelons que, pour le cas (2D), le domaine de calcul est présenté par des faces, alors que pour la présentation (3D), le domaine de calcul est présenté par des volumes. Pour notre cas et pour voir l'effet de la tridimensionnalité, l'étude a été réalisée sur des formes géométriques bidimensionnelles et tridimensionnelles ayant les mêmes dimensions de capteur solaire thermique étudié expérimentalement par [98].

3.1.1 Le modèle physique en 2D

Le modèle physique considéré est présenté dans la figure 3.1. Il s'agit d'une cavité rectangulaire contenant de l'air, supposé parfaitement transparent au rayonnement constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales. La cavité est de longueur $L=1\text{m}$, de hauteur $H = 2\text{cm}$, inclinée d'un angle $\theta = 45^\circ$ par rapport à l'horizontale. Des partitions ont été introduits dans la lame d'air et comme nous cherchons à trouver le meilleur emplacement des partitions pour une meilleure performance du capteur solaire nous avons étudié trois situations :

- Cas des partitions collées à la vitre.
- Cas des partitions collées à l'absorbeur.
- Cas des partitions suspendues.

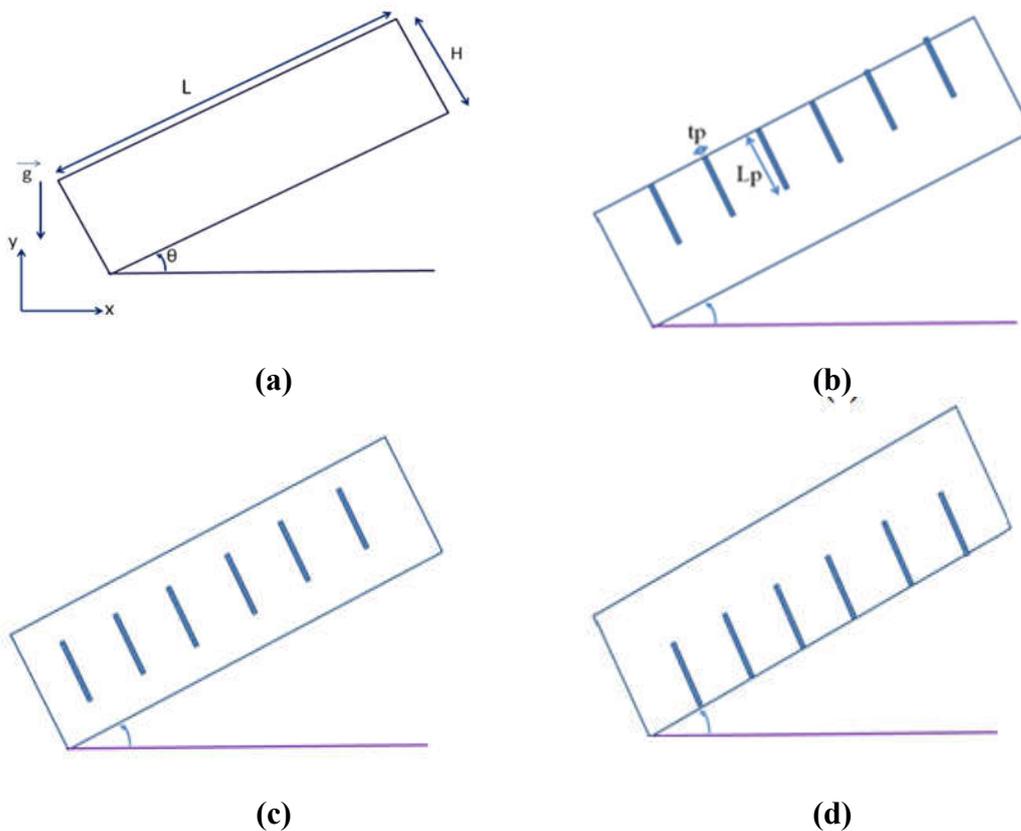


Figure 3.1 : Géométrie du domaine d'étude cas 2d

(a) Cavité sans Partitions, (b) Partitions collées à la vitre, (c) Partitions collées à l'absorbeur
et (d) Partitions suspendues

3.1.2 Le modèle physique en 3D

Le modèle physique considéré est présenté dans la figure 3.2. Il s'agit d'une cavité parallélépipédique constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales isolantes, inclinée d'un angle $\theta = 45^\circ$, de longueur L et de largeur l . La longueur L est fixée à 1 m, la largeur prend la valeur 0.1m et l'épaisseur de la lame d'air prend la valeur $H = 1$ cm. L'épaisseur du verre étant $e_v = 4$ mm.

La face inférieure est soumise à un flux de chaleur constant. Ce flux de chaleur simule l'énergie reçue par le rayonnement solaire sur une face d'épaisseur négligeable. Des partitions ont été introduites dans la lame d'air comme le modèle 2D, pour voir l'effet de la tridimensionnalité sur le choix de meilleur emplacement des partitions.

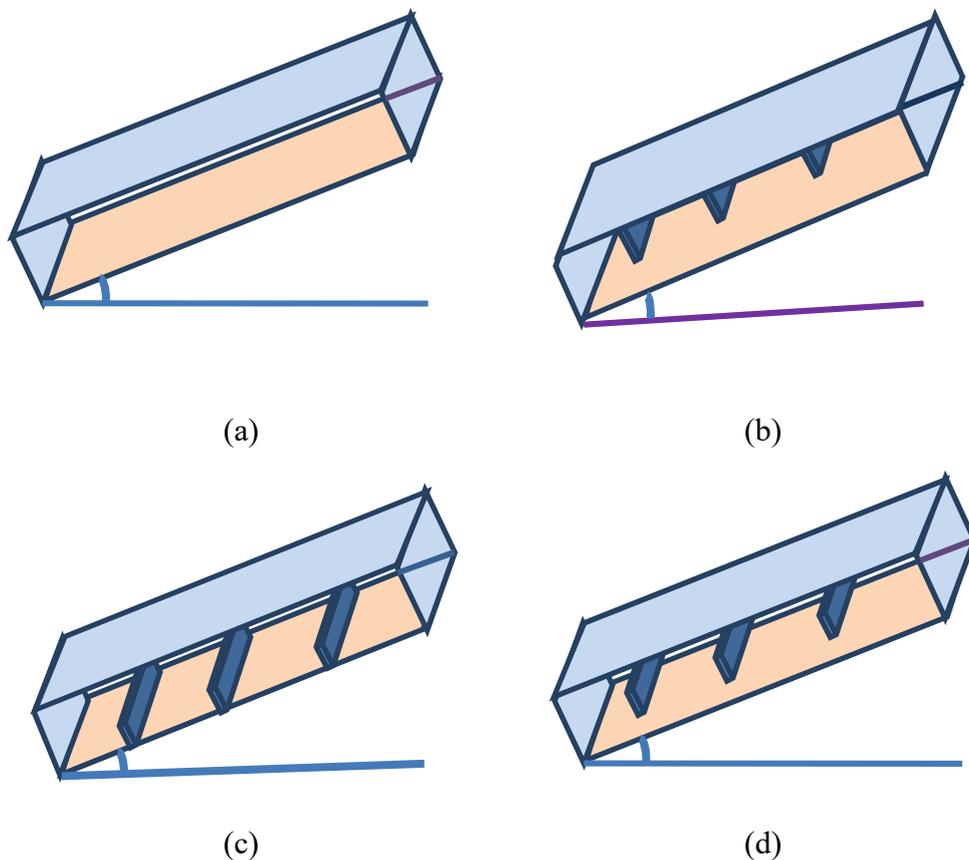


Figure 3.2 : Géométrie du domaine d'étude : Cas 3D

(a) Cavité sans partitions, (b) Partitions collées à la vitre, (c) Partitions collées à l'absorbeur, (d) Partitions suspendues

3.2 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis (MVF) est l'une des méthodes les plus utilisées en CFD pour la résolution des équations décrites dans le chapitre 2. Elle consiste à définir à l'intérieur du domaine de calcul une grille de points appelés nœuds. Chaque nœud se trouve entouré par un volume de contrôle élémentaire. Chaque volume est délimité par : deux interfaces dans le cas monodimensionnel, quatre interfaces dans le cas bidimensionnel et six interfaces dans le cas tridimensionnel. Chaque nœud principal est entouré par des nœuds voisins. Les équations aux dérivées partielles sont intégrées dans chaque volume élémentaire fini.

Dans notre travail, nous ne décrivons que les grandes étapes pour l'exécution de cette méthode. La référence [99] décrit en détail la méthode des volumes finis qui consiste à :

- L'intégration des équations gouvernantes sur des volumes de contrôle individuels est effectuée afin d'obtenir les équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues du problème) comme la vitesse, pression, température, etc.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

Cette méthode a comme avantages qu'elle est applicable à toute forme de maillage, structuré ou non.

3.2.1 Forme générale de l'équation différentielle de transport

Les équations de transport qui régissent l'écoulement du fluide, que nous avons établies par un système d'équations (chapitre 2), peuvent être regroupées en une seule équation de la variable Φ , appelée équation de convection-diffusion [100]:

$$\underbrace{\frac{\partial \Phi}{\partial t}}_1 + \underbrace{\nabla \cdot (\vec{u} \Phi)}_2 = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi)}_3 + \underbrace{S_\phi}_4 \tag{3.1}$$

Avec :

- 1 : Terme transitoire.
- 2 : Terme convectif.
- 3 : Terme diffusif.
- 4 : Terme source

Φ : Variable étudiée.

Γ_ϕ : Coefficient de diffusion de la quantité Φ .

3.2.2 Discrétisation de l'équation générale de conservation

Comme c'était mentionné préalablement, l'équation différentielle générale (3.1), doit subir une discrétisation spatiale sur une grille (maillage), par la méthode des volumes finis, [100].

L'objectif de cette étape est de transformer le système d'équations différentielles en un système matriciel plus simple à résoudre. Fluent 6.3 offre de nombreux schémas d'interpolation, à savoir :

First-Order Upwind Scheme: La discrétisation du premier ordre donne généralement une meilleure convergence, mais elle donne généralement des résultats moins précis, en particulier dans le cas d'un maillage triangulaire dans le cas 2D, Fluent [101].

Second-Order Upwind Scheme: Les résultats sont plus précis, notamment dans le cas des écoulements non alignés avec le maillage. Dans ce cas la convergence est plus lente que le schéma du premier ordre.

Upwind Scheme : Le plus recommandé en cas des écoulements fortement convectifs Fluent [101].

Quadratique Upwind Interpolation (QUICK) : Ce type de schéma est recommandé aux maillages quadrilatéraux ou hexaèdres et utile pour les écoulements rotatifs ou tourbillonnants, Fluent [101].

Dans le présent travail, les variables stockées au centre des cellules sont interpolées sur les faces du volume de contrôle à l'aide d'un schéma de second ordre « Second Order Upwind Scheme ».

3.2.2.1 Interpolation de la pression

Les valeurs de la pression sont stockées aux centres des cellules. Pour obtenir les valeurs des pressions aux faces, fluent propose plusieurs schémas d'interpolation.

Standard : Le code FLUENT utilise par défaut le schéma "Standard", qui est moins précis pour les écoulements avec de forts gradients de pression normaux à la surface près des frontières. Dans la plupart des cas, le schéma « Standard » est acceptable, mais certains types de modèles peuvent bénéficier des autres schémas comme :

Second-Order: Il est recommandé pour les écoulements compressibles, mais il peut avoir un certain problème s'il est utilisé avec un maillage de mauvaise qualité. Il est déconseillé d'utiliser ce schéma avec des écoulements à pression discontinue, les milieux poreux ou les turbines Fluent [101].

Body Force Weighted: Ce schéma est recommandé quand les forces de gravité sont présentes (convection naturelle), ou pour les écoulements tourbillonnaires axisymétriques Fluent [101].

PRESTO ! (Pressure Staggering Option) : Pour les géométries courbées, les milieux poreux et les écoulements tourbillonnaires ce schéma d'interpolation est recommandé, Fluent [101].

Linear: Le schéma linéaire calcule la pression aux faces des volumes de contrôle comme la moyenne des valeurs de pression dans les cellules adjacentes. Le schéma linéaire "Linear" est disponible comme alternative dans le cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques, Fluent [101].

Dans toutes les simulations qu'on a exécutées (les cavités 2D et 3D), on a utilisé le schéma d'interpolation **Body Force Weighted**.

3.2.2.2 Interpolation du gradient

Sachant que les gradients des variables sont nécessaires pour construire des valeurs d'un scalaire aux faces des cellules. Trois méthodes d'interpolation du gradient sont disponibles dans le code fluent : green-Gauss cell-Based, green-Gauss Node-Based et least-Squares cell-Based.

Green-Gauss cell-Based: La valeur du gradient d'un scalaire au centre de la face de cellule est calculée en utilisant la moyenne arithmétique des valeurs aux centres des cellules voisines.

Green-Gauss Node-Based : En utilisant la moyenne arithmétique des valeurs nodales sur la face. Cette méthode d'interpolation est plus précise que la méthode « Green-Gauss cell-Based», en particulier sur des maillages non structurés irréguliers, mais il est relativement plus coûteux Fluent [101].

Least-Squares cell-Based: Dans cette méthode, les gradients sur les faces des mailles sont calculés en utilisant une série de Taylor multidimensionnelle, Fluent [101].

La méthode « Green Gauss cell-Based » est moins coûteuse de calculer le gradient par les moindres carrés que le gradient à base de nœud, par conséquent, elle a été sélectionnée comme méthode par défaut dans le code CFD FLUENT Fluent [101].

3.2.2.3 Couplage vitesse-pression

Lors de la résolution des équations de quantité de mouvement, le couplage entre la pression et la vitesse représente un des problèmes sérieux. Explicitement aucune équation n'existe pour le calcul de la pression. Le code FLUENT offre l'option de choisir parmi quatre algorithmes de couplage pression-vitesse : SIMPLE, SIMPLEC, PISO et Coupled. Dans le présent travail, nous utiliserons l'algorithme PISO, l'algorithme le plus recommandé dans le cas instationnaire et l'algorithme SIMPLE pour le cas stationnaire. Le document Fluent [101], offre assez de détail concernant les autres méthodes de couplage vitesse-pression.

3.2.2.4 Facteurs de sous-relaxation

Pour le problème de la non-linéarité des équations et les difficultés de convergence, le code FLUENT, contrôle la variation de la variable Φ par une sous-relaxation (dite aussi relaxation explicite), ce qui réduit le changement de la variable Φ produit au cours de chaque itération. La nouvelle valeur de la variable Φ dans une cellule dépend de la valeur précédente $\Phi_{\text{pré}}$, de la variation $\Delta\Phi$ définie comme la différence entre la valeur calculée avant sous relaxation et l'ancienne valeur, et du coefficient de sous-relaxation α , on écrit :

$$\Phi = \Phi_{\text{pré}} + \alpha\Delta\Phi \quad 3.2$$

Pour les différents cas simulés, les critères de résolution (préconisés par FLUENT dans le cas de la convection naturelle) et les coefficients de sous-relaxation utilisés sont présentés dans le tableau 3.1.

Variables	Facteur de sous relaxation
Pression	0.3
Masse volumique	1
Force de gravité	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie	0.9
Rayonnement	0.9
Couplage Pression - Vitesse	x

Tableau 3.1: Facteurs de sous relaxation

3.3 Maillage

L'obtention des résultats de simulation numérique précis qui ont un sens physique correcte est liée à la génération d'un maillage de très bonne qualité, le choix approprié du type de maillage peut épargner le temps de calcul, convergence rapide et minimiser les dépenses informatiques.

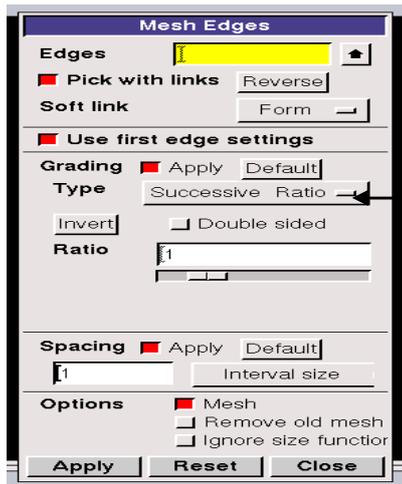
Dans notre travail le logiciel Gambit a été utilisé, ce dernier est un mailleur 2D/3D ; pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers.msh pour Fluent. Le Gambit regroupe trois fonctions :

- Définition de la géométrie du problème,
- Le maillage et sa vérification,
- La définition des frontières (des conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

3.3.1 Génération et qualité du maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages : maillage structuré (quadra/hexa), non structuré (tri/tétra) ou hybride (triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D). Le logiciel Gambit, possède plusieurs algorithmes de génération du maillage (fig 3.3), qui distribuent un nombre de points sur une ligne qui est définie entre deux points dans l'espace, comme le montre la figure 3.4.



L'algorithme de maillage

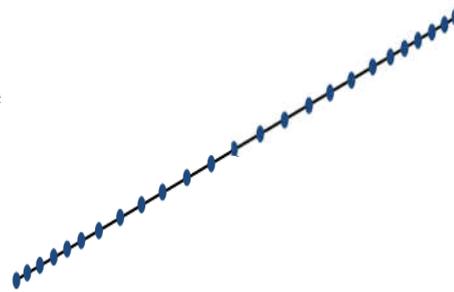


Figure 3.3 : Procédure de maillage d'une ligne

Figure 3.4 : Exemple de maillage d'une ligne dans Gambit

Il y a quelques points à considérer pour obtenir un maillage valable, Nous pouvons les résumer dans les points suivants :

- Maintenir une bonne qualité des éléments,
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient,
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier,

- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable). Dans toutes les géométries étudiées ici, le facteur de distorsion F_d (skewness) est inférieur à 10^{-6} . Cette valeur est considérée parfaite. La qualité du maillage en fonction du facteur de distorsion est représentée dans le tableau 3.2

Valeurs de skewness F_d	Qualité du maillage
$F_d=0$	Parfaite
$0 < F_d < 0.25$	Excellente
$0.25 < F_d < 0.5$	Bonne
$0.5 < F_d < 0.75$	Correcte
$0.75 < F_d < 0.9$	Pauvre
$0.9 < F_d < 1$	Mauvaise
$F_d=1$	Dégénérée

Tableau 3.2 : Qualité du maillage en fonction du facteur de distorsion [103]

3.3.2 Maillage généré pour le cas étudié

Pour le cas bidimensionnel on a choisi un maillage structuré (quad/ map), alors que pour le maillage tridimensionnel est de type structuré (quadra/hexa). Ce maillage a été réalisé avec des cellules dont la taille variait progressivement ; fin sur les parois pour assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient de température et vitesse.

La figure (3.5) montre une partie de la cavité en maillage structuré non uniforme raffiné près des parois.

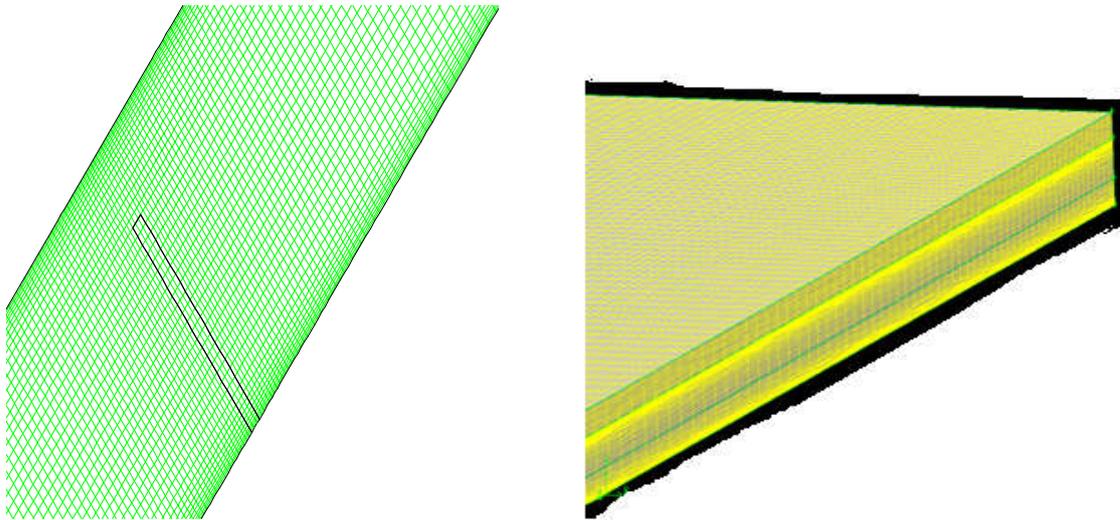


Figure 3.5 : Maillage de la lame d'air

Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille du maillage.

3.4 Indépendance du maillage

Pour l'indépendance du maillage, nous avons réalisé plusieurs tests sur l'influence du nombre de grilles et leurs tailles sur les résultats obtenus. Ces tests nous ont permis de déterminer le maillage adéquat (i.e. le meilleur compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul).

3.4.1 Pour le cas 2D

L'indépendance de maille a été étudiée en utilisant trois maillages différents, 217728 cellules comme un maillage grossier, 528504 cellules pour un maillage fin et 709120 cellules pour un maillage le plus fin.

La figure 3.6 montre les profils de la température pour la ligne (1). Cette ligne située au milieu de la cavité entre l'obstacle numéro 2 et 3 lié l'absorbeur à la face interne.

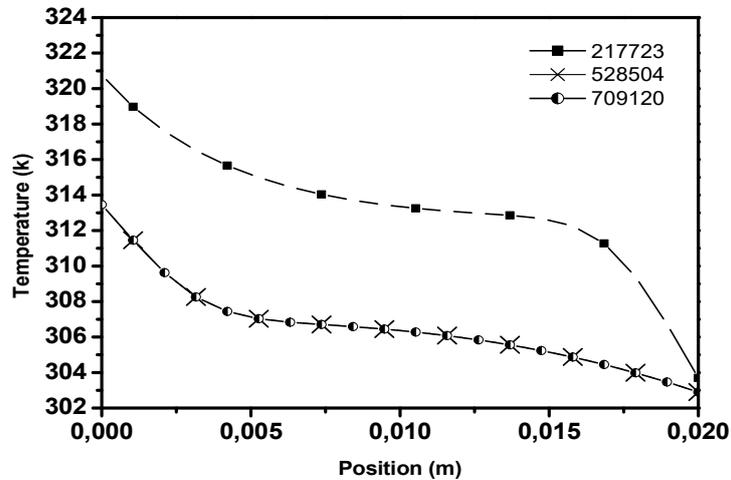
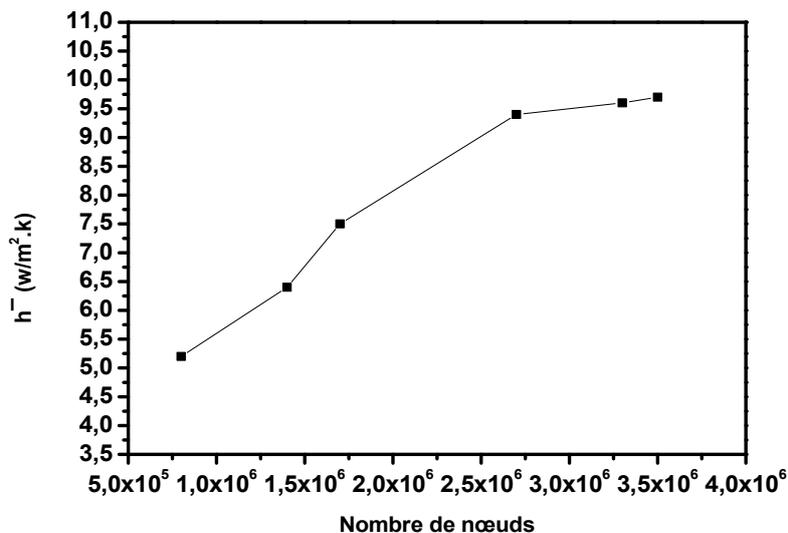


Figure 3.6 : Profil de la température pour le test de l'indépendance du maillage

Une correspondance exacte entre le profil de la température du maillage fin et très fin (0.001% d'erreur sur T). Le maillage fin a été choisi comme un maillage de référence.

3.4.2 Pour le cas 3D

Nous avons été accrédités pour étudier l'effet de l'indépendance de maillage pour les cas 3d, le coefficient d'échange convectif moyen a été déterminé pour différents maillages du domaine étudié (voir les figures 3.7). De la courbe figure 3.7, la différence entre le maillage avec 2,722,687 et 3,501,434 est inférieur à 3.3 %.



Figures 3.7 : Effet du maillage sur le coefficient d'échange convectif moyen

Nous notons que la simulation a été faite sur des cavités sans partitions pour le cas en 3D, puisque la circulation de l'air dans les cavités sans partitions est importante si l'on compare avec les cavités avec partitions.

Donc si on arrive à l'indépendance de maillage ou les mouvements convectifs sont importants, on garde ce maillage pour la simulation des cavités avec partitions où la vitesse de circulation de l'air est moins importante. De la courbe de la figure 3.7, il est clair qu'un nombre de 2,722,687 des mailles hexaèdres sont suffisantes pour donner une solution indépendante du maillage.

3.5 Choix des critères de la convergence

3.5.1 Le cas 2D

Pour le cas 2D, l'analyse se fait en régime stationnaire, on peut se baser sur les résidus comme repère pour valider la convergence [103]. Le critère de convergence par défaut dans Fluent est des résidus sous 10^{-3} . Dans notre cas, on a poussé les calculs à 10^{-6} pour le résidu des équations de continuité, de quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

La figure 3.8 montre que le phénomène étudié est stationnaire et qu'on a effectivement une conservation de flux (le flux entrant égale au flux sortant) preuve aussi que la convergence est atteinte.

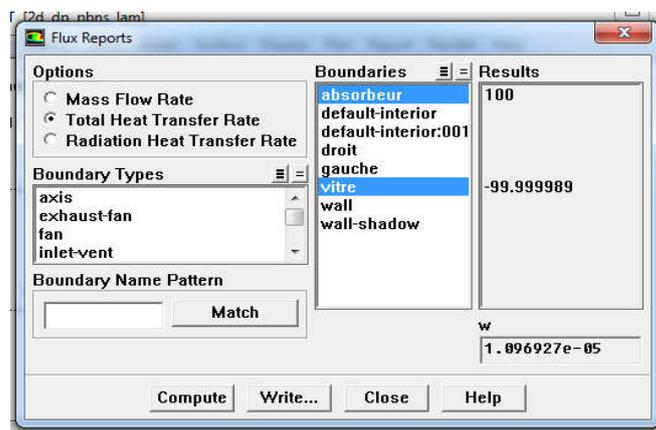


Figure 3.8 : Contrôle de la convergence à partir de la conservation du flux

3.5.2 Le cas 3D

Comme l'analyse se fait en régime instationnaire (figure 3.9), S'appuyer sur le résidu comme un repère pour valider la convergence n'est plus un critère suffisant. Ainsi, en plus de la valeur des résidus que nous avons pris inférieure à 10^{-6} pour toutes les variables, nous avons suivi l'évolution de la température moyenne dans le volume d'air dans la cavité. Dès que cette grandeur ne varie plus nous arrêtons les itérations. Ainsi, la figure 3.10 montre un exemple de contrôle de convergence pour un cas traité.

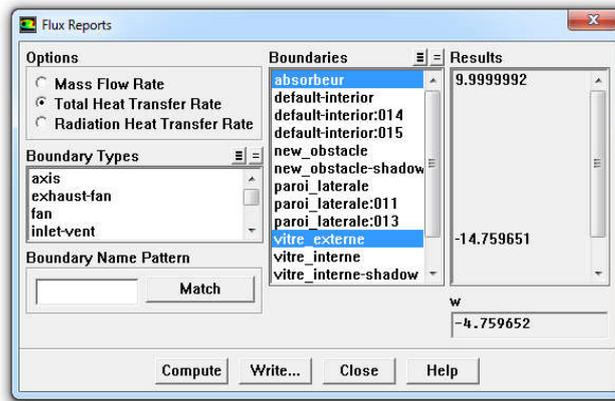


Figure 3.9 : Conservation du flux pour le cas instationnaire

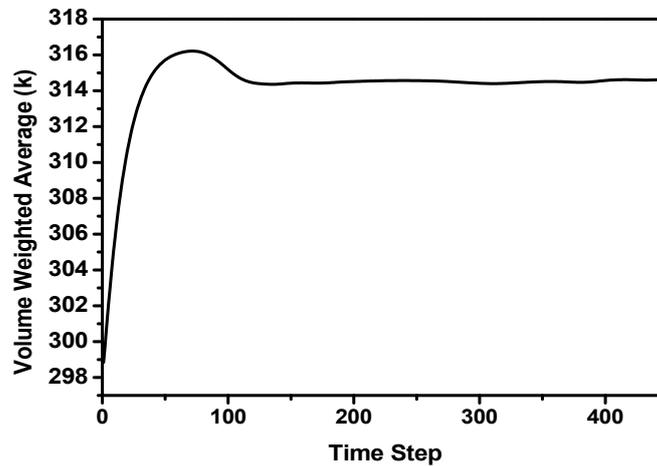


Figure 3.10 : Contrôle de la convergence par le suivi de la température moyenne dans le volume d'air

3.6 Implémentations des conditions aux limites

L'utilisation du logiciel GAMBIT nous permet de définir deux types de zones différentes à savoir : les zones représentant les frontières externes ou internes, connues par les conditions aux limites (vitesse, parois,...), et les zones définissant les frontières du domaine (solide ou fluide).

Pour l'approche numérique du problème, les conditions aux limites sont exigées à les placer dans toutes les frontières du domaine de calcul. Les conditions aux limites imposés dans le modèle numérique sont présentées sur la figure 3.11 (les mêmes conditions aux limites sont les mêmes pour le cas 2D et 3D) :

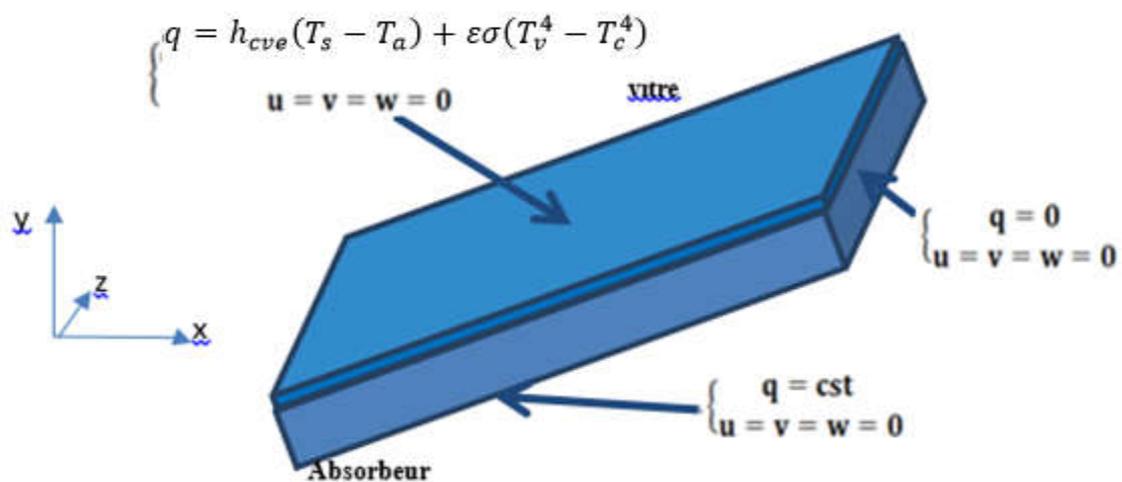


Figure 3.11 : Présentation des conditions aux limites

La condition à la limite de non-glisement a été imposée sur toutes les parois rigides, $u=0$, $v=0$ et $w=0$. Les parois latérales sont adiabatiques $\partial T/\partial x=0$.

3.6.1 Parois solides extérieures

Pour ce type de parois, le code Fluent propose cinq types des conditions aux limites : une condition de type Dirichlet, une condition de type Neumann, une condition de type convection, une autre condition de type radiation et une dernière condition de type mixte (convection-radiation). Voir figure 3.12.

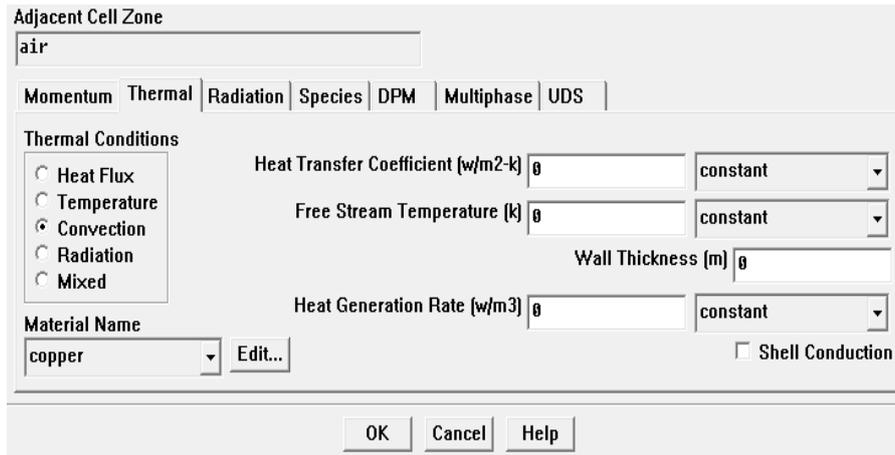


Figure 3.12: Conditions aux limites utilisées par le code Fluent 6.3 pour les surfaces externes

➤ **Sur la partie supérieure (vitre)**

Dans cette étude et pour la surface extérieure du vitrage extérieur, une condition aux limites de type mixte (convection-radiation) a été appliquée et peut être évaluée par :

$$\text{Pertes radiatives : } Q_{rad} = \varepsilon\sigma(T_v^4 - T_c^4) \tag{3.3}$$

$$\text{Pertes convectives: } Q_{cv} = h_{cve}(T_v - T_a) \tag{3.4}$$

- T_v est la température à la surface du verre.

- T_c La température du ciel, qui caractérise les échanges radiatifs entre la paroi supérieure et son environnement. Pour la calculer, on a utilisé la relation de Swinbank [33] qui donne :

$$T_c = 0.0522(T_a)^{1.5} \tag{3.5}$$

- h_{cve} désigne le coefficient d'échange à la surface libre (verre-environnement). Il est considéré constant et pris à partir de la corrélation de Watmuff [32] :

$$h_{cve} = 2.8 + 3V_{vent} \tag{3.6}$$

L'émissivité externe du verre ε est égale à 0.9 [98].

	$\rho(\frac{kg}{m^3})$	$C_p(\frac{J}{kg.k})$	$\lambda(\frac{w}{m.k})$	$\mu(\frac{kg}{m.s})$
Vitre (verre)	2500	840	0.81	x

Tableau 3.3: Propriétés du verre

➤ Sur la partie inférieure de la lame d'air (l'absorbeur)

Un flux constant est imposé (Condition de Newman) : $q = 100 \text{ (w/m}^2\text{)}$.

Matériau : Aluminium [98].

	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$C_p \left(\frac{J}{kg.k}\right)$	$\lambda \left(\frac{w}{m.k}\right)$
Absorbeur	2719	871	202.4

Tableau 3.4: Propriétés du l'aluminium

3.6.2 Parois solides intérieures

Lorsqu'une face d'une surface solide intérieure, est au contact avec un fluide, le code FLUENT crée automatiquement une deuxième face de cette surface intérieure (surface shadow). Dans ce cas le code offre trois types de conditions aux limites pour ce type de paroi :

- Une condition aux limites de type Dirichlet (une température imposée à la paroi),
- Une condition de type Neumann (un flux imposé à la paroi),
- Une condition de type «Coupled», selon la terminologie utilisée par le code CFD Fluent.(Figure 3.13).

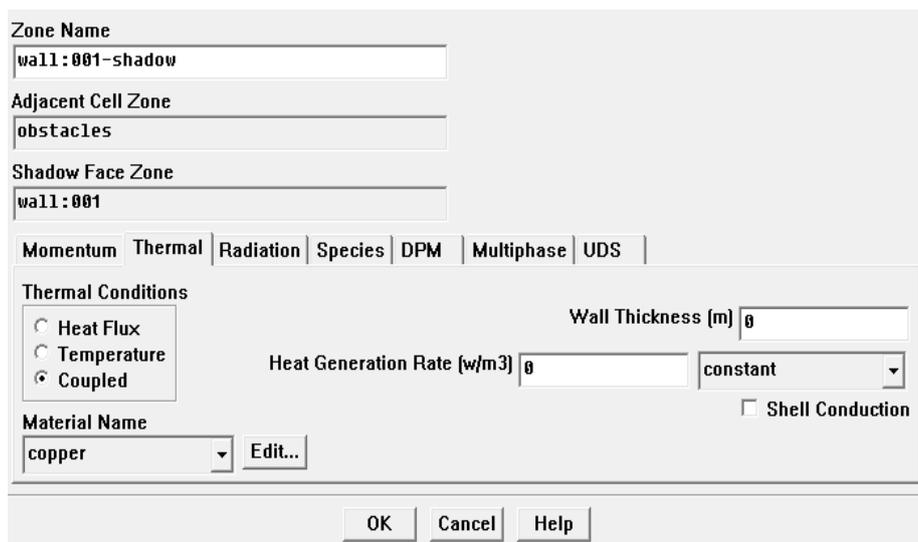


Figure 3.13: Conditions aux limites utilisées par le code Fluent 6.3 pour les surfaces internes

Pour ce dernier type, aucune condition aux limites thermiques n'est requise, car le code calcule le transfert de chaleur directement à partir de la solution dans les cellules

adjacentes. Pour le présent cas, les interfaces solide-fluide (parois intérieures), telles que, la surface intérieure du vitrage et les surfaces des partitions, sont traitées comme des conditions aux limites de paroi de type « Coupled ».

3.6.3 Les conditions de fonctionnement

Fluent prend par défaut la valeur de la pression atmosphérique comme pression de référence, Pour le domaine fluide on utilise l'air, les propriétés thermophysiques de l'air sont tabulées dans le tableau suivant, elles ont été pris à la température initiale T= 298°k.

	$\rho(\frac{kg}{m^3})$	$C_p(\frac{J}{kg.k})$	$\lambda(\frac{w}{m.k})$	$\mu(\frac{kg}{m.s})$
Air	Aprox Boussinesq	1005	0.02462	$1.983.10^{-5}$

Tableau 3.5 : Propriétés physiques de l'air pour l'approximation de Boussinesq [98]

Dans la présente investigation, l'étude de la convection naturelle nécessite d'inclure la gravité suivant l'axe oy (-9.81 m²/s).

3.7 Modèle numérique radiatif

Pour la modélisation du rayonnement thermique, le code CFD FLUENT propose cinq modèles différents : modèle de rayonnement de transfert discret (DTRM), modèle de rayonnement P-1, modèle de rayonnement de Rosseland, modèle de rayonnement surface-vers surface S2S et le modèle des ordonnées discrètes DO [101].

Le principe de la méthode des DO est la résolution de l'équation du transfert radiatif pour un ensemble de directions discrètes, par la transformation de l'ETR en une équation de transport pour la luminance du rayonnement. Pour chaque direction s, le modèle résout une équation de transport avec une méthode de solution identique à celle utilisée pour les équations d'écoulement de fluide et d'énergie, c.à.d. la méthode des volumes finis.

Les différentes composantes du rayonnement (émis, réfléchi et absorbé) intervenant dans le cas d'une paroi opaque en contact d'un milieu fluide (figure 3.14), où $I_{incident}$ est le rayonnement incident sur la paroi opaque. Une partie de l'énergie radiative est réfléchie d'une manière diffuse $Q_{réfléchi, diffus}$

ou spéculaire $Q_{réfléchi, spéculaire}$ tout dépend de la fraction de diffusion f_d de la surface, une autre partie est absorbée $Q_{absorbé}$ ainsi la paroi émet une partie $Q_{émis}$ qui dépend de son émissivité [101].

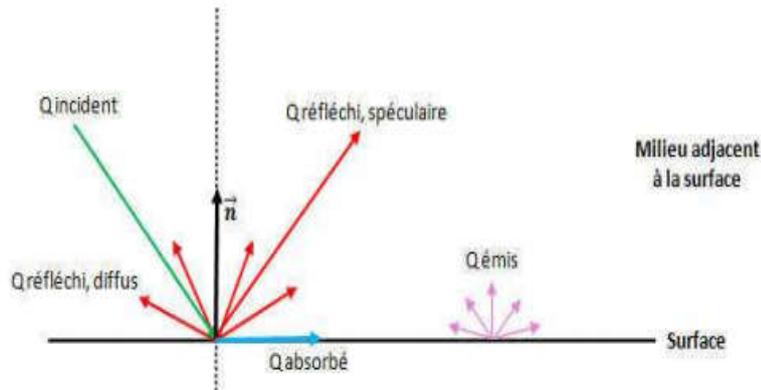


Figure 3.14 : Différents flux radiatifs sur une paroi opaque (modèle DO) [104]

Ces quantités sont calculées par les formules suivantes :

- $Q_{émis} = n^2 \epsilon \sigma T_w^4$
- $Q_{réfléchi, diffus} = f_d (1 - \epsilon) Q_{incident}$
- $Q_{réfléchi, spéculaire} = (1 - f_d) (1 - \epsilon) Q_{incident}$
- $Q_{absorbé} = \epsilon Q_{incident}$

T_w : température de la paroi,

n : indice de réfraction du milieu adjacent,

Si la paroi est purement spéculaire $f_d = 0$, alors qu'elle est purement diffuse lorsque $f_d = 1$.

En utilisant le modèle de rayonnement DO, la solution des simulations peut dépendre de la finesse de la discrétisation des angles $t \varphi$.

La discrétisation de chaque octant en 6x6 angles solides est supposée être très fine. Dans notre travail nous avons choisi de travailler avec la discrétisation angulaire $N\theta = N\varphi = 4$ (compromis entre résolution angulaire et temps de calcul) [101].

Conclusion

L'objectif du chapitre 3 était la présentation de l'outil numérique et la méthode de résolution, pour décrire le comportement thermique et dynamique de l'air à l'intérieur d'une

cavité de type capteur solaire pour des configurations 2D et 3D. Nous avons défini les différents schémas de discrétisation utilisés dans le présent travail.

La génération du maillage et les critères de convergence sont présentés pour le cas étudié. Les différents types des conditions aux limites ont été définis pour chaque composant de la cavité. L'étude de l'indépendance spatiale du maillage a été exécutée. Dans le chapitre 4, on présente la validation du modèle utilisé et la discussion des résultats obtenus.

CHAPITRE 4

Résultats et Discussions

Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les résultats numériques du transfert thermique dans la lame d'air, d'un capteur solaire thermique plan, menue de partitions. Les résultats mettent en évidence l'influence de la position des partitions sur l'écoulement et le transfert dans la lame d'air, trois situations ont été considérées, (1) partitions collées à la vitre, (2) partitions collées à l'absorbeur, (3) partitions suspendues. L'étude a été faite en 2D et en 3D.

Nous commençons par présenter les résultats bidimensionnels, suivis des résultats tridimensionnels. La température de l'absorbeur, le champ d'écoulement et le coefficient de transfert thermique par convection sont les facteurs qui nous ont permis de caractériser le transfert thermique et de trouver la meilleure disposition des partitions dans la lame d'air.

Pour nous rapprocher plus de la réalité, Nous avons abordé aussi le cas où on tient compte du couplage convection-rayonnement et le cas où on traite un capteur solaire thermique complet, une comparaison des performances entre un capteur thermique en présence et en absence de partitions a été faite.

Mais avant de présenter tous ces résultats, nous présentons d'abord des validations de nos modèles numériques décrits dans le chapitre 3. Ces validations sont accomplies par une comparaison avec des résultats trouvés dans la littérature.

4.1 Validation des résultats numériques

Afin de mieux estimer les performances et les limites de nos modèles numériques, nous avons tenté de vérifier avec la littérature les valeurs du nombre de Nusselt moyen et les iso-valeurs, dans le cas d'une cavité carrée différentiellement chauffée pour des nombres de Rayleigh : $Ra = 10^3, 10^4$ et 10^5 (figure 4.1). Ce type de problème est un exemple classique qui est souvent pris comme test pour valider les codes de calcul dédiés aux écoulements de la convection naturelle.

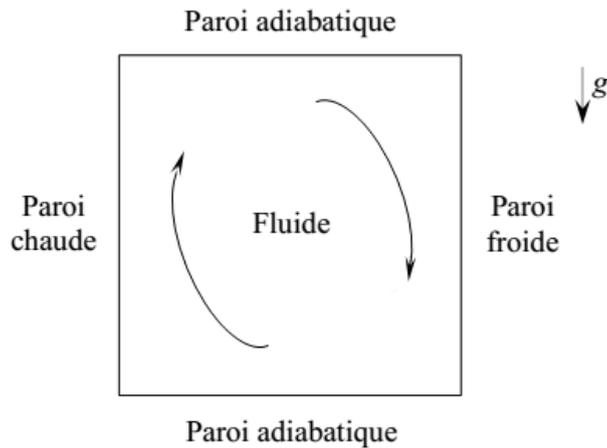


Figure 4.1 : Géométrie d’une cavité carrée différentiellement chauffée [105]

Les solutions numériques obtenues en régime permanent, pour un fluide newtonien, sont présentées dans le tableau (4.1). Elles sont comparées avec celle trouvées par Amraqui (2009) [105], De Vahl Davis (1983) [106] et Kumar (1991) [107]. En se reportant aux valeurs de ce tableau, on constate un écart inférieur à 1% sur le nombre de Nusselt moyen avec les autres auteurs. Nous estimons que nos résultats sont en accord avec les solutions de références.

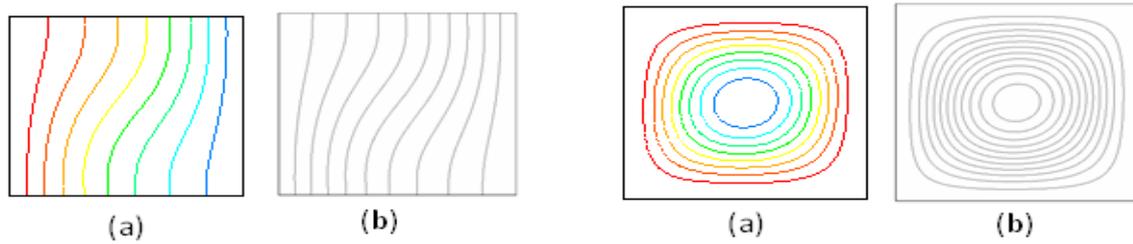
Ra	Présent travail	Ref [105]	Ref [106]	Ref [107]
10³	1.117	1.118	1.118	1.115
10⁴	2.249	2.252	2.243	2.250
10⁵	4.514	4.545	4.523	4.569

Tableau 4.1: Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen avec des solutions de référence.

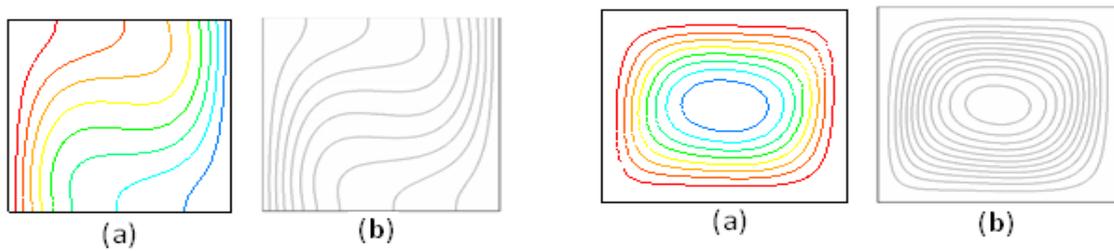
Des comparaisons ont été faites aussi avec des isothermes et des lignes de courant, la figure (4.2) montre l’influence de la variation du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) sur les isothermes et les lignes de courant.

Pour $Ra=10^3$, L’écoulement est unicellulaire et les isothermes sont quasiment parallèles aux parois verticales. Pour $Ra \geq 10^6$, le gradient vertical de la température, qui sépare les deux couches limites thermiques, devient presque constant, d’où une stratification importante. Quand le nombre de Rayleigh croit les tourbillons deviennent de plus en plus forts.

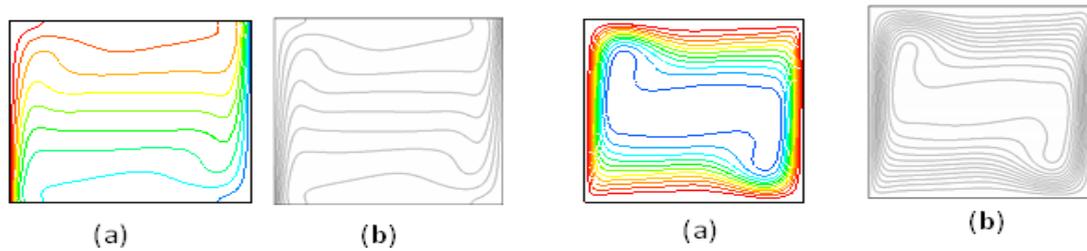
Ces structures sont en concordances avec celles reportées dans la littérature par (De Vahl Davis [106] et Kumar (1991) [107], Amraqui (2009) [105]).



Isothermes et lignes de courant (a) présente étude, (b) travail de référence [105] pour $Ra= 10^3$



Isothermes et lignes de courant (a) présente étude, (b) travail de référence [105] pour $Ra= 10^4$



Isothermes et lignes de courant (a) présente étude, (b) travail de référence [105] pour $Ra= 10^6$

Figure 4.2 : Comparaison des isothermes et lignes de courant entre le présent travail et [105]

Pour le cas des cavités menues de partitions, nous avons procédé à une comparaison avec des résultats trouvés par Amraoui (2009) [105], la lame d'air est une cavité bidimensionnelle menue de partitions collées à la vitre. La longueur et l'épaisseur de la cavité sont respectivement « $L=6\text{cm}$ et $H=3\text{cm}$ », l'ensemble est inclinée d'un angle de 45^0 , La figure 4.3 représente les isothermes et les lignes de courant correspondant à un nombre de Rayleigh $Ra=10^5$.

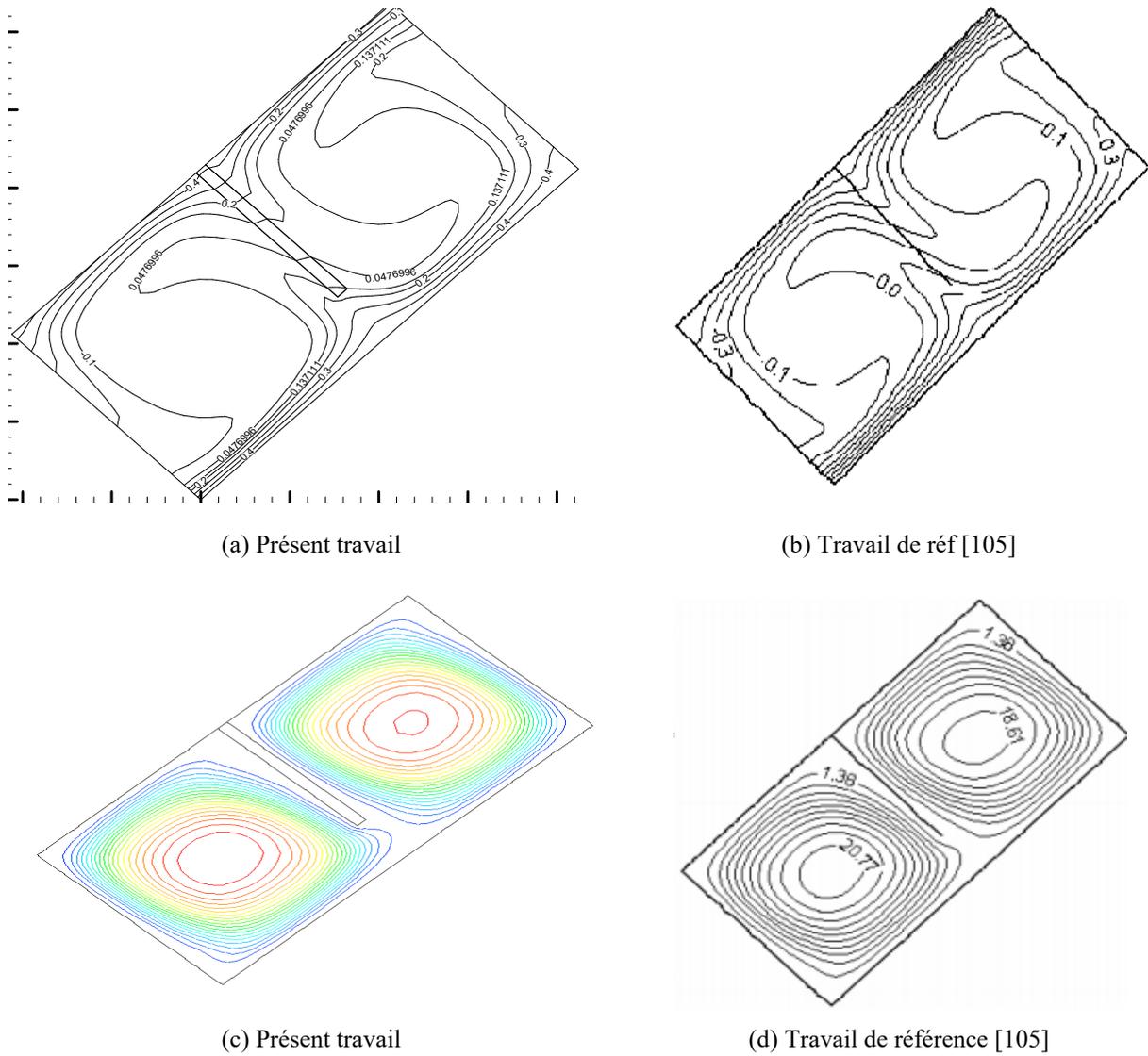


Figure 4.3 : Cavité inclinée d'un angle de 45° , longueur des partitions $L_p=0.75$,
 (a) et (b) : les isothermes, (c) et (d) :lignes de courant

Les isothermes et les lignes de courant sont similaires, ceci nous permet d'affirmer qu'il existe un bon accord entre nos résultats représentés dans la figure (4.3) avec ceux reportés dans la référence [105].

Pour l'étude en 3D, une validation a été faite avec le travail expérimental et numérique de H. Q. Yang et al [110] et le travail numérique de J. G. Symons and M. K. Peck [111]. Le problème physique considéré dans leurs études est schématisé sur la figure (4.4).

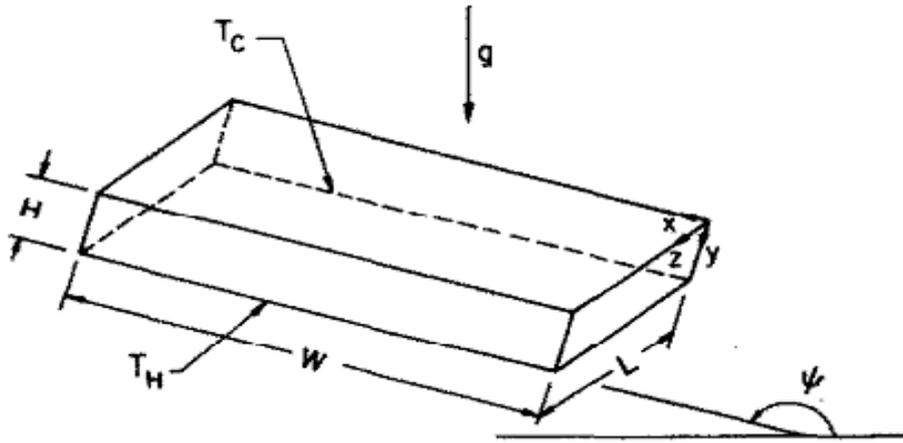


Figure 4.4: La géométrie de la cavité rectangulaire étudié par [110], Pour $\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($Ra=3.10^5$) [$W= 45\text{cm}$, $H= 6\text{cm}$, $L= 1\text{cm}$ pour $\psi = 180^{\circ}$ et 165°]

L'écart de la température est maintenu par la circulation de l'eau au contact du cuivre. Pour $\psi = 180^{\circ}$, on remarque l'apparition de huit cellules transversales avec leurs axes parallèles à l'axe z et les cellules sont presque carré.

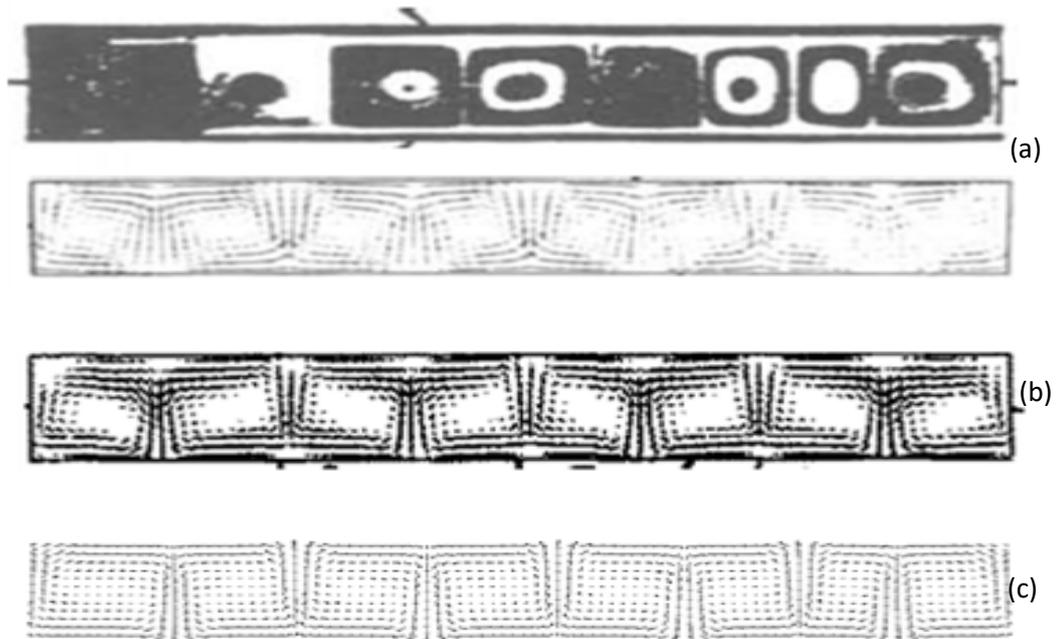


Figure 4.5: Une configuration d'écoulement dans le plan x-y pour $Ra=3.10^5$, $\psi = 180^{\circ}$ (a)Travail expérimentale de [111], (b) Travail numérique de [110], (c) Présent travail

Pour $\psi = 165^\circ$, nous constatons que les cellules sont allongées quand la circulation des cellules et la force de gravité sont de même sens et elles sont comprimées quand la gravité s'oppose à la circulation.

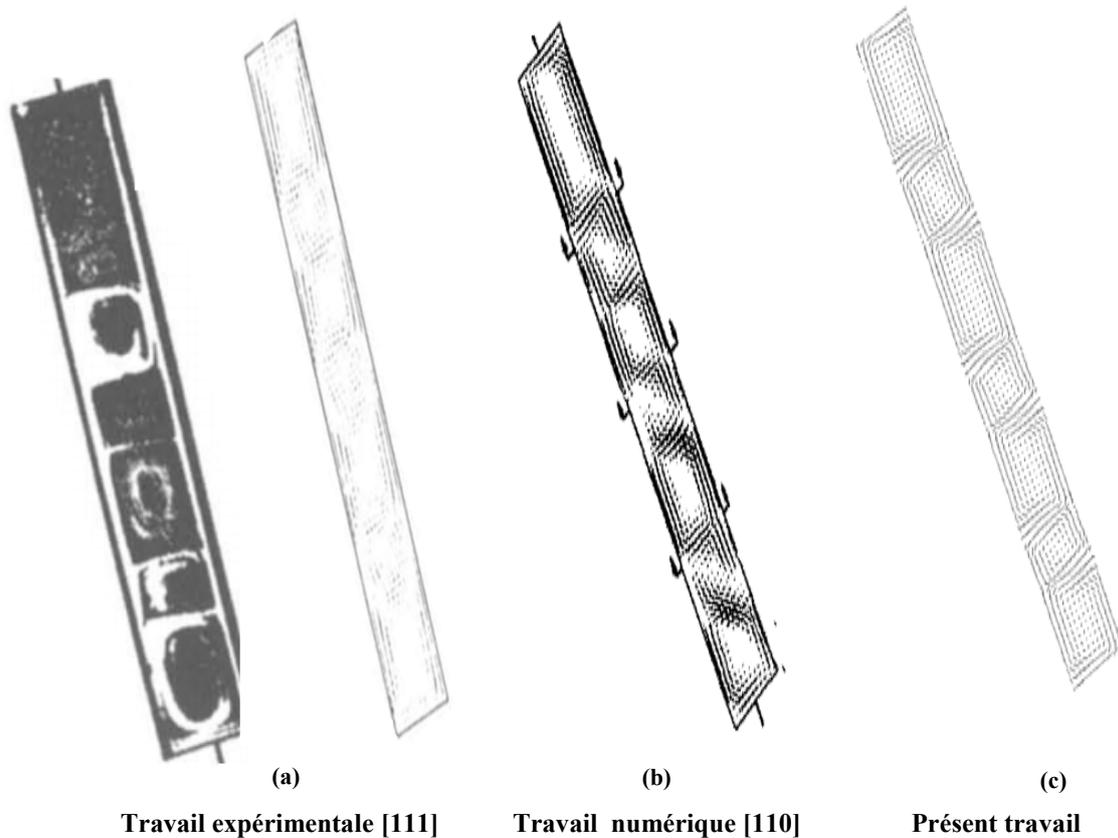


Figure 4.6: Configuration d'écoulement dans le plan xoy pour $Ra=3.10^5$ et $\psi = 165^\circ$

Les structures obtenu par le présent travail sont en concordantes avec celle reportées dans la littérature (H.Q. Yang et al [110] ,J. G. Symons and M. K. Peck [111]).

4.2 Résultats

Après la validation de nos modèles numériques avec des travaux trouvés dans littératures, nous allons exposer maintenant les résultats de notre travail. Nous commençons d'abord par présenter les résultats du problème en deux dimensions, après nous abordons les résultats du problème en trois dimensions.

4.2.1 Partie (1) : Résultats de la modélisation en 2 D

Transferts thermiques par convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire thermique plan horizontal munie de partitions attachées à son vitrage

4.2.1.1 Modèle physique étudié

Le problème physique considéré dans cette étude est schématisé sur la figure (4.7). Il s'agit d'une cavité représentant la lame d'air d'un capteur solaire thermique de hauteur $H=2\text{cm}$ et de longueur $L=1\text{m}$, constitué d'un absorbeur (partie inférieure) où on a imposé une densité de flux thermique constant $q=50\text{ w/m}^2$, et d'un vitrage d'épaisseur $e=4\text{mm}$ (partie supérieure) où les pertes thermiques par convection et rayonnement sont considérées (condition de type mixed) ($h_{cv} = 10\text{ w/m}^2 \cdot \text{k}^\circ$). Les deux parois verticales sont parfaitement adiabatiques. Parallèlement à ces dernières, des partitions de longueurs variables L_p et d'épaisseur très fine t_p sont attachées au vitrage comme c'est indiqué sur la figure (4.7). Le capteur est placé dans un champ de pesanteur dont la direction est parallèle au gradient de température vertical. Nous nous limitons au cas de l'air à nombre de Prandtl $Pr = 0.71$.

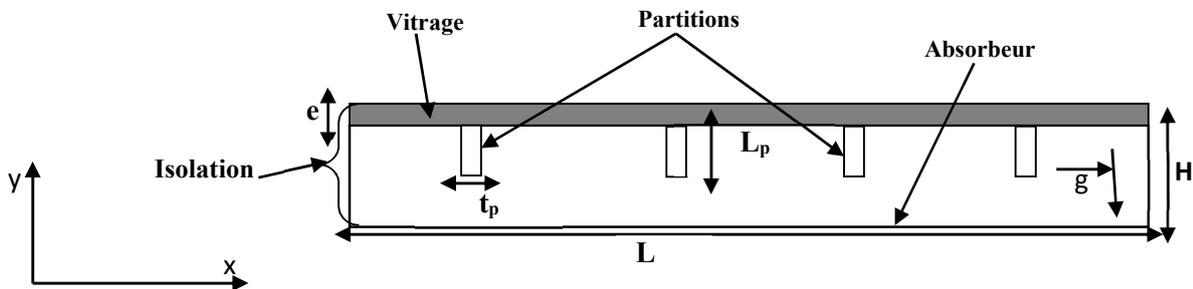


Figure 4.7:Schéma du modèle physique

4.2.1.2 Effet de la longueur des partitions

Les calculs ont été menés pour un rapport de forme $A = 50$ d'un capteur solaire divisé par des partitions multiples attachées à son vitrage. L'effet de la longueur de la partition a été étudié pour $Ra = 10^4$ et $N_p = 9$ en fonction des différentes longueurs de la partition L_p qui varient de 0 à 2 cm avec un pas de 0.2mm. Pour avoir une présentation claire des iso-valeurs (isothermes et lignes de courant), on se limite à la présentation de la partie qui comprend les partitions centrales comme il est montré dans la figure (4.8).

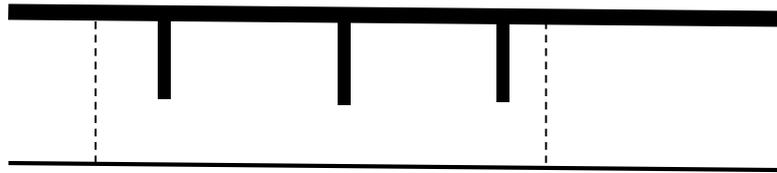


Figure 4.8 : Domaine de présentation des isovalues

L'influence de la longueur des partitions L_p sur le champ de vitesse et lignes de courant est illustrée dans la figure 4.9. On observe la formation des rouleaux de Rayleigh Bénard et une parfaite symétrie des lignes de courant par rapport à la verticale passant par la partition. La hauteur des partitions n'influe pas sur le nombre des rouleaux (Fig 4.9), mais par contre induit une diminution de la vitesse d'écoulement avec l'augmentation de la hauteur de la partition.

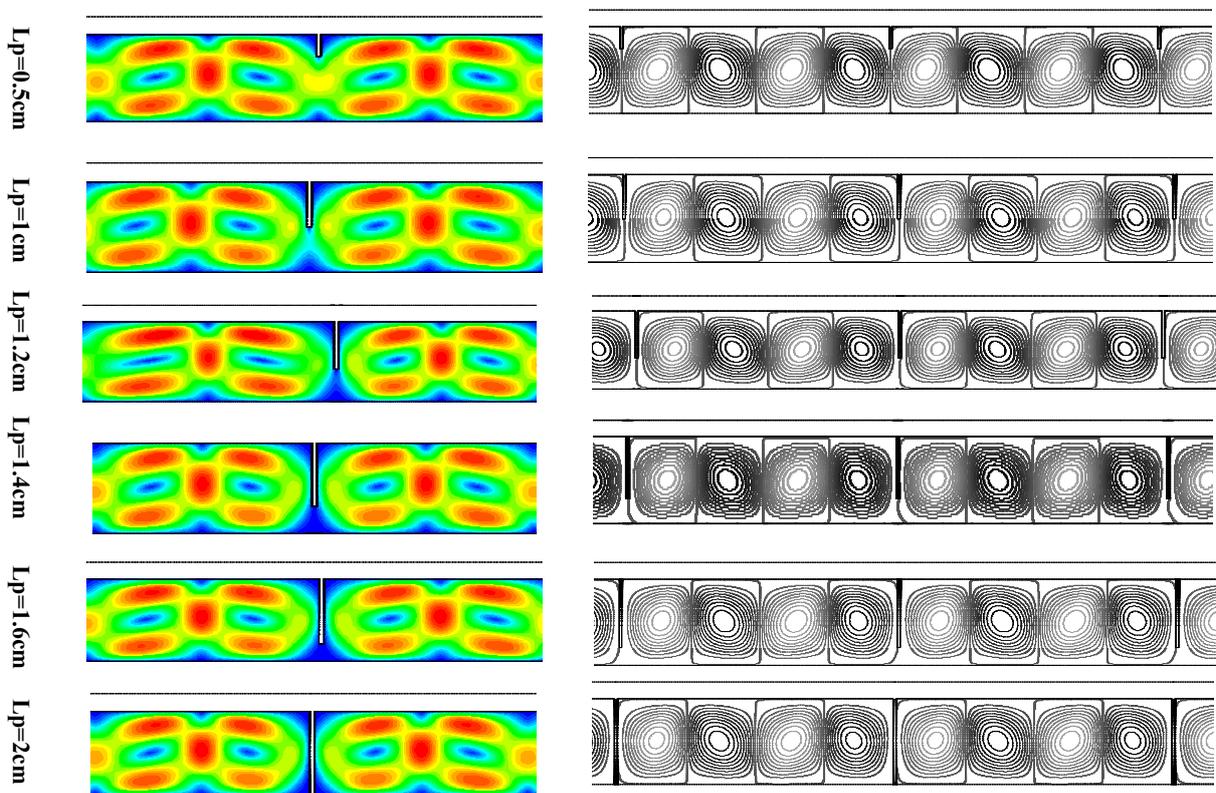


Figure 4.9: Champs de vitesses et ligne de courant pour différentes hauteurs de partitions : L_p

Les figures 4.10 et 4.11 présentent respectivement les isothermes et l'évolution de la température de l'absorbeur d'une cavité sans partitions et des cavités avec différentes longueurs des partitions (L_p) ; ($L_p = 0.5, 1, 1.2, 1.4, 1.6, 2$)

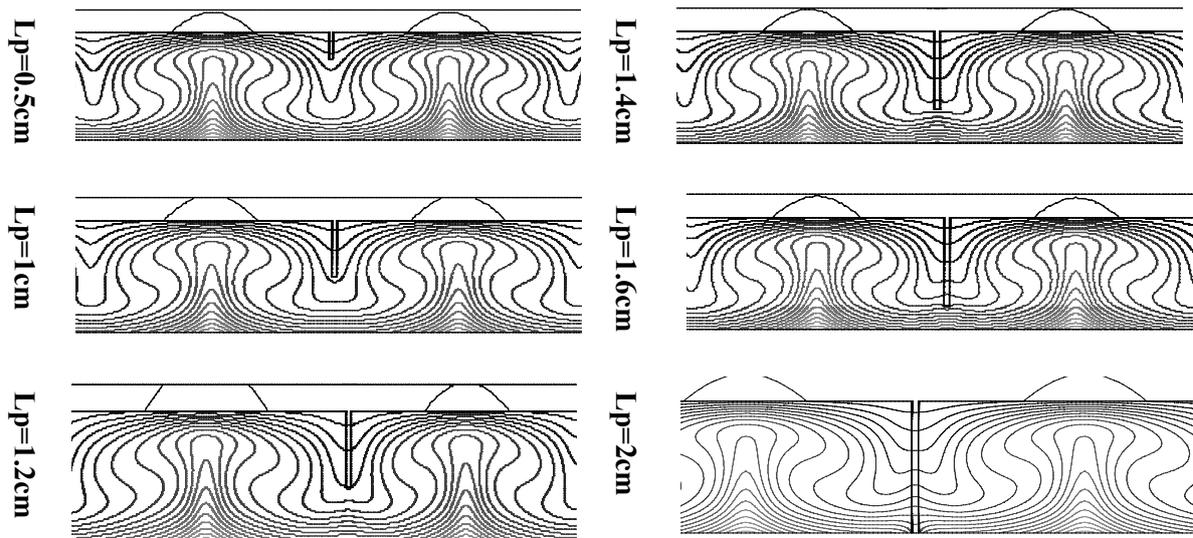


Figure 4.10: Les isothermes pour différentes longueurs des partitions

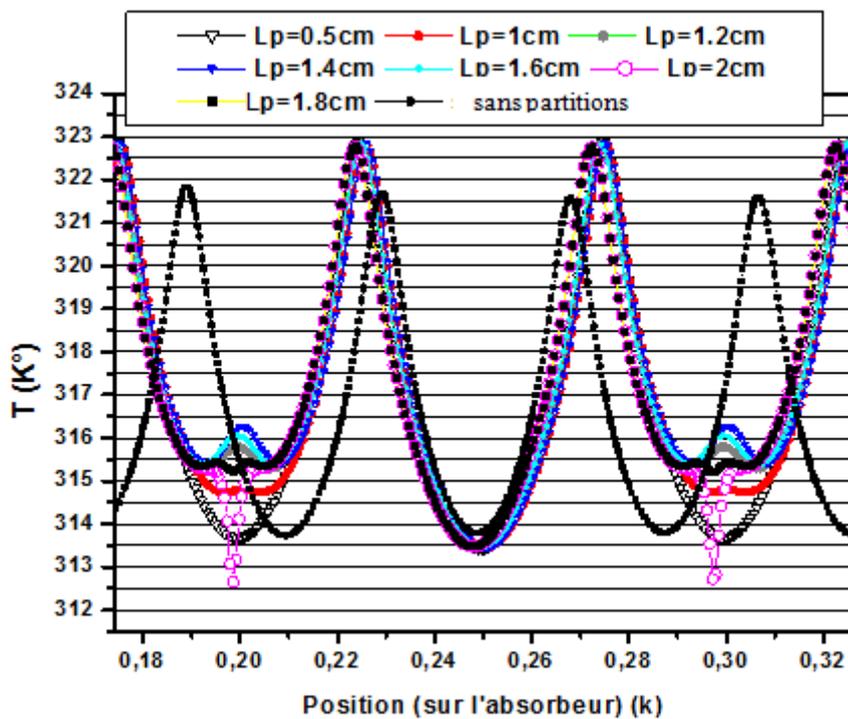


Figure 4.11: Effet de la longueur L_p des partitions sur la température de l'absorbeur

La hauteur des partitions influe sur les isothermes (figure 10) et donc sur la température au niveau de l'absorbeur (figure 11), le profil de cette dernière présente des ondulations, à différentes amplitudes, dues à la présence des rouleaux de Ra-Be. En effet, pour une cavité sans partitions on voit que le maximum de la température de l'absorbeur prend une valeur inférieure à ceux des cavités partitionnées.

La température de l'absorbeur augmente au-dessous de la partition avec l'augmentation de leur hauteur, au-delà de $L_P = 1,4$ cm la température de l'absorbeur diminue et atteint des valeurs minimales à $L_P=2$ cm en raison du pont thermique que font les partitions entre l'absorbeur et la vitre ce qui engendre des pertes par conduction vers l'avant du capteur.

La fig.4.12 présente la variation du nombre de Nu moyen pour différentes hauteurs de partitions. Le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de L_P jusqu'à $L_P=1.4$ cm, à cette hauteur on constate qu'il y'a moins d'échange thermique dans la cavité. Cependant, dans la gamme de L_P variant de 1.4 à 1.8, le nombre du Nusselt moyen Nu_{moy} augmente à mesure que L_P augmente. En effet, lorsque L_P est grand l'espace limitant la partition et l'absorbeur est étroit et le mouvement d'air chaud s'affaiblit, ce qui permet une légère intensification de la convection, pour $L_P = 2$, il y a présence d'un pont thermique qui implique des pertes par conduction à travers les partitions d'où une diminution de la convection.

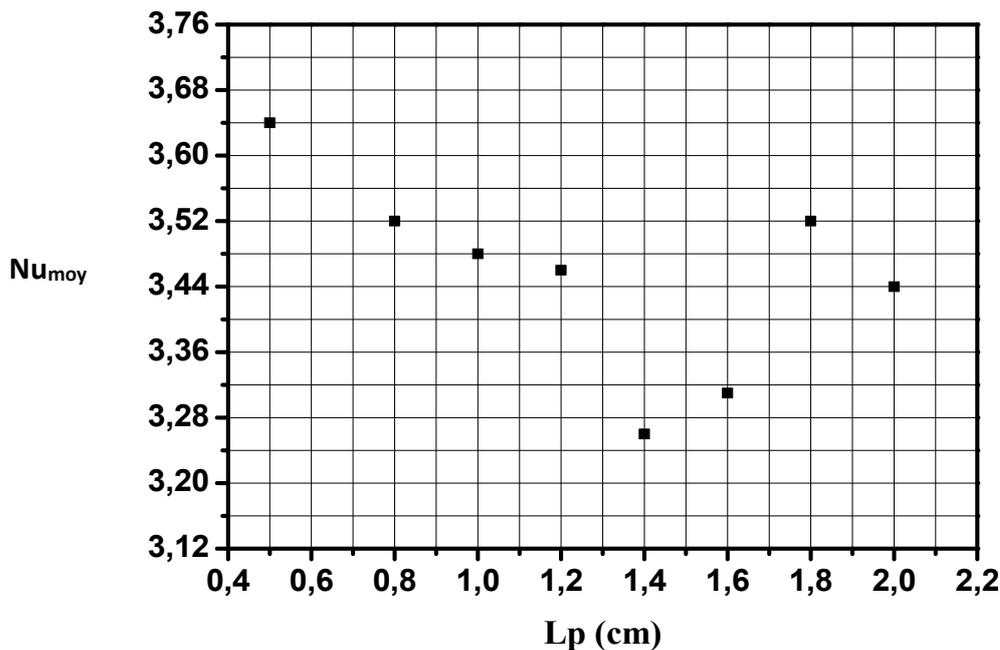


Fig 4.12 : Variation du nombre de Nusselt moyen avec la variation de la longueur des partitions ($Ra=10^4$)

4.2.1.3 Effet du nombre de partitions

Pour connaître l'influence du nombre de partition sur la structure de l'écoulement, dans la figure 4.13, on présente les champs des vitesses et les lignes de courants pour

différents nombres de partitions. On remarque que la structure et le nombre de cellules varient en fonction du nombre de partitions.

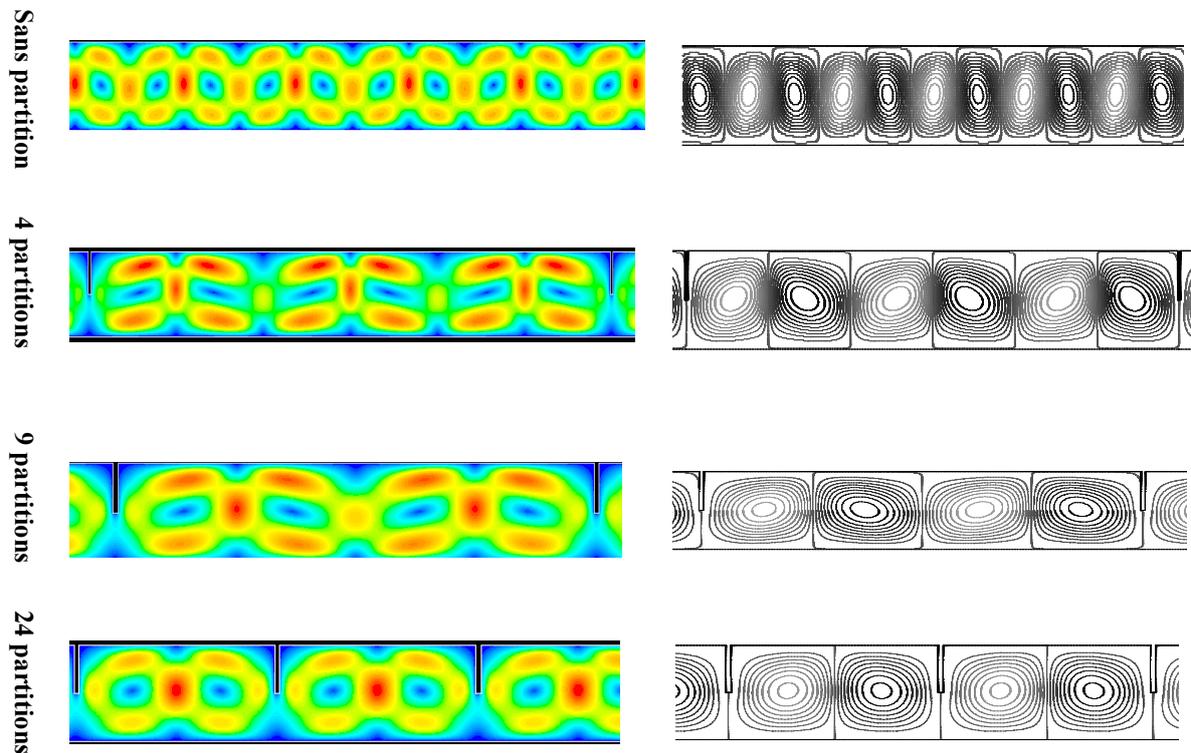


Figure 4.13: Champs de vitesses et lignes de courant pour différents nombres de partitions.

L'écoulement dans le cas sans partitions est dominé par des rouleaux réguliers parallèles de même diamètre, le nombre de rouleaux est égale à 50. Ce nombre de rouleaux est en bon accord avec la théorie (Nombre de rouleaux = L / H (facteur de forme)). Lorsque le nombre des partitions augmente, on remarque que le nombre des rouleaux diminue entre deux partitions successives, la taille des rouleaux est également affectée par cette augmentation.

Le champ de vitesses de la figure 4.13, indique que la vitesse devient faible avec l'augmentation du nombre de partitions. En calculant la vitesse moyenne dans le cas d'une cavité sans partition et une cavité menue de 24 partitions, nous avons trouvé que la vitesse moyenne de 0.024 m/s dans le cas sans partitions diminue à 0.015 m/s pour une cavité munie de 24 partitions, donc le mouvement de l'air s'affaiblit quand le nombre de partitions augmente, ceci est cohérent avec les résultats trouvés dans la littérature [111]. Par conséquent, il y a diminution du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) quand le nombre de partitions augmente, ceci se confirme par les valeurs du nombre de Nusselt moyen calculées en fonction du nombre de partitions, Tableau 4.2.

Np	Nu
4	3.82
9	3.48
24	3.02

Tableau 4.2: Variation de nombre du Nusselt moyenne en fonction du nombre des partitions

La diminution du Nu_{moy} signifie qu'il y a diminution des pertes de chaleur principalement par convection, la circulation de l'air chaud se trouve plus dans la zone avoisinant l'absorbeur (Fig 4.14), et a comme conséquence l'augmentation de la température de l'absorbeur (Fig 4.15). Nous concluons que la couche d'air stagnante au voisinage de l'absorbeur est améliorée par l'introduction des partitions.

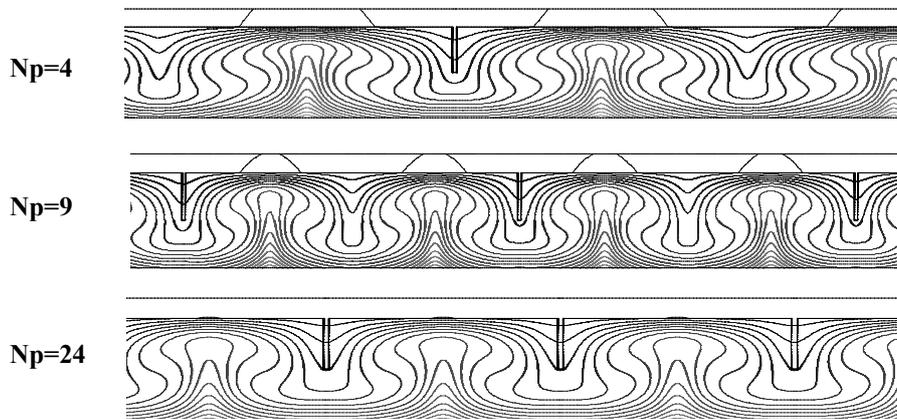


Figure4.14 : Isothermes pour différents nombres de partitions

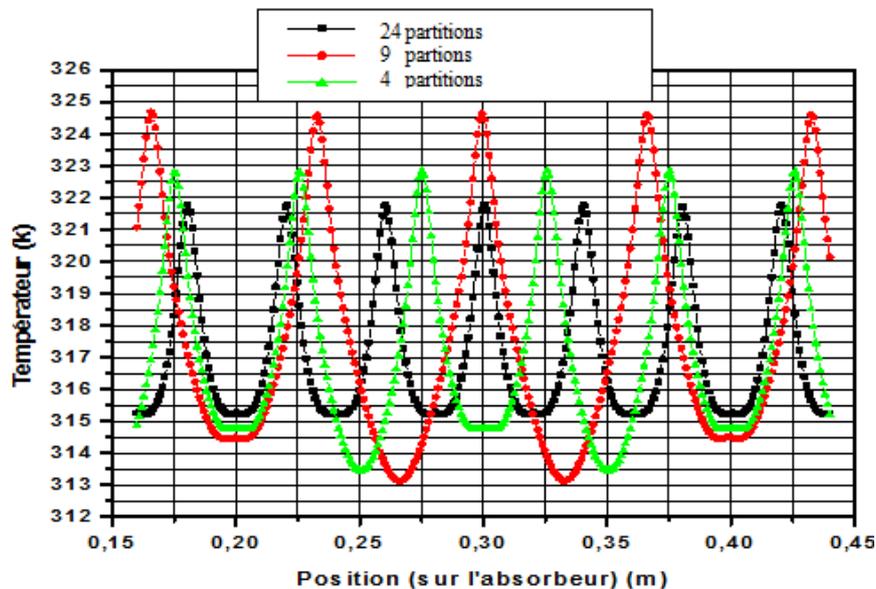


Fig.4.15 : Effet du nombre des partitions sur le profil de la température au niveau de l'absorbeur

4.2.1.4 Effet de la disposition des partitions dans la lame d'air sur le Transfert thermiques par convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire thermique plan inclinée

Dans cette partie nous nous intéressons aux effets du changement de l'emplacement des partitions sur l'écoulement du fluide et le transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire thermique plan, de hauteur $H=1\text{cm}$, de longueur $L=100\text{ cm}$, rempli d'air, inclinée d'un angle $\theta = 45$, la partie inférieure est chauffée par un flux égal à 100 w/m^2 qui correspond à un nombre de Rayleigh fixe $Ra = 3.8.10^3$.

Les partitions sont de longueur $L_P=0.6\text{cm}$, le nombre de partitions est fixé à $N_p=7$, elles sont placées parallèlement aux parois adiabatiques et sont disposées suivant trois situations dans la lame d'air : (1) partitions collées à la vitre, (2) partitions collées à l'absorbeur et partitions suspendues (entre la vitre et l'absorbeur).

Le fluide est considéré comme incompressible et les propriétés thermo-physiques sont constantes, à part la densité, pour laquelle l'approximation de Boussinesq est supposée valable.

L'écoulement engendré par la convection naturelle est considéré comme laminaire, stationnaire, bidimensionnel, newtonien et soumis au champ de pesanteur. Pour s'approcher plus de la réalité, au lieu d'imposer une température sur l'absorbeur, on a appliqué une densité de flux $q=100\text{ w/m}^2$ qui correspond au nombre de Rayleigh $Ra = 3.8.10^3$.

4.2.1.5 Effet de la disposition des partitions dans la lame d'air sur le champ dynamique et thermique

Des partitions ont été introduites dans la lame d'air, et comme nous cherchons à trouver leurs meilleurs emplacements, pour une meilleure performance du capteur solaire, nous avons étudié trois situations (Figure 4.16) : (b) partitions collées à la vitre, (c) partitions collées à l'absorbeur et (d) partitions suspendues entre l'absorbeur et vitre sans les touchées

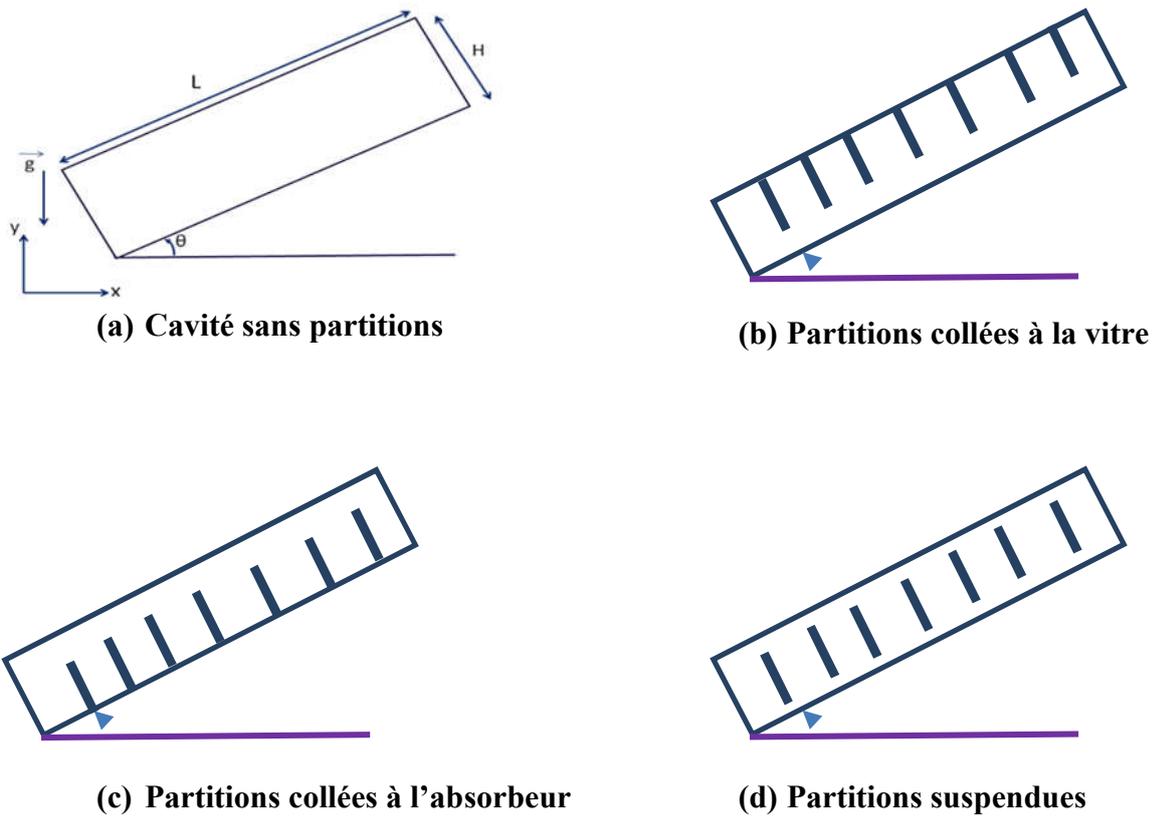


Figure 4.16 : Géométrie du domaine d'étude

4.2.1.6 Champ dynamique

Nous allons d'abord décrire l'écoulement d'air dans les trois cas mentionnés précédemment, en présentant les lignes de courant. L'examen visuel des modèles d'écoulement révèle que pour $Ra = 4.10^3$, il y a production des structures à sept cellules pour un angle d'inclinaison de $\theta = 45^\circ$, une cellule unique entre chaque deux partitions (figure 4.17), le mode unicellulaire prévaut aux angles d'inclinaison élevés [112] (le fort écoulement longitudinal dans la direction x détruit les structures multicellulaires). L'écoulement dans les trois cas étudiés présente la même tendance c'est-à-dire un écoulement monocellulaire entre les partitions.

Fluent définit la fonction de courant comme étant le débit massique entre les lignes de courant, elle se présente en termes de (kg/s) [101]. Une comparaison des valeurs de la fonction de courant montre que la circulation de l'air près de l'absorbeur est plus faible quand les partitions sont suspendues.

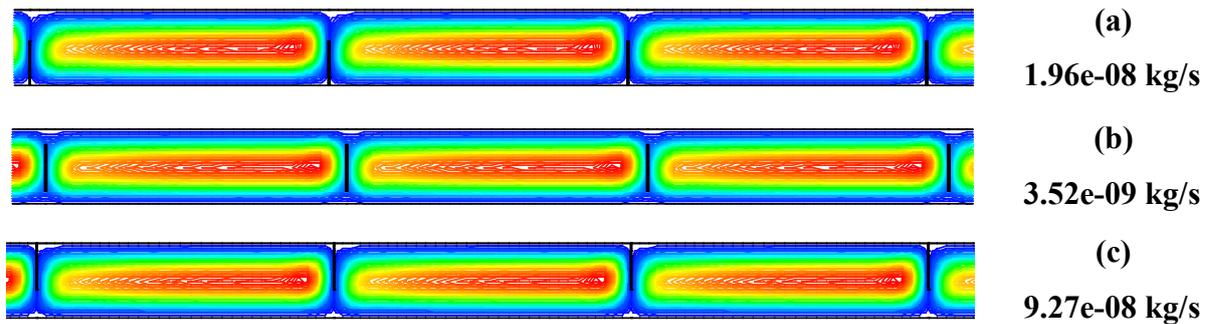


Figure 4.17 : Ligne de courant

(a) partitions collées à l'absorbeur, (b) partitions suspendues, (c) partitions collées à la vitre

La force de flottabilité résultante de la variation de la densité dans la lame d'air, de l'absorbeur chaud à la vitre froide, est la force motrice de la convection. La dissipation de la force de flottabilité se fait par le cisaillement visqueux dans le fluide et au niveau des parois, ou la force de la viscosité a un effet résistant. Les partitions redirigent le mouvement du fluide vers l'absorbeur (fig4.18) en particulier pour le cas des partitions suspendues où nous trouvons que l'air chaud est plus dense dans la zone avoisinant l'absorbeur.

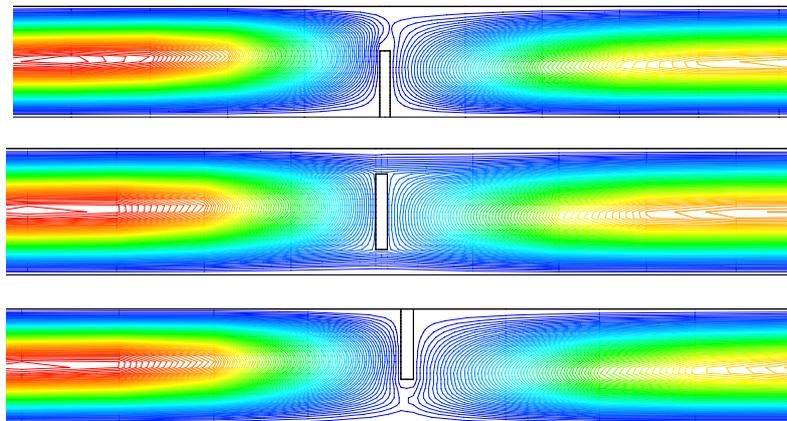


Figure 4.18: Ligne de courant (zoom sur les partitions)

L'introduction des partitions augmentent les forces résistantes à la force de flottabilité et provoquent une diminution de la vitesse du fluide (Tableau 4.3), la diminution atteint des valeurs minimales pour le cas des partitions en suspens.

Partitions	Suspendues	Collées à lavitre	Collées à l'absorbeur
$v_x(\text{m/s})$	0.000236	0.000258	0.000296
$v_y(\text{m/s})$	0.0006078	0.000828	0.000837

Tableau 4.3: Les composantes moyennes des vitesses selon les axes x et y

4.2.1.7 Champ thermique

Nous présentons maintenant les résultats montrant l'effet de la variation de la disposition des partitions sur le champ thermique, nous ne pouvons pas analyser les résultats sans se référer aux résultats du champ dynamique.

Nous présentons dans la figure 4.19, les différents profils de températures pour les trois situations étudiées. La courbe noire correspond au cas des partitions suspendues, les courbes bleu et vert correspondent respectivement au cas des partitions collées à l'absorbeur et collées à la vitre.

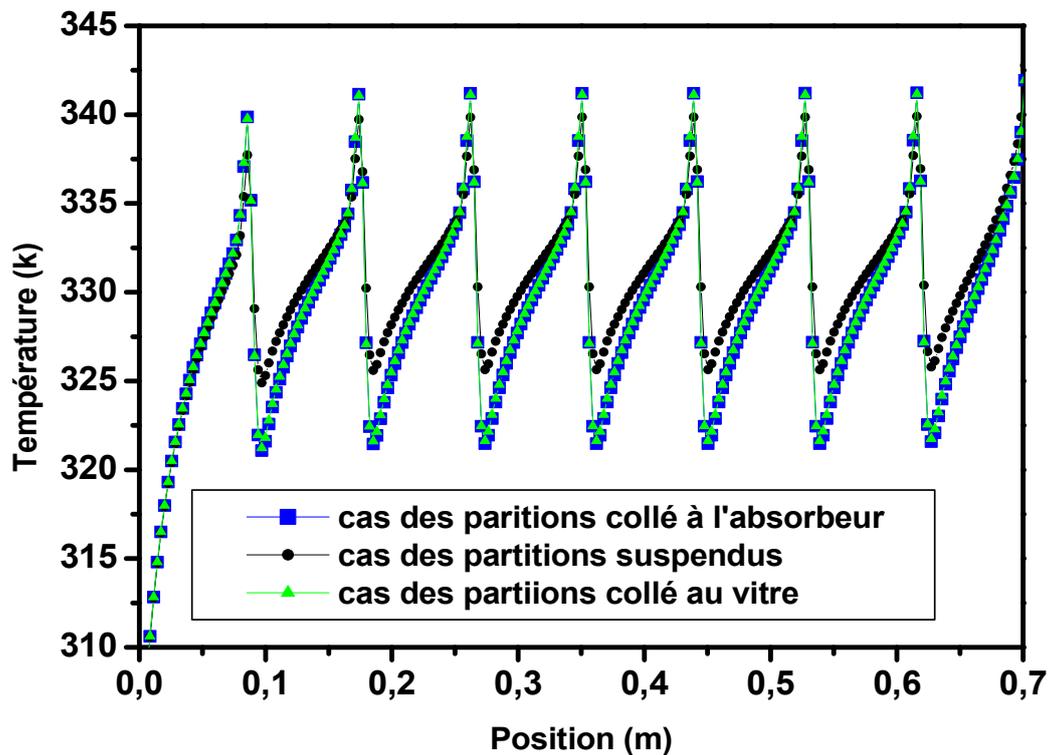


Fig 4.19: La variation de la température au niveau de l'absorbeur.

Nous constatons que la courbe dans le cas suspendu présente un minimum supérieur à ceux des autres cas. On a effectivement un minimum de 325 K dans le cas suspendu alors qu'il descend jusqu'à 320 K pour les deux autres cas, de même, l'amplitude des oscillations de la température dans le cas des partitions suspendues est faible par rapport aux deux autres cas, ceci nous permet de dire que la lame d'air menue des partitions suspendues chauffe mieux l'absorbeur. Pour expliquer ce constat, nous avons tracé les isothermes et les vecteurs vitesses pour les différents cas (figure 4.20 et 4.21).

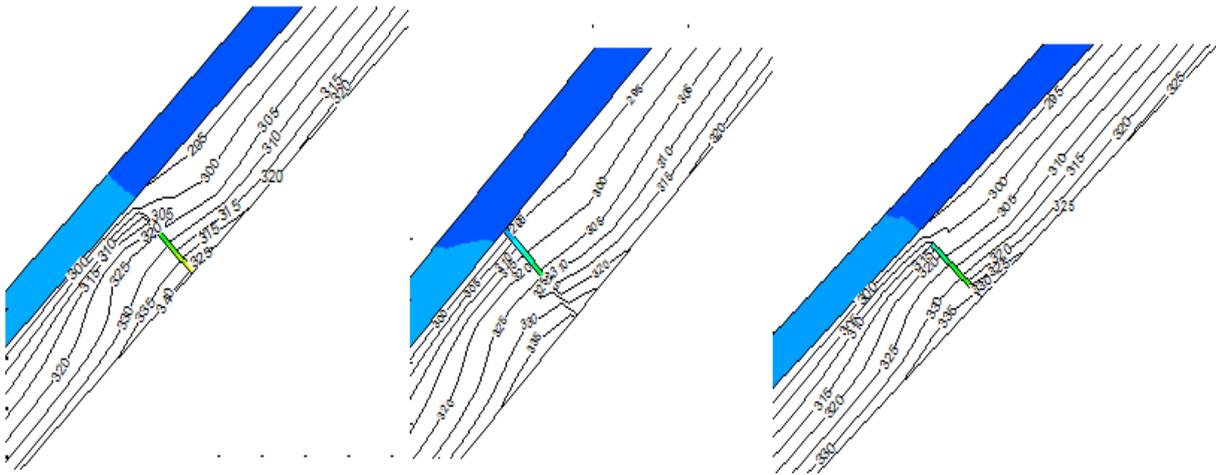
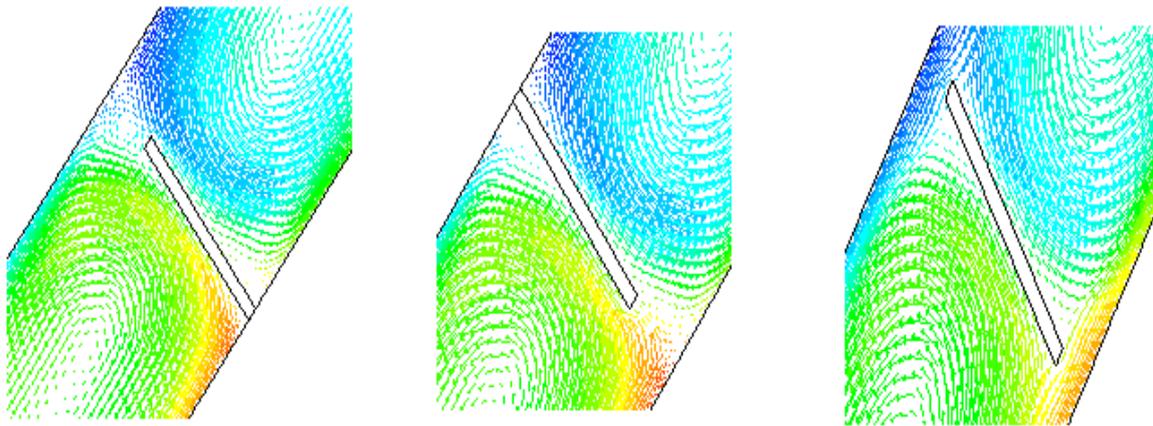
Figure 4.20: Isothermes pour $Ra=3.8.10^3$ et $\theta = 45^\circ$ 

Figure 4.21: Vecteurs vitesses colorés par la température

L'analyse des isothermes (Figure 4.20) montre que les zones les plus chaudes sont pour les trois cas, localisées au voisinage de l'absorbeur et aux extrémités des partitions. Nous remarquons que les isothermes ont été compressées plus vers l'absorbeur pour le cas des partitions suspendues, en effet les partitions suspendues orientent les particules d'air chaud vers l'absorbeur (Figure 4.21) avec le soutien du mouvement descendant de l'air au niveau de la vitre qui appuie et pousse les particules d'air vers le bas.

On note aussi une stratification de la température dans les sections éloignées des partitions, cela signifie que le transfert de la chaleur au cœur de la grande cellule se fait par conduction. Pour le cas suspendu, les isothermes dans la section entre deux partitions successives sont caractérisées par des températures plus élevées au niveau de l'absorbeur.

4.2.1.8 Répartition moyenne du transfert de la chaleur

Afin d'évaluer dans quelle mesure la présence des partitions affecte le transfert de chaleur le long de la paroi chaude, le coefficient du transfert de la chaleur h ($W/m^2.k$) par convection a été tracé le long de la paroi chaude (absorbeur) pour un nombre de Rayleigh fixé ($Ra=3.8 \cdot 10^3$) pour différentes positions des partitions.

À travers les résultats obtenus précédemment, la température de l'absorbeur atteint des valeurs maximales pour le cas des partitions suspendues, l'analyse de l'évolution du coefficient du transfert de la chaleur h ($W/m^2.k$) local par convection, au niveau de l'absorbeur pour les trois cas présentés dans la figure 4.22, démontre que la courbe dans le cas suspendu présente un maximum inférieur à ceux des autres cas. On a effectivement un maximum de $9 W/m^2.K$ dans le cas suspendu alors qu'il croît jusqu'à $12 W/m^2.k$ pour le cas collé à la vitre et $13 W/m^2.k$ pour le cas collé à l'absorbeur.

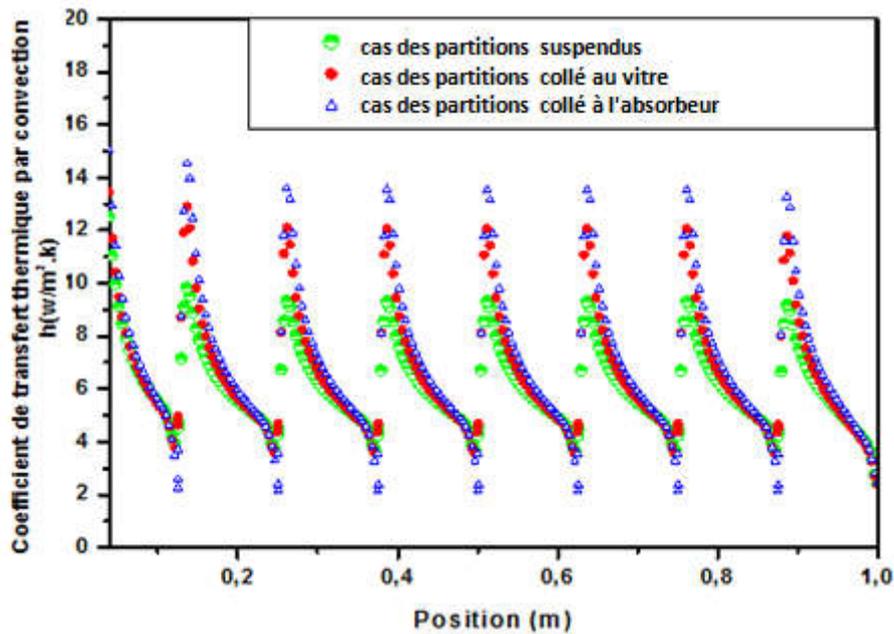


Figure 4.22 : Coefficient de transfert convectif h ($W/m^2.k$) le long de la paroi chaude

Cela signifie que le transfert de la chaleur est affecté par la position des partitions et le minimum du taux de transfert de la chaleur par convection est observé pour le cas des partitions suspendues.

Les résultats obtenus dans la figure 4.22 ont été comme prévu ce qui renforce les résultats obtenus précédemment. Pour quantifier plus ces déductions, nous présentons dans le tableau 4.4, les valeurs du Nusselt moyens et le coefficient d'échange moyen au niveau de l'absorbeur pour les trois situations et le cas sans partitions :

Partitions	Suspendues	Collées à l'absorbeur	Collées à lavitre	Sans partitions
h (W/m ² -k)	5.41	7.34	6.24	8.31
Nu_{moy}	2.19	2.98	2.53	3.37

Tableau 4.4: Nombre de Nusselt moyen et coefficient d'échange moyen h au niveau de l'absorbeur

Nous constatons que les valeurs du nombre de Nusselt moyen dans le cas la cavité sans partitions est supérieur à ceux des cavités munies de partitions avec différentes positions. La valeur moyenne du Nusselt diminue plus lorsque les partitions sont suspendues dans la lame d'air, cela signifie que le transfert de chaleur diminue ; l'efficacité relative de la convection dans le refroidissement du l'absorbeur est mieux freinée.

4.2.2 Partie (2) : Résultats de la modélisation en 3 D

Des essais expérimentaux, des calculs analytiques et numériques détaillées dans des cavités rectangulaires ont révélé que l'écoulement est principalement a une structure tridimensionnelle (3D) [113]. Dans cette partie, on va traiter en trois dimensions, la convection naturelle de l'air dans une cavité rectangulaire qui représente la lame d'air d'un capteur solaire chauffée par le bas. Des partitions ont été introduites dans la lame d'air sous les mêmes conditions du modèle en 2D.

Le modèle physique considéré est présenté sur la figure 4.23. Il s'agit d'une cavité parallélépipédique constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales isolantes, inclinée d'un angle $\theta = 45^\circ$, de longueur L et de largeur l . La longueur L est fixée à 1 m, la largeur prend la valeur $l=0.1$ m et l'épaisseur de la lame d'air prend la valeur $H = 1$ cm. L'épaisseur du verre étant $e_v = 4$ mm. La gravité g est le long de la direction y .

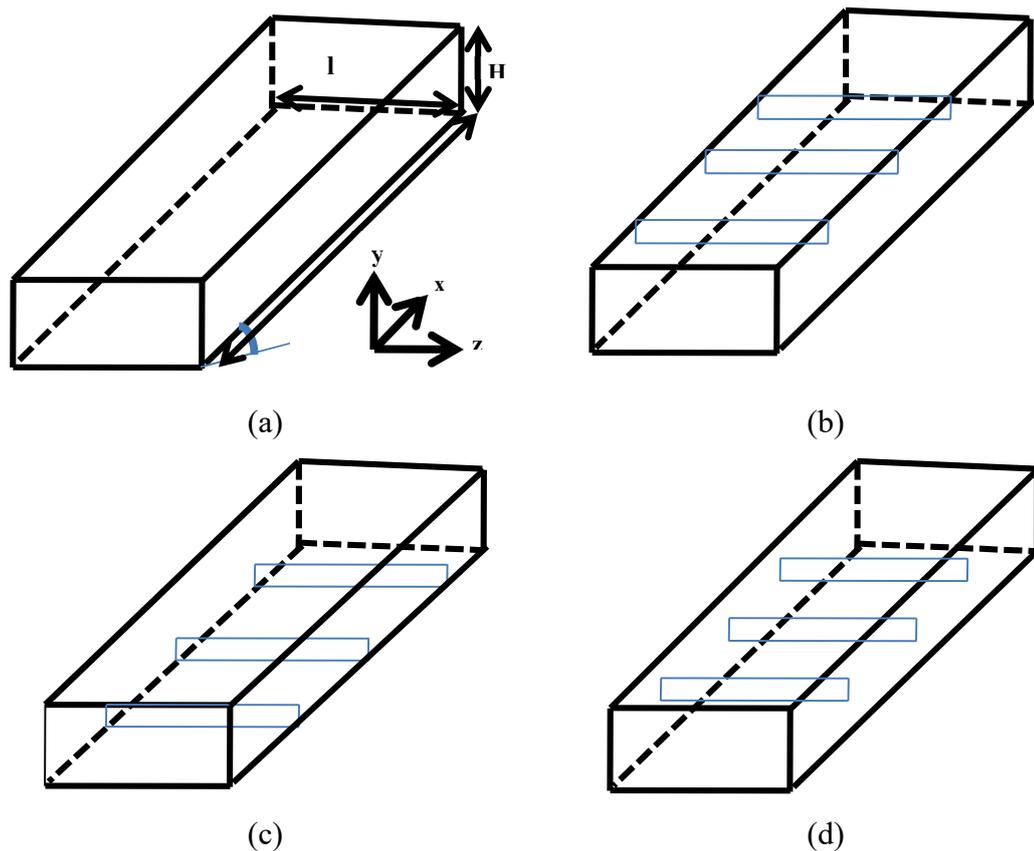


Figure 4.23: Géométrie de domaine d'étude : cas 3D

(a) Cavité sans partitions, (b) Partitions collées à la vitre, (c) Partitions collées à l'absorbeur et (d) Partitions suspendues

4.2.2.1 Effet de la disposition des partitions dans la lame d'air sur le champ dynamique et thermique

Les simulations 3D instationnaire ont permis d'étudier en détail le comportement thermique des partitions et de comprendre le phénomène physique réelle du problème, l'analyse est réalisée sous l'hypothèse d'un écoulement laminaire avec un nombre de Prandtl $Pr=0.71$. Pour l'approche numérique du problème. Les conditions aux limites imposées dans le modèle numérique sont présentées sur la figure 3.11 du chapitre 3.

4.2.2.2 Le champ dynamique

La convection naturelle dans les cavités horizontales, chauffées par le bas, commence lorsque le paramètre dominant le nombre de Rayleigh dépasse une valeur critique Ra_c , au-dessus de cette valeur, le fluide est brassé par des cellules thermo-convectives de forme plus ou moins complexes qui s'agencent différemment en fonction de la géométrie de la cavité contenant le fluide. Davis [17] (théoriquement) et Stork et Miller [114] (expérimentalement) ont trouvé que plus la cavité est confinée, plus le rapport de forme A est petit, plus Ra_c est

élevé par exemple de $A = 1$ à $A = 5$, Ra_c diminue rapidement de 7.10^3 à 2.10^3 ; à l'opposé, quand les dimensions latérales tendent vers l'infini, Ra_c tend vers la valeur limite 1708. L'influence des parois latérales passives diminue à mesure que A augmente [115].

Pour notre cas on fixe la valeur du nombre de Rayleigh ($Ra = 3.8.10^3$), cette valeur est supérieure à Ra_c pour un rapport d'aspect $A=100$ (présent travail). La caractéristique tridimensionnelle du champ d'écoulement peut être obtenue à partir de la vision des trajectoires des particules d'air (figure 4.24), la convection naturelle dans la cavité sans partitions, dans le cas incliné, est dominée par un flux convectif instable, qui est due à la superposition de deux écoulements, un écoulement longitudinal due au gradient de température horizontal et un écoulement de Rayleigh-Bénard (Ra-Be) due au gradient vertical.

Les particules d'air chaud montent le long du côté chaud (absorbeur) et redescend le long du côté froid (vitre), on a formation d'une cellule le long de la cavité. A un certain nombre de Rayleigh critique (Ra_c) les cellules de Ra-Be viennent se superposer à l'écoulement principal.

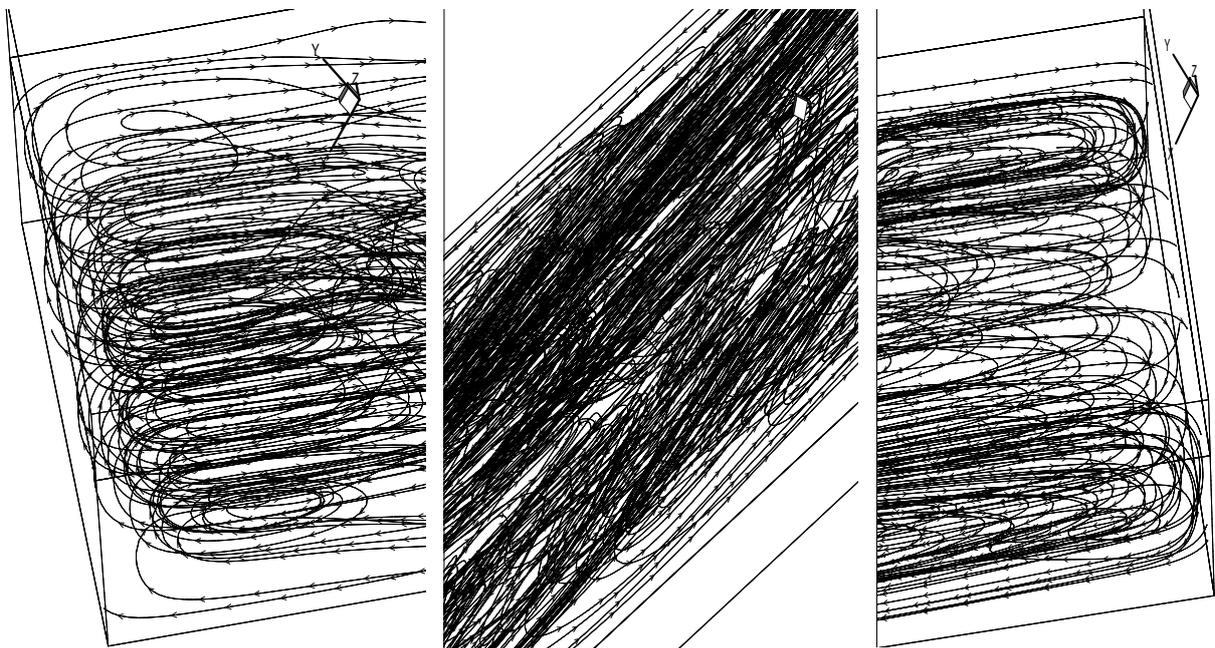


Figure 4.24: Trajectoires des particules de l'air dans une cavité de type capteur solaire

Ce qui nous intéresse est de voir l'effet de la disposition des partitions dans la cavité sur le mouvement de l'air, on a donc présenté sur la figure 4.26 les trajectoires des particules

de l'air sur une coupe longitudinale ; plan (xoy) (Figure 4.25) située à mi-z ($z=0.51\text{cm}$). Le nombre de partitions utilisées est de 12.

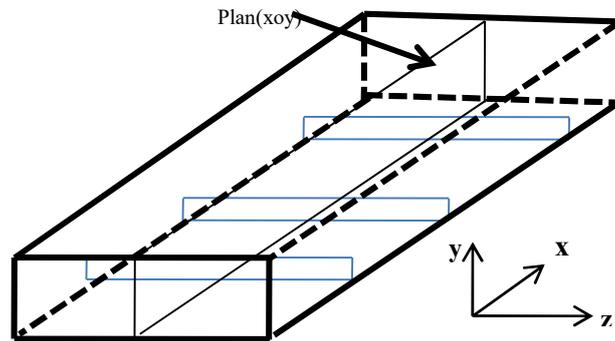


Figure 4.25: Représentation schématique d'un plan longitudinal (xoy)

D'après la figure 4.26, on remarque que l'écoulement dans les trois cas a, b, c, respectivement, partitions collées à la vitre, partitions collées à l'absorbeur et partitions suspendues, présente la même tendance. Des rouleaux d'axes transversaux dont un rouleau rectangulaire principal apparaît entre chaque deux partitions, à l'intérieur de ce dernier il y a formation des petits rouleaux formant ensemble un rouleau serpentin d'un centre proche du côté gauche de chaque partition. Par rapport au cas de la cavité sans partitions, l'écoulement est plus stable en présence des partitions.

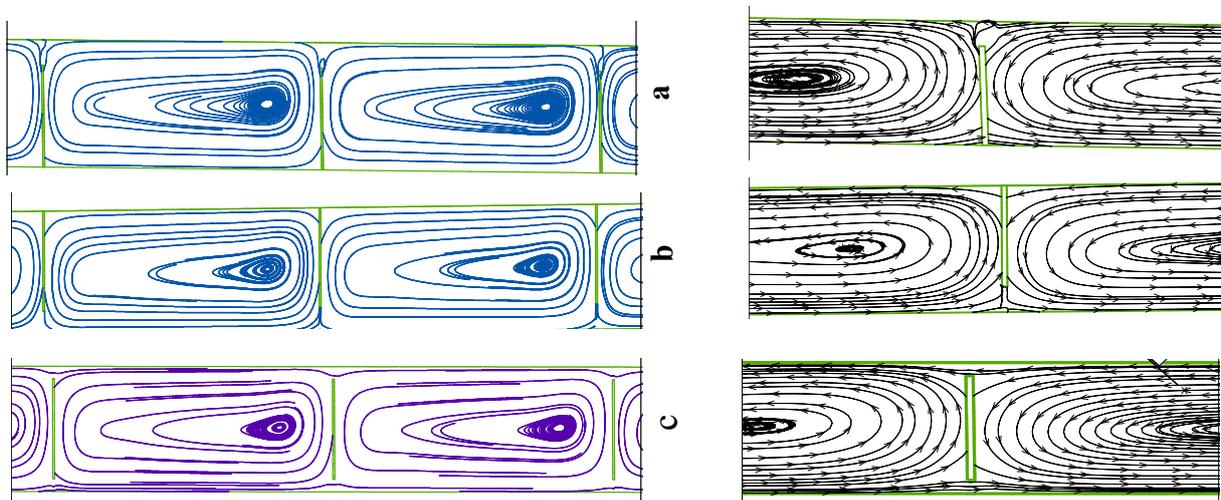


Figure 4.26 : Trajectoires des particules de l'air dans une cavité munie des partitions
 (a) Partitions collées à l'absorbeur, (b) Partitions collées à la vitre, (c) Partitions suspendues

Dans les cavités rectangulaires, les axes des rouleaux de convection sont alignés parallèlement au côté le plus court de la cavité rectangulaire l [113].

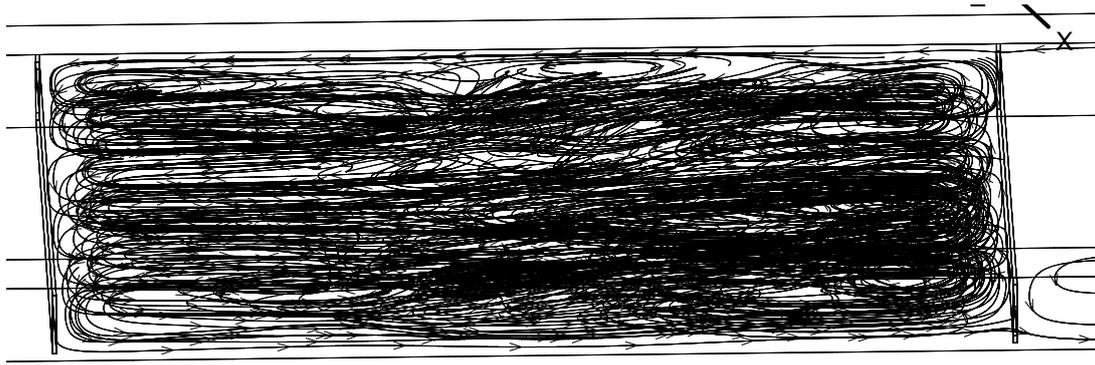


Figure 4.27: Vision 3D de trajectoire des particules de l'air entre deux partitions

Les partitions redirigent le mouvement du fluide vers l'absorbeur (fig4.26) surtout pour le cas des partitions suspendues où nous constatons une circulation de l'air chaud dans la zone avoisinant l'absorbeur plus que les autres cas (ce constat est vu aussi dans le cas 2d).

Dans la partie inférieure de la cavité, l'air se déplace dans la direction du gradient de température imposé et dans la partie supérieure, il se déplace dans la direction opposée, l'introduction des partitions dans la cavité offre une plus grande surface de cisaillement dans la lame d'air, la vitesse selon l'axe y (V_y) est plus faible quand les partitions sont suspendues (Tableau 4.5).

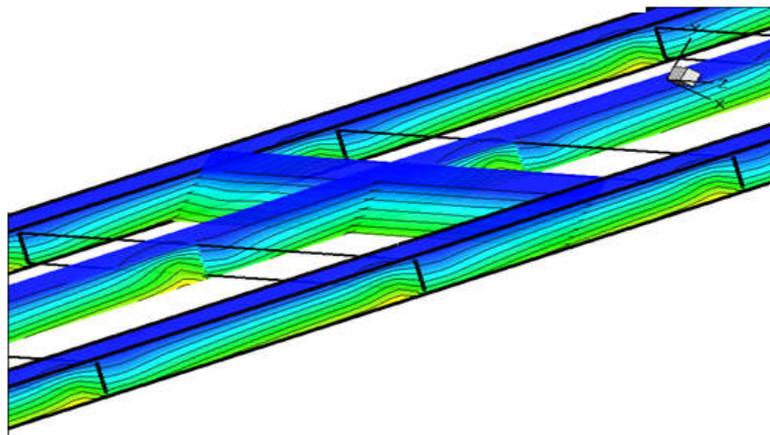
Position	Cas suspendu	Cas collé à la vitre	Cas collé à l'absorbeur
$V_y(\text{m/s})$	0.000375	0.000839	0.001026

Tableau 4.5: La composante moyenne de la vitesse selon l'axe y

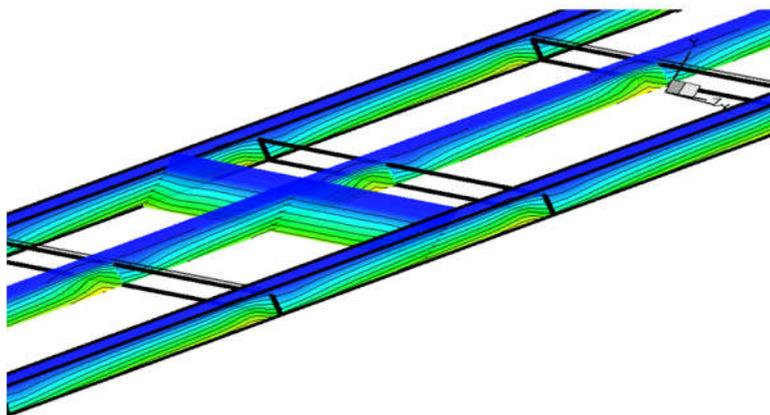
4.2.2.3 Champ thermique

En se basant sur les résultats de champ dynamique, nous discutons dans ce paragraphe l'effet de la variation de la disposition des partitions sur le champ thermique.

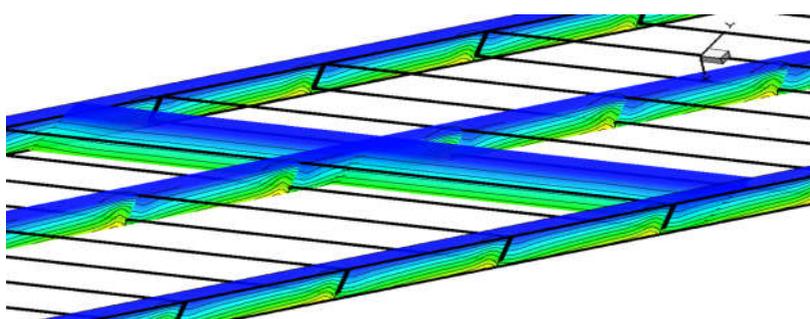
A travers la figure 4.28, on s'aperçoit que le comportement du fluide semble identique pour tous les cas, un champ de température stratifié dans la zone entre deux partitions successifs et par conséquent, un régime de transfert de chaleur conductif entre les deux partitions dans cette zone. Les isothermes sont modifiées comme une vague à l'approche des partitions, cela indique un changement dans le régime de transfert de chaleur vers la convection.



(a)



(b)



(c)

Figure 4.28: Champs de températures sur : une paroi longitudinale, une paroi transversale et les parois latérales, en présence de 12 partitions.

(a)Partitions suspendues, (b) Partitions collées à l'absorbeur,(c) Partitions collées à la vitre

La figure 4.29 montre plus ce qui a été observé précédemment, avec une vision 3D des isothermes qui apparaissent en parallèle selon l'axe z sans oscillation surtout dans la zone au centre entre deux partitions.

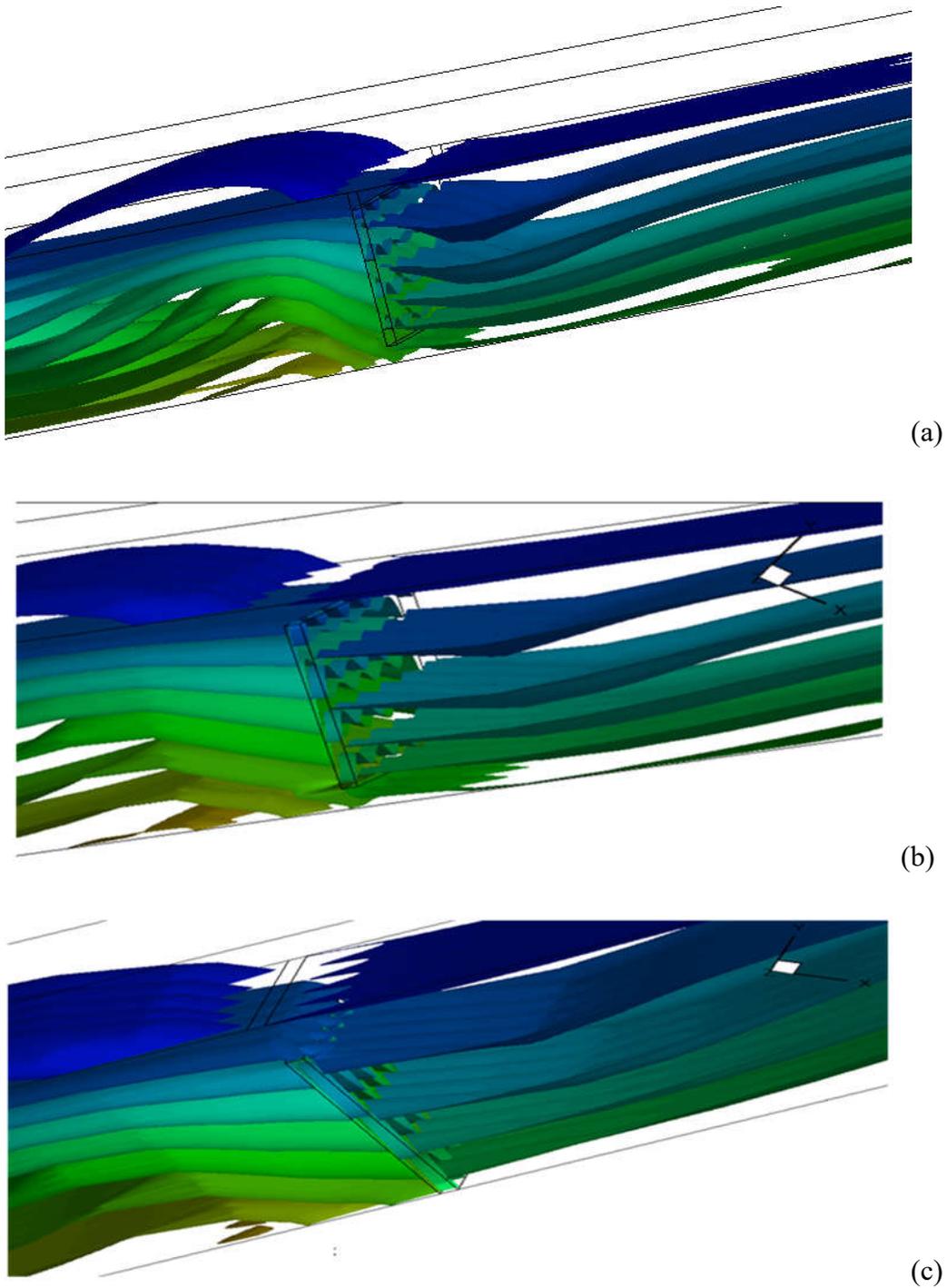


Figure 4.29: Iso-surfaces de température pour différentes positions de partitions
(a) Partitions collées à la vitre, (b) Partitions suspendues et (c) Partitions collées à l'absorbeur

Pour voir quelle position de partitions l'absorbeur est plus chaud, on a tracé l'évolution de la température au niveau de la paroi chaude (l'absorbeur) pour différentes dispositions des partitions, suivant l'envergure ; la troisième dimension du système (z), à trois positions (bas, milieu et haut) de l'axe x (figure 4.30).

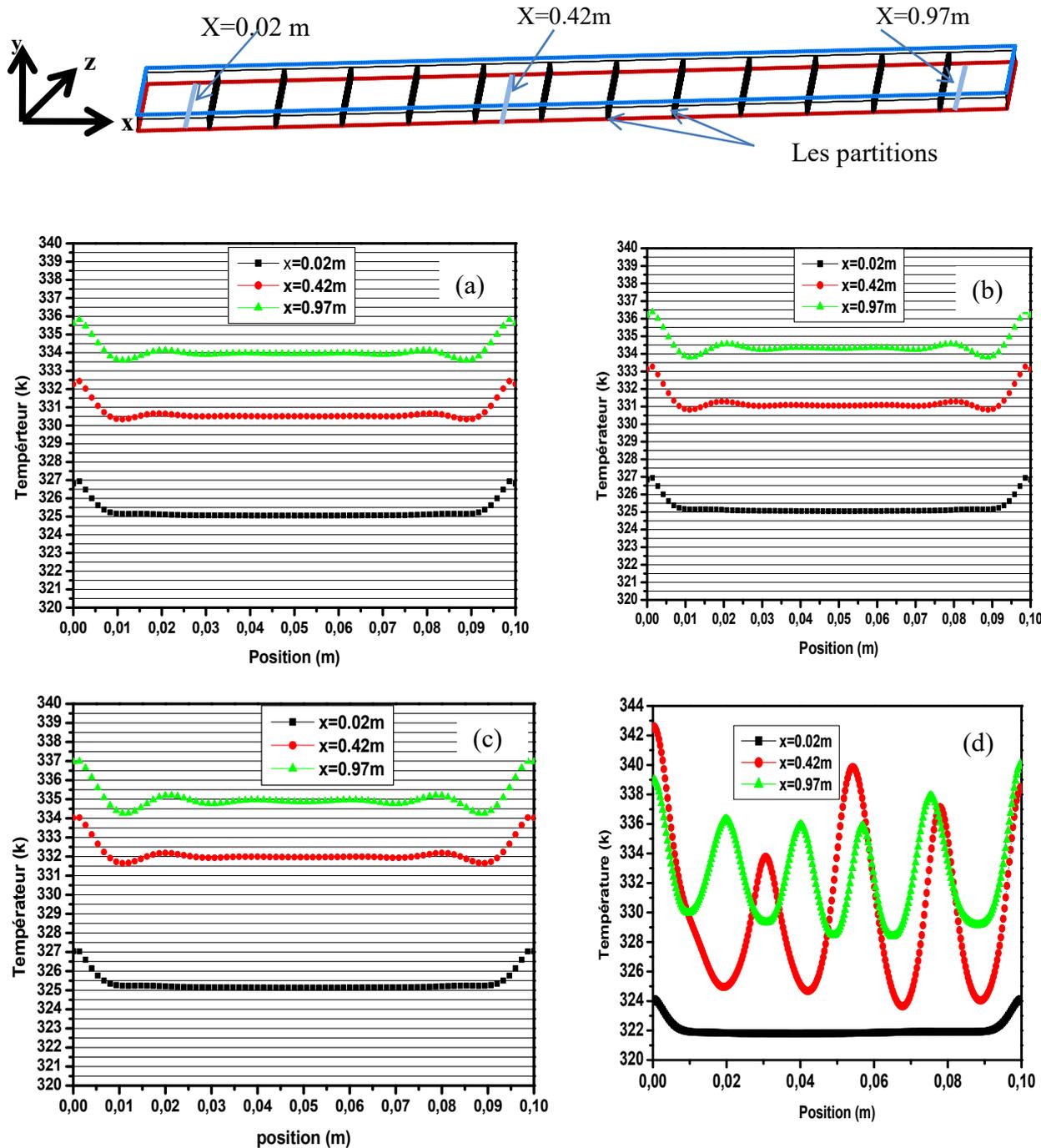


Figure 4.30: Évolution des profils de température au niveau de l'absorbeur pour différents emplacements des partitions (cas avec 12 partitions)

(a) Collées à l'absorbeur, (b) Collées à la vitre, (c) Suspendues, (d) Cavité sans partitions

Sur la partie supérieure de la cavité ($x=0.7m$) la température est évidemment plus élevée par rapport à la partie inférieure ($x =0.02m$) et ceci pour tous les cas (a, b et c). La température se développe sous forme d'une ligne droite, les valeurs sont presque constantes contrairement au cas sans partitions où l'on note la présence des oscillations plus ou moins régulières, cela signifie que l'ajout des partitions rend la température plus stable.

En bas de la cavité, la température est la même pour les trois cas, mais plus en monte plus elle augmente et varie selon le cas (tableau 4.6).

Position longitudinale	Bas($x=0.02$)	Milieu($x= 0.42$)	Haut($x=0.97$)
Cas suspendue	325.2	332	335
Cas collé à l'absorbeur	325	330.5	334
Cas collé au vitre	325	331	334.5

Tableau 4.6: Température moyenne (k) des profils de la figure 4.30

La présence des partitions ($N=12$: nombres de partitions) dans la lame d'air a permet de freiner la convection et stabiliser la température.

En se basant sur les résultats en 2D : nous avons déduit que plus on augmente le nombre de partitions plus la convection diminue. En 3D, nous avons testé l'effet de la convection quand on fait diminuer le nombre à sept partitions ($N=7$). A travers le profil des températures dans la figure 4.31, nous remarquons que la température évolue en prenant la forme d'ondulations pour tous les cas (b, c et d) contrairement au cas avec douze partitions, l'ampleur des oscillations est influencée par le positionnement des partitions.

En effet les partitions réduit l'amplitude des oscillations en empêchant le premier départ de l'air chaude [116] la convection est freinée en augmentant leurs nombres et elle est plus faible dans le cas des partitions en position suspendues.

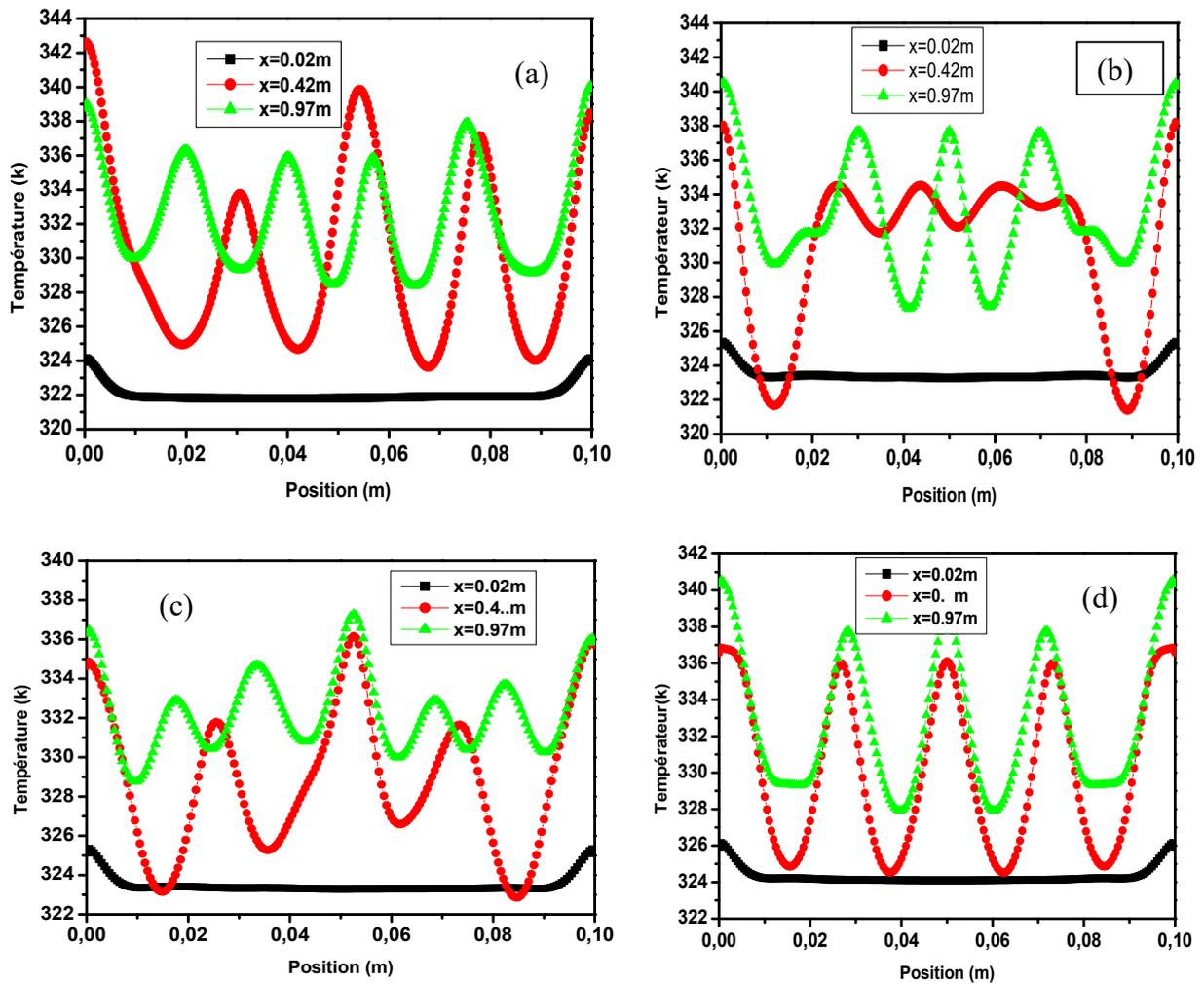


Figure 4.31: Évolution des profils de la température au niveau de l'absorbeur pour différents emplacements de partitions (cas avec 7 partitions)

a- Cas sans partitions, b- Cas suspendue, c- Cas collé au verre, d- Cas collé à l'absorbeur

L'amplitude des oscillations étant faible pour le cas des partitions suspendus, sa température moyenne au niveau de l'absorbeur est plus chaude. (Tableau 4.7)

Position	Bas(x=0.02)	Milieu(x=0.42)	Haut(x=0.97)
Cas suspendue	323	330.2	333.3
Cas collé à l'absorbeur	322.2	328.5777	331.7536
Cas collé au verre	322.9	328.89	331.92

Tableau 4.7 : Température moyenne (k) des profils de la figure 4.32

En comparant les résultats obtenus avec sept et douze partitions, nous trouvons que la température est plus stable sur les lignes pour douze partitions, alors que nous trouvons qu'il oscille entre deux valeurs min et max pour sept, la température moyenne augmente en augmentant le nombre des partitions.

4.2.2.4 Répartition moyenne du transfert de la chaleur

À travers les résultats obtenus précédemment qui indiquent que la température de l'absorbeur atteint des valeurs maximales pour le cas des partitions suspendues et puisque nous savons que la température et les pertes de la chaleur sont inversement proportionnelles, il est envisagé que le coefficient du transfert de la chaleur par convection atteint des valeurs minimales pour ce cas.

La figure 4.32 présente l'évolution du coefficient du transfert de la chaleur h ($W/m^2 \cdot K$) dans les mêmes positions de la figure 4.31 pour les trois cas étudiés (douze partitions). Le coefficient de transfert de chaleur est calculé par la relation suivante :

$$h = \frac{q_p}{T_p - T_m}$$

q_p : Représente l'intensité du flux de chaleur à la paroi, T_p , T_m sont respectivement la température à la paroi et la température moyenne du mélange fluide.

La différence de température entre la paroi et la température de référence de l'écoulement est très influente sur la valeur du coefficient d'échange convectif. La température moyenne de mélange est calculée comme température moyenne de débit massique (Mass-Weighted Average) d'air [117]:

$$T_m = \frac{\int_A \rho u T dA}{\int_A \rho u dA}$$

u : La composante de la vitesse suivant la direction de l'écoulement et T la température.

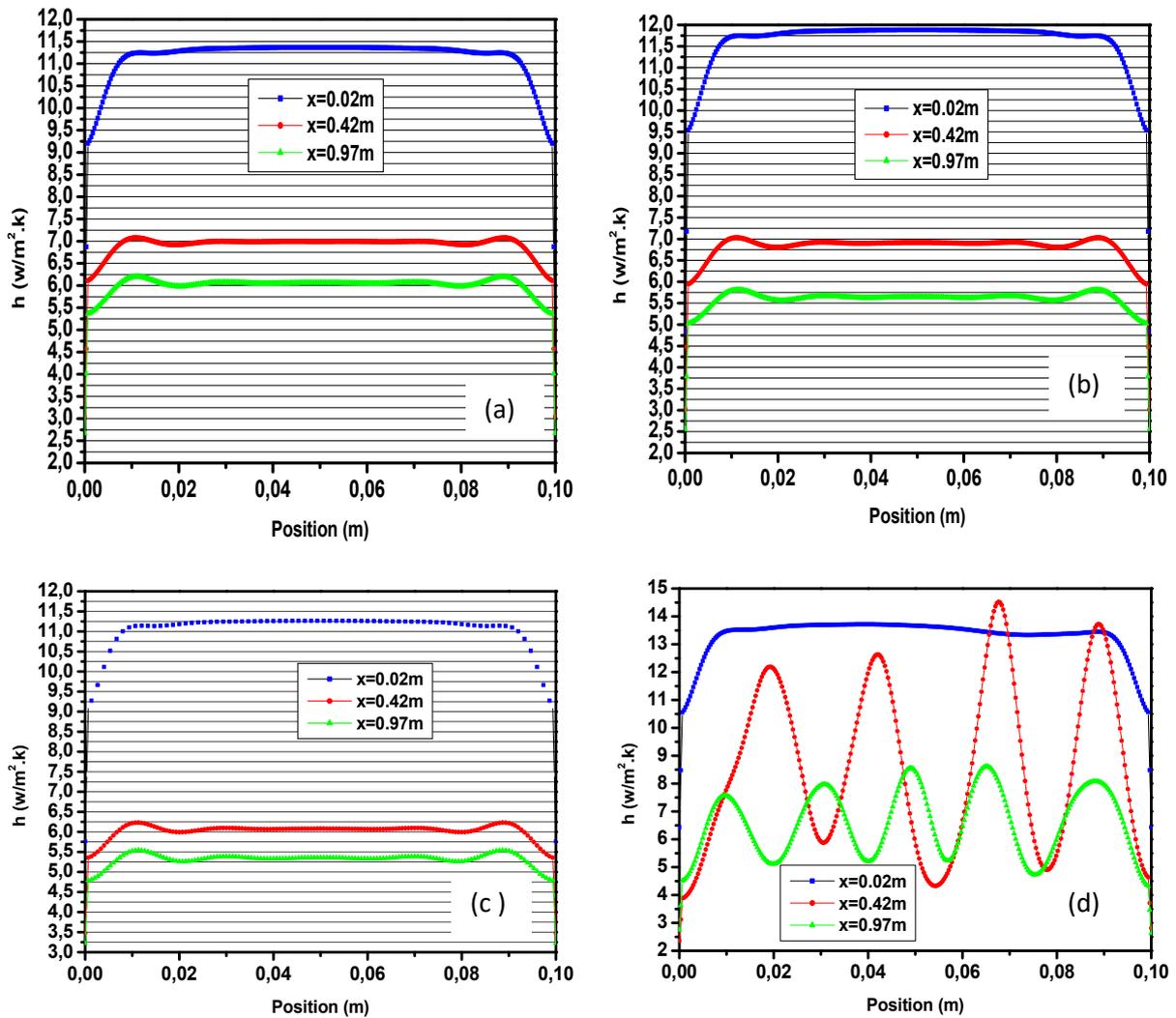


Figure 4.32: Evolution du coefficient du transfert de la chaleur h ($W/m^2.k$) par convection pour différents cas (12 partitions).

(a) Cas collé à l'absorbeur, (b) Cas collé au verre, (c) Cas suspendu, (d) Cas sans partitions

De ces graphiques, il ressort que le coefficient du transfert par convection le plus faible pour les trois positions de x est le cas suspendu, comme il est prévu.

En effet dans le cas sans partitions les mouvements convectifs sont significatifs, ce qui produit une augmentation de h . En introduisant des partitions dans la lame d'air, la convection s'affaiblit (pas d'oscillations) et plus freinée par les partitions suspendues.

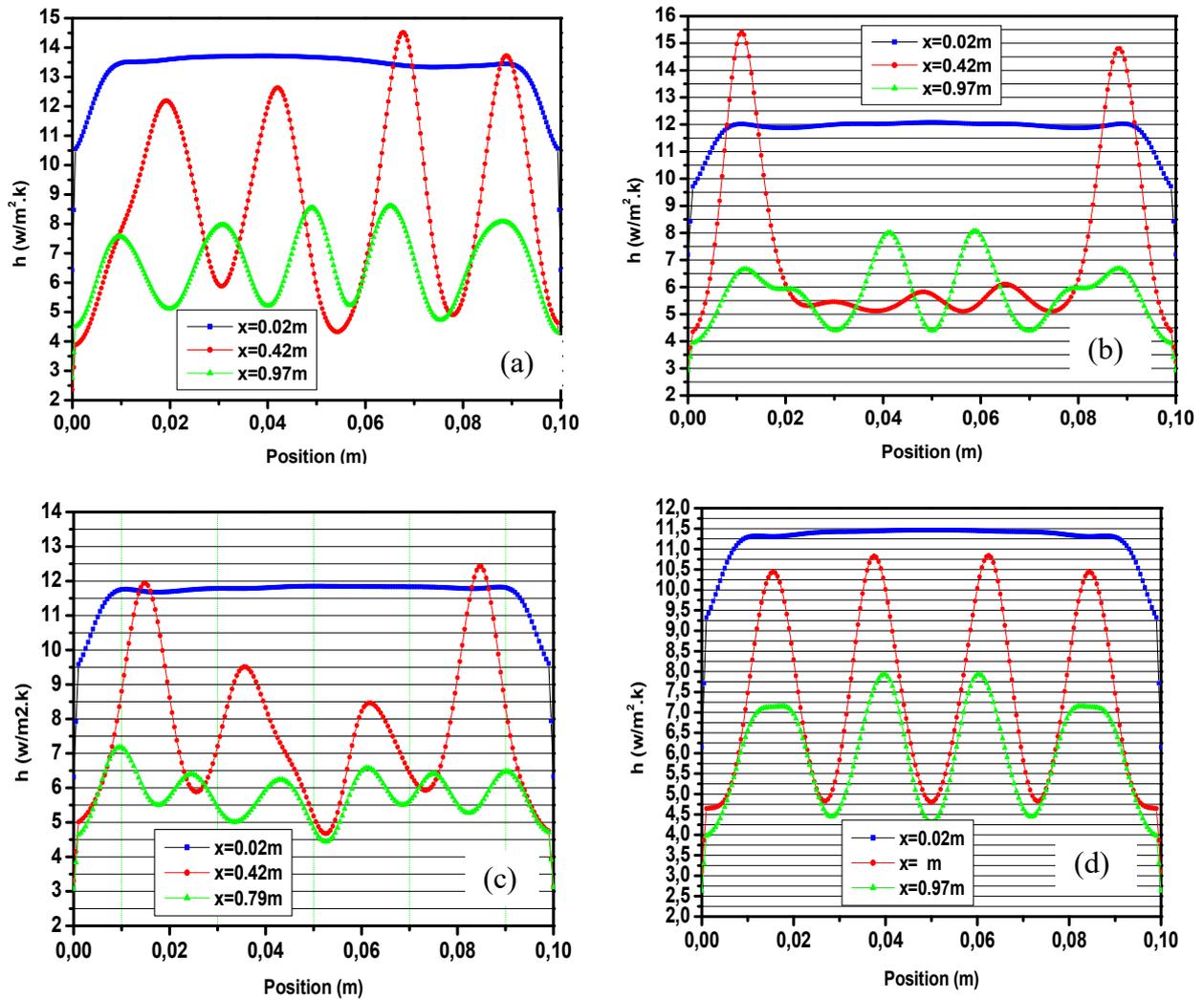


Figure 4.33: Evolution du coefficient de transfert de la chaleur h ($W/m^2.k$) par convection pour différents cas (7 partitions).

(a) Cas sans partitions, (b) Cas suspendu, (c) Cas collé au vitre, (d) Cas collé à l'absorbeur

Pour le cas avec sept partitions, il est difficile d'identifier le cas où le coefficient h prend des valeurs minimales, c'est pour ça que nous avons calculé la valeur moyenne du coefficient d'échange convectif moyen \bar{h} au niveau de l'absorbeur, ce dernier est déterminé à l'aide du code de calcul Fluent :

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \int h dA$$

A: la surface de l'absorbeur

Le tableau 4.8 récapitule la valeur moyenne de h pour différents cas.

Position des partitions	suspendues	collées à l'absorbeur	collées à la vitre	sans partitions
h (W/m ² .k)	8.10	8.53	8.51	9.7

Tableau 4.8: Récapitulé des valeurs moyennes de h (W/m². k) pour différents cas

Si nous comparons les deux figures 4.32 et 4.33, nous trouvons que dans le cas avec douze partitions, le coefficient d'échange est plus faible dans le cas de 12 partitions donc il chauffe plus l'absorbeur notamment les partitions suspendues.

4.2.3 L'effet du rayonnement sur le transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire thermique

Le verre et le polycarbonate sont des matériaux considérés comme des milieux semi-transparents, possédant des propriétés optiques différentes dans le domaine spectral : ils ont une transmittance très élevée au rayonnement d'origine solaire, c.-à-d. les courtes longueurs d'ondes et une très faible transmittance au rayonnement de grandes longueurs d'ondes (rayonnement infrarouge).

Pour la modélisation du rayonnement thermique, le code CFD FLUENT propose cinq modèles différents : modèle de rayonnement de transfert discret (DTRM), modèle de rayonnement P-1, modèle de rayonnement de Rosseland, modèle de rayonnement surface-to-surface S2S et le modèle des ordonnées discrètes DO.

La méthode des OD, c'est la seule méthode qui permet de modéliser des parois semi-transparentes de différents types, (ex : verre). Elle permet également de diviser l'intervalle spectral en plusieurs intervalles, dont lequel, on peut définir les propriétés radiatives pour chaque longueur d'onde et modéliser séparément le rayonnement des courtes longueurs d'ondes, et celui des grandes longueurs d'ondes. Cette méthode offre une bonne précision, surtout lorsque on modélise un milieu semi-transparent, CFD Fluent 6.3 [101].

4.2.3.1 Découpage du spectre solaire : Modèle Bi-Bande

Dans le présent travail, pour modéliser le transfert radiatif dans la cavité, on a utilisé le modèle spectral Bi-bande, dont le premier intervalle représentant le spectre du rayonnement solaire, définit entre $0.1\mu\text{m}$ et $2.7\mu\text{m}$ et le deuxième intervalle qui gouverne le rayonnement infrarouge, définit entre $2.7\mu\text{m}$ et $100\mu\text{m}$.

4.2.3.2 Transfert radiatif dans la cavité

L'implantation de la méthode des OD, par le code CFD Fluent nécessite la spécification du type de rayonnement : diffus, spéculaire pour les différentes parois telles que les verres, les partitions, l'absorbeur. Uniquement les parois opaques et semi-transparentes sont nécessaires dans cette étude radiative.

4.2.3.2.1 Parois opaques

Lorsqu'une quantité de rayonnement vient frapper une paroi opaque, une partie de ce rayonnement est réfléchi d'une façon spéculaire ou diffuse, selon la fraction diffuse de la paroi f_d (une fraction diffuse entre 0 et 1 donnera un rayonnement partiellement diffus et partiellement spéculaire). L'autre partie du rayonnement incident est absorbée, et la paroi dans ce cas émet également une quantité de rayonnement. La quantité de rayonnement absorbée et émise dépend de l'émissivité de la paroi ϵ . Puisque la paroi est opaque, aucun rayonnement n'est transmis.

4.2.3.2.2 Parois semi-transparentes

En plus de la réflexion (diffuse ou spéculaire), et l'absorption du rayonnement incident sur une paroi semi-transparente, ce type de paroi est caractérisé par la capacité de transmettre le flux incident. Deux types de parois semi-transparentes sont traités par le code FLUENT, la paroi intérieure et la paroi extérieure. Pour ces deux types de parois le rayonnement incident est transmis au milieu adjacent, réfléchi dans le milieu environnant et absorbé par l'épaisseur de la paroi. Pour cette étude, les partitions et le vitrage, sont supposés des milieux semi-transparentes et caractérisés par une réflexion et une transmission spéculaire.

4.2.3.3 Paramètres intervenant dans les calculs

L'un des problèmes rencontrés avant d'aborder le calcul CFD, c'est le choix entre la configuration (2D) et (3D), est la capacité du matériel informatique disponible. La modélisation du transfert radiatif est effectuée par la méthode des ordonnées discrète, ce qui

génère un nombre des mailles très importants ce qui rend la modélisation (3D) très limitée avec les ordinateurs disponibles.

Le modèle numérique 2D étudié au-dessus est utilisé pour la résolution du problème du transfert de chaleur et d'écoulement du fluide par convection naturelle combiné au rayonnement. Rappelons que les partitions utilisées sont en polycarbonate de 0.5 mm d'épaisseur avec un indice de réfraction d'environ 1.6. Ce choix est motivé par le fait que des nombreux travaux expérimentaux utilisent le polycarbonate [57,58,108].

Ceci est dû au faible transmittance en grande longueur d'onde ($>2.8\mu\text{m}$). Avant de présenter les résultats et pour une meilleure appréciation de la performance et les limites de nos simulations numériques en présence de rayonnement, une validation avec le travail d'Amraqui [105] a été faite pour simuler en 2D une cavité menue de partitions, l'émissivité ϵ des surfaces radiatives est prise égale à 1. Les surfaces considérées sont supposées opaques et isotropes.

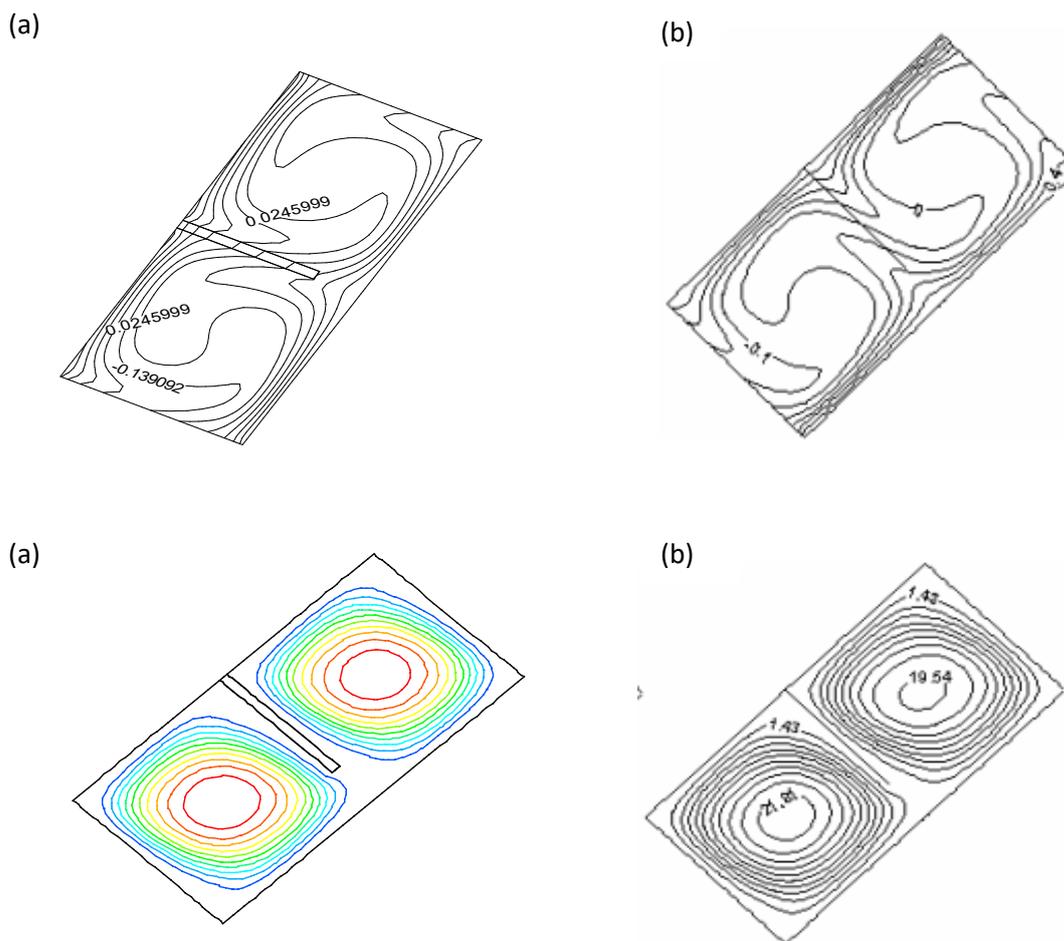


Figure 4.34 : Isothermes et lignes de courant pour $L_p=0.75, \epsilon=1$ et $\Delta T = 64.3 K$,

(a) Présent résultats ; (b) Résultats trouvés par [105]

Nous avons comparé nos résultats avec ceux trouvés par la référence [105] et nous avons trouvé des répartitions des lignes de courant et des isothermes similaires. L'examen des figures 4.34 permet d'affirmer qu'il existe un bon accord entre les résultats.

4.2.3.4 Effet de la disposition des partitions dans la lame d'air en tenant compte le couplage convection naturelle - rayonnement

Rappelons que dans le cas de la convection naturelle pure, on a trouvé que le coefficient du transfert de la chaleur par convection (h) atteint des valeurs minimales pour le cas des partitions suspendues, dans ce qui suit on s'intéresse à voir l'effet de couplage convection naturelle-rayonnement sur ce choix. L'effet de la disposition des partitions a été étudié en 2d. Nous appliquons les mêmes conditions que dans le cas de la convection naturelle, l'émissivité des partitions $\varepsilon=0.9$ avec un coefficient de réfraction d'environ 1.6.

La figure 4.35 représente une comparaison des structures des isothermes en mode de convection naturelle combiné au rayonnement thermique et en mode de convection naturelle en négligeant le rayonnement thermique.

En mode de convection naturelle combiné au rayonnement thermique, nous notons que l'échange radiatif produit une bonne homogénéisation de la température, l'analyse des isothermes (Figure 4.35) montre que l'échange radiatif diminue considérablement la température, cela est due à l'addition des pertes radiatives aux pertes convectives.

Là encore, l'effet du rayonnement est d'égaliser les températures de l'air de part et d'autre des partitions contrairement au cas avec la convection pure où nous trouvons une différence significative de la température entre les deux parts des partitions (Figure 4.20), la même constatation est remarquée par [119]. La conduction est le mode principal de transfert de chaleur entre chaque deux partitions ou on remarque l'alignement des isothermes en parallèles.

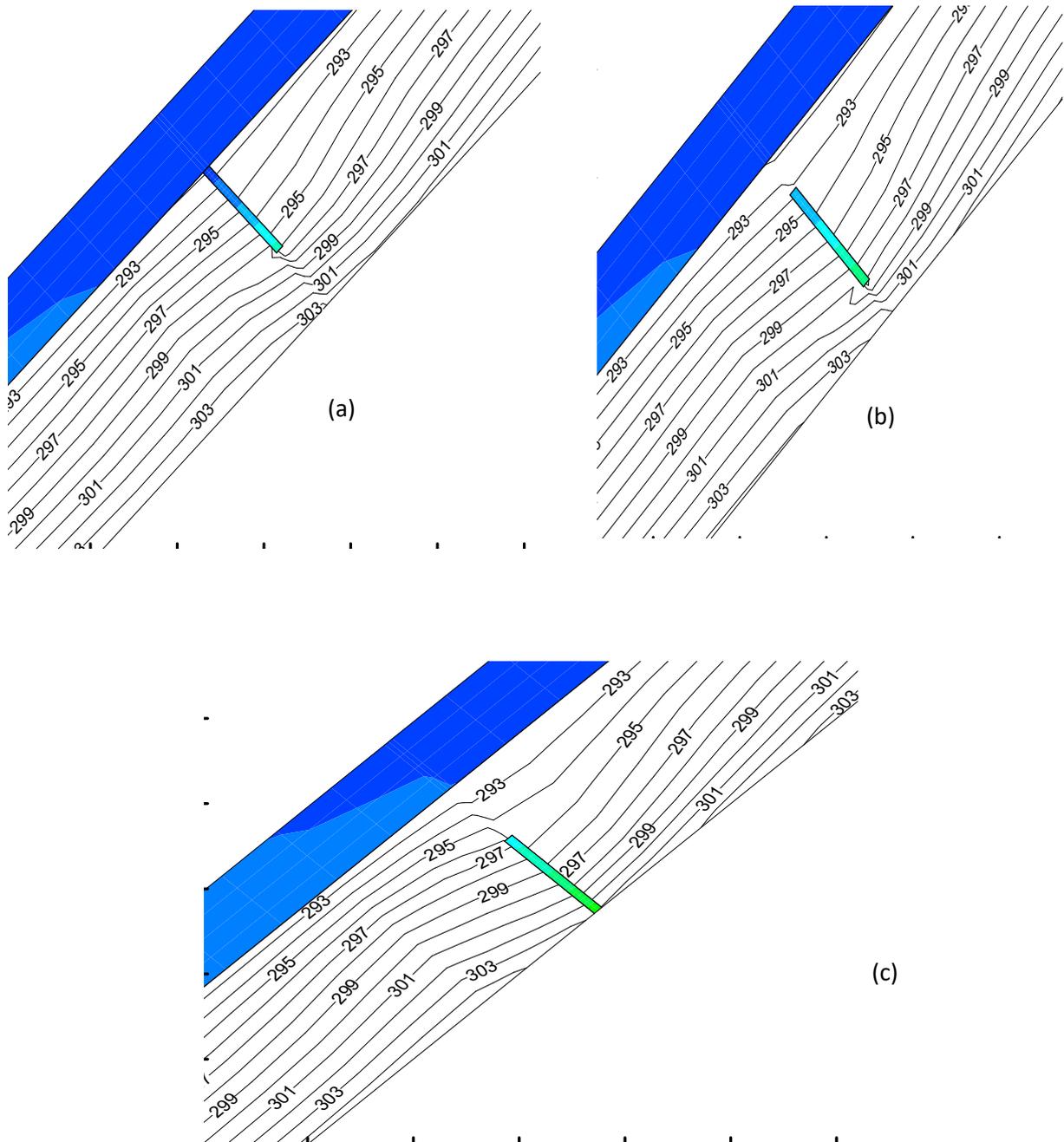


Figure 4.35: Isothermes (Présence de rayonnement dans la cavité)

(a)Partitions collées à la vitre, (b) partitions suspendues, (c)Partitions collées à l'absorbeur

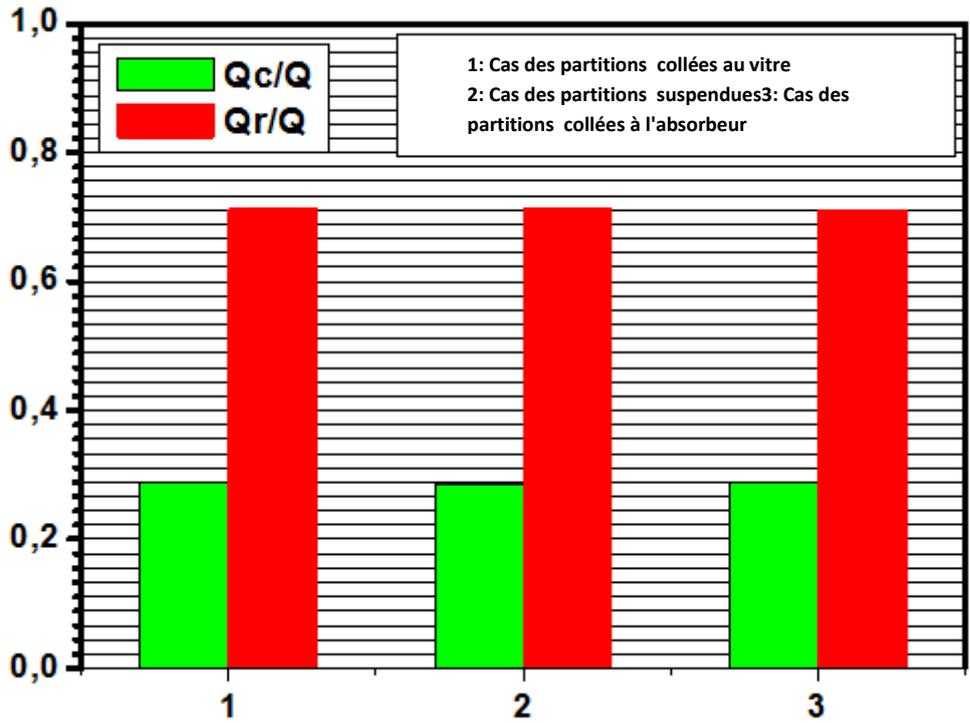


Figure 4.36 : Variation du flux de chaleur adimensionnel convectif (Q_c/Q) et radiatif (Q_r/Q)

Nous avons reporté dans la figure (4.36) la variation du flux de chaleur adimensionnel convectif Q_c/Q et radiatif Q_r/Q . Nous remarquons que le flux de chaleur adimensionnel radiatif est beaucoup plus important que le flux de chaleur adimensionnel convectif, il est traduit par la différence entre la colonne rouge et vert, la même remarque est notée par [105]. Une légère différence entre les trois cas étudiés (figure 4.36) est remarquée. Ainsi la variation de l'emplacement des partitions n'aura pas une influence remarquable sur les flux de la chaleur adimensionnel Q_r/Q et Q_c/Q .

Le transfert de chaleur total dans la lame d'air est la contribution du transfert convectif et radiatif, l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur convectif est basée, sur le flux de chaleur convectif à la paroi et la différence de température entre l'air de la cavité et l'absorbeur, est donnée par :

$$h_{conv} = \frac{q_{conv}}{(T_p - T_f)} = \frac{q_{tot} - q_{rad}}{(T_p - T_f)}$$

La valeur moyenne du coefficient de transfert de chaleur convectif pour les trois cas est résumée dans le tableau ci-dessous :

Position des Partitions	suspendues	collées à la vitre	collées à l'absorbeur
h (W/m².k)	5.2	5.23	5.26

Tableau 4.9: Variation du coefficient du transfert de la chaleur h (W/m². k) par convection pour différentes positions des partitions

Si l'on compare les résultats de tableau 4.9 avec les résultats du tableau 4.4 ou la convection pure a été considéré, on conclut que l'effet du rayonnement réduit également le transfert de chaleur par convection sur la paroi chaude (absorbeur), ceci est aussi affirmé par [120]. Le rayonnement rend l'effet du changement de la position des partitions moins important sur le transfert de la chaleur par convection.

4.3 Application sur un capteur complet

Après la modélisation du transfert thermique dans la lame d'air, et comprendre l'intérêt de la présence des partitions et leur emplacement dans la lame d'air pour freiner la convection. Dans cette partie on va étudier un capteur complet en présence de partitions suspendues dans la lame d'air.

4.3.1 Description du domaine d'étude

La géométrie étudiée est un capteur solaire thermique plan, il est composé d'un absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) pour réduire les pertes par convection et rayonnement, d'une cavité qui représente l'espace entre l'absorbeur et le verre, remplis d'air, d'un circuit de récupération qui est constitué de quatre tubes circulaires soudées à la partie inférieure de l'absorbeur.

Les principaux composants du capteur solaire sont illustrés à la figure 4.37, en conjonction avec les caractéristiques géométriques, qui sont résumées dans le tableau 4.10.

Les partitions suspendues sont ajoutées dans la lame d'air (pour les partitions en garde les caractéristiques physiques utilisées dans les simulations précédentes).

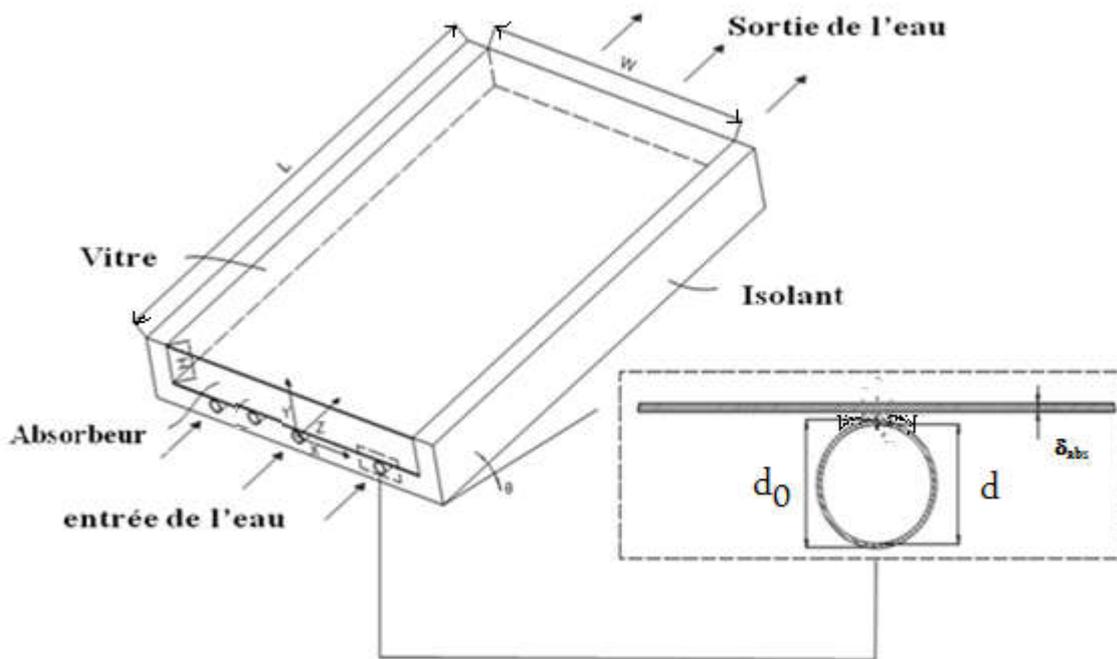


Figure 4.37: Représentation schématique du modèle étudié

L'élément	Matériau	λ (W/m.k)	ρ (kg/m ³)	C_p (j/kg.k)	Dimension	
Absorbeur + tube	cuivre	387.6	8978	381	d=10mm	$\delta_{abs}=1$ mm
Couverture	verre	0.81	2500	840	d ₀ =12mm	$\delta_{cv}=4$ mm
Soudeur	cuivre	387.6	8978	381	L=1m	

Tableau 4.10: Propriétés des matériaux solides et dimensions géométriques

L'écoulement de l'eau à travers les tuyaux est laminaire, Les effets de la flottabilité ont été modélisés en supposant que les propriétés physiques de l'eau dépendent de la température selon les équations [112] :

$$\rho(T) = 9.9018 \cdot 10^{-6}T^3 - 0.0132T^2 + 4.9694T + 424.476 \quad (1)$$

$$c_p(T) = 1.2677 \cdot 10^{-6}T^4 - 0.0018T^3 + 0.9363T^2 - 220.4437T + 23648.34 \quad (2)$$

$$\lambda(T) = 1.7804 \cdot 10^{-8}T^3 - 2.8801 \cdot 10^{-5}T^2 + 0.0142T - 1.549 \quad (3)$$

$$\mu(T) = 1.511 \cdot 10^{-11}T^4 - 2.2057 \cdot 10^{-8}T^3 + 1.2075 \cdot 10^{-5}T^2 - 0.0029T + 0.269 \quad (4)$$

4.3.2 Conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées sont :

- Sur la partie extérieure de la vitre

Les pertes d'énergie convectives et de rayonnement ont été prises en compte sur la surface externe de la vitre, Le coefficient d'échange convectif entre la vitre et l'air ambiant, a été évalué en utilisant la corrélation de McAdams [109]: $h_{ext} = 5.7 + 3u$ (u c'est la vitesse du vent). Pour modéliser le terme de perte par rayonnement, La température radiative est assimilée à la température du ciel, elle est considérée égale à la température de l'air selon [21].

- Les surfaces latérales et inférieures

Les côtés latéraux et bas du capteur sont supposées adiabatiques.

- sur l'absorbeur

Au lieu de simuler le rayonnement solaire arrivant à travers la vitre à la surface de l'absorbeur, on a introduit une source d'énergie constante équivalent à un flux surfacique du rayonnement solaire dont la valeur maximale est généralement égale à 1000W/m^2

- A l'entrée et la sortie des tubes

Un débit massique (mass-flow-inlet) est imposé à l'entrée des quatre tubes, ce dernier est choisis égale $m = 0.0025\text{ kg/s}$ [122],

À la sortie des tubes, une condition de type (outflow) a été spécifiée. Sur toutes les frontières du domaine, le fluide satisfait la condition de non glissement. Le débit massique choisi correspond à un nombre de Reynolds $Re = 319$, ce qui signifie que le régime est laminaire.

- Les partitions

Les interfaces solide-fluide (parois intérieures), tels que, les surfaces intérieures du vitrage et les surfaces des partitions, sont traitées comme des conditions aux limites de paroi de type « Coupled » selon la terminologie utilisée par le code CFD FLUENT. Pour ce dernier type, aucune condition aux limites thermiques n'est requise, car le code calcul le transfert de chaleur directement à partir de la solution dans les cellules adjacentes.

4.3.3 Simulation numérique

Dans le présent travail, le logiciel Gambit 2.4.6 a été utilisé pour construire la géométrie et de générer le maillage. Pour une bonne qualité du maillage, on a pris en compte le raffinement dans les régions de fort gradient et la minimisation du saut entre les zones à maillage raffiné et les zones à maillage grossier (lissage) (Fig 4.38), le nombre de maillage généré est de l'ordre de 3000000 mailles.

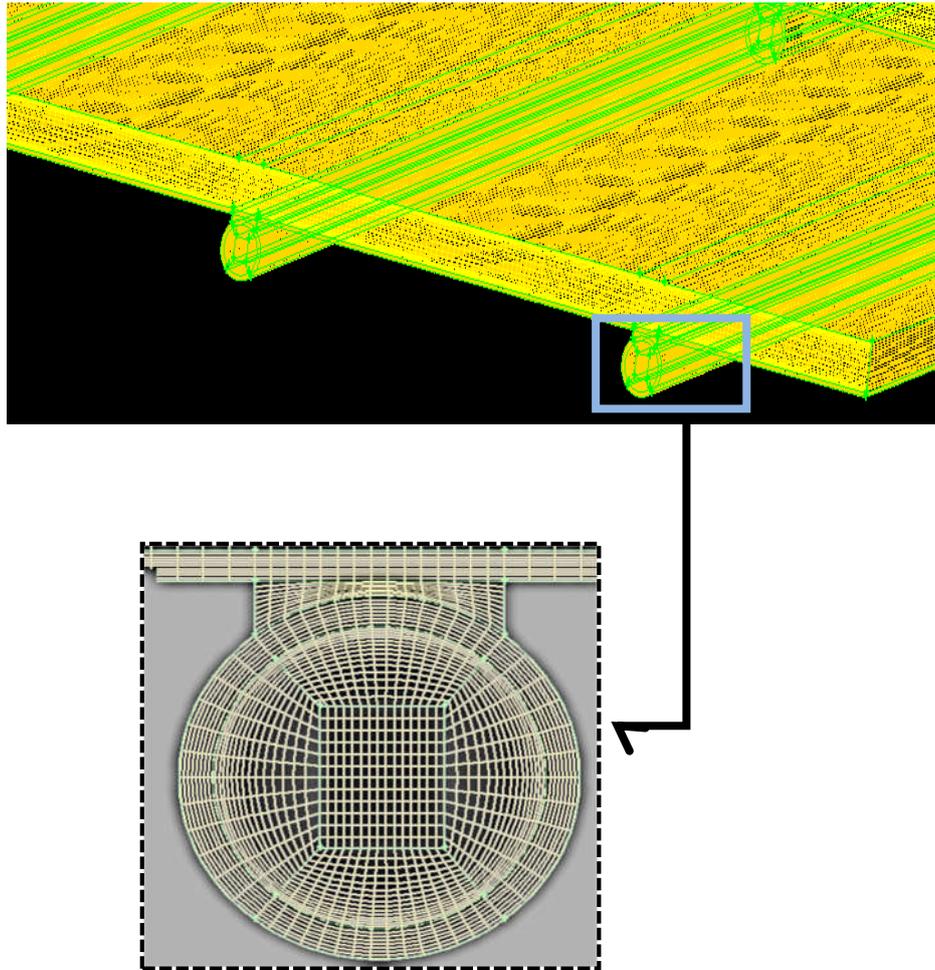


Figure 4.38: Vue rapprochée d'une partie du maillage

Dans toutes les simulations qu'on a exécutées, nous avons choisi :

- Le schéma d'interpolation PRESTO ! Pour l'interpolation de la pression.
- Pour le couplage entre la pression et la vitesse, l'algorithme SIMPLE.
- Pour la discrétisation spatiale, le schéma d'interpolation Second Order Upwind.

4.3.4 Résultats et discussion

4.3.4.1 Champ de température

La figure 4.38 représente le contour de la température de la plaque absorbante, si on compare les deux contours de la figure 4.38, on constate qu'il n'y a pas une différence significative entre les deux cas. On explique ce constat par le flux transmis au fluide caloporteur, La chaleur transmise dans le cas avec partitions est supérieure au cas sans partitions, cela est traduit par la variation de la température de fluide caloporteur figure 4.39.

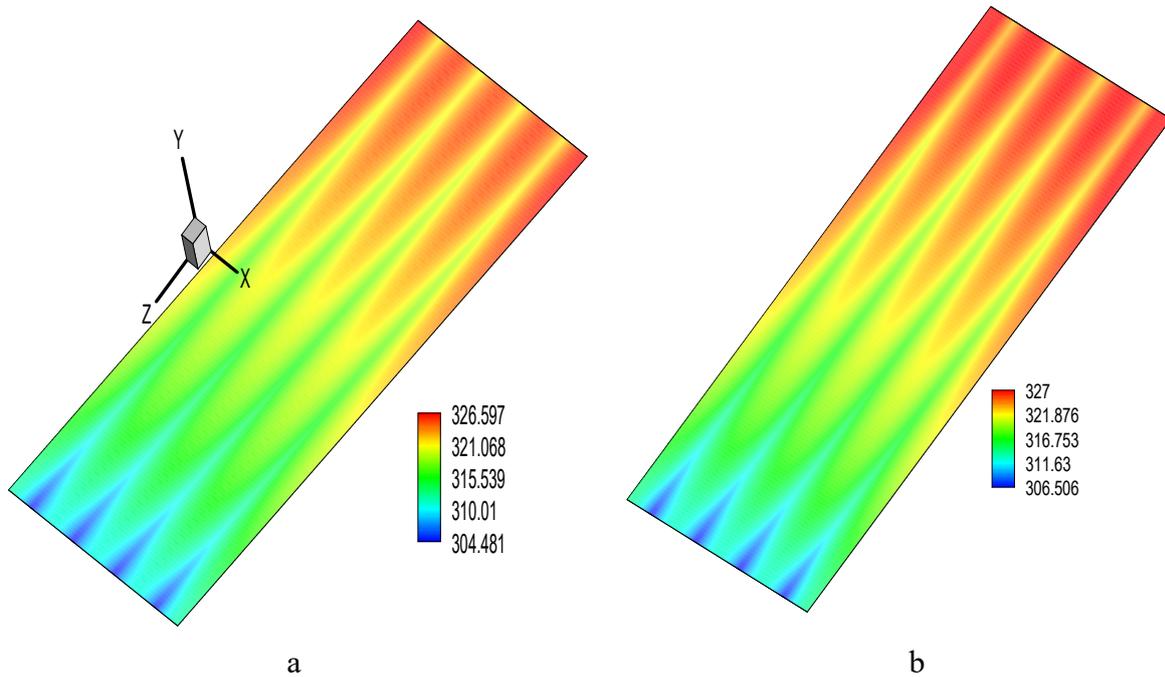


Figure 4.39: Champ de température de la plaque absorbante
 (a): Cas sans partitions, (b):Cas avec sept partitions

La figure 4.40 représente la variation de la température dans trois sections à différentes positions selon l'axe z, on remarque que l'évolution de la température dans les différentes sections pour le cas sans partitions est inférieur par rapport au cas avec partitions.

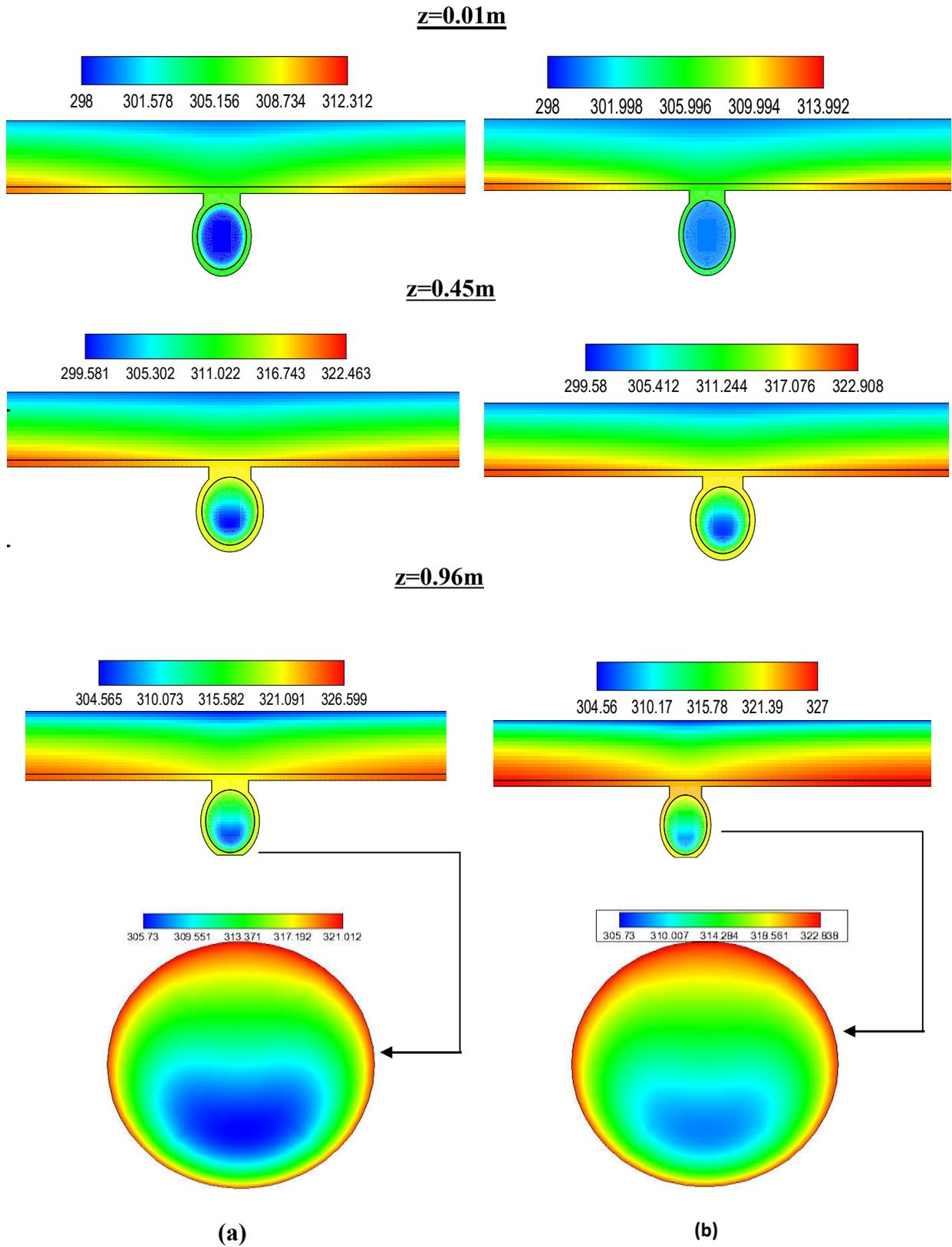


Figure 4.40: Champ de température dans une section à différentes positions (z) le long du tube. (a): Cas sans partitions, (b): Cas avec sept partitions.

4.3.4.2 Évaluation de l'efficacité du capteur solaire

L'efficacité thermique d'un capteur solaire peut s'exprimer en fonction du rayonnement incident, de la zone d'absorption et de la puissance utile selon l'Equation (5) :

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A.G} \tag{5}$$

Numériquement, \dot{Q} est la somme de la puissance utile absorbée par chaque tuyau. Il peut être exprimé en fonction de la différence de la température d'entrée et de sortie selon l'Eq (6) :

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entré}}) \tag{6}$$

	Sans partitions	Avec sept partitions
η %	0,585	0.708

Tableau 4.11: Efficacité thermique d'un capteur solaire plan on présence et absence des partitions

On note d'après les résultats du tableau 4.11 une augmentation du rendement de 10% quand on ajoute les partitions suspendues.

Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle CFD bidimensionnel et tridimensionnel d'une cavité de type capteur solaire thermique équipée de partitions a été proposé. Les différents emplacements des partitions en présence et en absence du rayonnement et leur application sur un capteur complet ont été étudiés. Cette tâche a été réalisée à l'aide de l'outil CFD.

L'effet de nombre des partitions et de leurs auteurs, quand ces derniers sont collés au vitre ont été analysés. Les résultats indiquent que :

- La température de l'absorbeur augmente au-dessous de la partition avec l'augmentation de leur hauteur, au-delà de $L_p = 1,4$ cm la température de l'absorbeur diminue et atteint des valeurs minimales à $L_p=2$ cm.
- Le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de L_p jusqu'à $L_p=1.4$ cm, à cette hauteur on constate qu'il y'a moins d'échange thermique dans la cavité.
- Il y a diminution du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) et augmentation de la température de l'absorbeur quand le nombre de partitions augmente.

En outre, la variation de l'emplacement des partitions a un effet sur la diminution des pertes convective, les résultats obtenus soit en 2D ou en 3D ont prouvé que les partitions suspendues chauffent mieux l'absorbeur. Le transfert de la chaleur est affecté par la position

des partitions et le minimum du taux de transfert de la chaleur par convection est observé pour le cas des partitions suspendues.

- En présence des échanges radiatifs, la température diminue considérablement, cela est dû à l'addition des pertes radiatives aux pertes convectives.
- Le flux de chaleur adimensionnel radiatif est beaucoup plus important que le flux de chaleur adimensionnel convectif. Ainsi la variation de l'emplacement des partitions n'aura pas une influence remarquable sur les flux de la chaleur adimensionnel Q_r/Q et Q_c/Q .
- Le rayonnement rend l'effet du changement de la position des partitions moins important sur le transfert de la chaleur par convection.
- L'ajout des partitions dans la lame d'air d'un capteur solaire plan diminue les pertes convectives à travers la vitre, ce qui contribue à l'augmentation de la température du fluide caloporteur (eau).

Conclusion Générale

CONCLUSION

Les travaux présentés dans cette thèse se focalisent sur l'étude et la recherche des voies d'innovation dans le domaine des capteurs solaires thermiques plan, afin d'améliorer leurs rendements. Parmi les facteurs qui causent la diminution des performances thermiques, les pertes thermiques à travers la vitre qui sont généralement des pertes par convection et rayonnement. Plusieurs solutions ont été proposées pour surmonter ce problème, parmi ces propositions l'insertion des partitions dans l'espace entre l'absorbeur et le vitrage (lame d'air); afin de freiner la convection dans la lame d'air. C'est dans cet objectif de l'amélioration des performances thermiques que notre travail s'inscrit.

Le système d'étude est une cavité fermée qui représente la lame d'air, espace entre la vitre et l'absorbeur d'un capteur solaire thermique plan. La cavité est de forme parallélépipédique fermée et inclinée d'un angle α . Cette étude a été réalisée en tenant compte de certaines hypothèses simplificatrices. L'absorbeur est soumis à un flux constant le long de la surface et le mouvement de l'air dans l'espace vitre-absorbeur est considéré stationnaire, laminaire pour le cas bidimensionnelle et instationnaire, laminaire pour le cas tridimensionnel. Les simulations sont effectuées avec et sans prise en compte du rayonnement. Ce travail est complété par une étude numérique sur un capteur complet. L'outil CFD FLUENT 6.3 est introduit pour achever cette étude.

La démarche de ce travail consiste à modéliser numériquement les transferts de chaleur par convection naturelle et par rayonnement dans la lame d'air munie de partitions. Le but est de réduire les pertes thermiques à travers la vitre par l'insertion des partitions (anti-pertes) et par des choix adéquats de leur position (partitions collées à la vitre, partitions collées à l'absorbeur, partitions suspendues entre le vitrage et l'absorbeur).

Compte tenu de la difficulté du problème et du nombre important de paramètres mis en jeu dans de tels phénomènes physiques, nous avons considéré une certaine plage de paramètres de contrôle. Ces paramètres sont : la hauteur de partition L_p , le nombre de partitions N_p , et la position de partition. L'influence de chacun de ces paramètres sur le transfert de chaleur et sur la structure de l'écoulement a été discutée dans cette thèse.

La validation des résultats issus des simulations du présent travail, est effectuée par une comparaison avec des travaux dans la littérature, un bon accord a été trouvé.

Nous avons débuté notre travail par une étude en 2D, où on a cherché l'influence de la longueur et le nombre de partitions, collées à la vitre, sur le transfert thermique, les résultats ont indiqué que la température de l'absorbeur atteint une valeur maximale pour $L_p=1.4\text{cm}$, en parallèle le nombre de Nusselt est plus faible pour cette longueur. Quand on fait varier le nombre des partitions de 4 jusqu'à 24, la température de l'absorbeur s'est améliorée avec cette augmentation, une proportionnalité inverse a été remarquée entre le nombre du Nusselt et cette augmentation.

Le travail dans cette thèse est consacré, plus particulièrement, à l'étude de l'effet de la variation de l'emplacement des partitions dans la lame d'air sur les caractéristiques thermiques et dynamiques. Soit pour le cas 2D ou 3D, les résultats ont montré que les partitions suspendues offrent la possibilité de chauffer mieux l'absorbeur et donc de diminuer plus efficacement les pertes thermiques par convection.

L'analyse radiative indique un refroidissement de la température au niveau de l'absorbeur et donc une réduction du transfert de la chaleur par convection.

A la fin, une comparaison entre un capteur solaire complet, où on tient compte du circuit de récupération par le fluide caloporteur, en présence et absence des partitions est étudiée. En comparant les rendements des deux capteurs, les résultats ont montré que le capteur en présence de partitions est plus performant.

Suite au travail effectué au cours de cette thèse, diverses perspectives peuvent être envisagées. En effet, il nous semble très intéressant de réaliser une étude numérique d'un capteur solaire thermique soumis à un flux non constant et faire en parallèle une étude expérimentale pour apporter plus de précisions aux résultats numériques. Il serait également nécessaire de faire une étude expérimentale comparative à l'échelle du système (capteur - échangeur) entre un capteur solaire équipé de ces partitions anti-pertes et un capteur témoin afin d'évaluer l'efficacité du système conçu.

Liste des références

LISTE DES REFERENCES

- [1] "<http://www.energy.gov.dz>" 31/07/2018.
- [2] D. Yogi Goswami, Frank Kreith and Jan F. Kreider, "*principles of solair energy*," Taylor & Francis, 2 edition , ISBN 1560327146,2000.
- [3] Kalogirou and Soteris, "Solar energy engineering: processes and systems," Soteris Kalogirou.—1st ed. p. cm. Includes bibliographical references and index. ISBN 978-0-12-374501-9, 2013.
- [4] E. Alshamaileh, "Testing of a new solar coating for solar water heating applications," *Solar Energy*, vol. 84(9), pp. 1637–1643, 2010.
- [5] H. Tanaka, "Solar thermal collector augmented by flat plate booster reflector: optimum inclination of collector and reflector," *Appl Energy*, vol. 88(4), pp. 1395–1404, 2011.
- [6] B. Carlsson, H. Person, M. Meir and J. A. Rekstad, "Total cost perspective on use of polymeric materials in solar collectors—importance of environmental performance on suitability," *Appl. Energy*, vol. 125, pp. 10-20, 2014.
- [7] A. Subiantoro and K. T. Ooi, "Analytical models for the computation and optimization of single and double glazing flat plate solar collectors with normal and small air gap spacing," *Appl. Energy*, vol. 104, pp. 392-399, 2013.
- [8] A. A. Ghoneim, "Performance optimization of solar collector equipped with different arrangements of square-celled honeycomb," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 44, pp. 95-105, 2005.
- [9] H. Buchberg, I. Catton D. K. Edwards, "Natural convection in enclosed spacer a review of application to solar energy," *Collection energy and kinetics department*, school of engineering ,university of California, los Angeles calf, 1974.
- [10] J. Taine, F. Enguehard and E. Iacona, "Transferts thermiques, introduction aux transferts d'énergie," Dunod, Paris, 5th ed, ISBN 978-2-10-071458-2, 2014.
- [11] F. Busse, "On the stability of two-dimensional convection in a layer heated from below," *Journal of Mathematical Physic*, vol.46,pp.140–150, 1967.
- [12] H. Ben Ahmed, "Etude 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," PhD Thesis, Faculté des sciences de Tunis, 2008.
- [13] A. Pellew and R. V. Southwell, "On maintained convective motion in a fluid heated from below," *Proceedings of Roy. Soc*,vol,176 ,pp.312–343, 1940.

- [14] F. H. Busse and R. M. Clever, "Instabilities of convection rolls in a fluid of moderate prandtl, " *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 91, pp.319–335, 1979.
- [15] R. Krishnamurti, "On the transition to turbulent convection. Part 2. The transition to time-dependent flow," *J. Fluid Mech.*, vol. 42, pp. 309-320, 1970.
- [16] I. Catton, "The Effect of insulating vertical walls on the offset of motion in a fluid heated from below," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pp. 665–672, 1972.
- [17] S. H. Davis, "Convection in a box: linear theory," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 30, pp. 465–478, 1967.
- [18] K. Stork and U. Muller, "Convection in Boxes: Experiments," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 54, pp. 599–611, 1972
- [19] J. Pallares, I. Cuesta, and F. X. Grau, "Laminar and turbulent rayleigh-benard convection in a perfectly conducting cubical cavity," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 23, pp. 346– 358, 2002.
- [20] J. Pallares, F. X. Grau and F. Giralt, "Flow transitions in laminar Rayleigh-Benard convection in a cubical cavity at moderate Rayleigh numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 753–769, 1999.
- [21] J. A. Duffie and W. A. Beckman, "Solar engineering of thermal of thermal processes," 3^{ed} Hobken, New Jersey: Johon Wiley and Sons, 2006.
- [22] M. D'antoni and O. Saro, "Massive solar-thermal collectors: a critical literature review," *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 16, pp. 66-79, 2012.
- [23] S. A. Kalagirou, "Solar thermal collectors and applications," *Prog Energy Combust Sci*, vol. 30, pp. 195-231, 2004.
- [24] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis and T. H. Nousia, "Solar collectors with colored absorbers," *Solar Energy*, vol. 68, pp. 343-356, 2000.
- [25] Z. C. Orel, M. K. Gunde, M. G. Hutchins, "Spectrally selective solar absorbers in different non-black colours," *Proceedings of WREC VII*, Cologne on CD-ROM, 2002.
- [26] D. Y. Goswami, "Principles of solar engineering," Third edition, Taylor & Francis Group, 2015.

- [27] U. R. Lenel and P. R. Mudd, "A review of materials for solar heating systems for domestic hot water," *Sol Energy*, vol. 32(1), pp. 109-120, 1984.
- [28] S. N. Agbo and E. C. Okoroigwe, "Analysis of thermal losses in the flat plate collector of a Thermosyphon Solar water Heater," *Res. J. Phys*, vol. 1(1), pp. 35-41, 2007.
- [29] M. Hamed, A. Fellah and A. B. Brahim, "Parametric sensitivity studies on the performance of a flat plate solar collector in transient behavior," *Energy Conversion and Management*, vol. 78, pp. 938-947, 2014.
- [30] M. R. Herrero, J. Perez-Garcia, A. Garcia, F. G. Garcia-Soto, E. Lopez-Galiana, "Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices," *Sol Energy*, vol. 85, pp. 455-469, 2011.
- [31] S. Kumar and S.C. Mullick, "Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions," *Solar Energy*, vol. 84, pp. 956-963, 2010.
- [32] J. H. Watmuff, W. W. W. Charters and D. Proctor, "Solar and wind induced external coefficients for solar collectors," *Int. Revue d'Hellio-technique*, vol. 2, pp. 56, 1977.
- [33] W. C. Swinbank, "Long-wave radiation from clear skies," *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society*, vol. 89, pp. 339-348, 1963.
- [34] H. Buchberg, I. Carton and D. K. Edwards, "Natural convection in enclosed spaces, a review of application to solar energy collection," *J. Heat Transfer*, vol. 98(2), pp. 182-188, 1976.
- [35] K.G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby, "Free convective heat transfer across inclined air layers" *J. Heat Transfer*, vol. 98, pp. 189-193, 1976.
- [36] H. C. Hottel and B.B. Woertz, "Performance of flat plat solar heat collectors," *Heat Transfer*, vol. 64, 1942.
- [37] S.A. Klein, "Calculation of flat-plat collector loss coefficients," *Solar Energy*, vol. 17, 1975.
- [38] H.M. Yeh, C.D. Ho and C.W. Yeh, "Effect of aspect ratio on the collector efficiency of sheet-and-tube solar water heaters with the consideration of hydraulic dissipated energy," *Renewable Energy*, vol. 28, pp. 1575–1586, 2003.

- [39] M. S. Hossain, R. Saidur, H. Fayaz, N. A. Rahim, M. R. Islam and J. U. Ahamed, "Review on solar heater collector and thermal energy performance of circulating pipe," *Renew Sustain Energy*, vol. 15, pp. 3801-3813, 2011.
- [40] M. P. Islam and T. Morimoto, "Performance prediction of solar collector adsorber tube temperature using a nonlinear autoregressive model with eXogenous input," *Int J Comput Appl*, vol. 114(12), pp. 24-32, 2015.
- [41] G. Martinopoulos, D. Missirlis, G. Tsilingiridis, K. Yakinthos and N. Kyriakis, "CFD modelling of a polymer solar collector," *Renew Energy*, vol. 35, pp. 1499-1508, 2010.
- [42] D. Missirlis, G. Martinopoulos, G. Tsilingiridis, K. Yakinthos and N. Kyriakis, "Investigation of the heat transfer behaviour of a polymer solar collector for different manifold configurations," *Renew Energy*, vol. 68, pp. 715-738, 2014.
- [43] D. Mintsas, A. C. Ango, M. Medale and C. Abid, "Optimization of the design of a polymer flat plate solar collector," *Sol Energy*, vol. 87, pp. 64-75, 2013.
- [44] J. L. Peña, R. Aguilar, "Polymer solar collectors: A better alternative to heat water in Mexican homes," *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2205-2215, 2014.
- [45] M. K. Mansour, "Thermal analysis of novel mini channel-based solar flat-plate collector," *Energy*, vol. 60, pp. 333-343, 2013.
- [46] Y. Deng, Y. Zhao, W. Wang, Z. Quan, L. Wang and D. Yu, "Experimental investigation of performance for the novel flat plate solar collector with micro-channel heat pipe array (MHPA-FPC)," *Appl Therm Eng*, vol. 54, pp. 440-449, 2013.
- [47] A. Zamzamian, M. Keyanpour-Rad, M. KianiNeyestani, M. Tajik and J. Abad, "An experimental study on the effect of Cu-synthesized/EG nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors," *Renew Energy*, vol. 71, pp. 658-664, 2014.
- [48] A. J. Moghadam, M. Farzane-Gord, M. Sajadi and M. Hoseyn-Zadeh, "Effects of CuO/water nano fluid on the efficiency of a flat-plate solar collector," *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 58, pp. 9-14, 2014.
- [49] K. Goudarzi, F. Nejati, E. Shojaeizadeh, S. K. Asadi Yousef-abad, "Experimental study on the effect of pH variation of nano fluid on the thermal efficiency of a solar collector with helical tube," *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 60, pp. 20-27, 2015.

- [50] K. M. Pandey and R. Chaurasiya, "A review on analysis and development of solar flat plate collector," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 67, pp. 641-650, 2017.
- [51] J. G. Symons, "The solar transmittance of some convection suppression devices for solar energy applications: an experimental study," *Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 104, pp. 251, 1982.
- [52] J. Vestlund, M. Rönnelid, J. Dalenbäck, "Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors," *Sol Energy*, vol. 83, pp. 896-904, 2009.
- [53] S. Youcef-Ali, "Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing," *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 271-280, 2005
- [54] N. Akhtar and S. C. Mullick, "Effect of absorption of solar radiation in glass-cover (s) on heat transfer coefficients in upward heat flow in single and double glazed flat-plate collectors," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 55, pp. 125-132, 2012.
- [55] L. Cindrella, "The real utility ranges of the solar selective coatings," *Sol Energy Mater Sol Cells*, vol. 91, pp. 1898-1901, 2007.
- [56] N. Ehrmann and N. R. Reineke-Koch, "Selectively coated high efficiency glazing for solar-thermal flat-plate collectors," *Thin Solid Films*, vol. 520, pp. 4214-4222, 2012.
- [57] A. A. Ghoneim, "Performance optimization of solar collector equipped with different arrangements of square-celled honeycomb," *Int J Therm Sci*, vol. 44, pp. 95-105, 2005.
- [58] M. Rommel and A. Wagner, "Application of transparent insulation materials in improved flat plate collectors and integrated collector storage," *Solar Energy*, vol. 49, pp. 371-380, 1992.
- [59] G. Sandhu, K. Siddiqui and A. Garcia, "Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 71, pp. 251-263, 2014.
- [60] A. Hobbi and K. Siddiqui, "Experimental study on the effect of heat transfer enhancement devices in flat-plate solar collectors," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 52, pp. 4650-4658, 2009.

- [61] H. Tanaka, "Theoretical analysis of solar thermal collector and flat plate bottom reflector with a gap between them," *Energy Rep*, vol. 1, pp. 80-88, 2015.
- [62] Z. Chen, M. Gu and D. Peng, "Heat transfer performance analysis of a solar flat-plate collector with an integrated metal foam porous structure filled with paraffin," *Appl Therm Eng*, vol. 30, pp. 1967-1973, 2010.
- [63] N. M. Nahar and H. P. Garg, "Free convection and shading due to gap spacing between an absorber plate and the cover glazing in solar energy flat-plate collectors," *Applied Energy*, vol. 7 (1-3), pp. 129-145, 1980.
- [64] S. J. M. Linthorst and C. J. Hoogendoorn, "Design and Characteristics of a Flat Plate Slit Honeycomb Solar Collector," *In First EC Conference on Solar Heating*, pp. 567- 571, Springer Netherlands, 1984.
- [65] A. H. Abdullah, H. Z. Abou-Ziyan and A. A. Ghoneim, "Thermal performance of flat plate solar collector using various arrangements of compound honeycomb," *Energy conversion and management*, vol. 44, no. 19, pp. 3093-3112, 2003.
- [66] G. Serale, S. Baronetto, F. Goia and M. Perino, "Characterization and energy performance of a slurry PCM-based solar thermal collector: a numerical analysis," *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 223-232, 2014.
- [67] H. T. Chen, M. C. Lin and J. R. Chang, "Numerical and experimental studies of natural convection in a heated cavity with a horizontal fin on a hot sidewall," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 124, pp. 1217-1229, 2018.
- [68] D. Das, M. Roy and T. Basak, "Studies on natural convection within enclosures of various (non-square) shapes," *Int J. Heat. Mass. Transfer*, vol. 106, pp. 356-406, 2017.
- [69] R. Jetli, S. Acharya and E. Zimmerman, "Influence of baffle location on natural convection in a partially divided enclosure," *Numerical Heat Transfer*, vol. 10, pp. 521-536, 1986
- [70] H.-J. Shaw, C.O.-K. Chen and J. Cleaver, "Cubic spline numerical solution for two dimensional natural convection in a partially divided enclosure," *Numer. Heat Transfer, Part A: Appl.*, vol. 12, pp. 439-455, 1987.
- [71] E. Bilge, "Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 3493-3505, 2005.

- [72] H.-S. Dou and G. Jiang, "Numerical simulation of flow instability and heat transfer of natural convection in a differentially heated cavity," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 103, pp. 370-381, 2016.
- [73] A. Mezrhab, M. Jami, C. Abid, M. Bouzidi and P. Lallemand, "Lattice-Boltzmann modeling of natural convection in an inclined square enclosure with partitions attached to its cold wall," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 27, pp. 456-465, 2006.
- [74] M. Belkadi, M. Aounallah, O. Imine and L. Adjlout, "Free convection in an inclined square cavity with partial partitions on a wavy hot wall," *Progress in Computational Fluid Dynamics*, Vol. 6, No. 7, 2006.
- [75] M. Jami, S. Amraoui, A. Mezrhab and C. Abid, "Numerical study of natural convection in a cavity of high aspect ratio by using the lattice Boltzmann method," *International Journal for numerical methods in engineering*, vol. 73, pp. 1727-1738, 2008.
- [76] N. Yucel and A.H. Ozdem, "Natural convection in partially divided square enclosures," *Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 167-175, 2003.
- [77] L. F. Ramon and G. M. Sergio, "Three dimensional natural convection in finned cubical enclosures," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, pp. 289-298, 2007.
- [78] A. Elatar, M. A. Teamah and M. A. Hassab, "Numerical study of laminar natural convection inside square enclosure with single horizontal fin," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 99, pp. 41-51, 2016.
- [79] K. Kahveci, "Natural convection in a partitioned vertical enclosure heated with a uniform heat flux," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 129, PP.717-726, 2007.
- [80] M. Akiyama and Q. P. Chong, "Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure," *Numer. Heat Transfer, Part A: Appl.*, vol. 32, no. 4, pp. 419-433, 1997.
- [81] M. Akiyama and Q. P. Chong, "Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure," *Numer. Heat Transfer, Part A: Appl.*, vol. 32, no. 4, pp. 419-433, 1997.
- [82] C. Balaji and S. P. Venkateshan, "Interaction of surface radiation with free convection in a square cavity," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 14, no. 3, pp. 260-267, 1993.
- [83] C.Y. Han and S.W. Baek, "The effect of radiation on natural convection in a rectangular enclosure divided by two partitions," *Num. Heat Transf. A*, vol. 37, pp. 249-270, 2000.

- [84] A. Mezrhab, H. Bouali and C. Abid, "Couplage rayonnement – convection naturelle dans une cavité contenant un bloc solide chauffant," *Actes du Congrès Français de Thermique*, Presqu'île de Giens, France, ISBN : 2-905267-40-2 (2004) 569-574, 25-26 Mai 2004.
- [85] A. Mezrhab, H. Bouali and C. Abib, "Modelling of combined radiative and convective heat transfer in an enclosure with a heat generating conducting body," *International Journal of Computational Methods*, Vol. 2, N° 3, 431-450, 2005.
- [86] N. Ramesh and S. P. Venkateshan, "Effect of surface radiation and partition resistance on natural convection heat transfer in a partitioned enclosure: An experimental study," *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, vol. 121, pp. 616–622, 1999.
- [87] O. Yejjer, L. Kolsi, W. Aich, A. A. Rashed, M. N. Borjini and H. B. Aissia, "Study of three dimensional natural convection and entropy generation in an inclined solar collector equipped with partitions," *Wiley*, vol. 00, pp.115, 2017.
- [88] S. Amraqui, A. Mezrhab, C. Abid, "Combined natural convection and surface radiation in solar collector equipped with partitions," *Appl Solar Energ*, vol. 47, pp. 36-47, 2011.
- [89] F. Zemani, A. Sabeur-Bendehina and M. Boussoufi, "Effect of partial partitions on natural convection in air filled cubical enclosure with hot wavy surface," *Chem Eng Process Technol*, vol. 5, 1-5, 2014.
- [90] P. Vasseur and C. H.Wang, "Natural convection heat transfer in a porous layer with multiple partitions," *Chem Eng Comm*, vol. 114, pp. 145-167, 1992.
- [91] O. Yejjer, L. Kolsi , A. A. Al-Rashed, A. Aydi, M. N. Borjini and H. B Aissia, "Numerical analysis of natural convection and entropy generation in a 3D partitioned cavity," *International journal of heat and technology*, vol. 35 No. 4, pp. 933-943, 2017.
- [92] O. Yejjer, L. Kolsi, W. Aich, A. A. Al-Rashed, M. N. Borjini, H. B. Aissia, "Study of three-dimensional natural convection and entropy generation in an inclined solar collector equipped with partitions," *Heat Trans Asian Res*, vol. 00, pp. 1-15, 2017.
- [93] A. Ben-Nakhi, A. J. Chamkha, "Natural convection in inclined partitioned enclosures," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 311–321, 2006.
- [94] Y. T. Yang and P. J. Chen, "Numerical study of a solar collector with partitions," *Numer. Heat Transfer, Part A: Appl.*, vol. 66, pp. 773–791, 2014.

- [95] J. Padet, "Principes des transferts convectifs," Seconde édition révisée 2010, <https://grespi.univ-reims.fr/spip.php, article1058>.
- [96] D.D. Gray and A. Giorgini, "The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 19-5, pp. 545-551, 1976.
- [97] M.B. Peirotti, M.D Giavedoni and J.A. Deiber, "Natural convective heat transfer in a rectangular porous cavity with variable fluid properties: Validity of the Boussinesq approximation," *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 30, N°12, pp. 2571-2581, 1987.
- [98] F. Z. Ferahta, " Etude du transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire," PhD thesis, faculté des sciences de la matière, Batna, Décembre 2008.
- [99] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, "An introduction to computational fluid dynamics, the finite volume method," New York (United States) John Wiley & Sons Inc., pp. 272, 1995.
- [100] S. V. Patankar, "Numerical heat transfer and fluid flow," Washington DC, Hemisphere, 1980.
- [101] Fluent, *Fluent 6.3 User's Guide* , Fluent Inc., NH, USA, 2006.
- [102] M.-V. Swiatek, "Étude de la convection naturelle et de la stratification thermique dans une cavité inclinée et chauffée au milieu – Application aux capteurs solaires auto stockeurs," PhD thesis, Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement dans l'École Doctorale SISEO UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES, Spécialité : Sciences pour l'ingénieur, 2015.
- [103] F. Z. Bakhti, "Simulation numérique de la convection naturelle dans les enceintes" Faculté de Technologie Département de Mécanique, Univ Batna 02, 2017.
- [104] D. Ababsa, "Simulation numérique d'un écoulement d'air dans un canal implanté ou toit d'un bâtiment ayant le mêmes rôle qu'un capteur solaire," Thèse de doctorat, Faculté des sciences-département des sciences de la matière, Université Batna 01, 03/2016.
- [105] S. Amraqui, "Modélisation des transferts thermiques couplés dans un capteur solaire thermique avec cellules anti-pertes," Thèse de doctorat en cotutelle de l'Université Mohammed premier-faculté des sciences-Oujda et université de Provence-institut universitaire des systèmes thermiques industriels –Aix-Marseille, 2009.

- [106] G. De Vahl Davis, "Natural convection of air in a square cavity: a bench mark numerical solution," *Int. J. for numerical methods in fluids*, Vol. 3, pp. 249-264, 1983.
- [107] R. Kumar and M. A. Kalam, "Laminar thermal convection between vertical coaxial isothermal cylinders," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, N° 2, pp. 513-524, 1991.
- [108] F. Z. Ferahta, C Abid, "Intensification of a flat solar collector efficiency," *European Physical Journal Applied Physic*, vol.83, pp. 30903, 2018.
- [109] W.McAdams, "Heat transmission," 3rd ed,New York: McGraw Hill,1954.
- [110] H.Q. Yang, K.T. Yang and J.R. Lioyd, "Laminar natural-convection flow transitions in tilted three dimensional longitudinal rectangular enclosures," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 30 (8), pp. 1637-1644, 1987.
- [111] J. G. Symons and M. K. Peck, "Natural convection heat transfer through inclined longitudinal slots," *J. Heat Transfer*, vol. 106, pp. 824-829, 1984.
- [112] R. Alvarado, J. Xaman, J. Hinojosa and G. Alvarez, "Interaction between convection and surface thermal radiation in tilted slender cavities," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, pp. 355-368. 2008.
- [113] U. Muller, "Bénard convection in gaps and cavities," In: Zierep, J., Oertel, H. (Eds.), *Convective Transport and Instability*. G. Braun, Karlsruhe, pp. 71–100, 1982.
- [114] K. Stork and U. Miller, "Convection in boxes: experiments," *J. Fluid Mech*, vol. 54 (4), pp. 599-611, 1972.
- [115] R. Hernandez and R.L. Frederick, "Spatial and thermal features of three dimensional Rayleigh–Bénard convection," *Internat. J. Heat Mass Transfer*, vol. 37, pp. 411–424, 1994.
- [116] C. Normand, Y. Pomeau and M. G. Velarde, "Convective instability: A physicist's approach," *Rev. Mod. Phys.*, vol. 49, pp. 581-624, 1977.
- [117] J. H. Lienhard IV, J. H. Lienhard V, "A Heat Transfer Textbook," *Phlogiston Press*, Cambridge Massachusetts USA Third Edition, pp. 465, 2003.
- [118] R. Siegel and J. Howell, "Thermal radiation heat transfer," *Taylor & Francis*, New York, NY, 2002.
- [119] L.C. Chang, K.T. Yang and J. R. Lioyd, "Radiation-natural convection interactions in two dimensional complex enclosures," *Journal Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 89-95, 1983.
- [120] A. Mezrhab and L. Bchir, "Radiation–natural convection interactions in partitioned cavities," *Int. J. Numer. Meth. Heat Fluid Flow*, vol. 9 (2), pp. 186–203, 1999.
- [121] W. W. S. Charters, L. F. Peterson, "Free convection suppression using honeycomb cellular materials," *Solar Energy*, vol. 13, pp. 353-366, 1972.

[122] J.F. Cerón , J. Pérez-García, J.P. Solano, A. García, R. Herrero-Martín, "," *Applied Energy* , vol.140, pp. 275–287, 2015.

Abstract

The growing importance of solar thermal collectors has led to significant progress in their design features. A good solar thermal converter requires effective control of the heat losses at the absorber to the environment. The most significant thermal losses happen through the glass cover. Researches, in this axis, focus on reducing to the maximum their effect. Our work focuses to minimise the thermal losses through the glass cover by inserting partitions to increase the thermal resistance between the absorber and the sensor glazing. Using Fluent, we attempt to study numerically a position effect of partitions on the collector inner flow when a heat flux is applied to the absorber in 2d, 3d configurations. The evolution of thermal and dynamic profiles in the air gap is presented, which allows us to quantify the convective energy losses. The comparison shows that suspended partitions is the best position to maintain the high temperature of the absorber.

Mots clés: Solar collector, Heat losses, Naturel convection, Partitions, Performance optimisation.

ملخص

أدت الأهمية المتزايدة لمجمعات الطاقة الشمسية الحرارية إلى تقدم كبير في ميزات التصميم. يتطلب تصميم محول حراري شمسي ذو كفاءة عالية التحكم الفعال في ضياع الحرارة على مستوى صفيحة الامتصاص نحو الوسط الخارجي. الضياعات الحرارية الأكثر أهمية تحدث عبر الغطاء الزجاجي. تركز الأبحاث في هذا المحور إلى الإقلال منها إلى حد أقصى. الهدف من هذا العمل هو التقليل من ضياع الحرارة من خلال الغطاء الزجاجي عن طريق وضع حواجز في التجويف الذي يفصل الصفيحة الماصة و الغطاء الزجاجي الذي من شأنه رفع المقاومة الحرارية في هذا المكان. عن طريق استعمال برنامج Fluent الشهير في عالم CFD قمنا بالبحث عن اثر تغيير مواضع الحواجز على السريان الداخلي عند تطبيق تسخين حراري ثابت على الصفيحة الماصة ، الدراسة تمت على ثلاث حالات : حيز ثنائي البعد مجهز بالحواجز ، حيز ثلاثي الابعاد مجهز بحواجز و لاقط مسطح مجهز بحواجز في التجويف بين الصفيحة الماصة و الغطاء الزجاجي. من اجل تحديد شدة الحمل الحراري ، سنقوم بعرض تغير التوزيع الحراري والديناميكي في التجويف ، و هذا في غياب وجود إشعاع حراري. تبين المقارنة أن الحواجز المعلقة هي أفضل وضع للحفاظ على درجة حرارة عالية لصفيحة الامتصاص.

كلمات مفتاحية : اللاقط الشمسي الحراري، خسائر الحرارة ، الحمل الحراري ، الحواجز ، تحسين الأداء.

Resumé

L'importance croissante des capteurs solaires thermiques a conduit à des progrès significatifs dans leurs caractéristiques de conception. Un bon convertisseur solaire thermique nécessite un contrôle efficace des pertes de la chaleur. Les pertes thermiques les plus importantes se produisent à travers la couverture de verre. Les recherches dans cet axe visent à réduire au maximum leur effet. L'objectif de ce travail vise à minimiser les pertes thermiques à travers le vitrage ; en insérant des partitions pour augmenter la résistance thermique entre l'absorbeur et le vitrage du capteur. En utilisant l'outil CFD Fluent , nous avons fait une étude numérique pour chercher l'effet de la position des partitions sur l'écoulement interne du collecteur lorsqu'un flux de chaleur est appliqué à l'absorbeur et ceci dans trois configurations, une cavité en 2D, en 3D (sans le fluide caloporteur) et sur un capteur solaire complet. Pour quantifier l'intensité de la convection, les champs thermiques et dynamiques dans la lame d'air est présentée, en absence et présence du rayonnement thermique. La comparaison entre les différents emplacements des partitions dans la cavité montre que les partitions suspendues sont la meilleure position. En effet ils permettent de maintenir la température plus élevée au niveau de l'absorbeur.

Mots clés : capteur solaire, pertes de chaleur, convection naturelle, cloisons, optimisation de la performance.