



UNIVERSITE SULTAN MOULAY SLIMANE

Faculté des Sciences et Techniques

Béni Mellal



Centre d'Études Doctorales « Sciences et Techniques »

Formation Doctorale « Mathématiques et Physiques Appliquées »

THÈSE

Présentée par

Khadija EZZARAA

En vue de l'obtention du Doctorat National

Spécialité : Physique

Option : Énergétique

**EFFETS COMBINÉS DE LA CONVECTION MIXTE
ET DU RAYONNEMENT DANS DES CAVITÉS
MULTI-VENTILÉES PAR INJECTION OU SUCCION**

Soutenue publiquement le 11 décembre 2021 devant le jury composé de :

Pr. Mohamed HASNAOUI	Professeur, Université Cadi Ayyad. Faculté des Sciences Semlalia, Marrakech, Maroc	Président
Pr. M'Barek FEDDAOUI	Professeur, Université Ibn Zohr, Ecole Nationale des Sciences Appliquées, Agadir, Maroc	Rapporteur
Pr. Mohamed LAMSAADI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.P. Béni-Mellal, Maroc	Rapporteur
Pr. Mourad KADIRI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.S.T. Béni-Mellal, Maroc	Rapporteur
Pr. Soufiane BELHOUIDEG	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.P. Béni-Mellal, Maroc	Examineur
Pr. Abdelghani RAJI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.S.T. Béni-Mellal, Maroc	Examineur
Pr. Ahmed BAHLOUI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.P. Béni-Mellal, Maroc	Directeur de Thèse

DÉDICACES

À mes très chers parents, qui pour moi, sont un symbole de sacrifice et de dévouement. C'est avec euphorie que je leur dédie ce modeste travail

À mon mari et mon fils

À mon frère et mes sœurs

À toute la famille Ezzaraa

À toute la famille Mikhlas

À tous mes amis

À tous ceux qui, de près ou de loin, se sont sacrifiés pour moi.

REMERCIEMENTS

En commençant, je remercie DIEU le tout puissant de m'avoir donné le courage et la patience pour accomplir ce travail.

J'adresse mes sincères remerciements à mon directeur de thèse, Monsieur Ahmed BAHLAOUI, Professeur à la Faculté Polydisciplinaire de Béni Mellal, pour l'honneur qu'il m'a accordé en acceptant d'encadrer ce travail de recherche. Je lui suis très reconnaissante pour sa patience, pour son support académique tout au long de ce travail et pour ses précieux conseils qui m'ont été et me seront très utiles. Je tiens à exprimer mon appréciation de ses qualités humaines, d'écoute et de compréhension et surtout de support moral durant toutes ces années de recherche et je lui souhaite tout le succès dans ce qu'il entreprend.

Mes remerciements vont également à Monsieur Abdelghani RAJI, Professeur à la Faculté des Sciences et Techniques de Béni Mellal, et Monsieur Mohammed HASNAOUI, Professeur à la Faculté des Sciences Semlalia de Marrakech, qui m'ont suivi tout au long de cette thèse. Leurs disponibilité, leurs expérience et leurs sens de transmission des connaissances scientifiques m'ont permis de mener à bien ce travail. Je ne peux que leurs remercier, non seulement pour leurs compétences scientifiques, mais aussi pour leurs qualités humaines, leurs conseils judicieux et leurs attentions au détail.

Je tiens aussi à remercier le Centre National de la Recherche Scientifique et Technique (CNRST) pour m'avoir attribuée la bourse d'excellence dont j'ai bénéficié pendant trois années et qui m'a permis de mener mes recherches dans de bonnes conditions.

Enfin, je ne pourrais terminer cette liste sans adresser des remerciements particuliers à des personnes particulières sans qui je n'aurai pas pu arriver jusque-là ; mes parents. Merci pour tout le soutien affectif et pour l'appui indéfectible que vous m'avez adressé lors de mon long voyage d'étude. Ce travail est dédié en premier lieu à vous, à mon frère, à mes sœurs et à tous les membres de ma famille et tous les amis qui ont su m'encourager et m'inspirer.

AVANT PROPOS

- Nom et prénom de l'auteur : Khadija EZZARAA
- Intitulé du travail : **Effets combinés de la convection mixte et du rayonnement dans des cavités multi-ventilées par injection ou succion**
- Nom et prénom du directeur de recherche : Pr. BAHLAOUI Ahmed
- Laboratoire où ce travail a été réalisé :
 - Laboratoire Interdisciplinaire de Recherche en Sciences et Techniques (LIRST), FP de Béni-Mellal.
 - Équipe de Physique Appliquée et Nouvelles Technologies (EPANT), FP de Béni-Mellal.
- Date de commencement de ce travail : Janvier 2016
- Cadre de coopération-soutien financier : centre national de la recherche scientifique et technique (CNRST)
- Principales publications et communications auxquelles ce travail a donné lieu :

Publications :

- [1] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Heat performance resulting from combined effects of radiation and mixed convection in a rectangular cavity ventilated by injection or suction", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 353, 2018.
- [2] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Radiation effect on mixed convection cooling in a ventilated horizontal cavity with multiple ports", *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 153-154, pp. 310-320, 2019.
- [3] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, A. Raji and M. Hasnaoui, "Influence of thermal radiation on steady mixed convection inside a multiple vented cavity subjected to sucked or injected external flow", *International Journal of Mechanics and Energy*, vol. 8, no. 1, pp. 1-11, 2021.
- [4] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed convection heat transfer improvement inside a multiple vented cavity crossed by Al₂O₃-

water nanofluid", *Revue de l'Entrepreneuriat et de l'Innovation*, vol. 2, no. 6, pp. 1-7, 2018.

- [5] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Effect of phase shift on mixed convection in a rectangular vented cavity filled with a nanofluid and submitted to periodic heating", *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1226, 2019.
- [6] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji and M. Hasnaoui, "Mixed convection in a rectangular vented enclosure with diffusely emitting boundary walls" (en phase finale de redaction).
- [7] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji and M. Hasnaoui, "Modeling of mixed convection and thermal radiation inside a rectangular enclosure submitted to different ventilation modes" (en phase finale de redaction).

Communications :

- [1] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Numerical analysis of radiative effects on mixed convection inside a multiple ventilated rectangular cavity", *Forum International sur les Changements Climatiques*, Béni-Mellal, 18-19 Octobre 2016.
- [2] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed convection coupled to surface radiation in a vented enclosure under constant heat flux heating", *13^{ème} Congrès de Mécanique (CMM'2017)*, Meknès, 11-14 Avril 2017.
- [3] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Numerical analysis of radiative effects on mixed convection inside a multiple ventilated rectangular cavity", *Congrès International d'Ingénierie Environnementale et Énergie Renouvelable (ICEERE'2017)*, El Jadida, 10-11 Mai 2017
- [4] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Heat performance resulting from combined effects of radiation and mixed convection in a rectangular cavity ventilated by injection or suction", *Congrès Bâtiments et Villes Durables (BVD'2017)*, Fès, 06-07 Décembre 2017.
- [5] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Combined convective radiative heat transfer in a vented enclosure with diffusely emitting

boundary walls", *International Congress on Thermal Sciences (AMT'2018)*, Safi, 18-19 Avril 2018.

- [6] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Laminar mixed convection in a vented and totally heated rectangular cavity in the presence of thermal radiation", *Congrès National en Physique Fondamentale et ses Applications (ICNPFA'2019)*, Béni-Mellal, 19-20 Avril 2019.
- [7] **K. Ezzaraa**, A. Bahlaoui, I. Arroub, A. Raji, M. Hasnaoui, "Combined convective radiative heat transfer in a vented enclosure heated from its vertical left wall", *2^{ème} édition du Workshop Impression 3D Sous le thème «Fabrication Additive (FA) & Industrie 4.0»*, 6 Février 2021.
- [8] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Modeling of nano-fluid mixed convection in a vented enclosure with periodic heating", *13^{ème} Congrès de Mécanique (CMM'2017)*, Meknès, 11-14 Avril 2017.
- [9] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed convective cooling in an inclined vented cavity filled with nanofluid and heated from one side", *Congrès International d'Ingénierie Environnementale et Énergie Renouvelable (ICEERE'2017)*, El Jadida, 10-11 Mai 2017.
- [10] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Aspect ratio effect on nanofluid mixed convection in a tilted vented enclosure", *International Workshop on Complex Turbulent Flows (IWCTF'2017)*, Tangier, 27-28 November 2017.
- [11] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Inclination angle effect on nanofluid mixed convection through a vented cavity with isothermal hot side wall", *International Congress on Thermal Sciences (AMT'2018)*, Safi, 18-19 April 2018.
- [12] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Effect of phase shift of sinusoidal heating on mixed convection of nanofluid in a rectangular cavity ventilated by injection or suction", *9th Young Researcher Meeting (YRM'2018)*, Salerno, Italy, 10-13 July 2018.
- [13] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Computational study of mixed convection in a multi-vented enclosure cooled by

injected or sucked nanofluids", *1^{ère} Rencontre sur la Recherche et l'Innovation (R2I'18)*, Béni-Mellal, 10-11 Mai 2018.

- [14] I. Arroub, A. Bahlaoui, **K. Ezzaraa**, A. Raji and M. Hasnaoui, "Effect of decreasing heating on mixed convection inside a rectangular multiple vented enclosure filled with nanofluids", *Congrès National en Physique Fondamentale et ses Applications (ICNPFA'2019)*, Béni-Mellal, 19-20 Avril 2019.

RÉSUMÉ

Le présent mémoire est consacré à l'étude numérique du couplage entre la convection mixte et le rayonnement thermique dans le cas d'un fluide caloporteur transparent (air). Deux systèmes rectangulaires, ayant les mêmes dimensions, soumis à différentes excitations thermiques et ventilés selon deux modes de ventilation (injection / succion) ont constitué notre objectif. Les configurations considérées peuvent constituer un modèle pour le refroidissement des systèmes générant de la chaleur dans de nombreux domaines du génie thermique.

L'équation du rayonnement, inter-couplée avec les équations de base de la convection, est résolue par la méthode des radiosités. Les équations résultantes de la convection ont été résolues numériquement en utilisant un code numérique adéquat, basé sur la méthode des différences finies.

Le travail de cette thèse se présente en deux parties. Dans la première partie, le travail est focalisé sur l'étude des écoulements et du transfert de chaleur induits par convection mixte à l'intérieur d'une cavité multi-ventilé, chauffée totalement par le bas et refroidie uniformément à travers la paroi verticale gauche, alors que les autres parois sont adiabatiques. Les simulations portent spécifiquement sur les effets des différents paramètres clés tels que le nombre de Reynolds, $300 \leq Re \leq 5000$, l'émissivité des parois, $0 \leq \varepsilon \leq 0.85$, la position de l'ouverture de la sortie $0.2 \leq L_e \leq 1.8$ et le mode de ventilation extérieur imposé (injection ou succion), sur les caractéristiques dynamiques et thermiques de l'écoulement et les performances thermiques au sein de la cavité. Les résultats obtenus montrent que les champs d'écoulement et de température sont fortement influencés par les paramètres de contrôle susmentionnés et que la présence du rayonnement contribue à une augmentation appréciable du taux de transfert de chaleur total. Cette contribution peut atteindre 42 % pour les grandes valeurs de ε . En outre, le mode de ventilation par succion se trouve le plus favorable au transfert de chaleur et conduit à un meilleur refroidissement de la cavité en comparaison avec le mode d'injection. En plus, la position de l'ouverture de sortie, pour le mode d'injection, peut contribuer considérablement au contrôle thermique à l'intérieur de la cavité.

La deuxième partie de cette thèse est consacrée à l'étude de la convection mixte se développant au sein d'une cavité ventilée par injection / (succion) à l'aide d'un jet froid d'air isotherme, interagissant avec le milieu extérieur à travers deux ouvertures aménagées au milieu des parois verticales gauche et droite. Les portions restantes de la paroi verticale gauche sont soumises à un flux de chaleur constant, tandis que, les parois restantes de la cavité sont parfaitement isolées. Les effets combinés des paramètres de base à savoir le nombre de Reynolds, $20 \leq Re \leq 3000$, l'émissivité des parois, $0 \leq \varepsilon \leq 1$, l'angle d'inclinaison ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$), le rapport de forme ($1 \leq A \leq 8$) et le mode d'écoulement extérieur imposé (injection ou succion) sur les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur sont examinés. Les résultats ont révélé que, pour les deux modes de ventilation considérés, l'apport du rayonnement au transfert chaleur total est significatif même pour un régime de convection forcée prédominant et en particulier pour des valeurs élevées de l'émissivité des parois. Le mode d'injection se trouve le plus favorable au transfert de chaleur convectif et total, alors que le mode de succion favorise relativement l'échange de chaleur radiatif. De plus, le meilleur refroidissement de la cavité, caractérisé par une décroissance des températures moyenne et maximale, est généralement obtenu par augmentation des paramètres ε , Re et A et par l'application du mode d'injection.

Mots clés : convection mixte, étude numérique, cavité multi-ventilée, succion, injection, rayonnement thermique, transfert de chaleur.

ABSTRACT

This thesis is devoted to the numerical study of the coupling between mixed convection and thermal radiation when the heat transfer fluid is transparent (air). Two rectangular systems, having the same dimensions, subjected to different thermal excitations and ventilated according to two ventilation modes (injection / suction) constituted our objective. The considered configurations can be taken as a model for the cooling of heat generating systems in many fields of thermal engineering.

The radiation equation, inter-coupled with the basic convection equations, is solved by the radiosity method. The resulting equations of convection have been solved with a suitable numerical code, based on the finite difference method.

The work of this thesis is presented in two parts. In the first part, the work is focused on the study of flows and heat transfer induced by mixed convection inside a multi-ventilated cavity with air and heated totally from below and cooled uniformly through the left vertical wall, while the other walls are adiabatic. Specifically, the simulations focus on the effects of various key parameters such as Reynolds number, $300 \leq Re \leq 5000$, wall emissivity, $0 \leq \varepsilon \leq 0.85$, outlet opening position $0.2 \leq L_e \leq 1.8$ and imposed external ventilation mode (injection or suction) on the dynamic and thermal characteristics of the flow and thermal performance within the cavity. The results obtained show that the flow and temperature fields are strongly influenced by the above control parameters and that the presence of radiation contributes to a significant increase in the total heat transfer rate. This contribution can reach 42 % for high values of ε . In addition, the suction ventilation mode is favorable to heat transfer and leads to a better cooling of the cavity, compared to the injection mode. In addition, it is useful to mention that the position of the outlet opening, in the injection case, can contribute significantly to the thermal control inside the cavity.

The second part of this thesis is devoted to study the mixed convection developing within a cavity ventilated by injection / (suction) of a cold jet of isothermal air, interacting with the external environment through two openings arranged in the middle of the left and right vertical walls. The remaining portions of the left vertical wall are subjected to a constant heat flux, while, the remaining walls of the cavity are perfectly insulated. The combined effects of the basic parameters namely the Reynolds number, $20 \leq Re \leq 3000$, the wall emissivity, $0 \leq \varepsilon \leq 1$, the inclination angle, $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$, the aspect ratio, $1 \leq A \leq 8$, and the imposed external flow mode (injection or suction) on the flow characteristics and heat transfer are examined. The results revealed that, for both modes of ventilation, the contribution of radiation to the total heat transfer is significant even for a predominant forced convection regime and in particular for high values of wall emissivity. The injection mode is found to be the most favorable to the convective and total heat transfer, while the suction mode favors relatively the radiative heat exchange. In addition, the most efficient cooling of the cavity, characterized by a decrease in the average and maximum temperatures, is generally obtained by increasing the parameters ε , Re and A and by applying the injection mode.

Key words : mixed convection, numerical study, multi-ventilated cavity, suction, injection, thermal radiation, heat transfer.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	I
REMERCIEMENTS.....	II
AVANT PROPOS.....	III
RÉSUMÉ.....	VII
ABSTRACT.....	VIII
TABLE DES MATIÈRES.....	IX
NOMENCLATURE.....	XII
LISTE DES FIGURES.....	XV
LISTE DES TABLEAUX.....	XX
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1

CHAPITRE 1 : Revue Bibliographique

1.1 INTRODUCTION.....	4
1.2 BIBLIOGRAPHIE SUR L'INTERACTION CONVECTION-RAYONNEMENT DANS DES CAVITÉS RECTANGULAIRES.....	5
1.2.1 Couplage convection naturelle-rayonnement.....	5
1.2.2 Couplage convection mixte-rayonnement.....	10
1.3 CONFIGURATIONS ÉTUDIÉES.....	14
1.4 CONCLUSION.....	16

CHAPITRE 2 : Formulation Mathématique et Méthodes de Résolution

2.1 INTRODUCTION.....	17
2.2 ÉQUATIONS DE LA CONVECTION MIXTE.....	18
2.2.1 Formulation en variables primitives (u' , v' , p' et T').....	18
2.2.2 Formulation en variables secondaires (Ψ' , Ω' , T').....	20
2.2.3 Formulation en variables adimensionnelles (Ψ , Ω , T).....	20
2.3 DISCRÉTISATION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES.....	22
2.3.1 Discrétisation des termes convectifs.....	23
2.3.2 Discrétisation des termes temporels et spatiaux.....	23
2.4 RÉOLUTION DES ÉQUATIONS GOUVERNANT.....	24

2.4.1	Résolution des équations de la vorticité et de l'énergie.....	24
2.4.2	Résolution de l'équation de Poisson.....	25
2.4.3	Critère de convergence.....	26
2.5	MODÉLISATION DU RAYONNEMENT THERMIQUE	27
2.5.1	Introduction.....	27
2.5.2	Équations de rayonnement.....	27
2.5.3	Facteurs de forme.....	29
2.5.4	Adimensionnalisation des équations de rayonnement.....	29
2.6	ALGORITHME DE CALCUL.....	30

CHAPITRE 3 : Interaction entre la Convection Mixte et le Rayonnement dans une Cavité Multi-ventilée

3.1	INTRODUCTION.....	32
3.2	CONDITIONS AUX LIMITES.....	33
3.3	TRANSFERT DE CHALEUR.....	35
3.4	EFFET DU MAILLAGE.....	36
3.5	VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	37
3.6	RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	37
3.6.1	Cas du mode injection seul.....	38
3.6.1.1	Effet de l'émissivité des parois et du nombre de Reynolds.....	38
3.6.1.2	Étude de l'effet de la position de l'ouverture de sortie	43
3.6.2	Cas des deux modes injection et succion.....	45
3.6.2.1	Champs dynamiques et thermiques	45
3.6.2.2	Étude des performances thermiques	47
3.7	CONCLUSION.....	49

CHAPITRE 4 : Effet du Rayonnement sur la Convection Mixte dans une Cavité Latéralement Chauffée

4.1	INTRODUCTION.....	65
4.2	CONDITIONS AUX LIMITES.....	66
4.3	TRANSFERT DE CHALEUR.....	67
4.4	VALIDATION DU CODE DE CALCUL ET CHOIX DU MAILLAGE.....	67
4.5	RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	69
4.5.1	Effet du nombre de Reynolds	69
4.5.1.1	Écoulements et champs thermiques	69

4.5.1.2 Étude des performances thermiques	72
4.5.2 Effet de l'angle d'inclinaison.....	74
4.5.2.1 Écoulements et champs thermiques	74
4.5.2.2 Étude des performances thermiques	75
4.5.3 Effet du rapport de forme	77
4.5.3.1 Écoulements et champs thermiques	77
4.5.3.2 Étude des performances thermiques	79
4.6 CONCLUSION.....	81
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	100

NOMENCLATURE

A	rapport de forme de la cavité, ($= L'/H'$)
cv	convection
B	hauteur relative des ouvertures sur les parois verticales, ($= h'/H'$)
E_i	émittance de la surface S_i , (W/m^2)
F_{ij}	facteur de forme entre les éléments de surfaces S_i et S_j
g	accélération de la pesanteur, (m/s^2)
H'	hauteur dimensionnelle de la cavité, (m)
h'	hauteur des ouvertures sur les parois verticales, (m)
I_i	irradiation ou éclairement adimensionnel de la surface S_i , ($= I'_i/\sigma T_F'^4$)
J_i	radiosité adimensionnelle de la surface S_i , ($= J'_i/\sigma T_F'^4$)
L'	longueur dimensionnelle de la cavité, (m)
L'_e	position dimensionnelle de l'ouverture sur la paroi supérieure, (m)
L_e	position adimensionnelle de l'ouverture sur la paroi supérieure, ($= L'_e/H'$)
ℓ'	longueur de l'ouverture sur la paroi supérieure, (m)
ℓ	longueur adimensionnelle de l'ouverture sur la paroi supérieure, ($= \ell'/H'$)
N_r	nombre de rayonnement, ($= \sigma T_F'^4 / q'$)
Nu	nombre de Nusselt moyen
Pr	nombre de Prandtl, ($= \nu / \alpha$)
Q_r	densité du flux radiatif adimensionnel net perdu, ($= Q'_r / \sigma T_F'^4$)
Q_S/Q_F	rapport des quantités de chaleur totales évacuées à travers la sortie et la paroi froide de la cavité
Q_S/Q_E	rapport des quantités de chaleur totales évacuées à travers la sortie et l'entrée de la cavité
Ra	nombre de Rayleigh, ($= g \beta q' H'^4 / \alpha \nu \lambda$)
Re	nombre de Reynolds, ($= u'_o H' / \nu$)
Ri	nombre de Richardson, ($= Ra / Re^2 Pr$)

ry	rayonnement
t	temps adimensionnel, $(= t'u'_0 / H')$
T	température adimensionnelle du fluide, $(= \lambda (T' - T'_F) / q' H')$
T'_C	température dimensionnelle de la source chaude, (K)
T'_F	température dimensionnelle de la paroi froide, (K)
T_0	température adimensionnelle de référence, $(= \lambda T'_F / q' H')$
\bar{T}	température moyenne adimensionnelle
u'_0	vitesse dimensionnelle de l'écoulement imposé, (m/s)
(u, v)	vitesse adimensionnelles dans les directions x et y, $(= (u', v') / u'_0)$
(x, y)	coordonnées cartésiennes adimensionnelles, $(= (x', y') / H')$

Lettres grecques

α	diffusivité thermique du fluide, (m^2/s)
β	coefficient d'expansion thermique à pression constante, $(1/K)$
Δt	pas de temps adimensionnel
ε	émissivité des parois
λ	conductivité thermique du fluide, $(W/K.m)$
ν	viscosité cinématique du fluide, (m^2/s)
Ω	vorticité adimensionnelle, $(= \Omega' H' / u'_0)$
Ψ	fonction de courant adimensionnelle, $(= \Psi' / u'_0 H')$
σ	constante de Stéfan-Boltzmann, $(= 5.67 \times 10^{-8} W / m^2 K^4)$
θ	angle d'inclinaison de la cavité, (en degré)

Indices

C	chaud
E	entrée de la cavité
F	froid
Loc	local
max	maximum
min	minimum

s sortie de la cavité

exposant

' variables dimensionnelle

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 :	Première configurations étudiée : a) Cas de l'injection, b) Cas de la succion.....	15
Figure 1.2 :	Deuxième configuration étudiée : a) Cas de l'injection, b) Cas de la succion.....	16
Figure 2.1 :	Facteurs de forme entre les surfaces S_i et S_j	29
Figure 3.1 :	Comparaisons en terme du nombre de Nusselt moyen, Nu_C , dans une cavité carrée différentiellement chauffée pour $T'_C = 298.5$ K et $T'_F = 288.5$ K et différentes valeurs de Ra et ε	37
Figure 3.2 :	Lignes de courant et isothermes en mode d'injection obtenues pour $L_e = 1$, $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$	51
Figure 3.3 :	Variations, en fonction de Re , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, en mode d'injection pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C	52
Figure 3.4 :	Oscillations périodiques en mode d'injection obtenues pour $L_e = 1$, $Re = 600$ et $\varepsilon = 0.15$: a) variation de Ψ_{min} avec le temps, b) variation de Nu_C avec le temps et c) projection dans le plan de phase Ψ_{min} - Nu_C	53
Figure 3.5 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, au cours du cycle d'écoulement représenté sur la figure 3.5a pour $L_e = 1$, $Re = 600$ et $\varepsilon = 0.15$	54
Figure 3.6 :	Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de Re , en mode d'injection pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε	55
Figure 3.7 :	Variations, en fonction de Re , de la température en mode d'injection pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}	56

Figure 3.8 :	Variations, en fonction de Re , du rapport Q_S/Q_F en mode d'injection pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε	57
Figure 3.9 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour $\varepsilon = 0.85$, $Re = 300$ et différentes valeurs de L_e : a) $L_e = 0.2$, b) $L_e = 1$ et c) $L_e = 1.8$	58
Figure 3.10 :	Variations, avec L_e , des nombres de Nusselt moyens, convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, en mode d'injection, pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C	59
Figure 3.11 :	Variations, avec L_e , de la température en mode d'injection pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}	60
Figure 3.12 :	Lignes de courant et isothermes en mode de succion obtenues pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$	61
Figure 3.13 :	Variations, en fonction Re , des nombres de Nusselt moyens, convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C	62
Figure 3.14 :	Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de Re pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε	63
Figure 3.15 :	Variations, avec Re , de la température pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}	64
Figure 4.1 :	Comparaisons en terme du nombre de Nusselt moyen, Nu_C , dans une cavité carrée différentiellement chauffée pour $T'_C = 305$ K, $T'_F = 295$ K et différentes valeurs de Ra et ε	68

Figure 4.2 :	Lignes de courant et isothermes en mode d'injection obtenues pour $\theta = 0^\circ$, $A = 2$, $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$	82
Figure 4.3 :	Lignes de courant et isothermes en mode de succion obtenues pour $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$	83
Figure 4.4 :	Variations, en fonction Re , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeur de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C	84
Figure 4.5 :	Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de Re pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε	85
Figure 4.6 :	Variations, avec Re , de la température pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}	86
Figure 4.7 :	Variations, en fonction de Re , du rapport Q_S/Q_E pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε	87
Figure 4.8 :	Lignes de courant et isothermes en mode d'injection obtenues pour $Re = 300$, $A = 2$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de θ : a) $\theta = 0^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$, d) $\theta = 60^\circ$ et e) $\theta = 90^\circ$	88
Figure 4.9 :	Lignes de courant et isothermes en mode de succion obtenues pour $Re = 300$, $A = 2$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de θ : a) $\theta = 0^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$, d) $\theta = 60^\circ$ et e) $\theta = 90^\circ$	89
Figure 4.10 :	Variations, en fonction de θ , des nombres de Nusselt moyens, convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeur de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C	90

Figure 4.11 :	Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de θ , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε	91
Figure 4.12 :	Variations, avec θ , de la température pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}	92
Figure 4.13 :	Variations, avec θ , du rapport Q_S/Q_E pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε	93
Figure 4.14 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de A : a) $A = 1$, b) $A = 2$, c) $A = 4$ et d) $A = 8$	94
Figure 4.15 :	Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, obtenues pour $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de A : a) $A = 1$, b) $A = 2$, c) $A = 4$ et d) $A = 8$	95
Figure 4.16 :	Variations, en fonction de ε , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C	96
Figure 4.17 :	Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de ε , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A	97
Figure 4.18 :	Variations, en fonction de ε , de la température pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}	98

Figure 4.19 : Variation, en fonction de ε , du rapport Q_S/Q_E pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A **99**

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 :	Expressions de Λ et S pour les deux équations de transport.....	24
Tableau 3.1 :	Sensibilité des résultats au maillage, en termes de Ψ_{\max} et Nu_C , pour différentes valeurs de Re et ε et les deux modes de ventilation (injection et suction).....	36
Tableau 3.2 :	Gamme de Re correspond à l'existence des solutions périodiques pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε	41
Tableau 4.1 :	Sensibilité des résultats au maillage, en termes de Ψ_{\max} et Nu_C , pour différentes valeurs de Re et ε et les deux modes de ventilation (injection et suction).....	69

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Suite à l'essor fulgurant des technologies que l'on connaît aujourd'hui, des systèmes de plus en plus performants avec des puissances accrues se succèdent année après année. Cependant, un des problèmes majeurs qui a suscité l'intérêt d'un grand nombre de chercheurs et des scientifiques consiste en la génération de chaleur au sein de ces systèmes. En effet, le contrôle thermique de n'importe quel système générant de la chaleur, est essentiel pour maintenir sa température dans des limites où la performance et le fonctionnement ne sont pas compromis. Cependant, la convection naturelle peut assurer convenablement l'évacuation du surplus énergétique lorsque les puissances dégagées sont relativement faibles. Par contre dans les situations où les chaleurs générées sont importantes, le recours à une ventilation extérieure devient nécessaire afin de permettre à de tels systèmes de fonctionner dans des conditions thermiques optimales. Ainsi, l'étude des écoulements de convection mixte dans des systèmes ventilés continue d'être un domaine de recherche fertile vu son omniprésence dans la vie quotidienne ainsi que dans plusieurs applications industrielles telles que le refroidissement des composants électroniques, l'efficacité thermique dans les bâtiments, la conception des capteurs solaires, la climatisation, etc.

A travers la bibliographie, on s'aperçoit l'existence d'un large éventail d'études portant sur le transfert de chaleur par convection mixte menées au cours des dernières décennies. Néanmoins, l'effet du rayonnement a suscité moins d'intérêt et de ce fait, elle reste moins documentée en raison d'une part, des faibles écarts de température mis en jeu et d'autre part, pour des fins de simplicité de l'analyse. Cependant, en pratique, le rayonnement thermique est toujours présent et peut jouer un rôle considérable. En effet, d'après les études antérieures qui ont traité le couplage entre la convection mixte et le rayonnement de surface, il a été rapporté que le rayonnement modifie le champ de température au sein du milieu, ce qui peut engendrer des changements dans la structure des écoulements. Ceci conduit en général à une amélioration substantielle de l'échange thermique total entre les fluides confinés et les surfaces internes des enceintes. De ce fait, on peut justifier notre motivation à

orienter les travaux de cette thèse vers le traitement des problèmes de couplage entre la convection mixte et le rayonnement surfacique.

Le travail présenté dans le cadre de cette thèse consiste à étudier la convection mixte couplée au rayonnement dans deux systèmes rectangulaires ventilés par injection ou par succion à l'aide d'un jet froid d'air isotherme. Ces configurations, de mêmes dimensions, sont soumises à des conditions aux limites différentes. En premier lieu, le problème traité consiste en une cavité multi-ventilée, totalement chauffée par le bas à l'aide d'un flux de chaleur uniforme et à paroi verticale gauche froide. Les parois restantes de la cavité sont considérées parfaitement isolées. Dans un deuxième temps, on étudie le cas d'une cavité interagissant avec le milieu extérieur à travers deux ouvertures aménagées sur les parois verticales gauche et droite. Les parties restantes de la paroi verticale gauche sont soumises à un flux de chaleur constant, tandis que les parois restantes de la cavité sont parfaitement isolées. On s'avisera donc d'examiner l'influence des différents paramètres gouvernants susceptibles d'affecter la structure dynamique et thermique de l'écoulement et de contrôler le transfert de chaleur.

Le contenu du manuscrit de la thèse est organisé de la manière suivante :

Dans le premier chapitre, nous faisons état de quelques travaux relativement récents se rapportant à l'étude des convections mixte et naturelle combinées au rayonnement thermique dans un milieu transparent dans le but de situer notre sujet par rapport aux travaux publiés dans le domaine.

Le deuxième chapitre est consacré à la définition des modèles physiques utilisés et à la formulation mathématique régissant le problème de la convection mixte couplée au rayonnement thermique surfacique. Les lois physiques régissant le rayonnement thermique sont énoncées et moyennant quelques approximations, les équations adimensionnelles modélisant les échanges radiatifs dans le système étudié sont présentées. Nous décrivons également dans ce chapitre les méthodes numériques utilisées pour la résolution des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude de la convection mixte couplée au rayonnement dans une enceinte rectangulaire multi-ventilée, totalement chauffée par le bas,

uniformément refroidie sur sa paroi verticale gauche et exposée à un jet d'air froid. On présente une description détaillée des évolutions des champs dynamique et thermique pour différentes combinaisons des paramètres gouvernants. L'apport du rayonnement au transfert de chaleur total et son effet sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température au sein de la cavité seront également examinés.

Le quatrième chapitre traite l'effet combiné du rayonnement thermique et de la convection mixte sur les caractéristiques de l'écoulement et sur les transferts thermiques dans une cavité rectangulaire chauffée à travers sa paroi verticale gauche et ventilée par injection ou succion. Les résultats obtenus seront illustrés, pour différentes combinaisons des paramètres gouvernants, en termes de structures d'écoulement, de champs de température, du nombre de Nusselt moyen sur la paroi active et de la température moyenne et maximale au sein de la cavité.

On termine enfin par une conclusion générale rappelant les principaux résultats obtenus et suggérant quelques recommandations pour d'éventuelles études futures.

CHAPITRE 1

Revue Bibliographique

1.1 INTRODUCTION

Au cours des dernières années, le processus de transfert de chaleur par convection mixte dans les systèmes ventilés continue d'être une zone fertile pour la recherche, en raison de son implication dans de nombreux procédés technologiques, tels que la conception des collecteurs solaires, le confort thermique des bâtiments, la climatisation, la technologie nucléaire et récemment le refroidissement des circuits électroniques. Dans les enceintes ventilées, l'interaction entre l'écoulement externe forcé et l'écoulement induit par les forces de poussée d'Archimède pourrait conduire à des structures d'écoulement complexes. Dans la littérature, de nombreuses études analytiques, numériques et expérimentales sont rapportées traitant le problème de convection mixte dans des géométries ventilées sans prendre en considération l'effet de rayonnement. Ce dernier pourrait être négligé dans le cas de configurations à frontières non émissives ou faiblement émissives; ce qui n'est pas le cas en général puisque la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global pourrait être significative. De plus, une revue bibliographique montre que le cas de la convection mixte couplée au rayonnement reste peu documenté en comparaison avec le cas où ce dernier effet est négligé. Toutefois, il est bien connu que les transferts de chaleur générés par convection et rayonnement, dans les processus impliquant l'air comme fluide caloporteur, sont généralement du même ordre de grandeur. Aussi le cas des différences modérées de température, donne lieu à des effets importants du rayonnement et le fait de négliger sa contribution devient non réaliste. Le soucis d'enrichir la bibliographie se rapportant à ce genre de problèmes constitue notre motivation principale et constituera le cadre essentiel des travaux de cette thèse. Dans la suite de ce chapitre, une analyse des travaux antérieurs relatifs à la convection couplée au rayonnement thermique surfacique dans des cavités rectangulaires sera effectuée. Etant donné l'abondance des travaux dans la littérature concernant la convection thermique dans des géométries de différentes formes,

nous allons nous limiter, dans le cadre de cette thèse, au cas des configurations rectangulaires. Les travaux cités sur la convection thermique couplée au rayonnement se rapportent à une variété de géométries rectangulaires (fermées, ouvertes, semi-ouvertes, à parois mobiles, partitionnées,...).

1.2 BIBLIOGRAPHIE SUR L'INTERACTION CONVECTION-RAYONNEMENT DANS DES CAVITÉS RECTANGULAIRES

1.2.1 Couplage convection naturelle-rayonnement

Parmi les travaux s'intéressant à l'étude de la convection naturelle couplée au rayonnement surfacique, on trouve celui de [Wang et al. \[1\]](#) qui a mené une étude numérique dans le cas d'une cavité carrée remplie d'air dont les quatre parois ont la même émissivité. Les résultats montrent que, par rapport au cas sans rayonnement, la paroi supérieure et inférieure se trouvent respectivement refroidie et réchauffée, l'écoulement horizontal est renforcé et la stratification est diminuée. L'analyse montre que le nombre de Nusselt radiatif varie de manière linéaire en fonction de la hauteur de la cavité. Aussi, le rayonnement surfacique contribue à une diminution du nombre de Rayleigh critique caractérisant l'apparition de l'instationnarité. De plus, des solutions périodiques multiples sont observées entre $Ra = 1.2 \times 10^7$ et 1.3×10^7 . Dans ce même contexte, des résultats similaires avaient déjà été obtenus numériquement par [Akiyama et Chong \[2\]](#).

La convection naturelle couplée au rayonnement thermique dans une cavité carrée dont l'une de ses parois verticales est chauffée avec une température périodique, est étudiée numériquement par [El Ayachi et al. \[3\]](#). Les résultats obtenus montrent qu'au cours d'un cycle d'évolution, la structure de l'écoulement et le champ de température présentent des comportements complexes qui dépendent de l'émissivité des surfaces et de l'amplitude et la période de la température excitatrice. Dans cette étude l'existence du phénomène de résonance est prouvée. Ce phénomène est fortement amplifié par l'augmentation de l'émissivité et de l'amplitude de la température excitatrice. Le système entre en résonance avec la température imposée pour une période critique indépendante de l'amplitude et l'émissivité des parois.

[Jaballah et al. \[4\]](#) ont entrepris une étude numérique de l'influence du rayonnement surfacique sur l'écoulement de convection naturelle généré au sein d'une cavité carrée

contenant de l'air avec des parois diffuses ($\Delta T = 10\text{ °C}$; $0 \leq \varepsilon \leq 1$; $10^5 \leq Ra_H \leq 10^8$). D'une manière générale, les auteurs ont prouvé que le rayonnement modifie le champ de température au voisinage des parois adiabatiques haute et basse. De plus, ils observent que la symétrie de l'écoulement est brisée lorsque l'effet du rayonnement surfacique est pris en compte. Par ailleurs, il est remarqué que la gamme du nombre de Rayleigh correspondant à la zone laminaire instationnaire est $10^6 \leq Ra_H \leq 5 \times 10^7$.

Dans une cavité carrée remplie d'air partiellement chauffée par le bas, l'effet du rayonnement de surface sur la multiplicité de solutions a été examiné numériquement par [Ridouane et Hasnaoui \[5\]](#). Le problème est étudié pour des nombres de Rayleigh Ra allant de 10^3 à 4×10^6 et l'émissivité des surfaces ε , variant de 0 à 1. Les résultats de cette étude ont montré l'existence de trois solutions en régime de convection naturelle pure. La détermination de chaque solution, dans sa gamme d'existence, dépend des conditions utilisées pour initier le code numérique. Plus précisément, les solutions obtenues sont de type monocellulaire, bicellulaire vertical constitué de deux cellules verticales et bicellulaire horizontal. La prise en compte du rayonnement affecte les gammes du nombre de Rayleigh correspondant à l'existence de chacune des solutions ainsi que le nombre de ces dernières. De plus, l'effet du rayonnement conduit à une réduction de la valeur critique du nombre de Rayleigh caractérisant la bifurcation de Hopf (transition vers la convection oscillante). Les solutions obtenues contribuent de manières différentes au transfert de chaleur et ce dernier est favorisé dans le cas de la solution monocellulaire.

[Ridouane et al. \[6\]](#) ont contribué par une étude numérique bidimensionnelle des transferts de chaleur par convection naturelle couplée au rayonnement thermique surfacique dans une cavité carrée, chauffée totalement par le bas, refroidie par le haut et à parois verticales isolées. Les simulations ont été réalisées pour deux valeurs de l'émissivité des parois (0.05 et 0.85) et différentes valeurs du nombre de Rayleigh. La transition d'une structure d'écoulement bicellulaire vers une autre monocellulaire est observée lorsque la solution bicellulaire devient oscillante périodique. La nature des oscillations dépend fortement de l'émissivité des parois et du type de la solution bicellulaire stationnaire (écoulement bicellulaire vertical ou horizontal).

De leur part, [Mezrhab et al. \[7\]](#) ont étudié numériquement le couplage de la convection naturelle et du rayonnement dans une cavité contenant un bloc carré dans son centre. La cavité est isolée sur ses parois horizontales et les parois latérales sont maintenues à des

températures constantes. Une analyse des résultats a montré que le rayonnement contribue à l'homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité et à une augmentation considérable du nombre de Nusselt moyen, en particulier lorsque le rapport des conductivités thermique solide-fluide et le nombre de Rayleigh sont élevés. Il a été constaté également que le transfert de chaleur est insensible à la conductivité thermique du bloc interne lorsque l'échange radiatif est absent. Cependant, le transfert de chaleur dans la cavité augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique lorsque l'effet du rayonnement est pris en compte.

En 2013, [Saravanan et Sivaraj \[8\]](#) ont présenté une autre étude numérique sur l'interaction entre le rayonnement surfacique et la convection naturelle dans une cavité remplie d'air avec une plaque mince placée en son centre. Cette plaque est soumise à un chauffage uniforme et non uniforme. Les résultats obtenus montrent que le rayonnement contribue à une bonne homogénéisation de la température pour les deux types de chauffage et conduit à une réduction de la différence de température entre les parois isolées. De plus, le taux de transfert de chaleur d'une plaque placée verticalement était toujours supérieur à celui d'une plaque orientée horizontalement. Les résultats montrent également que la contribution de la convection au transfert de chaleur global augmente avec l'émissivité lorsque la plaque est placée horizontalement alors que cette contribution diminue lorsque la plaque est placée verticalement.

[Bouali et al. \[9\]](#) ont étudié numériquement les effets combinés du rayonnement et de l'inclinaison sur le transfert thermique dans une enceinte rectangulaire contenant un corps centré à l'intérieur. Les parois verticales de l'enceinte sont maintenues à des différentes températures uniformes et celles restantes sont considérées adiabatiques. La densité de flux net radiatif a été déterminée par la méthode de Monte Carlo. Ils ont trouvé que l'augmentation de l'angle d'inclinaison réduit considérablement le transfert thermique dans la cavité. Aussi, ils ont trouvé que l'effet de la conductivité thermique du corps interne dépend de l'angle d'inclinaison et réduit considérablement le transfert thermique dans la cavité particulièrement en présence des échanges radiatifs.

[Bouafia et al. \[10\]](#) ont étudié la convection naturelle couplée au rayonnement surfacique dans une cavité carrée différentiellement chauffée avec des effets non-Boussinesq et pour de grandes différences de température. Les résultats révèlent que l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont fortement influencés par l'effet du rayonnement. Ce dernier réduit /

favorise le transfert de chaleur par convection au niveau de la paroi chaude / froide. De plus, le rayonnement engendre un refroidissement / chauffage de la paroi adiabatique supérieure / inférieure. Le transfert de chaleur total sur les parois verticales augmente avec l'augmentation de l'émissivité. Egalement, les résultats montrent que l'effet du rayonnement conduit à une transition précoce vers le régime instationnaire.

Plus récemment, [Gururaja Rao et al. \[11\]](#) ont étudié numériquement le transfert de chaleur multimode dans un dispositif électronique de forme carrée et comportant trois sources de chaleur discrètes et identiques. L'effet des paramètres qui régissent le problème sur la distribution de température locale et sur la température maximale du dispositif a été examiné. Les contributions relatives de la convection et du rayonnement surfacique au taux de la chaleur dissipée par le système ont été aussi quantifiées.

[Bahlaoui et al. \[12\]](#) ont étudié numériquement l'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement thermique dans une enceinte horizontale chauffée discrètement par le bas. Le chauffage est assuré par trois sources de chaleur de même dimension. Les résultats de l'étude montrent une multiplicité de solutions dont les plages d'existence dépendent du nombre de Rayleigh et de l'émissivité des parois. Dans le cas d'une cavité inclinée, [Bahlaoui et al. \[13\]](#) montrent aussi l'existence de solutions multiples dont le nombre est affecté par la présence du rayonnement. Plus précisément, l'augmentation de l'émissivité des parois conduit à une réduction du nombre de solutions pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh alors que l'augmentation de ce dernier paramètre favorise la multiplicité des solutions pour toutes les valeurs considérées de l'émissivité.

L'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement thermique des surfaces a été étudiée numériquement par [Alvarado et al. \[14\]](#) dans une cavité inclinée chauffée et refroidie par deux parois opposées. Les résultats de cette étude en régime stationnaire indiquent que le couplage rayonnement-convection naturelle modifie d'une manière notable la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur moyen à travers la cavité. Le transfert de chaleur total augmente avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison, à l'exception du cas où l'écoulement passe d'une structure multicellulaire vers une autre unicellulaire. Aussi, ont-ils trouvé que l'augmentation du rapport de forme de la cavité a un impact négatif sur le transfert de chaleur total. Les auteurs ont proposé des corrélations pour le nombre de Nusselt total en fonction du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison pour les différents facteurs de forme considérés.

[Nouanegue et al. \[15\]](#) ont étudié les effets combinés de la convection naturelle, de la conduction et du rayonnement sur le transfert de chaleur dans une enceinte carrée, inclinée et délimitée par un mur solide dont la face extérieure est maintenue à une température constante alors que la paroi opposée est sujette à une densité de flux de chaleur uniforme. Les résultats de cette étude montrent une importante interaction entre les trois modes de transfert de chaleur et l'influence du rayonnement des surfaces sur la convection naturelle a été trouvée non négligeable. Les champs d'écoulement, la distribution de température ainsi que le transfert de chaleur à travers la cavité sont fortement modifiés en présence du rayonnement. Les résultats obtenus montrent aussi que la contribution du rayonnement est plus importante que celle de la convection naturelle pour tous les nombres de Rayleigh considérés. En l'absence de l'effet du rayonnement, le flux de chaleur par convection naturelle augmente progressivement en fonction du nombre de Rayleigh. Cependant, la tendance est renversée lorsque l'effet du rayonnement est pris en considération.

Récemment, l'effet du rayonnement sur la convection naturelle transitoire dans une cavité différentiellement chauffée avec une paroi verticale ondulée a été étudié numériquement par [Sheremet et Miroshnichenko \[16\]](#). La cavité est délimitée par des parois verticales isothermes et des parois horizontales adiabatiques. Dans cette étude, les effets du nombre de Rayleigh, de l'émissivité des surfaces, du nombre d'ondulations de la paroi verticale et du rapport de forme de la cavité ont été étudiés. Il a été trouvé que le nombre de Nusselt total sur la paroi verticale ondulée est une fonction croissante du nombre de Rayleigh, de l'émissivité des surfaces et de la forme des ondulations concaves et une fonction décroissante du nombre et de la forme des ondulations convexes.

[Karatas et Derbentli \[17\]](#) ont réalisé une étude expérimentale tridimensionnelle de la convection naturelle couplée au rayonnement dans une cavité rectangulaire remplie d'air. Les résultats de cette étude ont montré que le gradient de température le plus important est situé à mi-hauteur de la cavité et que le profil de température le long de la longueur est insensible à la variation de la profondeur de la cavité. Il a été trouvé que le nombre de Nusselt local change légèrement avec la profondeur dans la région centrale de la cavité et change largement dans les régions proches de la paroi active. De même, il est révélé que la distribution du nombre de Nusselt le long de la hauteur de la cavité est plus uniforme dans la moitié supérieure.

Karatas et Derbentli [18] ont mené ensuite une étude expérimentale sur la convection naturelle couplée au rayonnement dans des cavités rectangulaires remplies d'air, ayant différents rapports de forme et refroidies localement à partir d'une paroi verticale. Un dissipateur thermique local, placé à mi-hauteur dans la direction verticale, a été placé sur la paroi gauche. Sur la base de plusieurs valeurs moyennes, une corrélation du transfert de chaleur a été proposée. Aussi, il est utile de noter que le nombre de Nusselt moyen augmente significativement en diminuant le rapport de forme de la cavité.

D'autres travaux traitant l'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement en l'absence d'une ventilation extérieure sont disponibles et se rapportent au cas des systèmes ouverts communiquant avec le milieu extérieur à travers des ouvertures. Parmi ces travaux, on peut mentionner ceux de Ramesh et Merzkirch [19], Singh et Venkateshan [20], Singh et Singh [21]. Toutes ces études ont montré que l'effet du rayonnement est non négligeable et peut être significatif.

1.2.2 Couplage convection mixte-rayonnement

Plusieurs travaux disponibles dans la littérature sont essentiellement focalisés à l'étude des phénomènes de transfert de chaleur par convection mixte, dont le but est de limiter les contraintes dans la conception et le fonctionnement des équipements utilisés dans une variété de situations industrielles et récemment dans l'industrie électronique. L'importante dissipation de puissances thermiques dans les dispositifs électroniques de nouvelles générations résulte de la tendance continue à la miniaturisation. Pour maintenir un environnement thermique correct (avoir un fonctionnement correct et fiable) d'un système électronique, la recherche doit être axée sur la conception de systèmes de refroidissement donnant une meilleure capacité de transfert de chaleur. Le refroidissement des composants électroniques compte ainsi parmi les défis à relever pour garantir des conditions de fonctionnement optimales. Parmi les études existantes sur le couplage entre la convection mixte et le rayonnement thermique dans des géométries applicables aux circuits électroniques, on peut citer l'étude numérique menée par Premachandran et Balaji [22] se rapportant au cas d'un canal horizontal dont la paroi inférieure est munie de quatre sources de chaleur. L'air est pris comme fluide de refroidissement. Les paramètres géométriques tels que l'espacement entre les parois du canal, la taille des sources de chaleur, l'épaisseur du substrat et l'espacement entre les sources de chaleur sont considérées comme fixes. Les

effets des paramètres restants tels que, le nombre de Reynolds (Re), de Grashof (Gr), des différentes conductivités thermiques (de la paroi (k_p), de la source de chaleur (k_s), du fluide (k_f)) et des émissivités (de la paroi (ε_p) et de la source (ε_s)) ont été analysés. Les résultats montrent que l'augmentation des nombres de Reynolds et de Grashof conduit respectivement à une diminution non linéaire et linéaire de la température adimensionnelle. De plus, la température adimensionnelle maximale se trouve diminuée avec l'augmentation de k_p/k_f , k_s/k_f , ε_p et ε_s .

L'effet du rayonnement de surface sur l'écoulement du fluide, le champ thermique, le taux de transfert de chaleur et la multiplicité de solutions a été examiné numériquement par [Bahlaoui et al. \[23\]](#) dans le cas d'un canal incliné. Les résultats de l'étude montrent que le rayonnement thermique affecte significativement la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur à travers le canal. Pour ce problème, quatre solutions au maximum ont été obtenues. L'existence de ces solutions dépend fortement du nombre de Reynolds, de l'émissivité des parois et de l'inclinaison du canal. En effet, pour de faibles valeurs de Re , l'augmentation de ε entraîne la réduction du nombre de solutions. De même, l'effet de la convection mixte est réduit considérablement au niveau de la paroi chaude et à la sortie au fur et à mesure que l'effet du rayonnement augmente. Les résultats de l'étude montrent aussi que le transfert de chaleur est fortement dépendant du type de solutions.

Le problème de convection mixte couplée au rayonnement de surface dans un canal vertical, chauffé avec deux sources de chaleur montées chacune sur une paroi a été étudié numériquement par [Rao et al. \[24\]](#). L'effet des paramètres de contrôle sur le coefficient de frottement moyen et la température maximale calculés sur les parois gauche et droite du canal a été étudié et des corrélations utiles ont été proposées. Les résultats montrent que les températures locales, maximales et moyennes diminuent avec l'émissivité des parois. En effet, la température maximale de la paroi est réduite de moitié ou même plus lorsque la surface de la paroi passe d'un bon réflecteur à un bon émetteur. Les auteurs ont constaté que la température maximale augmente au fur et à mesure que la source de chaleur se déplace de l'entrée à la sortie du canal pour les trois régimes de convection.

La revue de littérature montre que les effets combinés de la convection mixte et du rayonnement dans le cas des cavités entraînées ne sont pas bien documentés, bien qu'ils soient fréquemment rencontrés dans la pratique. En utilisant l'approche (ACFD) résultant de

la combinaison de la méthode Asymptotique (A) et la méthode: Computational Fluid Dynamics (CFD), [Balaji et al. \[25\]](#) ont étudié l'effet du rayonnement de surface sur la convection mixte laminaire dans une cavité carrée différentiellement chauffée et entraînée à travers la paroi supérieure. L'importance et la contribution du rayonnement de surface ont été quantifiées. Les résultats obtenus ont montré que même dans le cas d'un régime de convection mixte totalement établie (convections naturelle et forcée ayant le même ordre de grandeur), la contribution du rayonnement au transfert thermique total peut atteindre 64 %. De plus, en présence du rayonnement, le nombre de Nusselt convectif se trouve réduit de presque 11 % dans le cas du régime de convection mixte établie, contrairement au nombre de Nusselt total qui subit une augmentation considérable.

Des simulations numériques se rapportant au cas d'une cavité rectangulaire chauffée et entraînée par le bas avec une vitesse variable imposée sur sa paroi mobile ont été réalisées par [Antar et al. \[26\]](#). Les nombres de Reynolds considérés sont pris inférieurs à 2200 pour se placer dans le cas d'un régime d'écoulement laminaire. Un nombre de Richardson élevé est caractéristique d'un comportement de convection naturelle dominant consistant en un champ d'écoulement multicellulaires. Au contraire, pour les faibles valeurs du nombre de Richardson, la convection forcée domine et le nombre de cellules convectives se trouve réduit. Par conséquent, au fur et à mesure que la vitesse de la paroi entraînée augmente, la convection forcée domine et la taille de la cellule du côté droit diminue. Il est utile de mentionner que l'effet du rayonnement thermique devient plus significatif au fur et à mesure que l'émissivité des parois augmente. Les auteurs ont constaté que les valeurs du nombre de Nusselt local au niveau de la paroi entraînée sont plus élevées que celles correspondantes au cas une paroi non entraînée.

[Mahapatra et al. \[27\]](#) ont effectué une analyse numérique de la convection mixte dans une cavité différentiellement chauffée dont l'une des parois est mobile. Les effets du nombre de Prandtl et de l'émissivité de la surface des parois ont été étudiés pour différentes valeurs du nombre de Richardson. L'effet du nombre de Prandtl sur la transition d'une structure multicellulaire à une structure unicellulaire a été analysé. Pour le même nombre de Richardson avec une augmentation du nombre de Prandtl, les structures d'écoulement et de transfert de chaleur passent d'un écoulement dominant induit par la force de poussée à un écoulement dominé par le cisaillement, ce qui témoigne de l'effet déterminant du mouvement de la paroi sur la nature des résultats obtenus. De plus, le rôle du rayonnement

de surface a été aussi examiné. Les variations du nombre de Nusselt avec le nombre de Prandtl et l'émissivité des parois ont été également présentées.

En utilisant la méthode de Boltzmann, [Dahani et al. \[28\]](#) ont étudié numériquement le couplage entre la convection mixte et le rayonnement surfacique dans une cavité carrée dont l'une des parois verticales est chauffée et entraînée et l'autre est soumise à une température présentant une variation spatiale sinusoidale. Les résultats obtenus montrent des effets significatifs du nombre de Richardson sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur. Les auteurs ont montré également que la contribution du rayonnement au transfert thermique total n'est pas négligeable même aux faibles valeurs du nombre de Richardson et cette contribution est renforcée par l'augmentation de ce dernier paramètre. Des corrélations utiles sont présentées pour le nombre de Nusselt total en fonction du nombre de Richardson et de l'émissivité des parois. La contribution du rayonnement dans le cas de cavités entraînées remplies de milieux gris émettant, absorbant et diffusant radiativement a été rapportée et soulignée dans les études numériques de [Mohammadi et Nassab \[29\]](#) et [Mahapatra \[30\]](#).

Cependant, les études sur la convection mixte couplée au rayonnement surfacique dans des enceintes ventilées semblent être relativement récentes malgré l'intérêt pratique de telles géométries. Une de ces études réalisées dans ce contexte a été effectuée par [Raji et Hasnaoui \[31\]](#) dans le cas d'une enceinte rectangulaire ventilée en considérant différentes situations dépendamment de la position des ouvertures d'entrée et de sortie. Les résultats de l'étude ont montré que l'effet du rayonnement conduit à une meilleure homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité. De plus, il a été observé que pour la configuration bas-haut, sous l'effet du rayonnement, la température moyenne de l'enceinte augmente tandis que la température maximale diminue. Cependant, dans la configuration haut-bas, l'effet du rayonnement conduit à une baisse simultanée des températures moyenne et maximale de l'enceinte. Les auteurs ont conclu que la configuration bas-haut assure une meilleure performance thermique et un bon refroidissement au sein de la cavité. Récemment, [Bahlaoui et al. \[32\]](#) ont réalisé une étude sur la convection mixte combinée au rayonnement surfacique au sein d'une cavité ventilée partitionnée et chauffée par le bas. Les simulations numériques ont révélé que le rayonnement contribue à l'homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité, à la réduction de l'échange de chaleur par convection au niveau de la paroi inférieure chauffée et à l'amélioration du transfert thermique global.

Aussi, il est révélé que le nombre de Reynolds affecte positivement la composante radiative pour des valeurs modérées et élevées de ε et la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global est généralement à ne pas négliger puisque celle-ci dépasse 40 % pour des valeurs élevées des émissivités ($\varepsilon = 0.85$). Les résultats de l'étude ont montré aussi que l'effet du rayonnement est favorisé lorsque la partition s'éloigne des parois verticales de la cavité; sa contribution atteint un maximum lorsque la partition est située à mi-largeur de la paroi horizontale chauffée.

1.3 CONFIGURATIONS ÉTUDIÉES

Dans le présent travail, on se propose à l'aide d'une approche numérique d'effectuer une analyse fine de la convection mixte couplée au rayonnement dans deux systèmes rectangulaires ventilés par injection ou succion moyennant d'un jet d'air froid et isotherme. Les configurations qui seront étudiées sont de même dimension et sont soumises à des conditions aux limites différentes. Dans ce problème, on traitera d'abord le cas d'une cavité multi-ventilé (figure 1.1), totalement chauffée par le bas à l'aide d'un flux de chaleur uniforme. Dans un deuxième temps, l'étude sera focalisée sur le cas d'une cavité chauffée par le côté droit et interagissant avec le milieu extérieur à travers deux ouvertures aménagées au milieu des deux parois verticales (figure 1.2).

1.4 CONCLUSION

Cette revue de littérature a mis en évidence l'impact significatif du rayonnement thermique. En effet, les résultats des travaux portant sur le rayonnement surfacique couplé à la convection thermique ont montré que l'émissivité des parois joue un rôle primordial et contribue à l'amélioration du transfert de chaleur global à travers les cavités. De plus, le rayonnement surfacique ne pourrait être négligé que lorsque les températures impliquées sont faibles et / ou lorsque les parois des cavités ont de faibles émissivités, ce qui n'est pas le cas dans la plupart des situations pratiques. Cela signifie que l'étude des problèmes de transfert thermique dans des cavités rectangulaires ne peut se faire de manière correcte et précise si l'effet du rayonnement surfacique était négligé. Aussi, d'après la revue bibliographique, il semble clair le manque de travaux portant sur la convection mixte couplée au rayonnement dans les cavités rectangulaires ventilées par injection ou par succion. Par la suite, le sujet a besoin d'efforts supplémentaires pour améliorer les connaissances dans ce domaine.

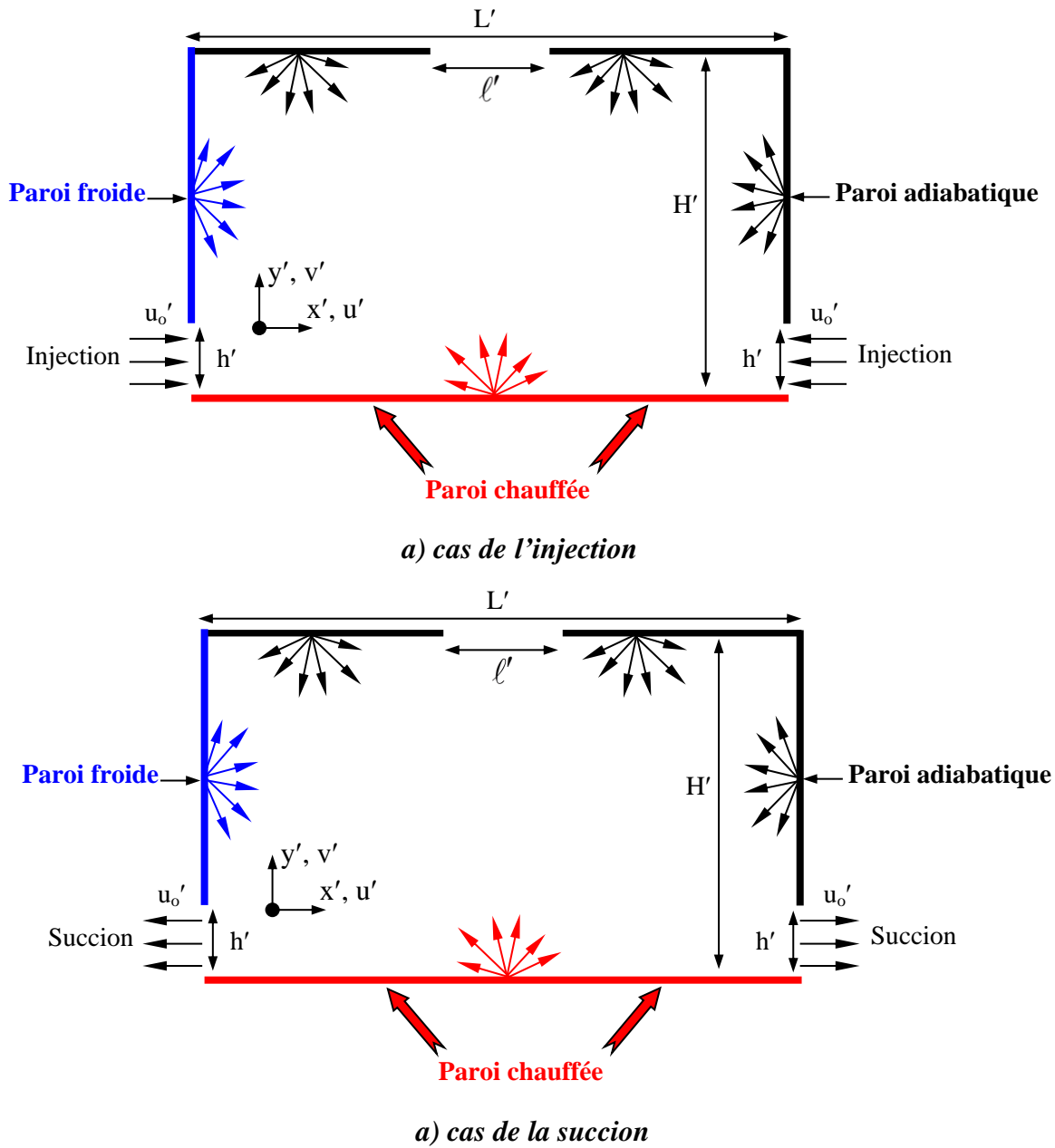


Figure 1.1 : première configuration étudiée : a) Cas de l'injection, b) Cas de la suction

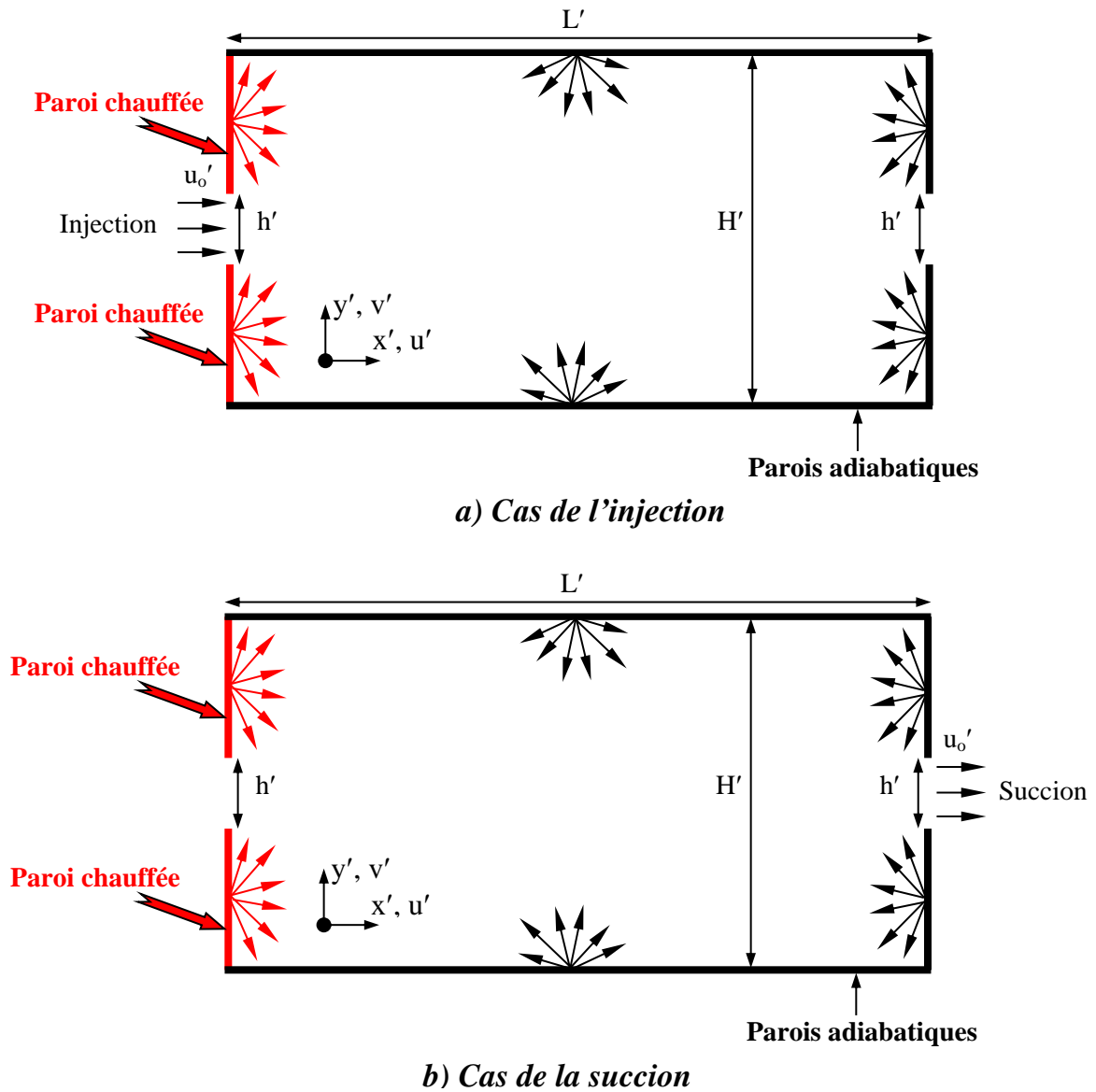


Figure 1.2 : deuxième configuration étudiée : a) Cas de l'injection et b) Cas de la succion

CHAPITRE 2

Formulation Mathématique et Méthodes de Résolution

2.1 INTRODUCTION

La dynamique des fluides numérique est la discipline qui consiste à prédire l'écoulement des fluides, le transfert de chaleur et de masse, les réactions chimiques et les autres phénomènes associés en résolvant numériquement un système d'équations mathématiques : conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la masse des espèces. Il s'agit d'un outil important utilisé en mécanique des fluides pour la résolution et l'analyse de problèmes impliquant l'écoulement des fluides par le biais de méthodes et d'algorithmes numériques. Malgré qu'il soit le moins coûteux, le processus analytique est le moins utilisé en raison de la forte non-linéarité des phénomènes rencontrés et de leur complexité. De plus, c'est tellement rare d'obtenir une solution analytique exacte sauf si des simplifications importantes sont considérées. Cependant, grâce à la grande puissance des calculateurs, les méthodes numériques se sont imposées comme des compléments indispensables aux méthodes expérimentales qui restent coûteuses et difficiles à réaliser. Par la suite, la modélisation numérique devient un outil privilégié et encouragé par l'abondance de modèles mathématiques fiables et sophistiqués permettant le plus souvent d'avoir des approches rigoureuses des phénomènes de transfert thermique. Néanmoins et malgré la capacité et la rapidité des moyens de calcul disponibles actuellement, la résolution numérique des équations de convection ou bien du rayonnement nécessite un certain nombre de précautions qui sont bien connues par les numériciens prouvés.

Dans ce chapitre, on présente le modèle mathématique utilisé pour simuler l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte couplée au rayonnement thermique surfacique, dans des cavités rectangulaires ventilées soumises à différents modes de ventilation. La description de la configuration physique adoptée, avec les conditions aux limites associées,

sera présentée au début de chaque chapitre. Ainsi, le phénomène de convection est régi par les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. A ces équations s'ajoutent les équations des radiosités traduisant le bilan radiatif entre les différentes parois de la cavité. Ces équations constituent, en général, un système d'équations aux dérivées partielles fortement non linéaires et couplées.

2.2 ÉQUATIONS DE LA CONVECTION MIXTE

2.2.1 Formulation en variables primitives (u' , v' , p' et T')

Les équations générales décrivant la convection mixte dans les systèmes étudiés sont obtenues à partir des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces équations sont généralement compliquées et difficiles à résoudre. Néanmoins, il est possible de se ramener à un système d'équations simplifiées grâce à des approximations adéquates généralement admises en transfert de chaleur et qui se résument comme suit :

1. Le fluide en écoulement laminaire est newtonien et incompressible.
2. L'écoulement du fluide est bidimensionnel, ce qui suppose que la troisième dimension du système est suffisamment large pour favoriser un écoulement à 2D.
3. Les propriétés du fluide sont supposées indépendantes de la température et de la pression, de façon à dégager l'aspect physique des phénomènes le plus simplement possible.
4. L'approximation de Boussinesq qui consiste à négliger les variations de la masse volumique avec la température partout sauf dans le terme de poussée est valide. Ainsi, la masse volumique dans le terme qui génère le mouvement du fluide varie linéairement avec la température selon la relation :

$$\rho = \rho_o (1 - \beta(T' - T'_R)) \quad (2.1)$$

où ρ est la masse volumique du fluide considéré à la température de référence T'_R .

Le coefficient d'expansion thermique β est donné par l'expression suivante :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_o} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T'} \right)_p \quad (2.2)$$

5. La production de chaleur, due aux frottements visqueux est supposée négligeable. Ceci est en général vrai dans les applications pratiques les plus usuelles où l'échange d'énergie par conduction ou par convection est relativement important. L'échauffement dû aux contraintes visqueuses ne joue en pratique un rôle important qu'en écoulement compressible (vitesses proches de la vitesse sonique). Une discussion détaillée de ce point est donnée par [Whitaker \[33\]](#).

Compte tenu de ces hypothèses, les équations de base régissant le mouvement du fluide et les transferts de chaleur en convection mixte s'écrivent comme suit :

► *Équation de continuité*

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} = 0 \quad (2.3)$$

► *Équation de conservation de la quantité de mouvement*

- Suivant la direction ox' :

$$\frac{du'}{dt'} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial P'}{\partial x'} - g \sin \theta [1 - \beta (T' - T'_F)] + \nu \left[\frac{\partial^2 u'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2} \right] \quad (2.4)$$

- Suivant la direction oy' :

$$\frac{dv'}{dt'} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial P'}{\partial y'} - g \cos \theta [1 - \beta (T' - T'_F)] + \nu \left[\frac{\partial^2 v'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} \right] \quad (2.5)$$

avec p' , ν et g désignant respectivement la pression statique du fluide, la viscosité cinématique et l'accélération de la pesanteur.

► *Équation de conservation de l'énergie*

$$\frac{dT'}{dt'} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 T'}{\partial y'^2} \right] \quad (2.6)$$

$\alpha = \frac{\lambda}{\rho_o c_p}$, λ et c_p désignent respectivement la diffusivité thermique, la conductivité

thermique et la chaleur massique à pression constante du fluide, supposées constantes et prises à la température $T'_R = T'_F$.

2.2.2 Formulation en variables secondaires (Ψ' , Ω' , T')

Dans la plupart des travaux numériques relatifs au transfert de chaleur, l'étude de la pression ne présente pas d'intérêt pratique. L'utilisation de la formulation fonction de courant-vorticité, $\Psi' - \Omega'$, présente l'avantage de réduire le nombre d'équations à trois au lieu de quatre en éliminant la pression. Cette réduction est bénéfique non seulement dans la phase de calcul utilisant la mémoire centrale de l'ordinateur mais aussi lorsque les résultats doivent être stockés dans une mémoire auxiliaire. Un autre avantage encourageant de cette formulation est le fait qu'elle permet de tracer directement les lignes de courant ($\Psi' = \text{constante}$) qui apportent de précieux renseignements sur la structure de l'écoulement. Cependant, il n'est pas souhaitable d'utiliser le modèle $\Psi' - \Omega'$ en 3D du fait qu'il rend le calcul encombrant [34].

Les composantes de la vitesse sont liées à la fonction de courant par :

$$u' = \frac{\partial \Psi'}{\partial y'} \quad \text{et} \quad v' = -\frac{\partial \Psi'}{\partial x'} \quad (2.7)$$

La vorticité est définie par :

$$\Omega' = \frac{\partial v'}{\partial x'} - \frac{\partial u'}{\partial y'} \quad (2.8)$$

En introduisant ces nouvelles variables, dites secondaires, les équations gouvernantes deviennent :

$$\frac{d\Omega'}{dt'} = g\beta \left[\cos\theta \frac{\partial T'}{\partial x'} - \sin\theta \frac{\partial T'}{\partial y'} \right] + \nu \nabla'^2 \Omega' \quad (2.9)$$

$$\nabla'^2 \Psi' = -\Omega' \quad (2.10)$$

$$\frac{dT'}{dt'} = \alpha \nabla'^2 T' \quad (2.11)$$

2.2.3 Formulation en variables adimensionnelles (Ψ , Ω , T)

Pour rendre les équations (2.9)-(2.11) adimensionnelles, on utilise les grandeurs de référence suivantes :

H' : hauteur caractéristique de la géométrie considérée

u'_o : vitesse de référence, caractéristique de l'écoulement forcé

$q'H'/\lambda$: facteur d'échelle pour la température

H'/u'_o : facteur d'échelle pour le temps

$u'_o H'$: facteur d'échelle pour la fonction de courant

u'_o/H' : facteur d'échelle pour la vorticité

Avec les grandeurs de référence choisies, les équations gouvernantes sous forme adimensionnelle s'écrivent dans un système de coordonnées (x, y) lié à la configuration  tudi e, comme suit :

$$\frac{\partial \Omega}{\partial t} + u \frac{\partial \Omega}{\partial x} + v \frac{\partial \Omega}{\partial y} = \frac{Ra}{Re^2 Pr} \left[\cos \theta \frac{\partial T}{\partial x} - \sin \theta \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2} \right) \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = -\Omega \quad (2.13)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{Re Pr} \Delta T \quad (2.14)$$

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial y} \quad \text{et} \quad v = -\frac{\partial \Psi}{\partial x} \quad (2.15)$$

Cette adimensionnalisation fait apparaître trois paramètres fondamentaux qui sont le nombre de Reynolds, le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl. Ils sont définis respectivement par :

$$Re = \frac{u'_o H'}{\nu} \quad , \quad Ra = \frac{g \beta q' H'^4}{\alpha \nu \lambda} \quad \text{et} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.16)$$

Le nombre de Reynolds, Re, est un paramètre important en dynamique des fluides. Il mesure le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité. Ce nombre caractérise le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent).

Le nombre de Rayleigh, Ra, est le paramètre moteur de la convection naturelle. Il mesure en fait l'importance relative de la pouss e d'Archimède qui provoque le mouvement du fluide par rapport aux forces visqueuses et à la conduction thermique qui tendent à supprimer ce mouvement.

Le nombre de Prandtl, Pr, ne dépend que des propriétés physiques du fluide. Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux qui traduisent respectivement la

diffusion de l'énergie et celle de la quantité de mouvement. Dans ce travail de thèse, le fluide caloporteur considéré est l'air dont le nombre de Prandtl est faiblement dépendant de la température et qui vaut approximativement 0.72.

2.3 DISCRÉTISATION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES

Dans la suite nous décrivons les méthodes utilisées pour résoudre les équations de base formulées précédemment. Nous avons adopté une méthode aux différences finies basée sur les développements en séries de Taylor. Ce choix est justifié par la simplicité et la facilité de mise en œuvre de cette méthode et aussi son adaptation aux géométries rectangulaires.

2.3.1 Discrétisation des termes convectifs

Les termes convectifs des équations de transport de la vorticité et de l'énergie selon la direction Ox peuvent s'écrire soit sous forme convective $u \frac{\partial \Phi}{\partial x}$, soit sous forme conservative $\frac{\partial u \Phi}{\partial x}$. Ces deux formulations peuvent donner lieu à plusieurs approximations numériques, principalement à des différences centr es ou d centr es. Dans la présente étude, nous avons utilisé les équations sous forme convective pour le problème de convection mixte. Le domaine de calcul est discrétisé avec un maillage uniforme caractérisé par les pas d'espace Δx et Δy respectivement dans les directions x et y. Chaque nœud est repéré par le couple d'indices (i, j) et la fonction $\Phi(x, y, t)$ est remplac e dans les formes discr tis es par $\Phi_{i,j}^n$. Un schéma *Upwind*, ("Second Upwind Difference Scheme", [35]) a été utilisé pour la discrétisation des termes convectifs. De point de vue pratique, cette façon de traiter les termes des dérivées premières permet de rendre prépondérante la diagonale principale et assure, par conséquent, une meilleure stabilité du schéma afin d'éviter d'éventuelles instabilités numériques fréquemment rencontr es en convection mixte pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds. Ainsi, la discrétisation du terme $u \frac{\partial \Phi}{\partial x}$ est effectu e comme suit :

➔ *Balayage parallèle à ox :*

$$u \frac{\partial \Phi}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2} = \left(u_R^n - |u_R^n| \right) \Phi_{i+1,j}^{n+1/2} + \left(u_R^n + |u_R^n| - u_L^n + |u_L^n| \right) \Phi_{i,j}^{n+1/2} - \left(u_L^n + |u_L^n| \right) \Phi_{i-1,j}^{n+1/2} \quad (2.17)$$

➔ *Balayage parallèle à oy :*

$$v \frac{\partial \Phi}{\partial y} \Big|_{i,j}^n = \left(v_R^n - |v_R^n| \right) \Phi_{i,j+1}^n + \left(v_R^n + |v_R^n| - v_L^n + |v_L^n| \right) \Phi_{i,j}^n - \left(v_L^n + |v_L^n| \right) \Phi_{i,j-1}^n \quad (2.18)$$

avec :

$$\begin{aligned} u_R^n &= \frac{(u_{i,j}^n + u_{i+1,j}^n)}{4\Delta x} & , & & u_L^n &= \frac{(u_{i,j}^n + u_{i-1,j}^n)}{4\Delta x} \\ v_R^n &= \frac{(v_{i,j}^n + v_{i,j+1}^n)}{4\Delta y} & , & & v_L^n &= \frac{(v_{i,j}^n + v_{i,j-1}^n)}{4\Delta y} \end{aligned} \quad (2.19)$$

2.3.2 Discrétisation des termes temporels et spatiaux

Généralement, la discrétisation des termes d'espace est effectuée en utilisant des différences centrées, précises à l'ordre deux. Au nœud (i, j), les dérivées première et seconde peuvent être approchées par :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} \Big|_{i,j} = \frac{\Phi_{i+1,j} - \Phi_{i-1,j}}{2\Delta x} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \Big|_{i,j} = \frac{\Phi_{i+1,j} - 2\Phi_{i,j} + \Phi_{i-1,j}}{\Delta x^2} \quad (2.21)$$

Des différences finies avancées du premier ordre sont adoptées pour la discrétisation des dérivées temporelles. Ainsi, en considérant les valeurs de Φ entre les instants $t_n = n\Delta t$ et $t_{n+1} = (n+1)\Delta t$, on obtient :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} \Big|_{i,j}^{n+1} = \frac{\Phi_{i,j}^{n+1} - \Phi_{i,j}^n}{\Delta t} \quad (2.22)$$

2.4 RÉOLUTION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES

2.4.1 Résolution des équations de la vorticité et de l'énergie

La résolution numérique des équations de la vorticité et de l'énergie est effectu e par la technique implicite des directions altern es (méthode *ADI*)  labor e par Peaceman et Rachford [36]. Cette méthode a été fréquemment utilis e pour traiter les problèmes transitoires bidimensionnels. Généralement, elle donne lieu à des matrices tridiagonales dans les deux directions et le schéma de calcul est efficace car il est simple et consistant. La méthode *ADI* utilise deux équations aux différences finies, l'une implicite en x et l'autre en y . Son principe, relativement simple, consiste à écrire, au cours d'un premier demi-pas de temps ($t_{n+1/2} = t_n + \Delta t/2$) les équations d'évolution pour les inconnues Ω et T de manière implicite dans une direction d termin e (les autres variables apparaissent explicitement). Par contre, pour l'intégration au cours du second demi-pas de temps ($t_{n+1} = t_{n+1/2} + \Delta t/2$), on inverse la direction des termes implicites pour obtenir les valeurs finales de Ω et T .

Comme ces équations présentent des formes similaires, elles peuvent être regroup es sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + u \frac{\partial f}{\partial x} + v \frac{\partial f}{\partial y} = \Lambda \left[\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} \right] + S \quad (2.23)$$

f peut désigner T ou Ω et Λ et S sont des paramètres dépendant du régime de convection et de l'équation de transport consid r e. Leurs expressions sont données dans le tableau suivant :

Tableau 2.1 : Expressions de Λ et S pour les deux équations de transport

<i>Equation</i>	Λ	S
Vorticité	$\frac{1}{Re}$	$\frac{Ra}{Re^2 Pr} \left(\cos \theta \frac{\partial T}{\partial x} - \sin \theta \frac{\partial T}{\partial y} \right)$
Energie	$\frac{1}{Re Pr}$	0

Le principe de la discrétisation consiste à exprimer l'évolution de f en balayant, à chaque demi-pas de temps, le domaine physique dans chacune des deux directions consid r es.

✓ *Balayage suivant l'axe des x (f implicite en x) :*

$$\frac{f_{i,j}^{n+1/2} - f_{i,j}^n}{\Delta t / 2} + u \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2} + v \frac{\partial f}{\partial y} \Big|_{i,j}^n = \Lambda \left[\frac{f_{i+1,j}^{n+1/2} + f_{i-1,j}^{n+1/2} - 2f_{i,j}^{n+1/2}}{\Delta x^2} + \frac{f_{i,j+1}^n + f_{i,j-1}^n - 2f_{i,j}^n}{\Delta y^2} \right] + S_{i,j}^{n+1} \quad (2.24)$$

Où $f_{i,j}^n$ représente la valeur de la fonction f à l'instant $t_n = n \Delta t$ et $f_{i,j}^{n+1/2}$ la valeur de f à l'instant $t_{n+1/2} = (n+1/2) \Delta t$. La discrétisation des termes $u \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2}$ et $v \frac{\partial f}{\partial y} \Big|_{i,j}^n$ s'effectue de la même manière que dans les équations (2.17) et (2.18). Ainsi, après réarrangement, on aboutit à un système d'équations implicites de la forme :

$$A_{1,i,j}^x f_{i-1,j}^{n+1/2} + B_{1,i,j}^x f_{i,j}^{n+1/2} + C_{1,i,j}^x f_{i+1,j}^{n+1/2} = D_{1,i,j}^x \quad (2.25)$$

✓ *Balayage suivant l'axe des y (f implicite en y) :*

$$\frac{f_{i,j}^{n+1} - f_{i,j}^{n+1/2}}{\Delta t / 2} + u \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2} + v \frac{\partial f}{\partial y} \Big|_{i,j}^{n+1} = \Lambda \left[\frac{f_{i+1,j}^{n+1/2} + f_{i-1,j}^{n+1/2} - 2f_{i,j}^{n+1/2}}{\Delta x^2} + \frac{f_{i,j+1}^{n+1} + f_{i,j-1}^{n+1} - 2f_{i,j}^{n+1}}{\Delta y^2} \right] + S_{i,j}^{n+1} \quad (2.26)$$

Où $f_{i,j}^{n+1/2}$ et $f_{i,j}^{n+1}$ désignent respectivement les valeurs de la fonction f aux instants $t_{n+1/2}$ et t_{n+1} . Les termes $u \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2}$ et $v \frac{\partial f}{\partial y} \Big|_{i,j}^{n+1}$ sont approchés en utilisant les équations (2.17) et (2.18). De la même manière que précédemment, l'équation discrétisée ci-dessus s'écrit sous une forme généralisée comme suit :

$$A_{1,i,j}^y f_{i,j-1}^{n+1} + B_{1,i,j}^y f_{i,j}^{n+1} + C_{1,i,j}^y f_{i,j+1}^{n+1} = D_{1,i,j}^y \quad (2.27)$$

La résolution des systèmes d'équations algébriques (2.25) et (2.27) nécessite l'inversion d'une matrice tridiagonale qui s'effectue aisément en appliquant la méthode de factorisation (l'algorithme de *Thomas*) décrit par [Patankar \[37\]](#) et qui convient parfaitement pour la résolution d'un tel système.

2.4.2 Résolution de l'équation de Poisson

A chaque pas de temps, la fonction de courant est liée à la vorticité par l'équation de Poisson. Cette équation est trait e par la méthode de sur-relaxation par point *PSOR* (Point

Successive Over Relaxation) qui n'est autre que la méthode de *Gauss-Seidel* relaxée. Cette méthode explicite donne directement la valeur de Ψ à l'instant t_{n+1} au nœud considéré moyennant un nombre suffisant d'itérations. Des tests effectués ont montré que, comparativement à la méthode de *Gauss-Seidel* classique, la technique de sur-relaxation réduit de presque 50 % le nombre d'itérations pour satisfaire cette équation.

En utilisant des différences centrées au second ordre, l'équation de *Poisson* discrétisée et relaxée s'écrit :

$$\Psi_{i,j}^{n+1} = (1 - \omega)\Psi_{i,j}^n + \frac{\omega}{2(1 + \chi^2)} \left[\chi^2 (\Psi_{i,j+1}^n + \Psi_{i,j-1}^n) + (\Psi_{i+1,j}^n + \Psi_{i-1,j}^n) + \Delta x^2 \Omega_{i,j}^{n+1} \right] \quad (2.28)$$

Où $\chi = \Delta x / \Delta y$ et ω est le coefficient de sur-relaxation. La convergence est atteinte plus rapidement pour $1 < \omega < 2$. La valeur optimale de ω dépend de la forme du domaine et du maillage utilisé. Ainsi, pour un maillage rectangulaire uniforme, cette valeur optimale est donnée par la formule de [Frankel \[38\]](#) :

$$\omega_{op} = 2 \frac{1 - \sqrt{1 - \xi^2}}{\xi^2} \quad (2.29)$$

avec :

$$\xi = \frac{\cos\left(\frac{\pi}{m}\right) + \chi^2 \cos\left(\frac{\pi}{n}\right)}{1 + \chi^2} \quad (2.30)$$

m et n désignent respectivement le nombre d'intervalles (subdivisions) dans les directions x et y .

2.4.3 Critère de convergence

A chaque pas de temps, la fonction de courant est calculée à partir du champ de vorticité et comparée à celle trouvée dans l'itération précédente. Ce processus itératif est répété jusqu'à ce que le critère de convergence suivant soit satisfait :

$$\left| \sum_{i,j} \Psi_{i,j}^{iter+1} - \sum_{i,j} \Psi_{i,j}^{iter} \right| < \varepsilon_k \left| \sum_{i,j} \Psi_{i,j}^{iter+1} \right| \quad (2.31)$$

ε_k doit être suffisamment petit pour ne pas induire de grandes erreurs de troncature tout en restant au-dessus des erreurs d'arrondis ($10^{-5} \leq \varepsilon_k \leq 10^{-4}$).

Un test de convergence vers l'état stationnaire (s'il existe) est effectué à la fin de chaque itération. Le régime permanent est atteint lorsque le critère suivant est vérifié pour toutes les variables indépendantes du problème :

$$|f_{i,j}^{n+1} - f_{i,j}^n| < \varepsilon_\ell |f_{i,j}^{n+1}| \quad (2.32)$$

f désignant T, Ω ou Ψ et ε_ℓ est de l'ordre de 10^{-4} .

2.5 Modélisation du rayonnement thermique

2.5.1 Introduction

Tous les corps dont la température est différente du zéro absolu émettent de l'énergie par rayonnement. Ceci se traduit par l'émission d'ondes électromagnétiques dont la fréquence peut varier dans un intervalle très large. Contrairement aux autres modes de transfert thermique, le transfert d'énergie par rayonnement ne nécessite pas de support matériel. La propagation de ce rayonnement s'effectue en ligne droite dans le vide, à la vitesse de la lumière, sans atténuation de l'énergie transportée. En présence de plusieurs corps, chacun d'eux émet de sa propre énergie un rayonnement qui est intercepté par les autres corps qui l'entourent et reçoit en provenance de ces corps des rayonnements émis ou réfléchis (incluant une partie de son propre rayonnement). Dans la plupart des cas réels, la modélisation rigoureuse du rayonnement est complexe et les solutions analytiques de l'équation de transfert radiatif ne sont applicables qu'à des géométries très simples. Pourtant, l'étude des transferts radiatifs est facilitée en adoptant quelques approximations assimilant les corps étudiés à des corps gris à émission et réflexion isotropes, qui obéissent donc à la loi de *Lambert* et dont le comportement radiatif est indépendant de la longueur d'onde. En s'appuyant sur la loi de *Kirchhoff*, le rayonnement devient caractérisé par un seul scalaire, l'émissivité, ε , qui ne peut dépendre que de la température de la surface. Dans ce travail, on s'intéressera uniquement aux échanges radiatifs entre les différentes surfaces du système, du fait que le milieu (air) est supposé transparent (n'est pas radiativement actif).

2.5.2 Équations de rayonnement

La prise en compte du rayonnement surfacique et le calcul du flux radiatif sur les parois de la cavité peuvent être menés de différentes manières. Classiquement, on utilise la méthode

des radiosités. Dans cette méthode, les parois internes de la cavité sont subdivisées en surfaces élémentaires S_i pour que la température, le flux incident et le flux partant soient uniformes sur chaque surface élémentaire.

Sur chaque surface S_i , la densité du flux radiatif y provenant est la somme des densités des flux émis et réfléchi par cette surface. Elle est définie par l'expression suivante :

$$J'_i = E_i + \rho I'_i \quad (2.33)$$

avec :

J'_i : radiosité de la surface S_i représentant la densité de flux net radiatif partant de celle-ci (W/m^2).

E_i : densité de flux proprement émis par la surface S_i (W/m^2).

I'_i : densité de flux incident sur la surface S_i désignée aussi par éclaircement ou irradiation (W/m^2).

$$J'_i = \varepsilon_i \sigma T_i'^4 + (1 - \varepsilon_i) I'_i \quad (2.34)$$

avec ε_i et T_i' désignant respectivement l'émissivité et la température absolue de la surface S_i .

L'éclaircement de cette surface n'est autre que la portion des radiosités quittant les surfaces S_j ($j \neq i$) et interceptée par la surface S_i .

$$S_i I'_i = \sum_{S_j} S_j F_{ji} J'_j = S_i \sum_{S_j} F_{ij} J'_j \quad (2.35)$$

F_{ij} : les facteurs de forme entre les surfaces élémentaires isothermes S_i et S_j .

On obtient alors un système linéaire d'équations à diagonale dominante dont les inconnues sont les radiosités :

$$J'_i = \varepsilon_i \sigma T_i'^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{S_j} F_{ij} J'_j \quad (2.36)$$

Le flux net radiatif perdu par unité de surface S_i s'écrit donc sous la forme :

$$Q_r = J'_i - I'_i = \varepsilon_i (\sigma T_i'^4 - \sum_{S_j} F_{ij} J'_j) \quad (2.37)$$

2.5.3 Facteurs de forme

Les équations ci-dessus font intervenir les facteurs de forme, F_{ij} , qui doivent être évalués avant tout processus itératif. La méthode des cordes croisées décrite par [Hottel et Saroffim \[39\]](#) a été utilisée pour le calcul de ces grandeurs. Ainsi, pour une cavité rectangulaire, le facteur de forme entre deux éléments i et j indiqués sur la [figure 2.1](#) est donné par :

$$F_{ij} = \frac{AC + BD - AD - BC}{2\Delta x} \tag{2.38}$$

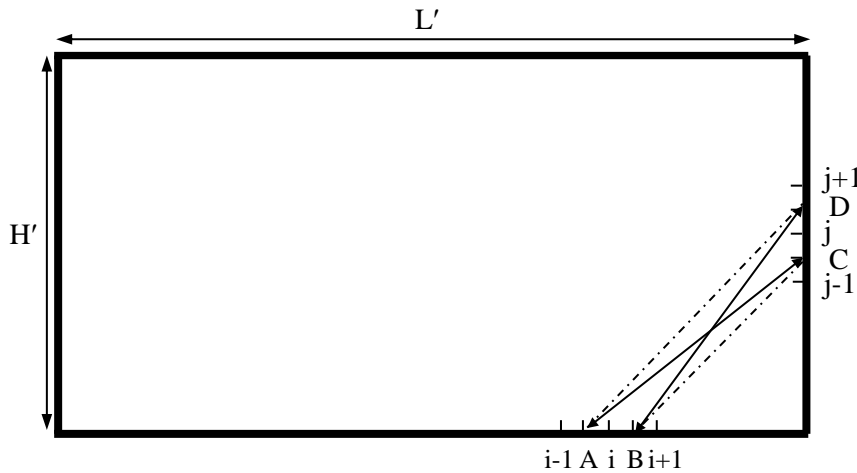


Figure 2.1 : Facteur de forme entre les surfaces S_i et S_j

Soit de manière explicite :

$$F_{ij} = \frac{1}{2\Delta x} \left\{ \left[(A - x(i - 1/2))^2 + y(j - 1/2)^2 \right]^{1/2} + \left[(A - x(i + 1/2))^2 + y(j + 1/2)^2 \right]^{1/2} \right\} - \frac{1}{2\Delta x} \left\{ \left[(A - x(i - 1/2))^2 + y(j + 1/2)^2 \right]^{1/2} + \left[(A - x(i + 1/2))^2 + y(j - 1/2)^2 \right]^{1/2} \right\} \tag{2.39}$$

Les facteurs de forme sont constants pour une géométrie donnée. Ainsi, pour chacune des deux configurations étudiées, leur évaluation se fait avant d’engager les procédures itératives de l’algorithme de calcul.

2.5.4 Adimensionnalisation des équations de rayonnement

Le fait de prendre en considération l’effet du rayonnement ne modifie pas les équations de base de la convection. Sa contribution n’apparaît qu’au niveau des surfaces radiatives. Ainsi, le transfert radiatif entre les différentes surfaces élémentaires du système physique s’exprime par un système matriciel sous la forme adimensionnelle suivante :

$$J_i - (1 - \varepsilon_i) \sum_{S_j} F_{ij} J_j = \varepsilon_i \left[\frac{T_i}{T_o} + 1 \right]^4 \quad (2.40)$$

avec J_i désignant la radiosité adimensionnelle de la surface S_i ($J_i = \frac{J_i'}{\sigma T_F'^4}$) et T_o la température adimensionnelle de référence ($T_o = \frac{\lambda T_F'}{q'H'}$).

Il s'agit d'un système matriciel diagonalement dominant et dont la résolution est effectuée à l'aide de la méthode de *Gauss-Seidel*.

Le processus itératif se répète jusqu'à la satisfaction du critère de convergence suivant:

$$\left| \sum_i J_i^{\text{iter}+1} - \sum_i J_i^{\text{iter}} \right| < \varepsilon_r \left| \sum_i J_i^{\text{iter}+1} \right| \quad (2.41)$$

ε_r étant de l'ordre de 10^{-5}

Le flux radiatif adimensionnel net perdu par unité de surface S_i ($Q_r = \frac{Q_r'}{\sigma T_F'^4}$) est calculé par

les expressions suivantes :

$$Q_r = J_i - I_i = \varepsilon_i \left[\left(\frac{T_i}{T_o} + 1 \right)^4 - \sum_{S_j} F_{ij} J_j \right] \quad (2.42)$$

$$Q_r = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left[\left(\frac{T_i}{T_o} + 1 \right)^4 - J_i \right] \quad (2.43)$$

2.6 ALGORITHME DE CALCUL

A chaque pas de temps, l'algorithme de calcul peut se résumer succinctement comme suit :

- ❶ Initialisation des champs de température, de vorticité, de la fonction de courant et de vitesse.
- ❷ Résolution de l'équation d'énergie, Eq. (2.14), avec la méthode *ADI*.
- ❸ Résolution de l'équation du rayonnement, Eq. (2.40), avec la méthode de *Gauss-Seidel*.
- ❹ Résolution de l'équation de vorticité, Eq. (2.12), avec la méthode *ADI*.
- ❺ Résolution de l'équation de la fonction de courant, Eq. (2.13), avec la méthode *PSOR*.
- ❻ Calcul de la vorticité sur les parois.

- ⑦ Détermination du champ de vitesse.
- ⑧ Retour à l'étape 2 et reprise des séquences précédentes jusqu'à l'achèvement des opérations de calcul.

CHAPITRE 3

Interaction entre la Convection Mixte et le Rayonnement dans une Cavité Multi-ventilée

3.1 INTRODUCTION

Le phénomène du transfert de chaleur par convection mixte, est dû à l'interaction entre l'écoulement induit par les forces de poussée d'Archimède et l'écoulement externe forcé. Cette interaction pourrait ainsi conduire à des structures d'écoulement complexes. De plus, si les parois des systèmes étudiés présentent des propriétés radiatives non négligeables, le rayonnement peut activement participer au transfert de chaleur. La variation de l'émissivité des parois permet d'influencer le champ thermique par une modification de la distribution de l'énergie radiative. Ce changement de champ thermique modifie de façon importante la structure de l'écoulement résultant. Dans ce chapitre, le couplage entre la convection mixte et le rayonnement thermique des surfaces dans une cavité rectangulaire chauffée uniformément par le bas à l'aide d'un flux chaleur constant et soumise à différents modes de ventilation (injection / suction) est étudié numériquement en utilisant une procédure aux différences finies. La cavité est munie de trois ouvertures. L'air entre / sort par injection (figure 1.1a) / suction (figure 1.2b) à travers deux ouvertures situées dans la partie inférieure des parois verticales. Une troisième ouverture localisée au milieu de la paroi horizontale supérieure permet d'assurer la ventilation. La paroi verticale gauche est maintenue à une température froide et les parois restantes sont considérées adiabatiques. Le but de cette étude est d'analyser l'effet du rayonnement thermique en quantifiant sa contribution au transfert de chaleur global. Les effets combinés du nombre de Reynolds, $300 \leq Re \leq 5000$, de l'émissivité des parois, $0 \leq \varepsilon \leq 0.85$ et du mode de ventilation imposé (injection ou suction), sur les caractéristiques de l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur seront examinés. Les résultats obtenus seront illustrés, pour différentes

combinaisons des paramètres gouvernants susmentionnés, en termes de structures d'écoulement, de champs de température, du nombre de Nusselt moyen sur la paroi active et de la température moyenne et maximale au sein de la cavité.

3.2 CONDITIONS AUX LIMITES

Le problème est régi par les équations (2.12-2.15) du chapitre 2. A ces équations, on associe les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques suivantes :

$$\begin{array}{ll}
 u = v = 0 & \text{sur les parois rigides} \\
 T = 0 & \text{sur la paroi verticale gauche} \\
 \Psi = 0 & \text{sur la paroi chauffée} \\
 -\frac{\partial T}{\partial y} + N_r Q_r = 1 & \text{sur la paroi chauffée} \\
 -\frac{\partial T}{\partial n} + N_r Q_r = 0 & \text{sur les parois adiabatiques}
 \end{array} \quad (3.1)$$

Ou "n" indique la direction normale à la paroi adiabatique considérée.

Les conditions aux limites appropriées, liées à chaque mode d'écoulement imposé, peuvent être exprimées comme suit :

Cas de l'injection :

$$\begin{array}{ll}
 T = v = \Omega = 0, u = 1, \Psi = y & \text{à l'entrée gauche de la cavité} \\
 T = v = \Omega = 0, u = -1, \Psi = -y & \text{à l'entrée droite de la cavité} \\
 \Psi = B & \text{entre l'ouverture gauche d'entrée et l'ouverture} \\
 & \text{supérieure de sortie} \\
 \Psi = -B & \text{entre l'ouverture droite d'entrée et l'ouverture} \\
 & \text{supérieure de sortie}
 \end{array}$$

Les conditions aux limites à la sortie de la cavité sont des inconnues. Une brève revue de la littérature concernant les systèmes ouverts montre que plusieurs conditions ont été utilisées au niveau de la sortie, certaines basées sur la propriété d'incompressibilité du fluide ([Lage et al. \[40\]](#)), d'autres sur la condition d'un écoulement établi ([Papanicolaou et Jaluria \[41\]](#)). Cependant, pour un large éventail de problèmes physiques, l'écoulement à la sortie présente

une structure à écoulement renversé (aspiration plus rejet du fluide) qui ne peut être prise en considération ni par la condition d'incompressibilité ni par la condition d'un écoulement établi lorsque, comme c'est le cas ici, les gradients horizontaux sont non nuls à la sortie. Ceci nous a conduit à opter pour une technique non restrictive qui consiste à extrapoler les grandeurs T , Ψ , Ω , u et v à chaque pas de temps. Cette démarche, plus réaliste, consistant à considérer des dérivées secondes nulles à la sortie pour toutes les grandeurs susmentionnées, a été adoptée avec succès par d'autres auteurs (Raji et al. [42], Raji et Hasnaoui [43], Raji et al. [34]). Explicitement, cette extrapolation s'écrit :

$$f_s = 2f_{s-1} - f_{s-2} \quad (3.2)$$

Où f désigne les variables T , Ψ , Ω , u ou v et s leur abscisse au niveau de la sortie.

Cas de la succion :

$T = 0$	à l'ouverture supérieure d'entrée
$v = \Omega = 0, u = -1, \Psi = -y$	à l'ouverture gauche de sortie
$v = \Omega = 0, u = 1, \Psi = y$	à l'ouverture droite de sortie
$\Psi = -B$	entre l'ouverture gauche de sortie et l'ouverture supérieure d'entrée
$\Psi = B$	entre l'ouverture droite de sortie et l'ouverture supérieure d'entrée

Pour ce mode, les conditions aux limites pour u , v , Ψ et Ω sont inconnues à l'entrée alors que la température T est inconnue aux sorties. De la même manière que dans le mode précédent, les valeurs de ces variables sont obtenues à chaque pas de temps en considérant des dérivées secondes nulles de ces variables au niveau de ces ouvertures.

L'une des principales difficultés de la formulation Ψ - Ω , apparaît lors du traitement des conditions aux limites relatives à la vorticité qui n'est pas connue explicitement sur les frontières rigides du domaine. Plusieurs conditions ont été proposées dans la littérature. Dans cette étude, la modélisation des conditions aux limites de la vorticité se fait à l'aide de l'expression de Woods [44] donnée par :

$$\Omega_p = -\frac{1}{2}\Omega_{p+1} - \frac{3}{\Delta\eta^2}(\Psi_{p+1} - \Psi_p) \quad (3.3)$$

Où p désigne la paroi et $\Delta\eta$ le pas d'espace dans la direction normale à celle-ci.

La vorticité au niveau des ouvertures d'entrée / (de sortie) pour le mode d'injection / (suction) est calcul  e en utilisant l'équation de Poisson puisque le profil de vitesse y est imposé. Dans le présent cas, la connaissance du profil de vitesse au niveau de ces ouvertures ($u = \pm 1$) impose que $\Omega = \pm \partial v / \partial x$. Les résultats obtenus en considérant cette relation ont été confrontés avec ceux de la condition $\Omega = 0$. La comparaison en termes du nombre de Nusselt et de la fonction de courant maximale a montré des différences maximales en de   a de 0.3 %. Les structures dynamique et thermique de l'écoulement du fluide ne sont pas affect  es par ce choix. Cependant, le choix de $\Omega = 0$ réduit de manière appréciable l'effort de calcul en conduisant à des gains substantiels en temps CPU.

3.3 TRANSFERT DE CHALEUR

On s'intéresse au transfert de chaleur au niveau de la paroi chaude de la cavité. Ainsi, les nombres de Nusselt moyens caractérisant les contributions de la convection et du rayonnement à travers la paroi chaude de la cavité sont respectivement définis par :

$$\text{Nu}_C(\text{cv}) = -\frac{1}{A} \int_0^A \frac{1}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} dx \quad ; \quad \text{Nu}_C(\text{ry}) = \frac{1}{A} \int_0^A \frac{1}{T} (N_r Q_r) \Big|_{y=0} dx \quad (3.4)$$

le nombre de Nusselt total à travers la paroi chaude, Nu , est évalué comme étant la somme des nombres de Nusselt convectif et radiatif, i.e. $\text{Nu}_C = \text{Nu}_C(\text{cv}) + \text{Nu}_C(\text{ry})$.

Les quantités de chaleur totales quittant la cavité à travers la paroi froide verticale et la sortie sont respectivement   valu  es par :

$$Q_F = \int_0^1 \left[-\frac{\partial T}{\partial x} + N_r Q_r \right]_{x=0} dy \quad ; \quad Q_S = \int_{L_c - \ell/2}^{L_c + \ell/2} \left[-\frac{\partial T}{\partial y} + \text{Re Pr } v T + N_r Q_r \right]_{y=1} dx \quad (3.5)$$

3.4 EFFET DU MAILLAGE

Dans cette partie, les calculs numériques ont été effectués en considérant un maillage uniforme dans les directions x et y . Des tests préliminaires ont été effectués avec différents maillages et montrent que le maillage 201×101 présente un compromis raisonnable entre le temps de calcul et la précision souhaitée (tableau 3.1). En effet, les différences maximales observées en termes de la fonction de courant maximale et du nombre de Nusselt moyen évalué sur la paroi chauffée, en considérant un maillage plus raffiné (281×141), sont respectivement inférieures à 0.86 % et 1.37 %. Pour les deux maillages, l'effort de calcul en termes du temps CPU a été également évalué pour les deux modes d'écoulement imposés en initialisant les calculs à partir d'un régime pseudo-conductif. Il a été observé qu'un raffinement du maillage de 201×101 à 281×141 conduit à augmenter de plus de deux fois le temps CPU. Par conséquent, le maillage de 201×101 est jugé suffisant puisqu'il présente un compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats.

Tableau 3.1 : Sensibilité des résultats au maillage, en termes de Ψ_{\max} et Nu_C , pour différentes valeurs de Re et ε dans le cas des deux modes de ventilation (injection et suction)

		Re = 300				Re = 1500			
		$\varepsilon = 0.15$		$\varepsilon = 0.85$		$\varepsilon = 0.15$		$\varepsilon = 0.85$	
	Maillage	Nu_C	Ψ_{\max}	Nu_C	Ψ_{\max}	Nu_C	Ψ_{\max}	Nu_C	Ψ_{\max}
Injection	201×101	15.882	0.231	20.220	0.224	19.101	0.236	24.761	0.233
	281×141	16.086	0.231	20.433	0.225	19.362	0.238	25.048	0.235
Suction	201×101	15.924	0.266	21.994	0.269	35.284	0.244	40.784	0.244
	281×141	15.899	0.267	21.928	0.270	35.002	0.247	40.478	0.246

3.5 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Le code numérique développé a été validé en comparant les résultats obtenus à ceux de Wang et al. [1] dans le cas de la convection naturelle se développant au sein d'une cavité carrée et différenciellement chauffée. Les résultats comparatifs sont présentés sur la figure 3.1 en termes du nombre de Nusselt moyen total évalué sur la paroi chaude pour Ra et ε variant respectivement dans les gammes $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ et $0 \leq \varepsilon \leq 0.85$. Les écarts relatifs maximums observés restent inférieurs à 2 %. Un test supplémentaire a été effectué en procédant à un bilan énergétique du système à chaque exécution du code numérique. En effet, il a été soigneusement vérifié que l'énergie transmise au fluide par la paroi chauffée quitte la cavité à travers l'ouverture de sortie et la paroi froide. Ce bilan énergétique a été vérifié avec des écarts maximums ne dépassant pas 2 %.

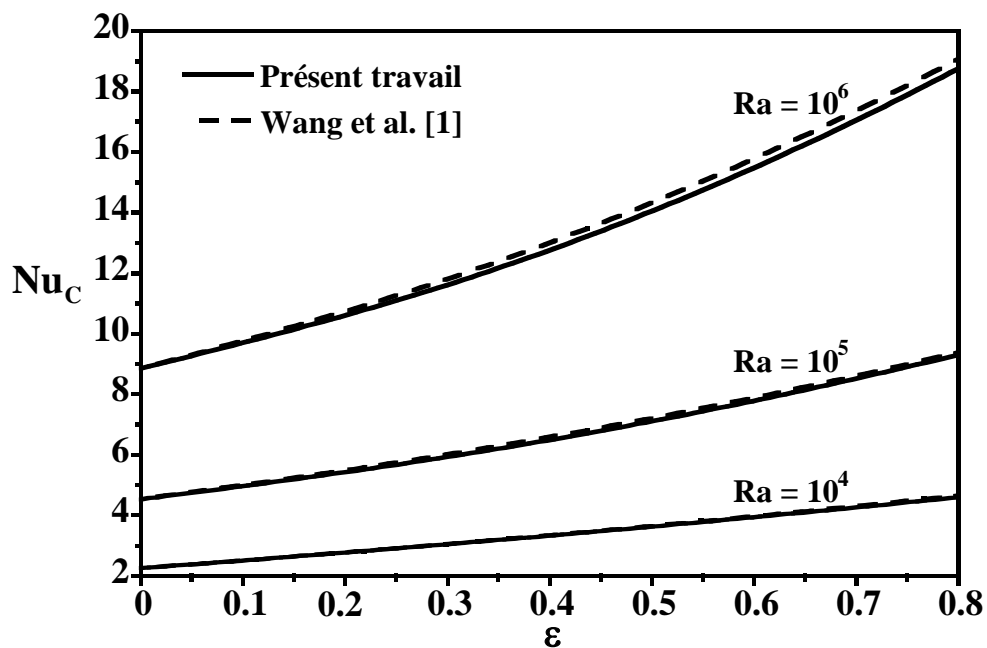


Figure 3.1 : Comparaisons en termes du nombre de Nusselt moyen total, Nu_C , dans une cavité carrée différenciellement chauffée pour $T'_C = 298.5$ K et $T'_F = 288.5$ K et différentes valeurs de Ra et ε .

3.6 RÉSULTATS ET DISCUSSION

Dans cette section, les nombres de Nusselt moyens, convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, sont présentés pour différentes combinaisons des paramètres gouvernants tels que, l'émissivité des surfaces ($0 \leq \varepsilon \leq 0.85$), le nombre de Reynolds ($300 \leq Re \leq 5000$) et la

position de l'ouverture supérieure ($0.2 \leq L_e \leq 1.8$) pour les deux modes de ventilation considérés (injection / succion). L'évolution du rapport, Q_F/Q_S , des quantités de chaleur, quittant la cavité à travers la paroi froide, Q_F , et à travers la sortie, Q_S , est présentée pour identifier l'issue la plus favorable au transfert de chaleur dans la configuration étudiée. Les champs d'écoulement et de température sont illustrés en produisant des lignes de courant et des isothermes typiques pour les différents paramètres susmentionnés. La température d'entrée du fluide et la hauteur de la cavité sont fixées respectivement à $T_{F'} = 298.15$ K et $H' = 0.05$ m. Les ouvertures sont supposées noir à la température ambiante. Le nombre de Rayleigh est maintenu à une valeur constante ($Ra = 5 \times 10^6$) tandis que le nombre de Reynolds a été varié entre 300 et 5000. Les valeurs de ces paramètres impliquent des valeurs du nombre de Richardson, Ri , variant dans la gamme [0.28, 78.24] couvrant les régimes de dominance de la convection forcée et de la convection naturelle.

3.6.1 Cas du mode injection seul

3.6.1.1 Effet de l'émissivité des parois et du nombre de Reynolds

A. Analyse des lignes de courant et des isothermes

Des lignes de courant et des isothermes illustrant l'effet de l'émissivité sont présentées pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε , sur les figures 3.2a-3.2d. En absence de l'effet du rayonnement, la figure 3.2a montre que les lignes ouvertes de l'écoulement forcé entrent horizontalement par les deux ouvertures d'entrée puis remontent verticalement au milieu de la cavité avant d'atteindre l'ouverture de sortie. On note également l'existence de deux cellules fermées surmontant les lignes ouvertes de l'écoulement forcé. La formation de ces cellules, positionnées au niveau des coins supérieurs de la cavité, est due à l'effet de cisaillement. Les isothermes correspondantes sont serrées au niveau de la paroi inférieure chauffée indiquant un bon échange thermique par convection. A partir de la distribution de température, une fine couche limite thermique horizontale est visible au niveau de la paroi chauffée. Une grande partie de l'espace offert dans la cavité est à la température froide uniforme. Lorsque le rayonnement thermique est pris en considération et malgré la faible valeur considérée de l'émissivité des parois ($\varepsilon = 0.15$), on peut voir sur la figure 3.2b que la structure d'écoulement est affectée. En fait, la cellule droite, tournant dans le sens horaire, est divisée en deux cellules séparées par les lignes ouvertes de l'écoulement forcé tandis que

la cellule gauche devient plus déformée. Une augmentation progressive de l'émissivité à 0.5 et à 0.85 (pour des parois à émissivité modérée et fortement émissives), comme le montrent les figures 3.2c et 3.2d respectivement, conduit à une disparition complète de la cellule fermée située au niveau du coin supérieur droit de la cavité en faveur des lignes ouvertes caractérisant l'écoulement forcé. Ceci résulte de l'aspiration du jet d'air froid injecté sous l'effet de la force de poussée qui se développe au niveau de la paroi verticale droite chauffée par effet du rayonnement. On voit que l'espace occupé par la zone froide est réduit, indiquant le rôle important du rayonnement sur l'homogénéisation de la température du fluide à l'intérieur de la cavité. Ce résultat est attribué à l'échauffement des parois adiabatiques supérieure et verticale droite qui présentent des gradients thermiques de plus en plus importants au fur et à mesure que l'émissivité augmente.

B. Transfert de chaleur

Afin d'illustrer la performance du mode d'injection sur le processus d'évacuation de la chaleur au sein de la cavité, nous avons présenté sur les figures 3.3a-3.3c, les variations des nombres de Nusselt moyens, le long de la paroi chauffée, résultant des contributions de la convection et du rayonnement et du nombre de Nusselt total, en fonction du nombre de Reynolds, pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε . Comme le montre la figure 3.3a, pour toutes les valeurs considérées de ε , $Nu_C(cv)$ augmente de façon monotone avec Re . La vitesse de cette augmentation devient très marquée pour $Re \geq 1000$. Cette tendance résulte de l'intensification de l'écoulement avec l'effet d'inertie favorisé par l'augmentation de Re . Pour une valeur fixée de ce paramètre, l'effet de convection est nettement réduit, surtout pour les faibles valeurs de Re , lorsque l'émissivité des parois croît. L'impact négatif du rayonnement sur la convection mixte est bien connu et cela se confirme ici dans le cas des cavités ventilées. Cependant, pour les grandes valeurs du nombre Re , la composante convective devient moins sensible à l'effet du rayonnement. L'effet de l'émissivité des parois sur le transfert de chaleur radiatif est présenté sur la figure 3.3b en termes de variations de $Nu_C(ry)$ avec Re pour $\varepsilon = 0.15, 0.5$ et 0.85 . D'une manière générale, on peut noter que, pour une valeur donnée de Re , l'augmentation de l'émissivité conduit à une augmentation importante de la composante radiative. Alternativement, l'effet de Re sur $Nu_C(ry)$ reste très limité pour une valeur faible ou modérée de ε . Mais pour des valeurs plus élevées de ce

paramètre ($\varepsilon = 0.85$), le nombre de Reynolds contribue à améliorer $Nu_C(ry)$ pour un écoulement forcé prédominant ($Re \geq 1000$). La variation du nombre de Nusselt total avec Re est présentée sur la [figure 3.3c](#). L'examen de cette figure montre l'impact positif du nombre de Reynolds et de l'émissivité des parois sur le transfert de chaleur global à travers la paroi chauffée.

Il convient de souligner que lorsque le chauffage est par le bas, un comportement oscillatoire est souvent rencontré pendant la phase de transition d'une structure d'écoulement à une autre ou lorsque le nombre de Rayleigh dépasse une certaine valeur critique. Les solutions instables sont signalées avec de petits cercles pleins sur les [figures 3.3a-3.3c](#). Elles sont caractérisées par des oscillations périodiques entretenues dans le temps et sont obtenues sous forme de valeurs moyennes calculées au cours d'un cycle d'écoulement. La gamme d'existence de ces solutions périodiques dépend fortement de Re et ε comme le montre clairement le [tableau 3.2](#). De plus, ces solutions instationnaires disparaissent lorsque le nombre de Reynolds dépasse une valeur critique. Une illustration d'une solution périodique est présentée sur la [figure 3.4a-3.4b](#) en termes de variations Ψ_{min} et Nu_C en fonction du temps pour $L_e = 1$, $Re = 600$ et $\varepsilon = 0.15$. Les oscillations sont régulières et caractérisées par des variations sinusoïdales dans le temps avec de très faibles amplitudes et une période relativement grande. Les fonctions présentées, Ψ_{min} et Nu_C , oscillent de façon périodique avec la même période, aboutissant à une solution de type P_1 suivant la convention de [Lennie et al. \[45\]](#). La trajectoire correspondante est une simple courbe fermée dans le plan de phase $\Psi_{min} - Nu_C$. La [figure 3.4c](#) montre les limites du cycle projeté dans ce plan. Au cours d'un cycle d'écoulement, illustré à des instants sélectionnés correspondant aux lettres de "a" à "e" sur la [figure 3.4a](#), le comportement oscillatoire a un effet très limité sur la structure d'écoulement comme indiqué sur les [figures 3.5a-3.5e](#). Au cours de l'évolution du cycle, les structures des écoulements sont constituées de cellules principales fermées surmontant les lignes ouvertes de l'écoulement forcé. La forme de ces cellules reste pratiquement la même pendant tous les instants du cycle. Cependant, il est à noter que les changements qualitatifs importants accompagnant l'évolution du cycle s'observent dans la zone entre la paroi chauffée et les lignes ouvertes. En effet, près de la paroi chauffée, de petites cellules secondaires sont observées. Ces dernières parviennent à résister à l'invasion des lignes ouvertes de l'écoulement forcé lors de l'évolution du cycle. La présence de ces petites

cellules intermittentes conduit à la distorsion des lignes ouvertes de l'écoulement imposé. Cette interaction peut être à l'origine de ces instabilités à l'intérieur de la cavité. Un tel comportement est confirmé par les variations des isothermes au cours du cycle d'écoulement, qui présentent une distorsion témoignant l'interaction entre ces petites cellules et l'écoulement forcé.

Tableau 3.2 : Gamme de Re correspond à l'existence des solutions périodiques pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε .

ε	Re
0	$600 \leq Re \leq 1200$
0.15	$600 \leq Re \leq 1100$
0.5	$600 \leq Re \leq 1000$
0.85	$600 \leq Re \leq 900$

Afin de quantifier la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global à travers la paroi chauffée de la cavité, la [figure 3.6](#) présente l'évolution du rapport $Nu_C(ry) / Nu_C$ en fonction de Re pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε . A partir de cette figure, on peut noter que la contribution du rayonnement au transfert thermique total reste quasiment insensible à toute augmentation de Re tant que ce paramètre reste inférieur à 1000. Au-delà de ce seuil, le taux de contribution diminue en augmentant Re . Ce comportement résulte de l'augmentation monotone de $Nu_C(cv)$ avec Re pour des valeurs de ce paramètre supérieures à 1000 (voir [figure 3.3a](#)). Enfin, il faut souligner que la chaleur transférée par rayonnement est, en général, inférieure à celle transférée par convection mais la contribution du rayonnement reste importante, notamment pour des valeurs moyennes et élevées de ε . Quantitativement, la contribution minimale de la composante radiative, atteinte à $Re = 5000$, est d'environ 23.6 % pour $\varepsilon = 0.85$ et augmente à environ 37 % pour la plus faible valeur considérée de Re ($Re = 300$). Cela signifie que la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global reste non négligeable même pour un régime de convection forcée dominant.

Dans la majorité des applications pratiques, l'évaluation de la température moyenne et maximale du fluide à l'intérieur de la cavité est d'une grande importance. Ainsi, les variations de ces quantités avec Re sont reportées sur les [figures 3.7a-3.7b](#) pour $L_e = 1$ et

différentes valeurs de ε . La température moyenne a été obtenue à partir de la moyenne arithmétique des températures aux nœuds internes du domaine. Ainsi, pour toutes les valeurs considérées de ε , la [figure 3.7a](#) montre que l'évolution de \bar{T} est caractérisée d'abord par une petite décroissance suivie d'une augmentation avec Re jusqu'à une valeur maximale qui dépend de ε . Le réchauffement de la cavité accompagnant l'augmentation de Re avant d'atteindre le maximum est justifié par l'interaction entre la convection forcée et naturelle qui conduit à des solutions périodiques moins favorables au transfert de chaleur comme déjà discuté sur la [figure 3.3c](#) où le taux limité d'augmentation de Nusselt en dessous de la valeur critique de Re peut être à l'origine du réchauffement du fluide au sein de la cavité. La tendance s'inverse une fois que le maximum est atteint et l'évolution de la température moyenne devient caractérisée par une décroissance rapide en augmentant Re . Ce comportement est dû au rôle croissant joué par la convection forcée dont l'effet prédominant permet l'évacuation de surplus de la chaleur de l'intérieur de la cavité vers l'extérieur. De plus, pour une valeur donnée de Re , l'augmentation de ε conduit au réchauffement de la cavité dans le cas d'un régime de convection mixte prédominant. Ce réchauffement du fluide résulte de la quantité de chaleur supplémentaire cédée au fluide par les parois environnantes interagissant de manière radiative avec la paroi chauffée. En revanche, on peut observer que pour le cas où la convection forcée est dominante, l'augmentation de ε conduit à une diminution de \bar{T} et ceci montre l'impact positif que manifeste le rayonnement dans le processus de refroidissement. L'évolution de la température maximale, généralement située sur la paroi chauffée, est présentée sur la [figure 3.7b](#). Dans le cas du régime de convection mixte dominant, l'effet de Re sur la variation de T_{max} est très limité. Au-delà de ce régime, le refroidissement de la cavité est plus perceptible et se caractérise par une diminution visible de T_{max} . Notons enfin que l'augmentation de l'émissivité est plus favorable au processus de refroidissement de la paroi inférieure chauffée. Plus précisément, la température maximale devient deux fois plus petite lorsque l'émissivité des parois est augmentée de 0 à 0.85.

Le fluide admis depuis les entrées de la cavité étant à température ambiante, la quantité globale de chaleur dissipée par la paroi chauffée est évacuée à travers la paroi verticale gauche et l'ouverture de sortie de la cavité ; Q_F et Q_S étant ces quantités, respectivement. Dans de tels problèmes, il convient de porter une attention particulière aux quantités de chaleur sortant du système à travers la paroi froide et la sortie afin de savoir comment

l'énergie fournie par la source de chauffage est répartie entre ces deux issues. La quantification de la quantité de chaleur dissipée par chaque issue est présentée sur la [figure 3.8](#) en termes de variations du rapport Q_S/Q_F en fonction de Re pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε . En général, la figure montre que Q_S est toujours supérieure à Q_F (puisque $Q_S/Q_F > 1$), ce qui montre que la chaleur est libérée en grande partie à travers la sortie de la cavité. Précisément, dans le cas où la convection mixte est le régime dominant, l'augmentation de Re n'a pas d'effet substantiel sur le rapport Q_S/Q_F . Lorsque le régime d'écoulement forcé est établi ($Re > 1000$), le transfert de chaleur à travers l'ouverture de sortie est favorisé au détriment de celui à travers la paroi froide. Pour une valeur fixée de Re , le rayonnement thermique ralentit le transfert de chaleur à travers la sortie et le favorise au niveau de la paroi froide.

3.6.1.2 Étude de l'effet de la position de l'ouverture de sortie

A. Écoulements et champs thermiques

Pour avoir une idée plus précise concernant l'effet de la position de l'ouverture de sortie sur la structure d'écoulement et la distribution de température qui en résulte, des lignes de courant et des isothermes sont présentées sur les [figures 3.9a-3.9c](#) pour $Re = 300$ et $\varepsilon = 0.85$. Lorsque l'ouverture de sortie est située sur la partie extrême gauche de la paroi supérieure de la cavité ($L_e = 0.2$), les lignes de courant de la [figure 3.9a](#) révèlent l'existence d'une cellule horaire fermée au voisinage de la paroi verticale froide et dont la formation est due d'une part à l'effet de cisaillement avec l'écoulement forcé gauche et d'autre part à la convection naturelle. L'écoulement forcé droit, apportant la grande partie de l'énergie libérée par la paroi chaude, est en compétition au niveau de la sortie avec celui de gauche. Ce comportement conduirait à un rôle moins efficace au rafraîchissement de la cavité et par conséquent à la réduction de l'évacuation de la chaleur vers l'extérieur. Pour une cavité avec une ouverture de sortie centrée sur la paroi supérieure ($L_e = 1$), la [figure 3.9b](#) montre que les écoulements forcés entrant, par les ouvertures droite et gauche, quittent la cavité par des couloirs comparables tout en favorisant la taille de la cellule gauche. Ainsi, la chaleur dégagée par la paroi chaude vers les deux écoulements forcés est facilement évacuée à travers la sortie. Cette nouvelle structure d'écoulement conduirait certainement à une meilleure performance thermique au sein de la cavité en termes de refroidissement en raison

de l'effet assistant des écoulements forcés. Pour une ouverture de sortie localisée à l'extrémité droite de la paroi supérieure ($L_e = 1.8$), la structure d'écoulement présentée sur la [figure 3.9c](#) montre une augmentation de la taille de la cellule située dans la région gauche de la cavité et l'absence de la cellule fermée au voisinage de la sortie comme illustré précédemment dans le cas d'une ouverture localisée à gauche (voir [figure 3.9a](#)). L'absence d'une telle cellule fermée à proximité de l'ouverture de sortie offrira plus d'espace à l'écoulement forcé de gauche pour quitter la cavité. Par conséquent, la performance thermique résultante sera meilleure que celle de la [figure 3.9a](#), mais reste normalement inférieure à celle du cas le plus favorable ([figure 3.9b](#)).

B. Étude des performances thermiques

Afin d'examiner l'impact de l'emplacement de l'ouverture de sortie, L_e , sur le taux de transfert de chaleur, les nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total évalués sur la paroi chauffée sont présentés sur les [figures 3.10a-3.10c](#) pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε . On peut voir sur la [figure 3.10a](#) que, pour toutes les valeurs considérées de ε , le transfert de chaleur par convection augmente légèrement lorsque l'ouverture de sortie est déplacée du coin supérieur gauche vers la région centrale de la paroi supérieure. Un déplacement continu de l'ouverture de sortie vers le coin droit de la cavité entraîne une légère diminution de $Nu_C(cv)$. Ainsi, le transfert de chaleur convectif maximal atteint pour une ouverture de sortie centrée ($L_e = 1$) est dû aux effets assistants des écoulements forcés entrants. La réduction significative de la composante convective au transfert de chaleur global est retrouvée en considérant l'effet du rayonnement indépendamment de la position de l'ouverture de sortie. L'évolution de la composante radiative $Nu_C(ry)$ avec L_e , présentée sur la [figure 3.10b](#), montre que $Nu_C(ry)$ reste insensible à la variation de la position de l'ouverture de sortie surtout pour les faibles valeurs de l'émissivité. De plus, la figure montre un effet positif croissant du rayonnement lorsque ε augmente. En plus, on peut voir que le transfert thermique total ([figure 3.10c](#)) est amélioré lorsque ε est augmenté alors que la variation de Nu_C avec L_e suit la même tendance que celle de $Nu_C(cv)$ puisque la variation de $Nu_C(ry)$ avec L_e est limitée. Finalement, on peut retenir que le transfert thermique global maximal à travers la cavité est atteint lorsque l'ouverture de sortie est située dans la région centrale de la paroi supérieure. Quantitativement, pour $\varepsilon = 0.85$, une variation de L_e de 0.2 à 1 conduit à une augmentation du transfert thermique total d'environ 4.7 %.

Les variations, avec L_e , des températures moyenne et maximale sont présentées sur les figures 3.11a et 3.11b pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε . A partir de ces figures, on peut déduire que la combinaison de l'effet du rayonnement et de la position de l'ouverture de sortie pourrait être un moyen intéressant pour contrôler les performances thermiques de la cavité décrites par les paramètres \bar{T} et T_{max} . En effet, on peut observer à partir de la figure 3.11a que la température moyenne présente un minimum, qui dépend de la valeur de l'émissivité, pour une ouverture de sortie centrée. Ce minimum augmente en considérant l'effet du rayonnement comme conséquence du réchauffement des parois adiabatiques. En éloignant l'ouverture de sortie de la position centrale, les performances thermiques de la cavité sont réduites et la température moyenne augmente avec différents comportements. En effet, la position gauche, qui est moins favorable au transfert de chaleur, conduit à des valeurs plus élevées par rapport à celles correspondant à la position droite de l'ouverture de sortie. Plus précisément, pour $\varepsilon = 0 / (0.85)$, les augmentations relatives de la température moyenne par rapport à la position centrale sont respectivement de 31.6 % / (39.8 %) et 22.8 % / (17.9 %) pour les positions gauche et droite. En revanche, on peut conclure de la figure 3.11b que T_{max} reste insensible à la variation de la position de sortie, L_e , si l'on excepte le cas correspondant à $\varepsilon = 0.85$. Pour cette valeur donnée de l'émissivité, la température maximale augmente légèrement au fur et à mesure que la position de sortie est déplacée de la position centrale vers la gauche. Cette tendance est une conséquence de la diminution du transfert thermique total suite au déplacement considéré de l'ouverture de sortie (voir figure 3.10c). Aussi, pour une valeur fixée de L_e , les présents résultats témoignent de l'effet bénéfique du rayonnement sur le refroidissement de la paroi inférieure sur laquelle la température maximale est obtenue. En effet, pour $L_e \geq 1$, l'effet positif du rayonnement sur le refroidissement de la paroi chauffée par rapport au cas de $\varepsilon = 0$ atteint des valeurs relatives de 17 %, 21 % et 38 % respectivement pour $\varepsilon = 0.15, 0.5$ et 0.85 .

3.6.2 Cas des deux modes injection et suction

3.6.1.1 Champs dynamiques et thermiques

Du fait que les études axées sur l'analyse du phénomène de couplage du rayonnement thermique et de la convection mixte sont relativement peu nombreuses, des recherches supplémentaires sont nécessaires pour voir si les effets combinés des paramètres

gouvernants peuvent conduire à une amélioration du taux de transfert de chaleur. Ainsi, pour ce genre de problèmes, les performances thermiques du système peuvent être considérablement affectées grâce au choix du mode de ventilation imposé. De plus, dans la majorité des études effectuées dans le passé, l'injection est souvent le mode de ventilation adopté. Le cas d'une ventilation par succion peut être une alternative intéressante afin d'assurer le contrôle thermique lorsque l'objectif est de minimiser ou bien maximiser les pertes de chaleur du système vers le milieu extérieur.

Des résultats typiques en termes de lignes de courant et d'isothermes, illustrant l'effet du rayonnement sur la structure d'écoulement et la distribution de température à l'intérieur de la cavité, sont présentés sur les figures 3.12a-3.12d, dans le cas du mode de succion, pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε . Ainsi, la figure 3.12a obtenue pour $\varepsilon = 0$, montre que l'écoulement forcé descend verticalement depuis l'entrée supérieure avant de quitter la cavité horizontalement à travers les deux sorties verticales. La structure d'écoulement est caractérisée par la présence de deux grandes cellules fermées surmontant les lignes ouvertes de l'écoulement forcé. Ces cellules sont de grandes tailles par rapport à celles observées dans le cas du mode d'injection (voir figure 3.2a). Ces deux cellules contrarotatives témoignent de l'effet important de cisaillement. De plus, on constate que le champ dynamique est presque symétrique par rapport à la médiane de la cavité. Les isothermes correspondantes se présentent sous forme de lignes parallèles très resserrées au voisinage de la paroi chaude, formant ainsi une couche limite thermique très limitée. Par conséquent, la chaleur dégagée par la paroi chaude inférieure est rapidement et directement transférée vers la sortie sans remonter sous l'effet des forces de poussée. De plus, la zone froide est plus grande par rapport à l'autre mode de ventilation. En augmentant progressivement ε de 0.15 à 0.85 (figures 3.12b-3.12d), la cellule fermée de gauche est réduite en taille et en intensité au profit d'une petite cellule convective générée au coin supérieur gauche de la cavité. La formation de cette dernière est essentiellement due à l'effet de la convection naturelle croissant généré par le chauffage de la paroi supérieure sous l'effet du rayonnement. De plus, la cellule fermée de droite reste inchangée en raison de l'équilibre thermique des parois voisines. Les isothermes montrent l'apparition de gradients thermiques au niveau des parois isolées du fait de l'augmentation de leurs températures locales suite aux échanges radiatifs conduisant ainsi à une réduction de la zone froide.

3.6.1.2 Étude des performances thermiques

Afin de comparer les performances thermiques des modes succion et injection, les variations, en fonction de Re , des nombres de Nusselt moyens, résultant des contributions de la convection et du rayonnement et du nombre de Nusselt total, évalués le long de la paroi chauffée, sont présentées sur les figures 3.13a-3.13c pour différentes valeurs de ε . Comme prévu, la figure 3.13a montre que globalement, l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation significative de $Nu_C(cv)$ pour le mode de succion que ce soit en présence ou en absence du rayonnement. Le taux de cette augmentation, par rapport au mode d'injection, est plus important pour toutes les valeurs considérées de Re . Pour une valeur fixée de ce paramètre, l'effet de convection exprimé à l'aide de $Nu_C(cv)$ reste très faible lorsque l'émissivité des parois augmente. On peut noter que, par rapport au cas du mode d'injection, le mode de succion améliore davantage le transfert de chaleur par convection, et permet par conséquent un meilleur refroidissement du fluide au sein de la cavité pour toutes les valeurs de Re allant de 300 à 5000.

L'effet de l'émissivité des parois sur le transfert de chaleur radiatif est présenté sur la figure 3.13b en termes de variations de $Nu_C(ry)$ en fonction de Re pour $\varepsilon = 0.15, 0.5$ et 0.85 dans les cas d'injection et de succion. D'une manière générale, on peut noter que, $Nu_C(ry)$ est presque indépendant du mode de ventilation. La variation de $Nu_C(ry)$ en fonction de Re et ε suit presque la même tendance pour les deux modes de ventilation considérés. En effet, pour une valeur fixée de Re , l'effet du rayonnement est plus important pour $\varepsilon = 0.5$ et 0.85 et l'augmentation de l'émissivité conduit à une augmentation importante de la composante radiative. L'effet de Re sur $Nu_C(ry)$ reste très limité surtout pour une valeur faible ou modérée de ε . Cependant, pour la plus grande valeur considérée de ce dernier ($\varepsilon = 0.85$), Re contribue à améliorer $Nu_C(ry)$ pour un régime d'écoulement de convection forcée prédominant ($Re \geq 1000$) en mode d'injection.

Les variations du nombre de Nusselt total avec Re , présentées sur la figure 3.13c, montrent des tendances croissantes de Nu_C avec Re et ε pour les deux modes de ventilation, ce qui traduit l'impact positif combiné du rayonnement et de l'intensité de l'écoulement forcé sur le nombre de Nusselt total. Ces tendances suivent celles déjà décrites pour les deux composantes, radiative et convective, de Nu_C avec ε et Re . De plus, il est intéressant de

mentionner que le mode de succion conduit à une meilleure performance thermique au sein de la cavité puisque les valeurs résultantes de Nu_C sont supérieures à celles obtenues pour le mode d'injection. Quantitativement, dans le cas d'injection, pour $\varepsilon = 0.85$, les améliorations en termes de transfert thermique total dû au rayonnement de surface sont de l'ordre de 36 % et 29 % respectivement pour $Re = 300$ et 5000 par rapport aux cas de référence correspondant à $\varepsilon = 0$. De plus, par rapport au mode d'injection, l'amélioration du transfert de chaleur obtenue par le mode de succion est très importante. Par exemple, pour $\varepsilon = 0.85$ et $Re = 5000$, en passant du mode d'injection au mode de succion, Nu_C passe de 35.9 à 66.4 ce qui correspond à une amélioration du transfert thermique d'environ 84.9 %. Ce résultat témoigne d'un plus considérable de la présente étude puisque la plupart des travaux antérieurs ont considéré le mode d'injection pour étudier les performances thermiques des systèmes ventilés. De plus, la plupart d'entre eux ont négligé l'effet du rayonnement malgré sa contribution significative au transfert de chaleur global.

La contribution du rayonnement au transfert thermique total à travers la paroi chauffée de la cavité est quantifiée en présentant sur la [figure 3.14](#) l'évolution du rapport $Nu_C(ry) / Nu_C$ avec Re pour différentes valeurs de ε dans les cas d'injection et de succion. On peut voir sur la figure que, pour un ε donné, pour le mode de succion, la contribution du rayonnement décroît d'une manière importante par rapport au mode d'injection, en augmentant le nombre de Re et croit en augmentant l'émissivité des parois. Cependant, malgré cette diminution, la contribution du rayonnement reste importante, en particulier pour des valeurs modérées et élevées de ε . Quantitativement, pour $\varepsilon = 0.85$, la contribution minimale de la composante radiative atteinte pour $Re = 5000$ est d'environ 23.61 % / (12.15 %) respectivement pour le mode d'injection / (succion) et augmente à environ 36.88 % / (34.36 %) pour son maximum obtenu pour la plus faible valeur considérée ($Re = 300$). Cela signifie que la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global reste non négligeable même pour un régime de convection forcée dominant pour les valeurs élevées de l'émissivité des parois. Enfin, on constate que la contribution du rayonnement, pour le mode de succion, est plus faible par rapport à celle obtenue pour le mode d'injection. Plus précisément, pour le cas le plus défavorable obtenu à $Re = 5000$, pour des parois fortement émissives ($\varepsilon = 0.85$), la contribution radiative diminue d'environ 51.4 % en passant du mode d'injection au mode de succion.

Pour des applications pratiques, il est d'une grande importance de connaître l'impact des paramètres gouvernants sur la température moyenne et maximale du fluide à l'intérieur de la cavité. Ainsi, les variations de ces grandeurs avec Re sont présentées sur les figures 3.15a-3.15b pour différentes valeurs de ε . Pour toutes les valeurs considérées de ε , en mode de succion, la figure 3.15a montre que l'évolution de \bar{T} est caractérisée par une diminution / (augmentation) significative en augmentant Re / (l'émissivité des parois) surtout pour les valeurs faibles ou modérées de Re . Aussi, il paraît évident que le mode de succion conduit à un meilleur refroidissement de la cavité, puisque les valeurs correspondantes de \bar{T} nettement inférieures à celles obtenues en mode d'injection. Quantitativement, pour $\varepsilon = 0.85$ et $Re = 1500$, une réduction d'environ 74.6 % de \bar{T} se produit lors du passage du mode d'injection au mode de succion. L'évolution de la température maximale, située sur la paroi chauffée, est présentée sur la figure 3.15b. Pour le mode de succion, T_{\max} se caractérise généralement par une décroissance monotone avec ε et Re . Cependant, au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente l'effet du rayonnement devient de plus en plus limité. Le mode de succion se trouve plus favorable au refroidissement de la paroi chauffée par comparaison au mode d'injection, puisque c'est le mode qui a permis d'avoir les valeurs les plus faibles de T_{\max} .

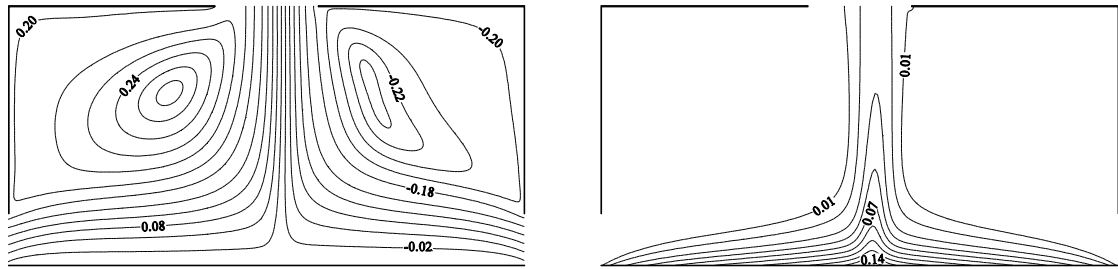
3.7 CONCLUSION

La convection mixte couplée au rayonnement thermique dans une cavité multi-ventilée par injection ou succion et chauffée par le bas à l'aide d'un flux de chaleur constant est étudiée numériquement. Sur la base des résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

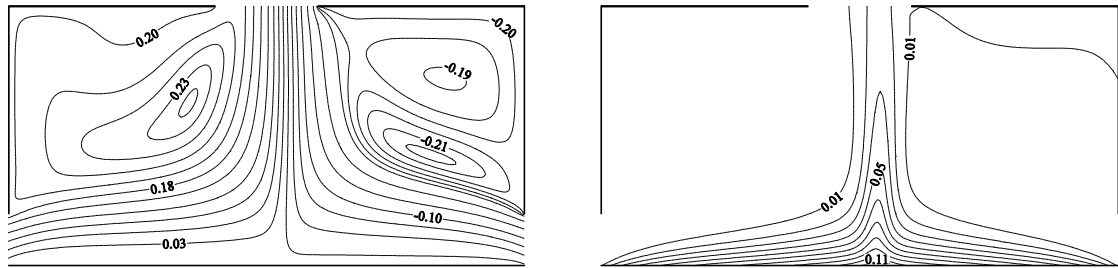
- Pour les deux modes de ventilation considérés, le rayonnement affecte clairement les structures, dynamique et thermique, de l'écoulement et contribue à réduire les gradients thermiques en conduisant à une meilleure homogénéisation de la température et ainsi à une réduction significative de la taille de la zone froide au sein de la cavité.
- Pour les deux modes de ventilation, le rayonnement contribue à une nette augmentation du taux de transfert de chaleur total. Cette contribution est en général

non négligeable et peut dépasser 32 % pour des parois hautement émissives ($\varepsilon \geq 0.85$).

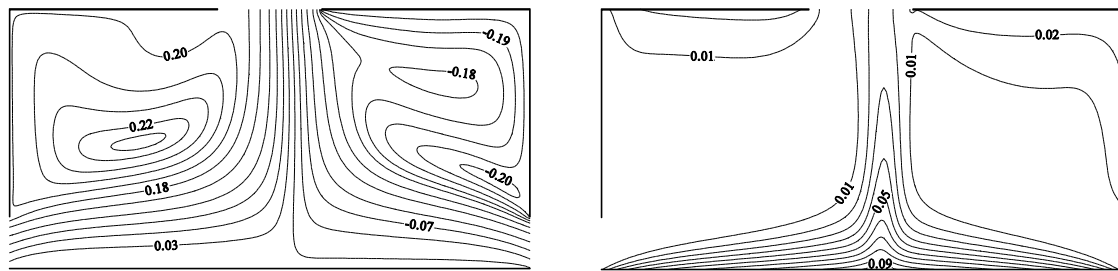
- Pour le mode d'injection, la variation de la température moyenne présente un maximum pour certaines combinaisons spécifiques des paramètres gouvernants correspondant à l'interaction entre la convection forcée et naturelle. Ce phénomène de surchauffe peut être évité en augmentant le nombre de Reynolds.
- Pour le mode d'injection, l'effet du rayonnement conduit à un réchauffement plus important au sein de la cavité pour le cas d'un régime de convection mixte prédominant. Cependant, pour un régime de convection forcée, l'effet du rayonnement est positif sur le processus de refroidissement (réduction de la température moyenne du fluide en augmentant l'émissivité des parois).
- En cas d'injection, le transfert de chaleur maximal est obtenu lorsque l'ouverture de sortie est située dans la région centrale de la paroi supérieure. Par conséquent, la position de cette ouverture de sortie pourrait être un moyen intéressant pour contrôler les performances thermiques des systèmes semi-confinés.
- Le mode de succion est plus performant thermiquement puisque qu'il conduit à un meilleur échange thermique à travers la cavité.
- Un meilleur refroidissement de la cavité est obtenu par l'application du mode de succion puisque ce dernier permet d'avoir des températures moyenne et maximale plus faibles que celles obtenues dans le cas du mode d'injection.



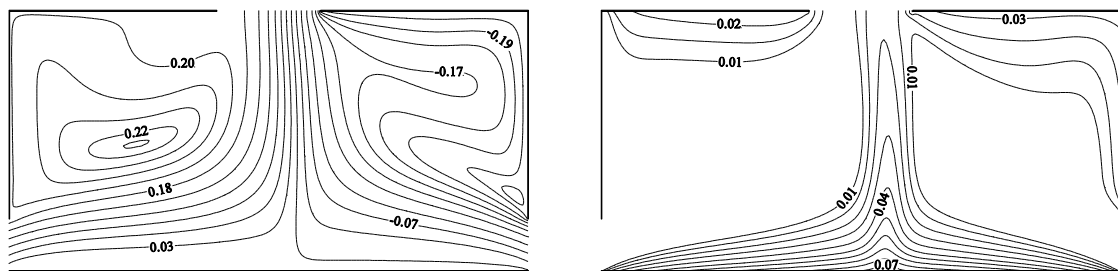
a) $\varepsilon = 0$ ($\Psi_{\min} = -0.218$, $\Psi_{\max} = 0.250$)



b) $\varepsilon = 0.15$ ($\Psi_{\min} = -0.207$, $\Psi_{\max} = 0.231$)



c) $\varepsilon = 0.5$ ($\Psi_{\min} = -0.202$, $\Psi_{\max} = 0.225$)



d) $\varepsilon = 0.85$ ($\Psi_{\min} = -0.201$, $\Psi_{\max} = 0.224$)

Figure 3.2 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour $L_e = 1$, $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$

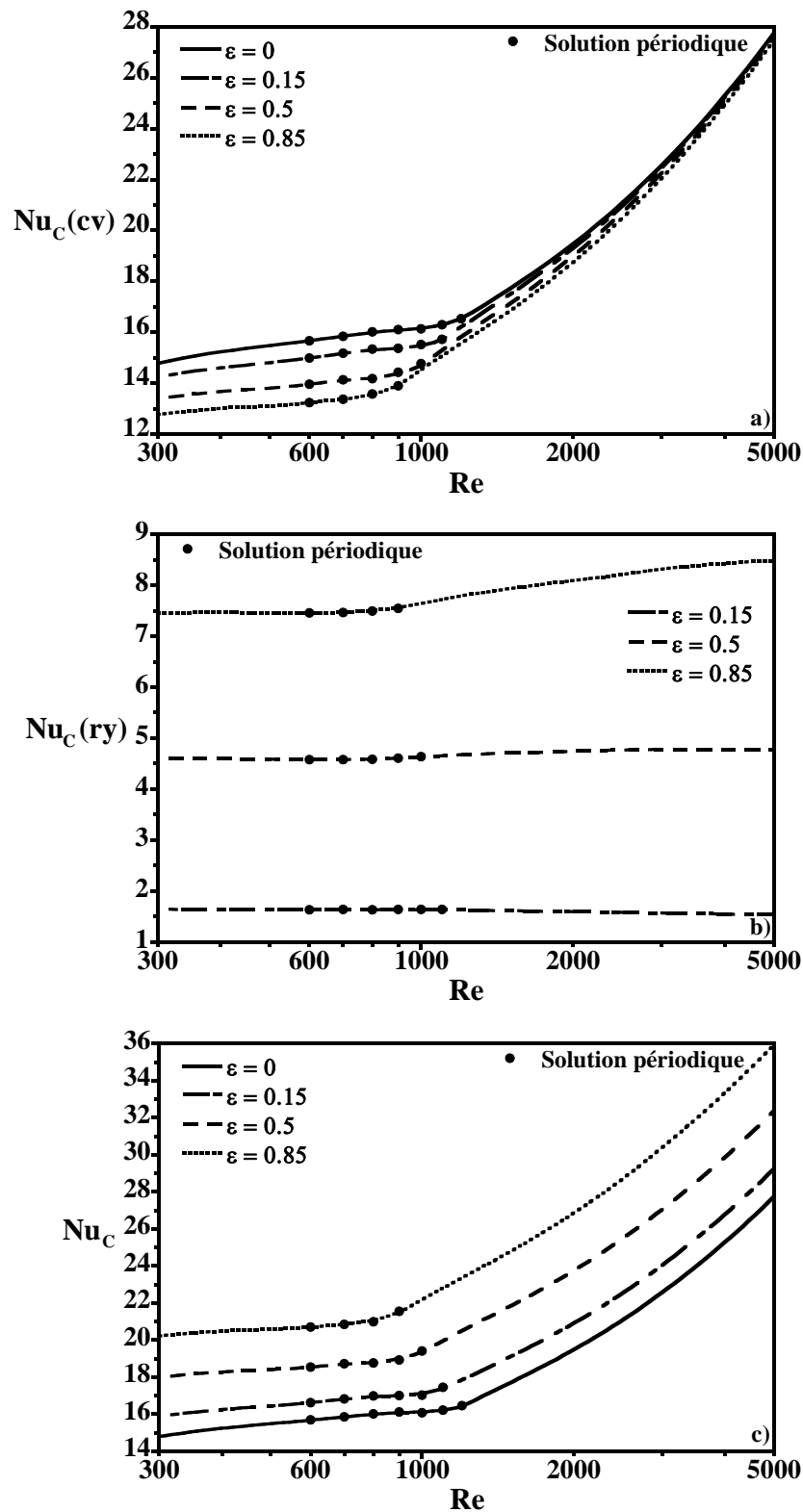


Figure 3.3 : Variations, en fonction de Re, des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude en mode d’injection pour, $L_e = 1$ et différentes valeur de ϵ : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C

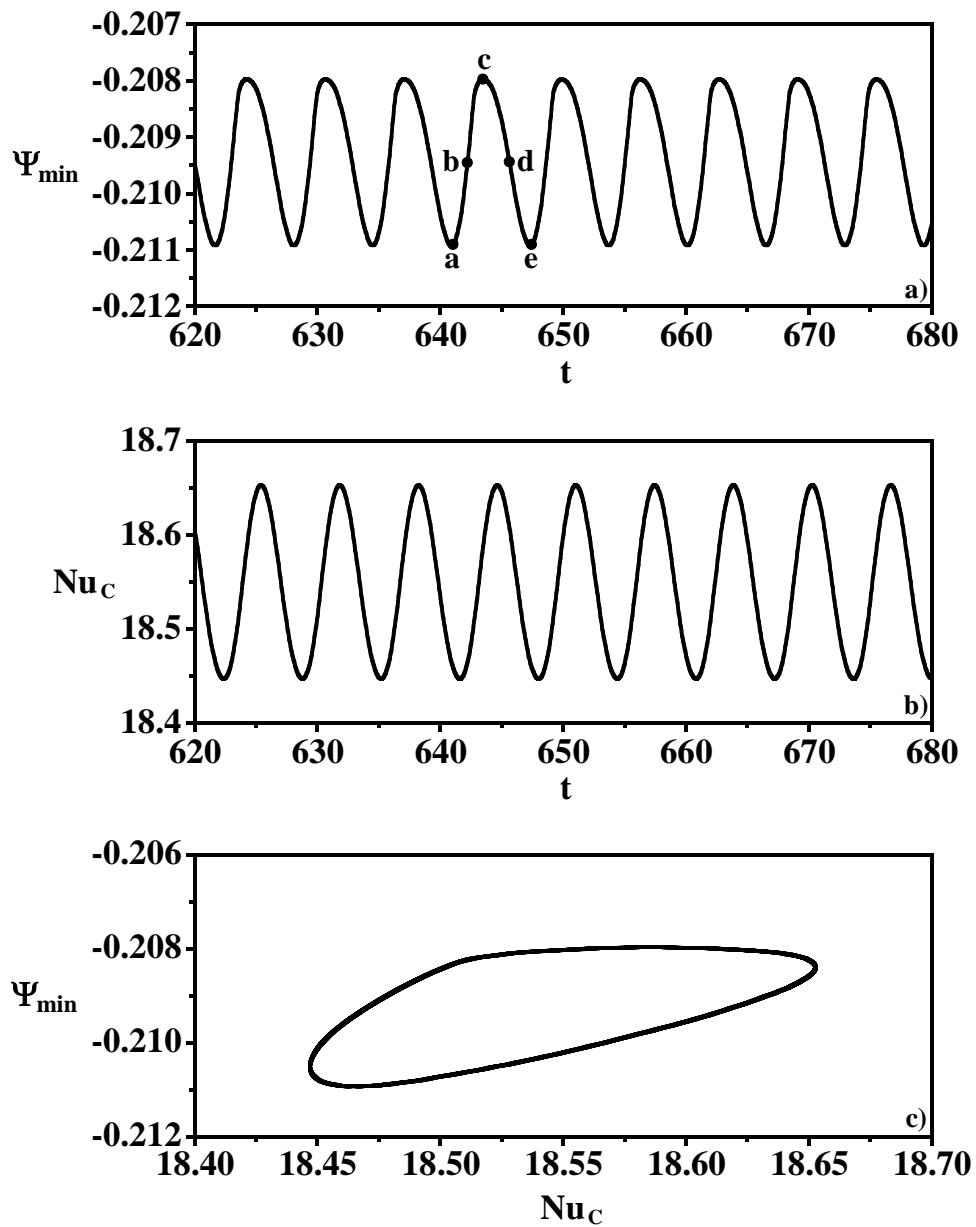


Figure 3.4 : Oscillations périodiques en mode d'injection obtenues pour $L_e = 1$, $Re = 600$ et $\varepsilon = 0.15$: a) variation de Ψ_{\min} avec le temps, b) variation de Nu_C avec le temps et c) projection dans le plan de phase Ψ_{\min} - Nu_C

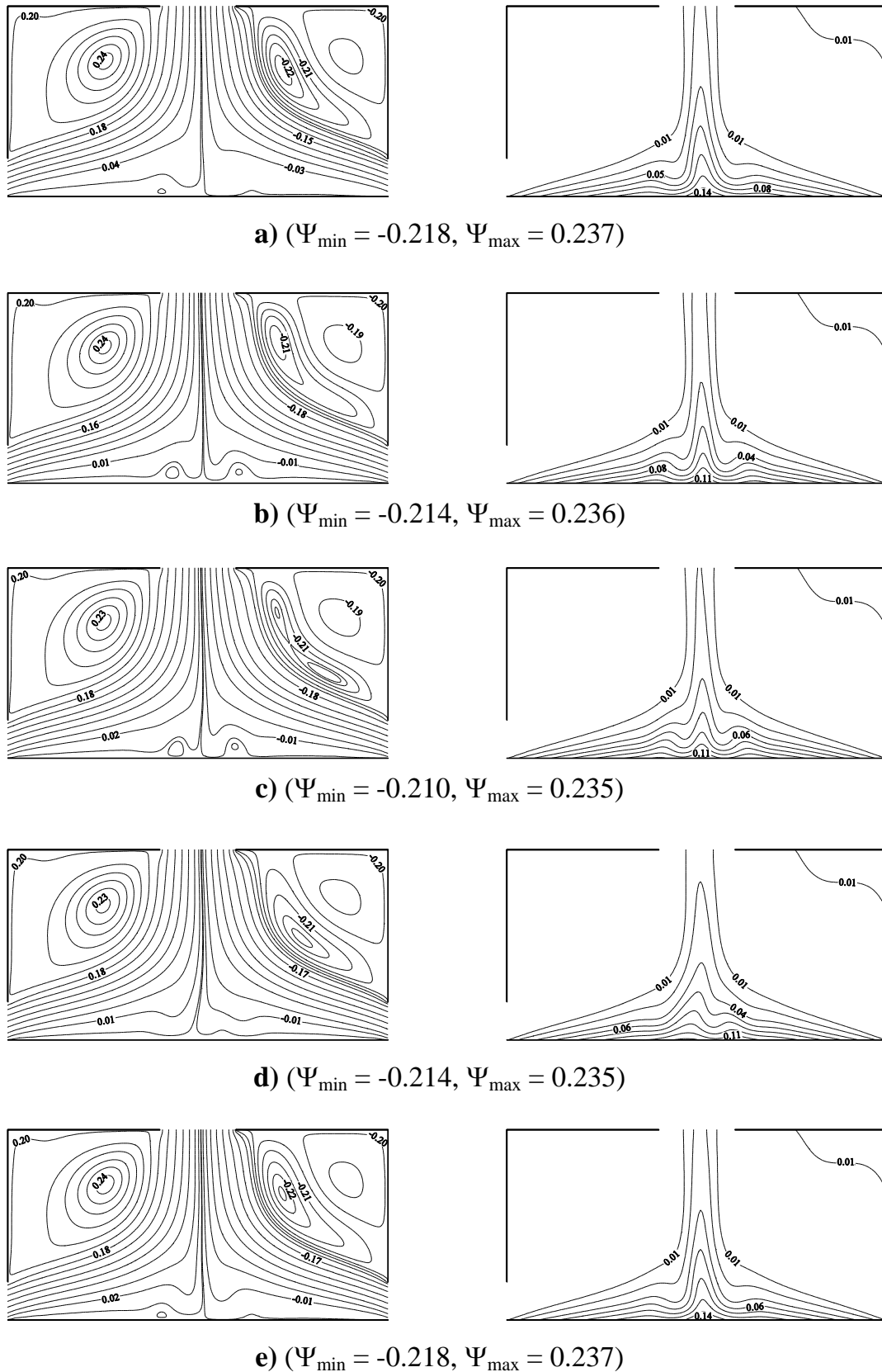


Figure 3.5 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, au cours du cycle d'écoulement représenté sur la figure 3.5a pour $L_e = 1$, $Re = 600$ et $\varepsilon = 0.15$

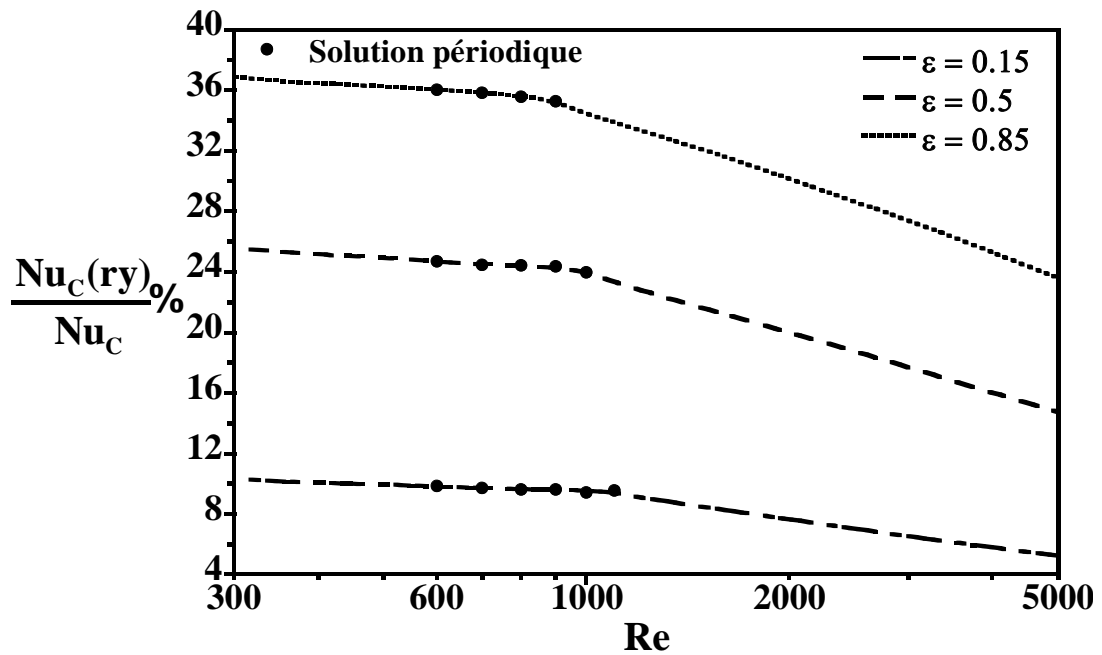


Figure 3.6 : Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de Re, en mode d’injection pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ϵ

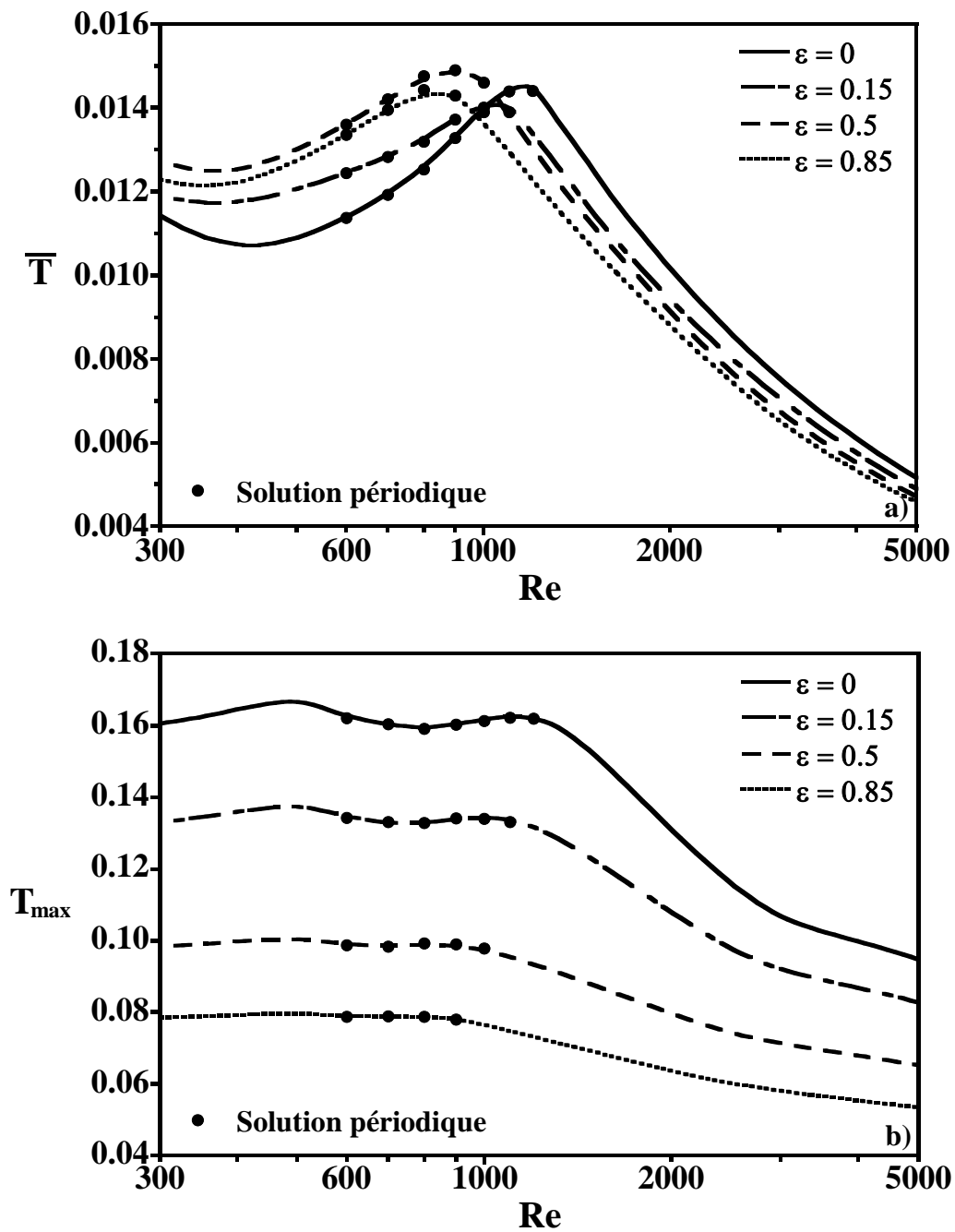


Figure 3.7 : Variations, en fonction de Re, de la température en mode d'injection, pour $Le = 1$ et différentes valeurs de ϵ : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}

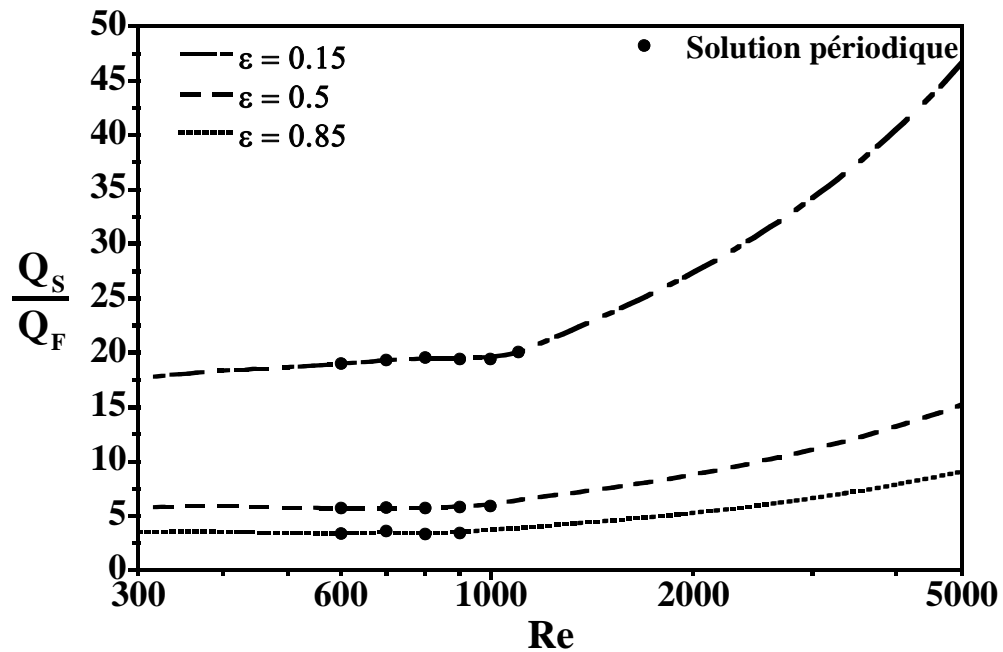
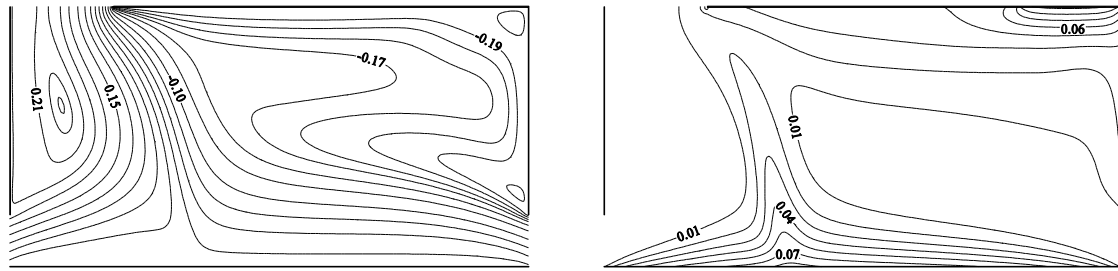
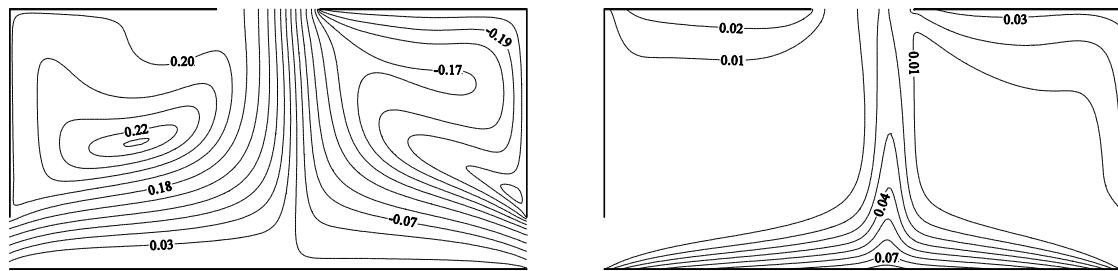


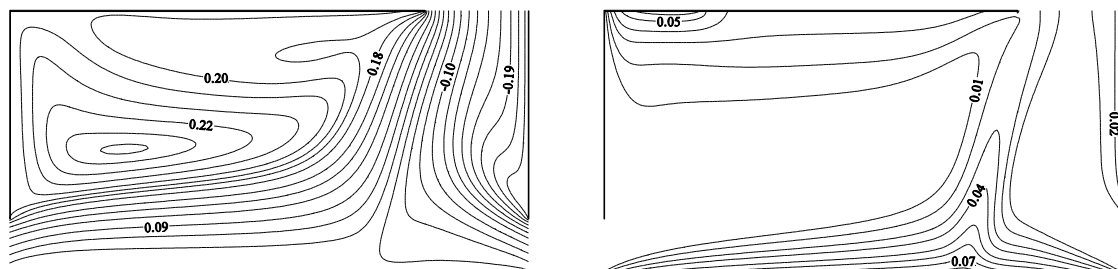
Figure 3.8 : Variations, en fonction de Re , du rapport Q_S/Q_F en mode d'injection pour $L_e = 1$ et différentes valeurs de ϵ



a) $L_e = 0.2$ ($\Psi_{\min} = -0.201$, $\Psi_{\max} = 0.218$)



b) $L_e = 1$ ($\Psi_{\min} = -0.200$, $\Psi_{\max} = 0.224$)



c) $L_e = 1.8$ ($\Psi_{\min} = -0.200$, $\Psi_{\max} = 0.226$)

Figure 3.9 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour $\varepsilon = 0.85$, $Re = 300$ et différentes valeurs de L_e : a) $L_e = 0.2$, b) $L_e = 1$ et c) $L_e = 1.8$

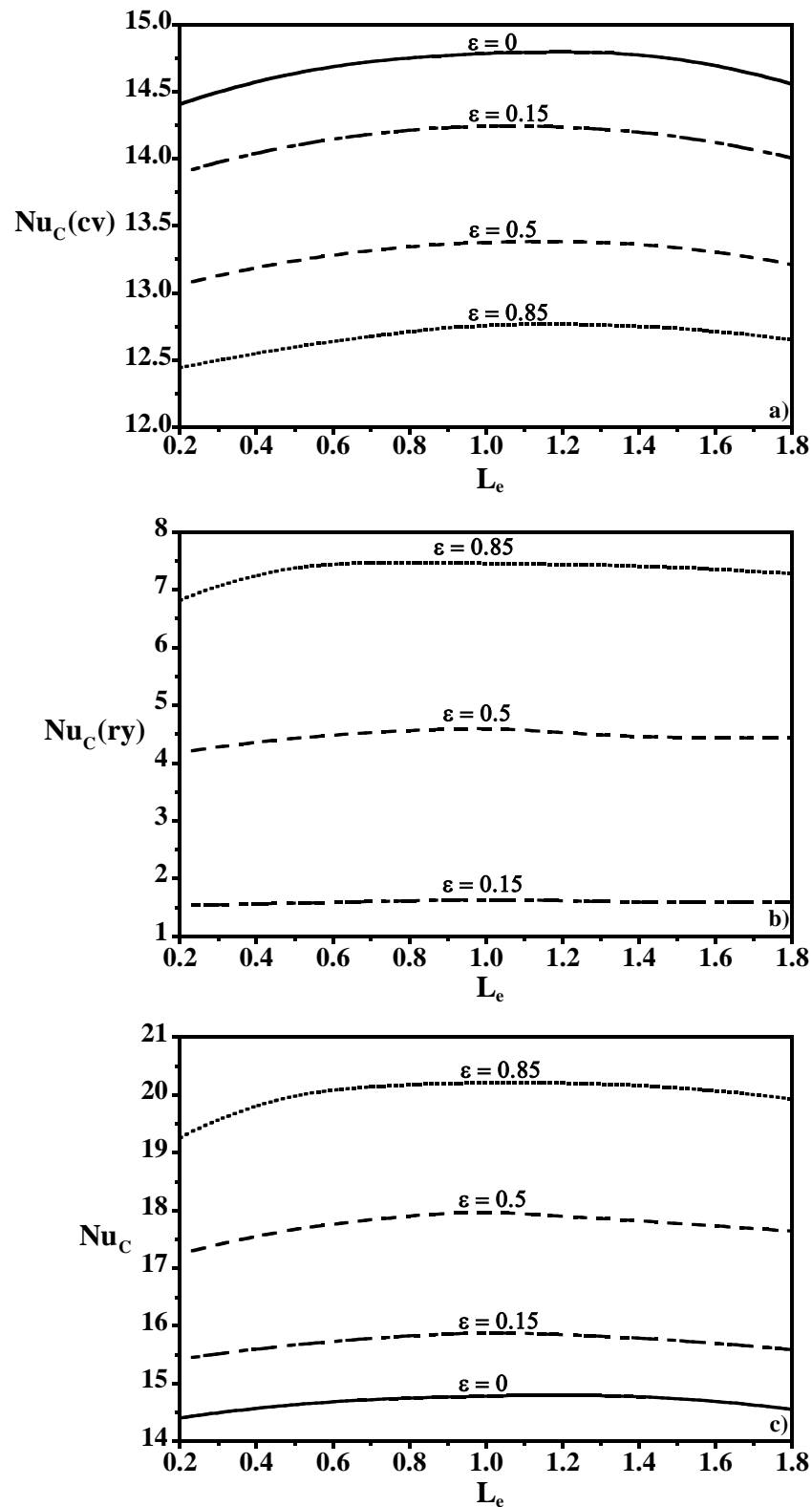


Figure 3.10 : Variations, avec L_e , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total évalués sur la paroi chaude, en mode d'injection, pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C

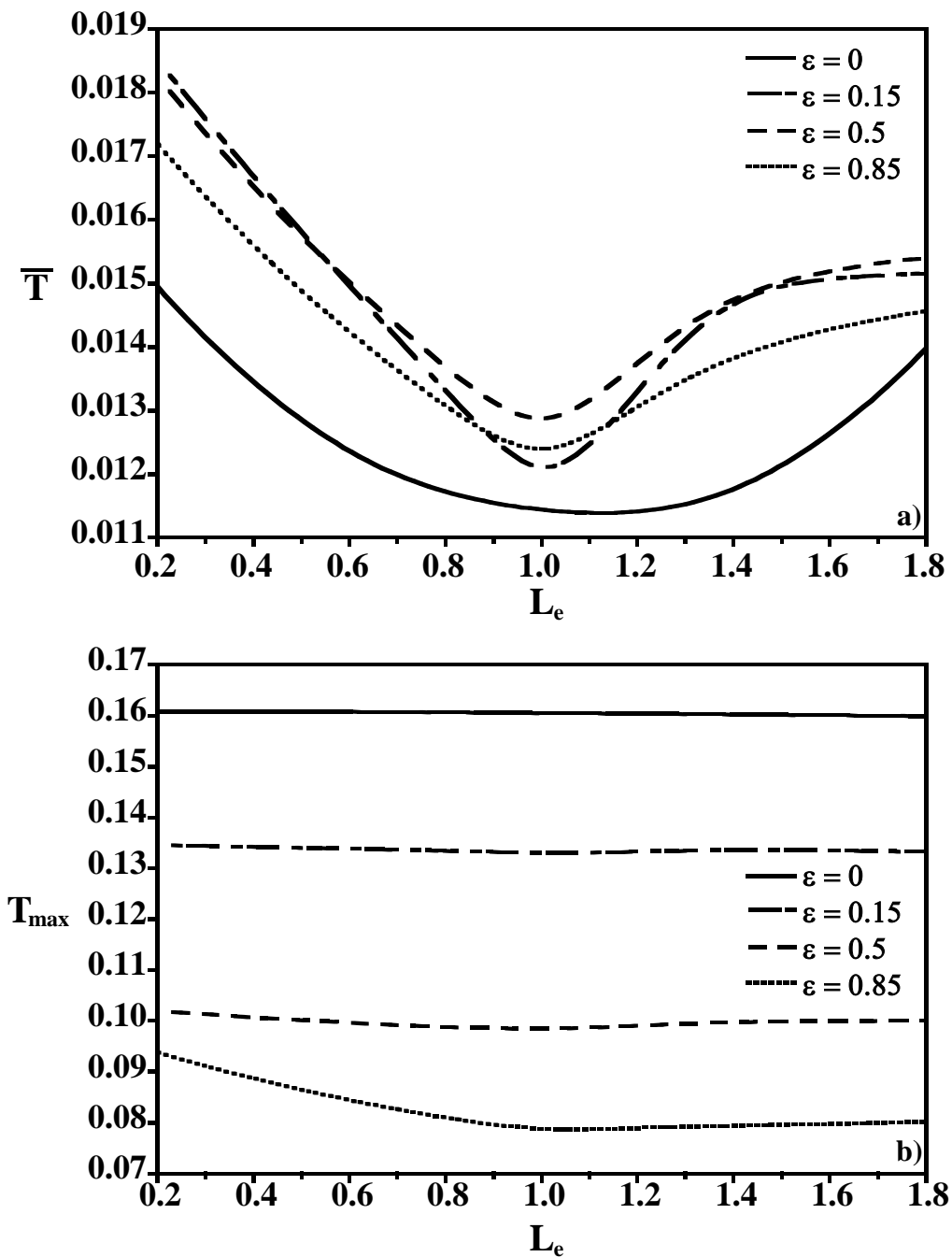
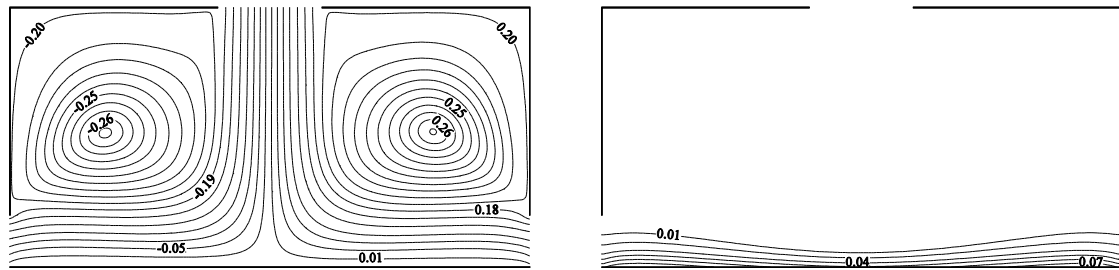
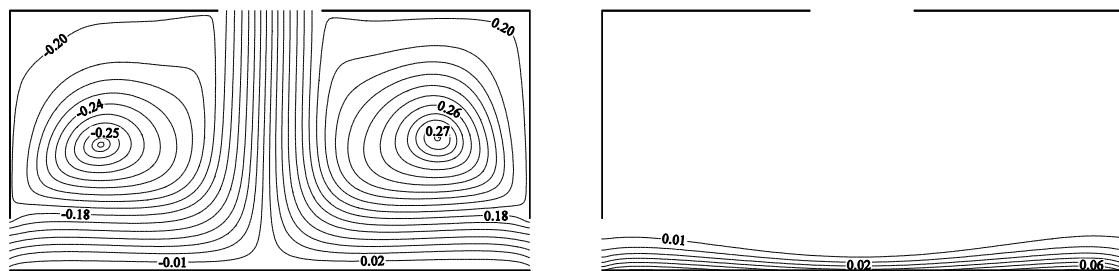


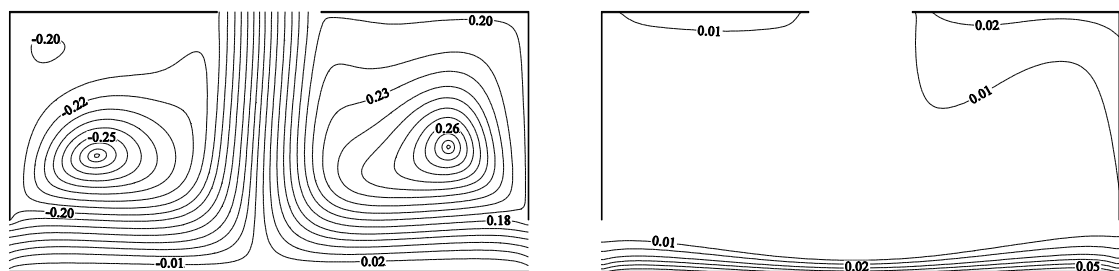
Figure 3.11 : Variations, avec L_e , de la température en mode d'injection pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ϵ : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}



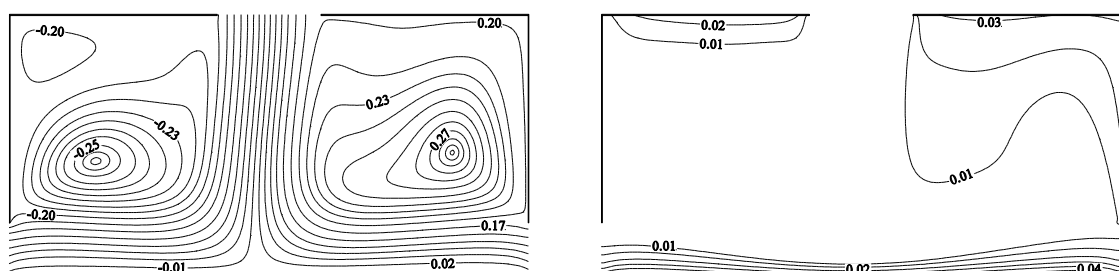
a) $\varepsilon=0$ ($\Psi_{\min} = -0.259, \Psi_{\max} = 0.263$)



b) $\varepsilon=0.15$ ($\Psi_{\min} = -0.254, \Psi_{\max} = 0.266$)



c) $\varepsilon=0.5$ ($\Psi_{\min} = -0.252, \Psi_{\max} = 0.267$)



d) $\varepsilon=0.85$ ($\Psi_{\min} = -0.252, \Psi_{\max} = 0.270$)

Figure 3.12 : Lignes de courant et isothermes en mode de suction pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$; b) $\varepsilon = 0.15$; c) $\varepsilon = 0$ et d) $\varepsilon = 0.85$

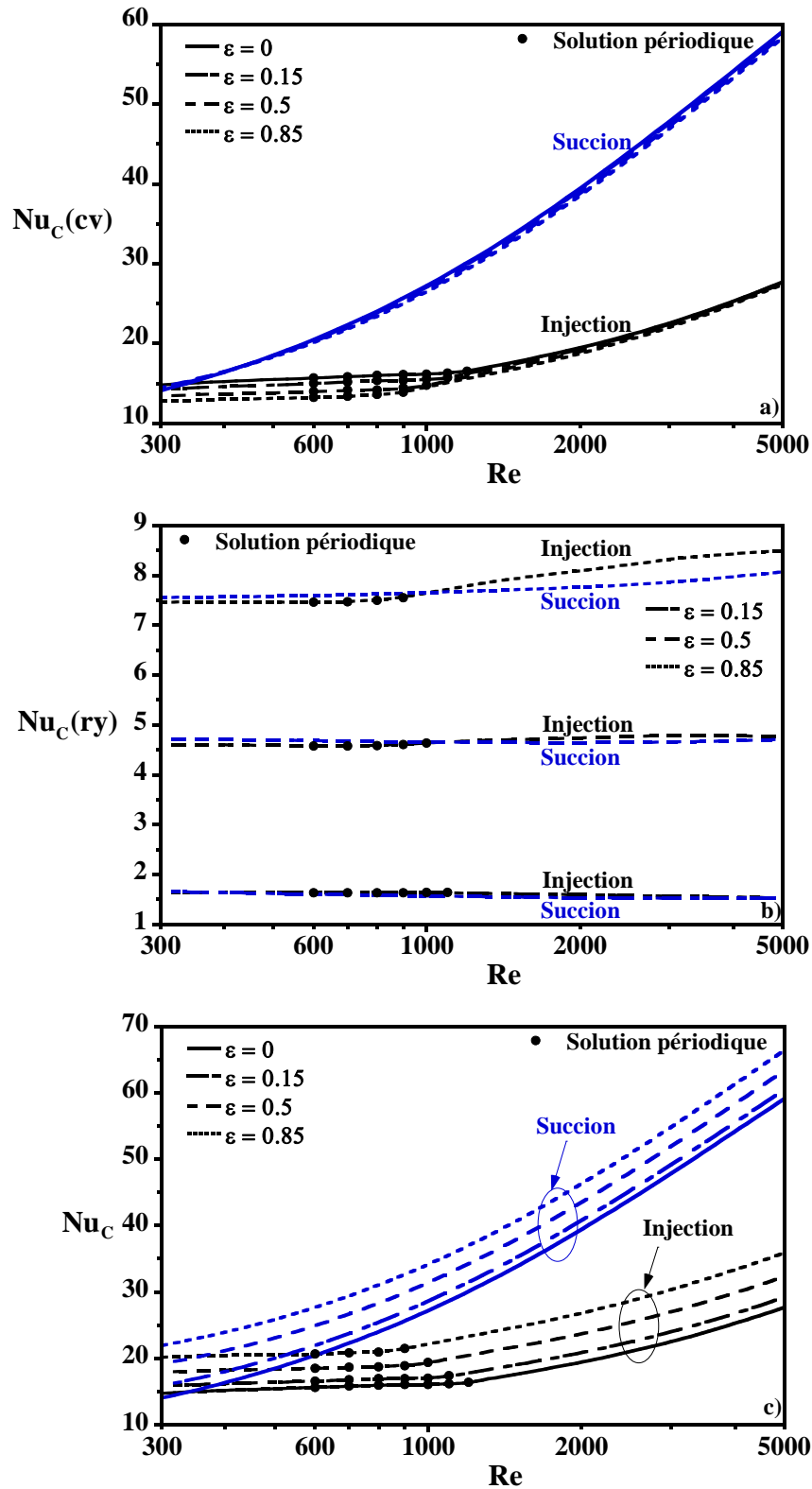


Figure 3.13 : Variations, en fonction Re, des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total évalués sur la paroi chaude, pour les deux modes d'écoulement (injection et succion), $L_e = 1$ et différentes valeurs de ε : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C

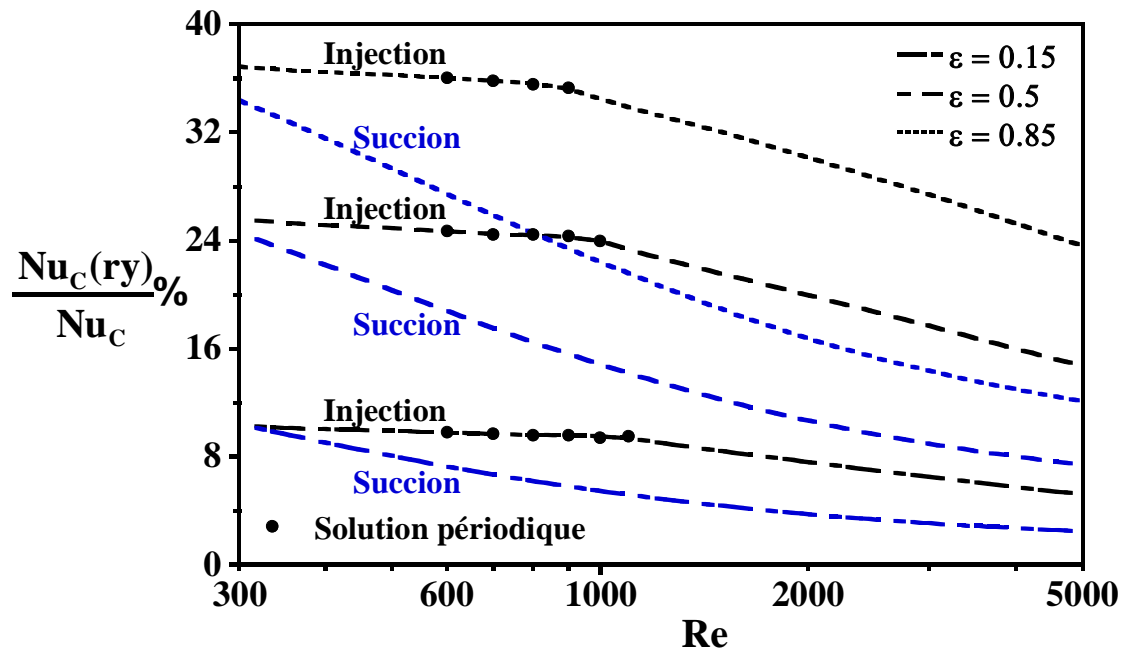


Figure 3.14 : Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de Re , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $L_e = 1$ et différentes valeurs de ϵ

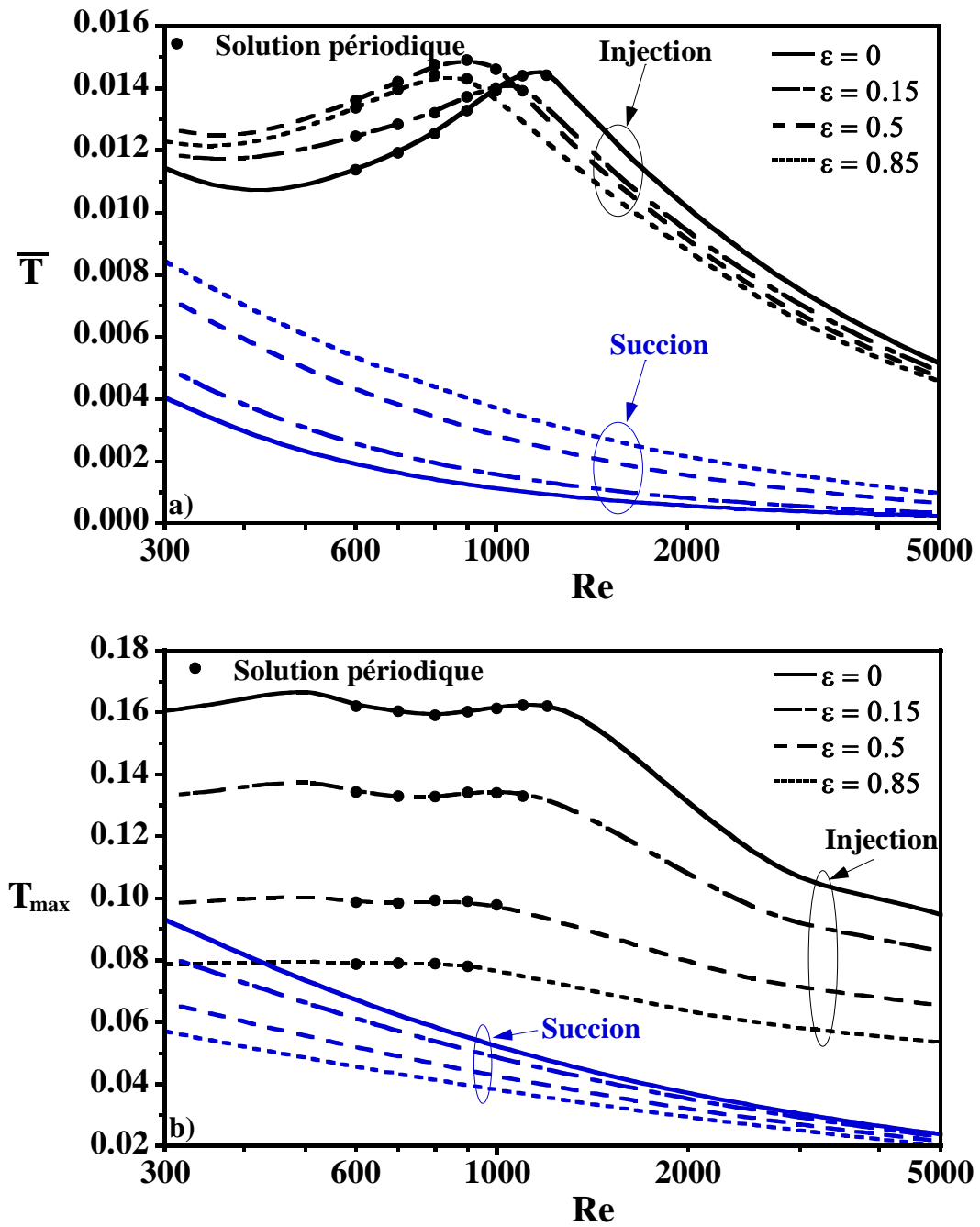


Figure 3.15 : Variations, avec Re, de la température pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $L_e = 1$ et différentes valeurs de ϵ : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{max}

CHAPITRE 4

Effet du Rayonnement sur la Convection Mixte dans une Cavité Latéralement Chauffée

4.1 INTRODUCTION

Le présent chapitre rapporte une étude numérique dans le cas d'une cavité ventilée par injection (figure 1.2a) / suction (figure 1.2b) d'un jet d'air froid et isotherme, interagissant avec le milieu extérieur à travers deux ouvertures aménagées au milieu des parois verticales gauche et droite. Les portions verticales gauches sont soumises à un flux de chaleur constant. Les parois restantes de la cavité sont parfaitement isolées. Cette configuration géométrique a été rapportée dans une investigation numérique antérieure, menée par [Raji et al. \[42\]](#). Ces auteurs ont étudié seulement les détails des écoulements et des transferts thermiques induits par convection mixte mais sans prendre en considération l'effet du rayonnement thermique. En effet, Le rayonnement surfacique a été souvent négligé dans le traitement des problèmes de convection mixte dans des cavités ventilées. D'une part à cause de la complexité à appréhender physiquement les échanges radiatifs et à les modéliser mathématiquement, d'autre part, parce que les échanges de chaleur sont fortement favorisés par la convection mixte ou forcée. De plus, toutes les études antérieures qui ont abordé le couplage convection-rayonnement convergent vers le fait que, le rayonnement thermique conduit à une amélioration importante de transfert de chaleur global et sa contribution pourrait dépasser dans certaines situations celle de la convection (voir chapitre 1). Cela signifie que l'étude des problèmes de transfert thermique serait considérablement tronquée sans tenir compte de l'effet du rayonnement thermique. De ce fait, dans le but d'apporter notre contribution aux problèmes avec couplage convection mixte-rayonnement, cette étude ([Raji et al. \[42\]](#)) pourrait être étendue afin de montrer l'influence des échanges radiatifs sur la convection mixte et mettre en évidence son effet quantitatif sur le transfert de chaleur

global. Aussi, d'après la revue bibliographique, l'absence de résultats pour des problèmes de convection mixte couplée au rayonnement pour ce genre de configurations constitue le cadre essentiel de notre travail de thèse.

4.2 CONDITIONS AUX LIMITES

Les équations régissant le problème sont celles de la convection mixte et du rayonnement thermique des surfaces présentées dans le chapitre 2, auxquelles s'ajoutent les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques suivantes :

$$\begin{array}{ll}
 u = v = 0 & \text{sur les parois rigides} \\
 -\frac{\partial T}{\partial x} + N_r Q_r = 1 & \text{sur les portions chauffées} \\
 -\frac{\partial T}{\partial n} + N_r Q_r = 0 & \text{sur les parois adiabatiques} \\
 \Psi = 0 & \text{sur les parois au-dessous des ouvertures} \\
 \Psi = B & \text{sur les parois au-dessus des ouvertures} \\
 T = 0 & \text{à l'ouverture d'entrée}
 \end{array} \quad (4.1)$$

Ou "n" indique la direction normale à la paroi adiabatique considérée.

Les conditions aux limites associées à chaque mode d'écoulement imposé sont formulées comme suit :

Cas de l'injection :

$$v = \Omega = 0, u = 1 \text{ et } \psi = y - \frac{(1-B)}{2} \quad \text{à l'entrée de la cavité}$$

Pour ce mode, les conditions aux limites sont inconnues au niveau de l'ouverture de sortie localisée au milieu de la paroi verticale droite. Les valeurs de u , v , T , Ψ et Ω sont extrapolées à chaque pas de temps en considérant des dérivées secondes nulles à la sortie de la cavité pour toutes ces grandeurs (cette extrapolation est formulée par l'équation 3.2).

Cas de la succion :

$$v = \Omega = 0, u = 1 \text{ et } \psi = y - \frac{(1-B)}{2} \text{ à la sortie de la cavité}$$

Pour le mode de succion, les conditions aux limites pour u , v , Ψ et Ω sont inconnues à l'entrée alors que la température T est inconnue à la sortie. De la même manière que pour le mode de ventilation précédent, les valeurs de ces variables sont obtenues à chaque pas de temps en considérant des dérivées secondes nulles de ces variables au niveau de ces ouvertures.

4.3 TRANSFERT DE CHALEUR

La connaissance du taux de transfert thermique échangé entre le système étudié et son environnement est assurée par le calcul du nombre de Nusselt. On obtient les nombres de Nusselt convectif et radiatif moyens sur la paroi chauffée comme suit :

$$\begin{aligned} \text{Nu}_C(\text{cv}) &= \frac{2}{1-B} \left(-\int_0^{0.5-\frac{B}{2}} \frac{1}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right) \Big|_{x=0} dy - \int_{0.5+\frac{B}{2}}^1 \frac{1}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right) \Big|_{x=0} dy \right); \\ \text{Nu}_C(\text{ry}) &= \frac{2}{1-B} \left(\int_0^{0.5-\frac{B}{2}} \frac{1}{T} (N_r Q_r) \Big|_{x=0} dy + \int_{0.5+\frac{B}{2}}^1 \frac{1}{T} (N_r Q_r) \Big|_{x=0} dy \right) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Ainsi, Le nombre de Nusselt total évalué le long de la paroi chaude, Nu_C , est calculé comme suit :

$$\text{Nu}_C = \text{Nu}_C(\text{cv}) + \text{Nu}_C(\text{ry}). \quad (4.3)$$

Les quantités de chaleur totales quittant la cavité à travers l'entrée et la sortie de la cavité sont respectivement évaluées par :

$$Q_E = \int_{0.5-\frac{B}{2}}^{0.5+\frac{B}{2}} \left[-\frac{\partial T}{\partial X} + N_r Q_r \right]_{x=0} dy; \quad Q_S = \int_{0.5-\frac{B}{2}}^{0.5+\frac{B}{2}} \left[-\frac{\partial T}{\partial X} + \text{Re Pr } u T + N_r Q_r \right]_{y=1} dx \quad (4.4)$$

4.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL ET CHOIX DU MAILLAGE

Pour vérifier l'exactitude des résultats obtenus, le code adopté a été validé en réalisant des calculs pour le cas de la convection naturelle se développant au sein d'une cavité carrée et

différentiellement chauffée et comparé les résultats à ceux publiés par Hamimid et al. [46]. Comme le montre la figure 4.1, les résultats obtenus, en termes du nombre de Nusselt moyen total évalué sur la paroi chaude, se sont avérés en bon accord, la différence relative maximale entre les valeurs du nombre de Nusselt moyen obtenues par notre code et celles de la référence [46] est inférieure à 2.4 % pour le cas le plus défavorable. De plus, des tests préliminaires ont été également réalisés pour évaluer l'influence de la taille du maillage sur les résultats obtenus, le problème a été résolu numériquement en considérant des maillages de différentes tailles. L'influence du maillage sur la solution a été analysée par le calcul du nombre de Nusselt moyen total et la fonction de courant maximale sur la paroi chaude pour différents maillages uniformes. Ainsi, les résultats illustratifs présentés sur le tableau 4.1 montrent qu'un maillage de 201×101 est suffisante pour décrire les caractéristiques de l'écoulement pour le présent problème. Plus précisément, les écarts maximaux observés en termes de Ψ_{\max} et Nu_C sont respectivement inférieures à 1 % et 1.36 %, en considérant un maillage plus raffiné (281×141).

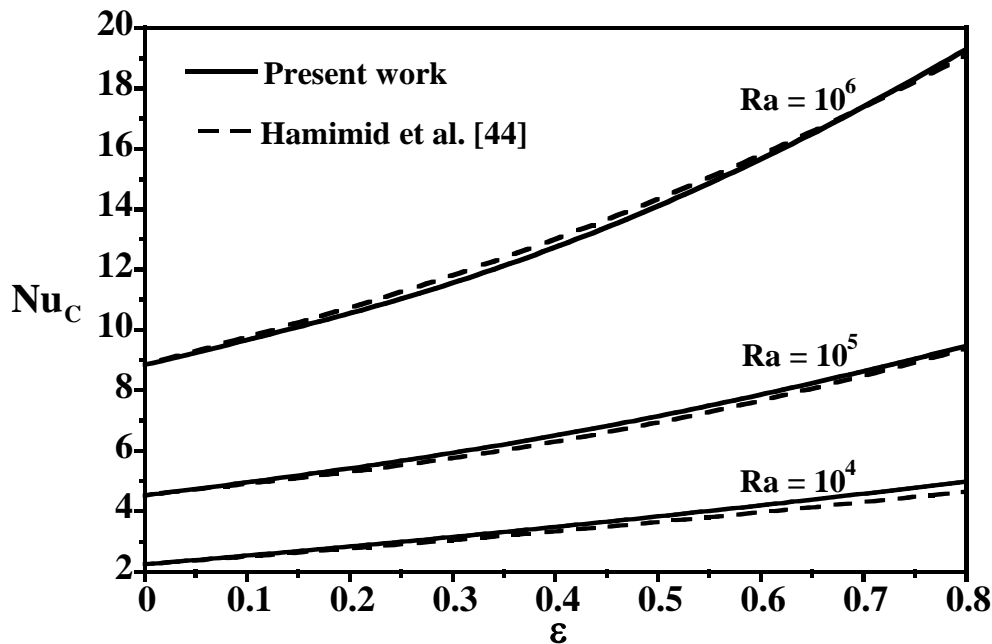


Figure 4.1 : Comparaisons en terme du nombre de Nusselt moyen, Nu_C , dans une cavité carrée différentiellement chauffée pour $T'_C = 305$ K et $T'_F = 295$ K et différentes valeurs de Ra et ϵ

Tableau 4.1 : Influence de la taille du maillage pour différentes valeurs de Re et ε dans le cas des deux modes de ventilation (injection et succion)

		Re = 300				Re = 1500			
		$\varepsilon = 0.15$		$\varepsilon = 0.85$		$\varepsilon = 0.15$		$\varepsilon = 0.85$	
	Maillage	Nu _C	Ψ_{\max}	Nu _C	Ψ_{\max}	Nu _C	Ψ_{\max}	Nu _C	Ψ_{\max}
Injection	201×101	8.296	0.200	10.255	0.205	9.187	0.217	11.914	0.219
	281×141	8.367	0.200	10.370	0.205	9.231	0.219	12.019	0.221
Succion	201×101	7.528	0.201	9.606	0.205	8.500	0.231	11.248	0.232
	281×141	7.524	0.201	9.656	0.204	8.359	0.234	11.156	0.236

4.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION

Dans les problèmes de transfert de chaleur par convection, où le rayonnement thermique est pris en considération, le nombre de Rayleigh, Ra, le nombre d'interaction convection-rayonnement, N_r , et la température adimensionnelle de référence, T_o , figurent parmi les principaux paramètres de contrôle, bien que ceux-ci ne peuvent être variés de manière simultanément. Dans la présente étude, la valeur de la température de l'écoulement externe imposé a été maintenue constante ($T_F' = 298.15$ K), alors que celle retenue pour le nombre de Rayleigh est $Ra = 10^6$. Celle-ci induit automatiquement pour les paramètres N_r et T_o les valeurs respectives 3.52 et 10.1. Dans ce qui suit, on présente les effets de l'émissivité des surfaces, du nombre de Reynolds ($20 \leq Re \leq 3000$), de l'angle d'inclinaison ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$) et du rapport de forme de la cavité ($1 \leq A \leq 8$) et du mode d'écoulement imposé sur les champs dynamique et thermique et les performances thermiques au sein de la cavité. Les investigations ont été effectuées avec de l'air comme fluide caloporteur ($Pr = 0.72$). La hauteur relative des ouvertures, h, est maintenue constante et vaut 1/5.

4.5.1 Effet du nombre de Reynolds

4.5.1.1 Écoulements et champs thermiques

En mode d'injection, des résultats typiques en termes de lignes de courant et d'isothermes, illustrant l'effet du rayonnement sur la structure d'écoulement et la distribution de température à l'intérieur de la cavité, sont présentés sur les [figures 4.2a-4.2d](#), pour $Re = 300$

et différentes valeurs de ε . Ainsi, la [figure 4.2a](#) obtenue pour $\varepsilon = 0$, montre que la structure de l'écoulement est caractérisée par la présence d'une grande cellule fermée située sous les lignes ouvertes de l'écoulement forcé et occupant presque la partie inférieure de la cavité. Au voisinage de la paroi chaude, les effets combinés du cisaillement et de la convection naturelle induisent la formation de deux cellules de petites tailles au niveau du coin supérieur gauche. Ces dernières sont séparées par les lignes ouvertes qui dominent la partie supérieure de la cavité. Les isothermes correspondantes s'affichent essentiellement près de la paroi chaude illustrant ainsi un échange de chaleur convectif important dans cette région. De plus, presque les deux tiers restants de l'espace au sein de l'enceinte sont à la température ambiante témoignant ainsi d'une zone non perturbée thermiquement. Lorsque les surfaces internes de la cavité participent radiativement, l'augmentation de l'émissivité de 0.15 à 0.85, comme indiqué sur les [figures 4.2b](#) et [4.2d](#), conduit à une nette modification de la structure d'écoulement au niveau des coins supérieurs de la cavité. En effet, le rayonnement thermique tend à augmenter l'importance des petites cellules supérieures (en taille et intensité) localisées au coin gauche et contribue à la formation d'une petite cellule située au coin droit au dépend des lignes ouvertes de l'écoulement forcé. Ce comportement résulte de l'augmentation de la température des parois adiabatiques sous l'effet du rayonnement. Les isothermes montrent l'apparition d'un gradient thermique balayant toute la cavité au fur et à mesure que l'émissivité augmente. Ce qui conduit à une homogénéisation de la température au sein de la cavité et par conséquent à la suppression de la zone froide. D'autre part, on note qu'en l'absence de l'effet du rayonnement ($\varepsilon = 0$), les isothermes sont normales (orthogonales) aux parois isolées tandis qu'en mode couplé ($\varepsilon \neq 0$; présence du rayonnement surfacique), les isothermes apparaissent inclinées (obliques) en raison du flux de chaleur par rayonnement modifiant ainsi de manière significative le gradient de température à proximité des parois adiabatiques. Par conséquent, la répartition des températures dans ces régions (au voisinage des surfaces adiabatiques) dépend de l'échange de chaleur par convection et par rayonnement de surface. En plus, au niveau de la paroi chaude, le rayonnement surfacique réduit sensiblement les gradients thermiques dans la couche limite thermique entraînant ainsi une diminution du transfert de chaleur convectif.

Pour le mode de succion, des lignes de courant et des isothermes illustrant l'effet du rayonnement sur la structure d'écoulement et la distribution de température sont présentées

sur les figures 4.3a-4.3d pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε . En l'absence de l'effet du rayonnement, la structure de l'écoulement est similaire à celle observée en mode d'injection. L'examen de la figure 4.3a montre exceptionnellement que pour le mode de succion, la taille des cellules formées au voisinage de la paroi chaude est plus importante en comparaison avec le cas du mode d'injection. Ces cellules empêchent le contact direct entre l'écoulement forcé et la paroi chaude ce qui contribue au retard du transfert thermique et par la suite à sa réduction. Le champ de température correspondant montre que toutes les isothermes sont condensées au niveau de la paroi chaude, ce qui justifie que la chaleur évacuée celle-ci est transportée par l'écoulement forcé vers la sortie sans passer par l'espace restant de la cavité. En conséquence, la zone thermiquement inactive (zone froide) occupe un espace important au sein de la cavité. Lorsque les échanges radiatifs sont pris en compte ($\varepsilon = 0.15$), on peut voir sur la figure 4.3b que la structure d'écoulement est visiblement affectée. En effet, on observe que les deux cellules fermées surmontant les lignes ouvertes de l'écoulement forcé s'amplifient en taille et en intensité. En augmentant de manière progressive l'émissivité à 0.5 et 0.85 (parois modérément et fortement émissives), comme le montrent respectivement les figures 4.3c et 4.3d, les lignes ouvertes courbées de l'écoulement forcé traversent la cavité d'une ouverture à l'autre sans être contraint de longer la paroi supérieure chauffée avant d'atteindre la sortie. Egalement, on peut constater une augmentation de l'espace occupé par les cellules localisées au niveau des coins supérieurs au détriment des lignes ouvertes. Au contraire, la grande cellule inférieure dont la formation est due aux effets coopérants des forces de poussée et de cisaillement ne subit aucun changement. L'analyse du champ thermique montre qu'au niveau des parois adiabatiques, le flux reçu par rayonnement provenant principalement de la source chaude est restitué au fluide par convection. Ce qui conduit à l'échauffement des parois adiabatiques qui présentent des gradients thermiques de plus en plus importants au fur et à mesure que l'émissivité augmente. En conséquence, on remarque une nette homogénéisation de la température du fluide à l'intérieur de la cavité et une réduction notable la zone froide par le biais des échanges radiatifs.

4.5.1.2 Étude des performances thermiques

Sur les figures 4.4a-4.4c, on présente les évolutions des nombres de Nusselt moyens évalués le long de la paroi chauffée, en fonction de Re , pour $\varepsilon = 0.15$ et $\varepsilon = 0.85$. Comme prévu, pour les deux modes de ventilation considérés, la figure 4.4a montre une augmentation significative de $Nu_C(cv)$ avec Re . Ce résultat est attribué au renforcement de l'intensité de la convection forcée jusqu'à sa dominance complète pour les grandes valeurs de Re . Pour une valeur donnée de ce paramètre, le rayonnement tend à réduire le transfert de chaleur convectif, cette réduction de l'effet convectif est due à la tendance d'homogénéisation de la température par le biais des échanges radiatifs. Il est à noter que le mode d'injection améliore mieux le transfert de chaleur par convection par rapport au mode de succion et surtout pour $Re > 100$. Sur la figure 4.4b, on note que l'augmentation du flux de chaleur radiatif avec Re est insignifiante pour une faible valeur de l'émissivité ($\varepsilon = 0.15$), alors qu'elle devient importante pour une valeur élevée de ce paramètre ($\varepsilon = 0.85$). De plus, faut-il souligner que l'échange radiatif de la chaleur est relativement favorisé par le mode de succion. Quant aux variations du nombre de Nusselt total, Nu_C , avec Re , présentées sur la figure 4.4c, elles sont généralement caractérisées, pour les deux mode de ventilation, par une augmentation avec Re et ε . En outre, on s'aperçoit que la diminution de la composante convective, engendrée par l'augmentation de ε , est en grande partie compensée par l'augmentation de la composante radiative avec ce paramètre. Le rayonnement apporte énormément au transfert de chaleur global, et ceci pour toute la gamme considérée de Re , couvrant les régimes de dominance de la convection forcée et de la convection naturelle. De plus, les résultats correspondant aux deux manières de ventilation montrent que la ventilation par injection favorise relativement le transfert de chaleur total pour de $Re > 100$.

La contribution du rayonnement au niveau de la paroi chauffée au transfert de chaleur global est présentée sur la figure 4.5, pour $\varepsilon = 0.15$ et $\varepsilon = 0.85$. La variation de la contribution de la composante radiative avec Re reste très limitée et quasiment indépendante de Re . Faut-il bien noter que la chaleur transférée par rayonnement est inférieure à celle transférée par convection mais la contribution du rayonnement reste importante, surtout pour des valeurs élevées de ε . Pour le cas le plus défavorable correspondant à $Re = 3000$ et pour une valeur relativement faible de l'émissivité des parois ($\varepsilon = 0.15$), la contribution de la composante radiative est d'environ 10 % / (10.5 %) pour le mode d'injection / (succion)

respectivement et augmente jusqu'à environ 36.8 % / (37.7 %) pour des parois hautement émissives ($\varepsilon = 0.85$). En fin, faut-il rappeler que l'apport du rayonnement au transfert thermique global est plus favorable en mode de suction.

La variation de la température moyenne avec Re , présentée sur la [figure 4.6a](#) pour $\varepsilon = 0.15$ et $\varepsilon = 0.85$, est caractérisé par une diminution significative au fur et à mesure que l'intensité de l'écoulement forcé augmente avant d'atteindre un taux qui devient cependant moins prononcé dans la gamme de Re correspondant au régime de convection forcée. Aussi, est-il intéressant de souligner que pour des valeurs du nombre de Reynolds inférieures à 200 que ce soit pour le mode d'injection ou de suction, \bar{T} diminue avec ε témoignant ainsi de l'effet positif de rayonnement sur le processus de refroidissement au sein de la cavité. En revanche, on peut observer qu'en régime de convection forcée dominante, la variation de \bar{T} devient insensible à l'augmentation de ε , alors que l'augmentation de Re et ε engendrent une réduction significative de la température maximale ([figure 4.6b](#)) pour les deux modes. Plus précisément, la température maximale devient deux fois plus petite lorsque l'émissivité des parois est augmentée de 0.15 à 0.85. D'autre part, il est utile de mentionner que le type de ventilation n'a pas d'effet clair sur \bar{T} et T_{max} .

La quantité de chaleur totale libérée par les éléments chauffants est principalement évacuée à travers l'entrée, Q_E , et à travers la sortie de la cavité, Q_S . La quantification du taux de chaleur évacuée par chacune de ces deux issues est présentée sur la [figure 4.7](#) en termes des variations, avec ε , du rapport Q_S/Q_E . On peut constater que les quantités de chaleur évacuées à travers la sortie et l'entrée de la cavité sont du même ordre de grandeur et ceci pour des valeurs de Reynolds inférieures à 40. Au-dessus de ce seuil, le comportement change et le rapport Q_S/Q_E devient pratiquement supérieur à l'unité quelle que soit l'intensité du rayonnement. Ceci montre que la chaleur est majoritairement libérée à travers la sortie grâce aux effets d'inertie favorisés par l'augmentation de Re . D'autre part, il est bien remarqué que le rayonnement favorise légèrement l'échange thermique au niveau de l'entrée au détriment de la sortie. En fin, il est à souligner que le mode de ventilation affecte sensiblement le rapport susmentionné.

4.5.2 Effet de l'angle d'inclinaison

4.5.2.1 Écoulements et champs thermiques

Pour le mode d'injection, les effets de l'inclinaison de la cavité sur les lignes de courant et les isothermes, en présence du rayonnement, sont illustrés dans cette section (figures 4.8a-4.8e). Des simulations ont été réalisées pour une valeur modérée de l'émissivité des parois ($\varepsilon = 0.5$), $Re = 300$ et des valeurs de l'angle d'inclinaison allant de 0° (cavité chauffée sur sa paroi verticale gauche) à 90° (cavité chauffée par le bas). Ainsi, la figure 4.8a obtenue pour $\theta = 0^\circ$, correspondant au cas d'une cavité horizontale à paroi verticale gauche active, montre que la structure d'écoulement est caractérisée par la présence d'une grande cellule horaire fermée située sous les lignes ouvertes de l'écoulement forcé et dont la formation est due aux effets de frottement et de convection naturelle. Cette cellule occupe entièrement la partie inférieure de la cavité. Au niveau des coins supérieurs, il y a apparition de cellules de petites tailles. Les isothermes correspondantes sont condensées au voisinage de la paroi chauffée, justifiant un bon échange thermique dans cette zone. De plus, on note un gradient thermique émanant des parois isolées et couvrant toute la cavité du fait de la présence du rayonnement. En faisant tourner la cavité dans le sens antihoraire par une augmentation progressive de θ à partir de 30° jusqu'à 90° (figures 4.8b-4.8e), un changement significatif de la structure de l'écoulement est observé. Ainsi, l'effet de la gravité devient de plus en plus prononcé au fur et à mesure que l'inclinaison de la cavité croît. Suite à ce phénomène physique, la grosse cellule inférieure diminue progressivement en taille au profit des lignes ouvertes jusqu'à sa disparition complète pour $\theta = 90^\circ$. De même, la disparition des cellules secondaires supérieures est clairement notée au cours de cette rotation. La limite de rotation obtenue pour $\theta = 90^\circ$ correspond à une cavité verticale chauffée par le bas (figure 4.8e). L'examen de cette figure montre que la symétrie des conditions aux limites thermiques imposées sur les parois de la cavité conduit à une structure symétrique par rapport à l'axe vertical passant par le centre de la cavité. En plus, les lignes ouvertes caractérisant l'écoulement forcé envahissent la totalité de la cavité avec la présence de deux petites cellules secondaires près de la paroi chauffée. L'analyse des isothermes affiche le développement progressif d'une zone froide le long de la partie centrale de la cavité au fur et à mesure que θ augmente. Pour $\theta = 90^\circ$, le champ thermique devient symétrique par rapport à cette zone inactive.

En mode de succion, des lignes de courant et des isothermes typiques illustrant l'effet de l'inclinaison sur la structure d'écoulement et la distribution de température sont présentés sur les figures 4.9a-4.9e pour $Re = 300$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de θ . Pour une cavité disposée horizontalement et chauffée sur sa paroi verticale gauche, l'examen de la figure 4.9a montre une structure d'écoulement similaire à celle observée en mode d'injection si on excepte la différence observée au niveau du coin supérieur gauche. En effet, les cellules localisées en ce coin sont plus importantes en taille et en intensité en comparaison avec le mode d'injection. Ceci s'explique par le fait que dans ce cas il n'y a pas de refoulement de jet, proche de cette zone, qui pourrait réduire ou chasser les cellules. Lorsque l'angle d'inclinaison est varié de $\theta = 30^\circ$ jusqu'à $\theta = 60^\circ$ (figures 4.9b-4.9e), la structure de l'écoulement et le champ thermique subissent qualitativement les mêmes changements que ceux remarqués en mode d'injection. Cependant, faut-il indiquer que la zone centrale froide se manifeste avec l'augmentation de θ est relativement petite par rapport à celle observée en mode d'injection. On rappelle que, plus la zone froide est petite, plus les couches limites sont épaisses et par la suite moins de transfert thermique est induit. On peut noter que le mode d'injection est thermiquement plus performant.

4.5.2.2 Étude des performances thermiques

L'évolution du nombre de Nusselt convectif, avec θ , est illustrée sur la figure 4.10a pour $Re = 300$ et deux valeurs de ε . Cette évolution est marquée par une augmentation de $Nu_C(cv)$ avec θ tant que $\theta < 70^\circ$. Au-delà de cette valeur critique, la variation de la composante convective avec θ reste limitée, si on excepte le cas correspondant à $\varepsilon = 0.15$ en mode de succion où $Nu_C(cv)$ subit une singularité (diminution puis augmentation avec θ). Pour une valeur fixée de θ , la prise en compte de l'effet du rayonnement réduit le transfert de chaleur convectif et cette réduction est accentuée pour $\theta \leq 70^\circ$. Aussi, il s'est avéré que le mode d'injection est le meilleur en termes d'échange thermique convectif.

L'évolution du nombre de Nusselt radiatif, en fonction de θ , est présentée sur la figure 4.10b pour $Re = 300$ et différentes valeurs de ε . De façon générale et pour les deux modes de ventilation considérés, on remarque une augmentation évidente de $Nu_C(ry)$ avec ε . Cependant, le transfert de chaleur radiatif est pratiquement insensible à l'augmentation de l'inclinaison de la cavité et aussi indépendant du mode de ventilation.

Les variations de Nu_C , en fonction de θ et ε , sont illustrées sur la [figure 4.10c](#). On note que l'évolution du nombre de Nusselt total avec θ est insignifiante pour les grandes valeurs de ε , alors qu'elle subit une légère fluctuation pour les faibles valeurs de ε et surtout pour le mode de succion. De même, il est utile de souligner que le mode d'injection se trouve plus bénéfique en termes de transfert de chaleur en comparaison avec le mode de succion. Quantitativement, pour $\varepsilon = 0.85$, en passant du mode de succion au mode d'injection, le transfert de chaleur global s'améliore de 6.8 %, 6.4 % et 5 % respectivement pour $\theta = 0^\circ$, $\theta = 50^\circ$ et $\theta = 90^\circ$. De plus, pour les deux modes, l'effet du rayonnement entraîne une augmentation du nombre de Nusselt total de 26.5 %, 26.8 % et 29.5 % respectivement pour $\theta = 0^\circ$, $\theta = 50^\circ$ et $\theta = 90^\circ$ lorsque ε passe de 0.15 à 0.85.

Afin de quantifier l'apport du rayonnement au transfert de chaleur global à travers la paroi active de la cavité, nous présentons sur la [figure 4.11](#) l'évolution du rapport $Nu_C(ry) / Nu_C$, en fonction de θ , pour deux valeurs de ε ($\varepsilon = 0.15$ et $\varepsilon = 0.85$) en modes d'injection et de succion. On peut noter que la contribution du rayonnement / convection au transfert de chaleur total est augmentée / réduite par l'augmentation de ε pour toute la gamme considérée de θ . En outre, il convient de souligner que la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global est favorisée par le mode de succion. Aussi, cette contribution n'est globalement pas affectée par la variation de θ . Quantitativement, pour $\theta = 50^\circ$, la contribution radiative est d'environ 11.5 % / 12.5 % pour $\varepsilon = 0.15$ et augmente jusqu'à environ 38.6 % / 41.4 % pour $\varepsilon = 0.85$ respectivement pour le mode d'injection / succion. Cela signifie que la contribution du rayonnement au transfert de chaleur global ne pouvait pas être négligée même pour des valeurs faibles de l'émissivité des parois.

Sur la [figure 4.12a](#), on présente les variations, avec θ , de la température moyenne \bar{T} à l'intérieur de la cavité pour deux valeurs de l'émissivité ε ($\varepsilon = 0.15$, $\varepsilon = 0.85$), en modes injection et succion. On pouvait s'y attendre, \bar{T} diminue d'une façon drastique par augmentation de θ sauf le cas où $\varepsilon = 0.15$ en mode de succion qui présente une singularité (augmentation pour $\theta \geq 70^\circ$). Ce réchauffement particulier est dû au changement de l'aspect dynamique et thermique en mode de succion au-delà de $\theta = 70^\circ$. Ce résultat est déjà prévu puisque le nombre de Nusselt total présenté sur la [figure 4.10c](#) est caractérisé par une diminution dans cette gamme de θ . De plus, il est intéressant de mentionner que le mode

d'injection conduit à un meilleur refroidissement de la cavité par rapport au mode de succion.

Pour les deux modes de ventilation considérés, l'évolution de la température maximale, T_{\max} , présentée sur la [figure 4.12b](#) et évidemment située sur la paroi chauffée, se caractérise généralement par une décroissance avec ε . Pour une valeur élevée de l'émissivité ($\varepsilon = 0.85$), T_{\max} est pratiquement insensible à l'augmentation de θ pour les deux types de ventilation. Cependant, pour une valeur relativement faible de l'émissivité des parois, l'augmentation de θ conduit à une diminution de T_{\max} suivie par une augmentation pour $\theta \geq 70^\circ$. Cette surchauffe créée par modification des champs dynamique et thermique pourrait être éliminée par l'effet du rayonnement. En fin, faut-il rajouter que T_{\max} est favorisée par le mode de succion.

Pour comparer les quantités de chaleur quittant la cavité à travers l'entrée, Q_E , et à travers la sortie de la cavité, Q_S , les variations du rapport Q_S/Q_E avec θ , sont présentées sur la [figure 4.13](#) pour deux valeurs de l'émissivité ε ($\varepsilon = 0.15$ et 0.85), en modes d'injection et de succion. On peut constater que le rayonnement thermique a un effet négatif sur le transfert de chaleur à travers la sortie qui se trouve réduit au profit de celle cédée par l'entrée. La diminution de Q_S/Q_E avec ε signifie tout simplement que Q_E augmente plus rapidement avec ce paramètre. De plus, le rapport Q_S/Q_E est supérieur à l'unité ($Q_S/Q_E \geq 8$), ce que signifie que la majeure partie de la chaleur dégagée par la source chaude est évacuée à travers la sortie. Pour une valeur fixée de ε , le rapport Q_S/Q_E reste pratiquement inchangé tant que $\theta < 70^\circ$. Au-dessus de cette valeur, différentes tendances sont suivies vis-à-vis du mode de ventilation et de la valeur de ε . Un tel comportement est jugé par le changement brutal des aspects thermique et dynamique de l'écoulement dans cette gamme de θ .

4.5.3 Effet du rapport de forme

4.5.3.1 Écoulements et champs thermiques

L'effet du rapport de forme sur la structure d'écoulement et la distribution de température au sein de la cavité est examiné pour le mode d'injection. Les résultats correspondants sont illustrés sur la [figure 4.14](#) en termes de lignes de courant et d'isothermes pour $Re = 300$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs du rapport de forme. La [figure 4.14a](#) correspond à une cavité

carrée ($A = 1$) montre que la structure d'écoulement est caractérisée par la présence d'une grande cellule horaire située sous les lignes ouvertes de l'écoulement forcé et occupant presque la partie inférieure de la cavité. Au coin supérieur gauche / (droit), les effets combinés de cisaillement et de convection naturelle induisent la formation de deux cellules / (d'une cellule) secondaires. En effet, la convection naturelle se développe à l'aide du flux thermique constant appliqué sur la paroi gauche et aussi de l'augmentation de la température des parois adiabatiques supérieur et droit sous l'effet du rayonnement. Les isothermes correspondantes sont serrées au voisinage de la paroi chauffée et se dispersent sur la partie restante de la cavité ; ce qui indique une bonne interaction d'échange thermique entre la paroi chaude et le fluide et entre ce dernier et la sortie. Aussi, on note la présence d'une zone froide étroite le long de la partie centrale de la cavité liant les deux ouvertures. L'augmentation progressive du rapport de forme à $A = 2, 4$ et 8 (cavités rectangulaires), comme affiché sur les figures 4.14b-4.14d, conduit à une modification de la structure dynamique du fluide. En effet, on signale la disparition des cellules secondaires supérieures et la réduction de la grande cellule inférieure qui se localise à proximité de l'entrée. Une autre cellule secondaire convective apparaît dans la paroi supérieure. Il convient d'indiquer que l'allongement de la cavité favorise un écoulement parallèle. Les isothermes correspondantes montrent des gradients thermiques très forts au voisinage de la paroi chaude au fur et à mesure que le rapport de forme augmente. De plus, l'espace restant de l'enceinte devient de plus en plus sous forme d'une zone quasi-froide. Par conséquent, l'homogénéisation de la température devient moins perceptible en comparaison avec le cas d'une cavité carrée.

En cas du mode de suction, la structure d'écoulement obtenue pour $A = 1$ (figure 4.15a) est caractérisée par des lignes ouvertes quasi-linéaires et parallèles joignant les deux ouvertures de la cavité. Cet écoulement forcé sépare une grande cellule convective occupant le bas et deux autres cellules moyennes occupant la partie supérieure. L'existence de ces cellules est liée aux effets combinés d'inertie et de poussé. De ce fait, l'interaction directe entre l'écoulement forcé et la paroi supérieure est absent en comparaison avec le mode d'injection. Les isothermes correspondantes montrent une bonne homogénéisation de la température au sein de la cavité à l'exception d'une partie étroite située en regard des ouvertures qui est considérée comme froide. Dans le cas d'une cavité rectangulaire (figures

4.15b-4.15d) correspondant à A entre 2 et 8, la structure d'écoulement illustre la détérioration progressive de la cellule inférieure et celles supérieures au profit des lignes forcées. Concernant le champ thermique, la description et les interprétations physiques sont les mêmes que celles citées en cas d'injection.

4.5.3.2 Étude des performances thermiques

Les variations, avec ε , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et global évalués sur la paroi chaude, sont présentées sur la figure 4.16 pour $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et deux valeurs du rapport de forme ($A = 1$ et $A = 8$). La figure 4.16a montre que l'évolution de $Nu_C(cv)$ avec ε est caractérisée par une décroissance linéaire significative au fur et à mesure que l'émissivité augmente. Pour une valeur fixée de ce paramètre, l'augmentation du rapport de forme conduit à une amélioration de $Nu_C(cv)$; le taux de cette augmentation reste de même degré pour toute la gamme considérée de ε , que ce soit en mode d'injection ou de suction. Ce comportement est attribué à l'évolution de l'espace au sein de cavité, ce qui favorise les forces d'inertie responsables à l'augmentation de $Nu_C(cv)$. Aussi, faut-il signaler que la ventilation par injection est plus favorable au transfert de chaleur convectif en comparaison avec celle par suction.

Le transfert de chaleur radiatif croît significativement avec ε et A (figure 4.16b). cependant, on peut bien noter que le taux d'augmentation de $Nu_C(ry)$ avec A est accentué par augmentation de ε . Cette croissance de $Nu_C(ry)$ avec A est due essentiellement à l'augmentation de la surface d'échange radiatif. Contrairement à la convection, la composante radiative est favorisée par le mode de suction.

Le nombre de Nusselt total est une fonction croissante de ε et A (figure 4.16c). En plus, le taux de croissance de Nu_C avec A est plus perceptible tant que ε est élevée. D'autre part, le mode d'injection est le meilleur processus de transfert de chaleur total en le comparant avec le mode de suction. Quantitativement, la comparaison entre les deux modes d'écoulement (injection et suction) montre qu'en passant du mode de suction au mode d'injection, pour une cavité carrée, Nu_C est amélioré de 12.2 %, 7.2 % et 5.7 % respectivement pour $\varepsilon = 0$, 0.5 et 1. Plus précisément, passant de $A = 1$ à $A = 8$, le taux d'augmentation du transfert de chaleur total est de l'ordre de 5.2 % / 5.3 %, 6.9 % / 7 % et 9.7 % / 10 %, pour le mode d'injection / suction, respectivement pour $\varepsilon = 0$, 0.5 et 1.

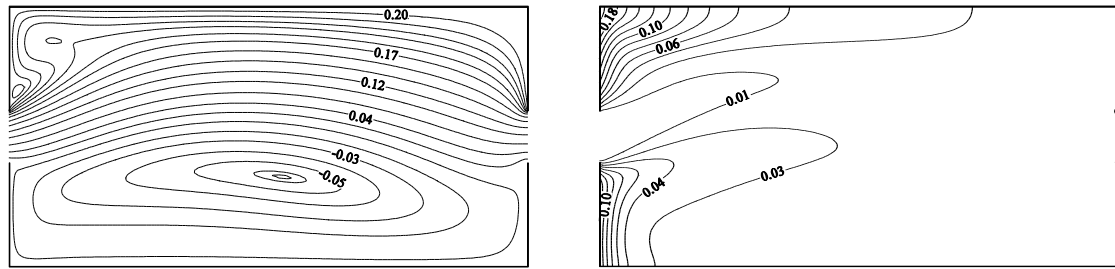
La contribution du rayonnement au transfert de chaleur total est loin d'être négligée même pour les faibles valeurs de l'émissivité des parois ; ce qui est bien confirmé ici. Ainsi, la [figure 4.17](#) montre une augmentation importante de la contribution de la composante radiative au transfert de chaleur total à travers la paroi chauffée à mesure que l'émissivité croît. Cette contribution pourrait atteindre 50 % pour le cas le plus favorable obtenu en mode de suction pour $\varepsilon = 1$. Notons aussi que cette contribution est plus prononcée en mode de suction en comparaison avec le mode d'injection. Pour une valeur fixée de l'émissivité, l'augmentation de A entraîne une légère amélioration de la contribution radiative qui s'accroît pour les grandes valeurs de ε .

La [figure 4.18a](#) montre que, pour des faibles valeurs de l'émissivité des parois, la température moyenne diminue à mesure que l'émissivité des parois augmente et surtout pour le cas d'une cavité carrée. Cependant, pour des valeurs de l'émissivité supérieures à 0.2, la température moyenne est insensible à la variation de l'émissivité. Pour une valeur fixée de ce paramètre, la température moyenne diminue plus de la moitié en variant A de 1 à 8. L'effet du mode de ventilation est visible seulement dans le cas d'une cavité carrée. En effet, le mode d'injection favorise mieux le refroidissement de la cavité. L'évolution de la température maximale, avec ε , présentée sur la [figure 4.18b](#), est caractérisée par une décroissance continue en fonction de ε . Pour une valeur fixée de ce paramètre, T_{\max} subit une légère diminution à mesure que le rapport de forme augmente. De plus, la ventilation par injection présente le meilleur processus de refroidissement puisqu'elle conduit à une diminution de T_{\max} .

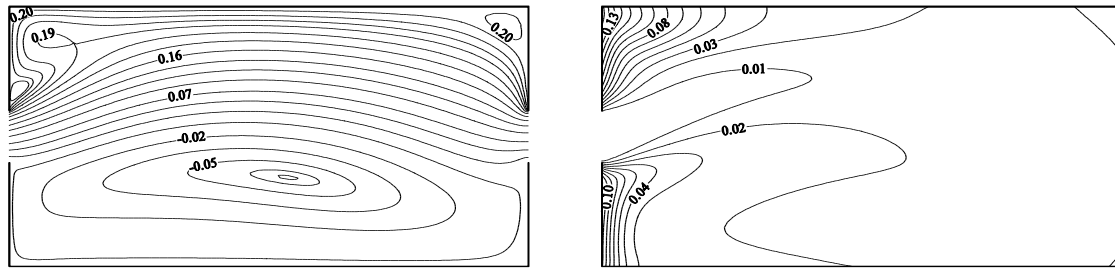
La quantification de la quantité de chaleur quittant le système à travers l'entrée et la sortie est présentée sur la [figure 4.19](#) en termes de variations du rapport Q_S/Q_E en fonction de ε pour $Re = 300$ et différentes valeurs de A . La figure montre que la chaleur est majoritairement libérée à travers la sortie, quels que soient A et ε , puisque Q_S est toujours supérieure à Q_E . Cependant, on trouve que le rayonnement favorise le refoulement de la chaleur à travers l'entrée tandis que le paramètre A n'a pas d'effet perceptible sur cette distribution de chaleur. Il faut rappeler aussi que le mode d'injection favorise le rejet de la chaleur par la sortie pour les faibles valeurs de ε .

4.6 CONCLUSION

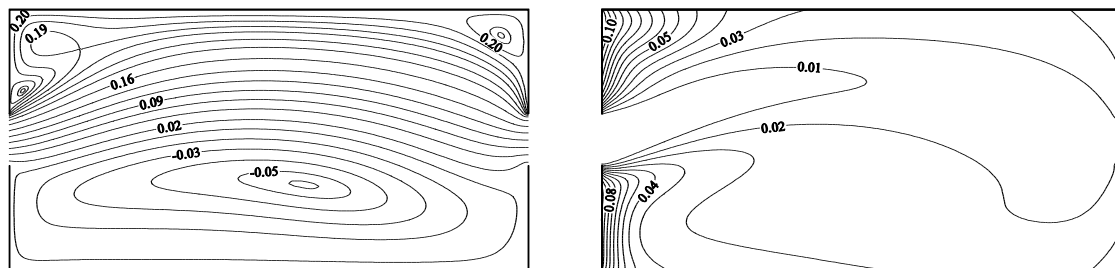
Le problème de convection mixte couplée au rayonnement surfacique dans une cavité ventilée selon deux modes de ventilation (injection et succion) et soumise à un flux de chaleur uniforme sur sa paroi verticale gauche est étudié numériquement. Les effets combinés de l'émissivité des parois, du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison et du rapport de forme sur le transfert de chaleur et la structure d'écoulement sont examinés. A partir des résultats présentés, des conclusions intéressantes peuvent être tirées. Les résultats obtenus montrent que, l'effet du rayonnement entraîne une diminution de la contribution de la convection au sein de la cavité, accompagnée d'une augmentation de sa contrepartie radiative. Egalement, le bon transfert thermique conduisant à un meilleur refroidissement de la cavité, est généralement obtenu par augmentation des paramètres Re , ε et A . Il s'est avéré clairement que l'apport du rayonnement au transfert de chaleur total est significatif même pour un régime de convection forcée prédominant, pour les deux modes de ventilation considérés et en particulier pour des valeurs élevées de l'émissivité des parois. A titre d'illustration, la contribution radiative atteint un taux maximum de l'ordre de 36.8 % / (37.7 %) respectivement pour le mode d'injection / (succion). Sur toutes les gammes de variation des paramètres de contrôle, les simulations numériques ont également révélé que le mode d'injection / (succion) est le plus favorable au transfert de chaleur convectif et total / (radiatif). De plus, la chaleur transférée vers l'extérieur est en grande partie assuré par l'ouverture de sortie. Précisément, le rayonnement favorise l'évacuation de cette énergie à travers l'entrée alors que la ventilation par injection favorise sa libération à travers la sortie.



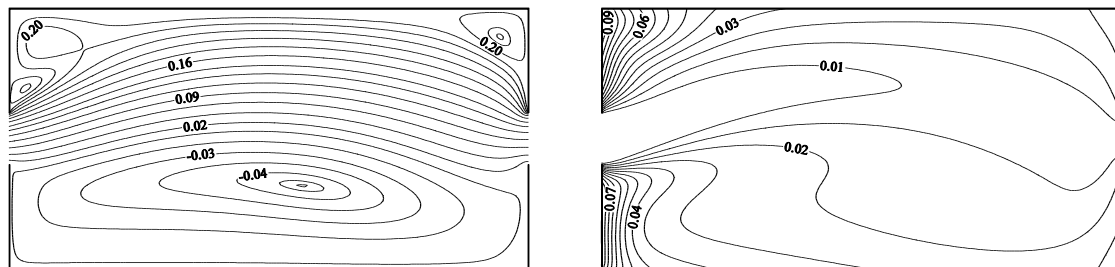
a) $\varepsilon = 0$ ($\Psi_{\min} = -0.053$, $\Psi_{\max} = 0.201$)



b) $\varepsilon = 0.15$ ($\Psi_{\min} = -0.050$, $\Psi_{\max} = 0.201$)

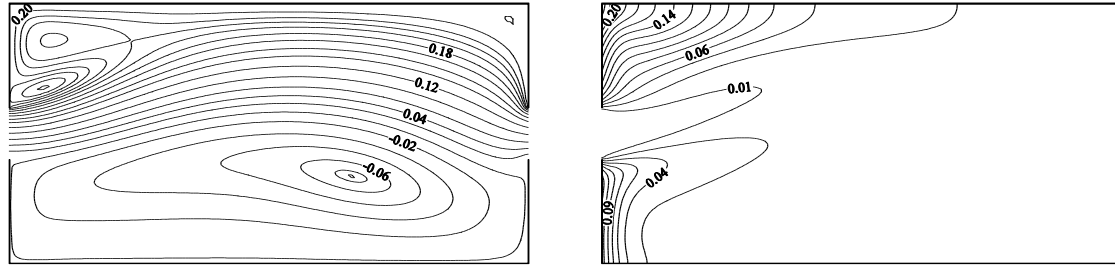


c) $\varepsilon = 0.5$ ($\Psi_{\min} = -0.049$, $\Psi_{\max} = 0.201$)

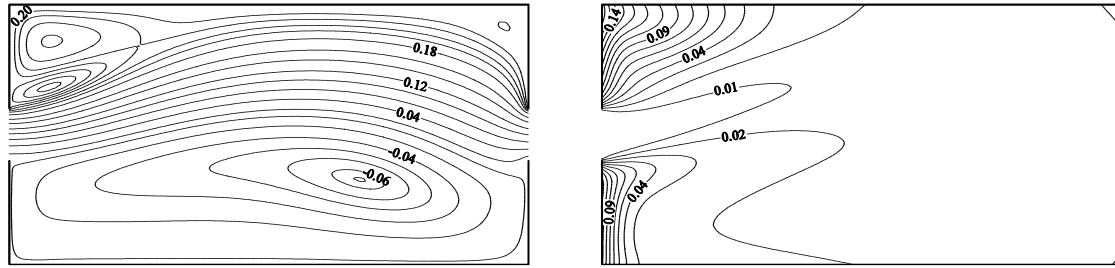


d) $\varepsilon = 0.85$ ($\Psi_{\min} = -0.047$, $\Psi_{\max} = 0.201$)

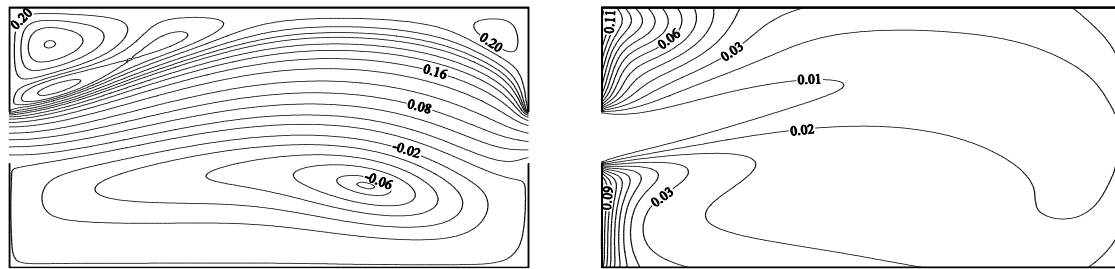
Figure 4.2 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour $\theta = 0^\circ$, $A = 2$, $Re = 300$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$



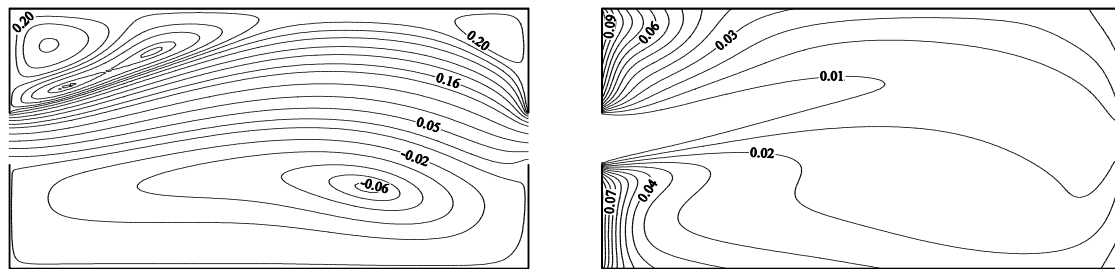
a) $\varepsilon = 0$ ($\Psi_{\min} = -0.062$, $\Psi_{\max} = 0.203$)



b) $\varepsilon = 0.15$ ($\Psi_{\min} = -0.061$, $\Psi_{\max} = 0.203$)



c) $\varepsilon = 0.5$ ($\Psi_{\min} = -0.059$, $\Psi_{\max} = 0.204$)



d) $\varepsilon = 0.85$ ($\Psi_{\min} = -0.058$, $\Psi_{\max} = 0.205$)

Figure 4.3 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, obtenues pour $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ε : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 0.15$, c) $\varepsilon = 0.5$ et d) $\varepsilon = 0.85$

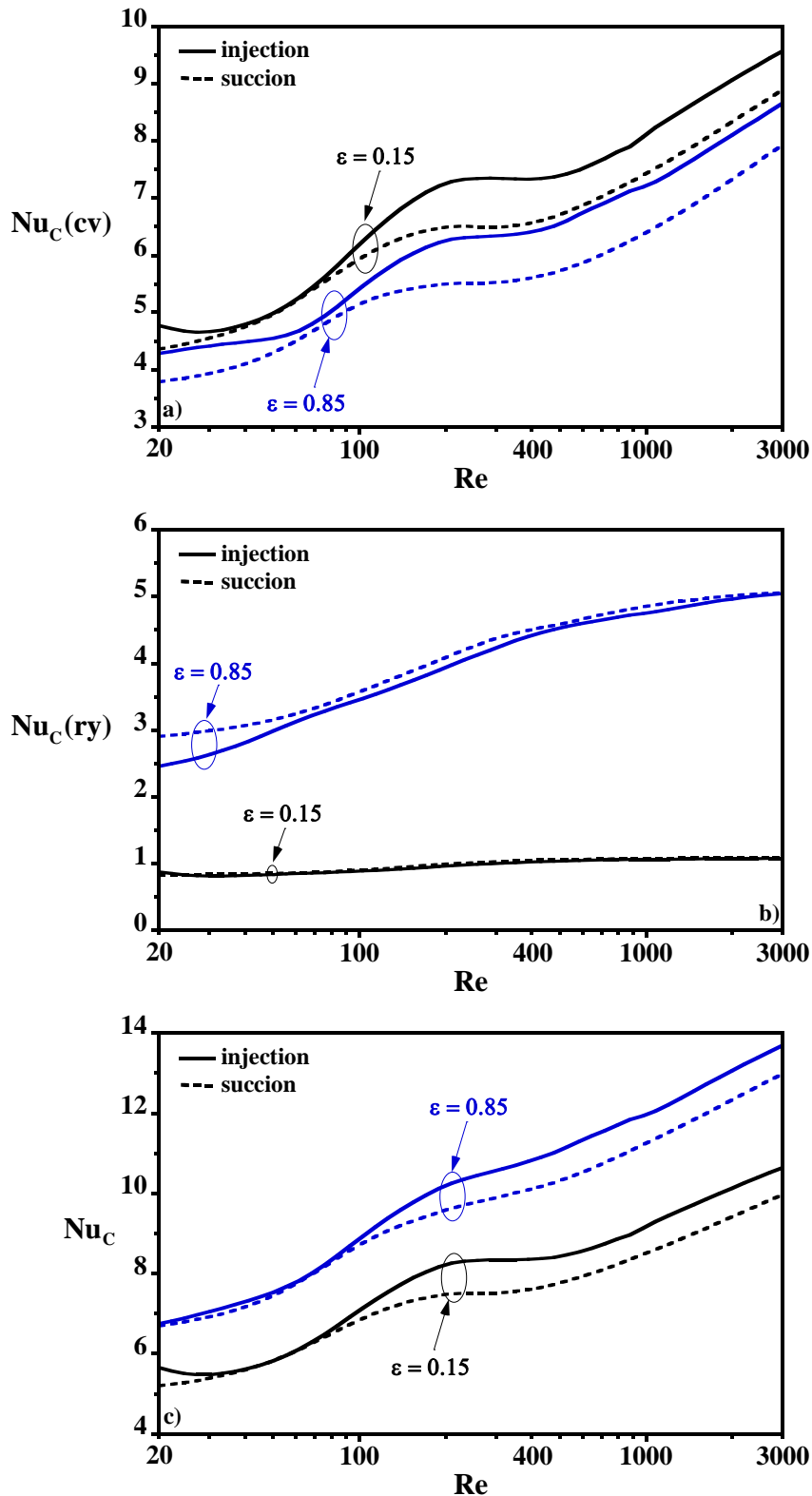


Figure 4.4 : Variations, en fonction Re, des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeur de ϵ : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C .

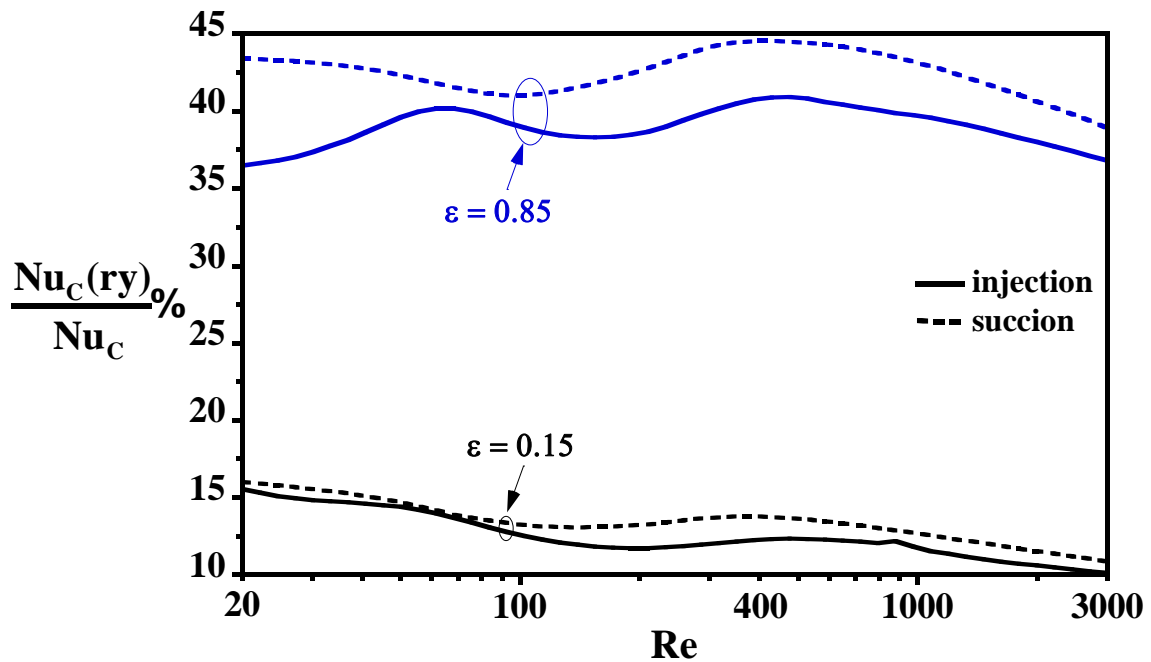


Figure 4.5 : Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de Re , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ

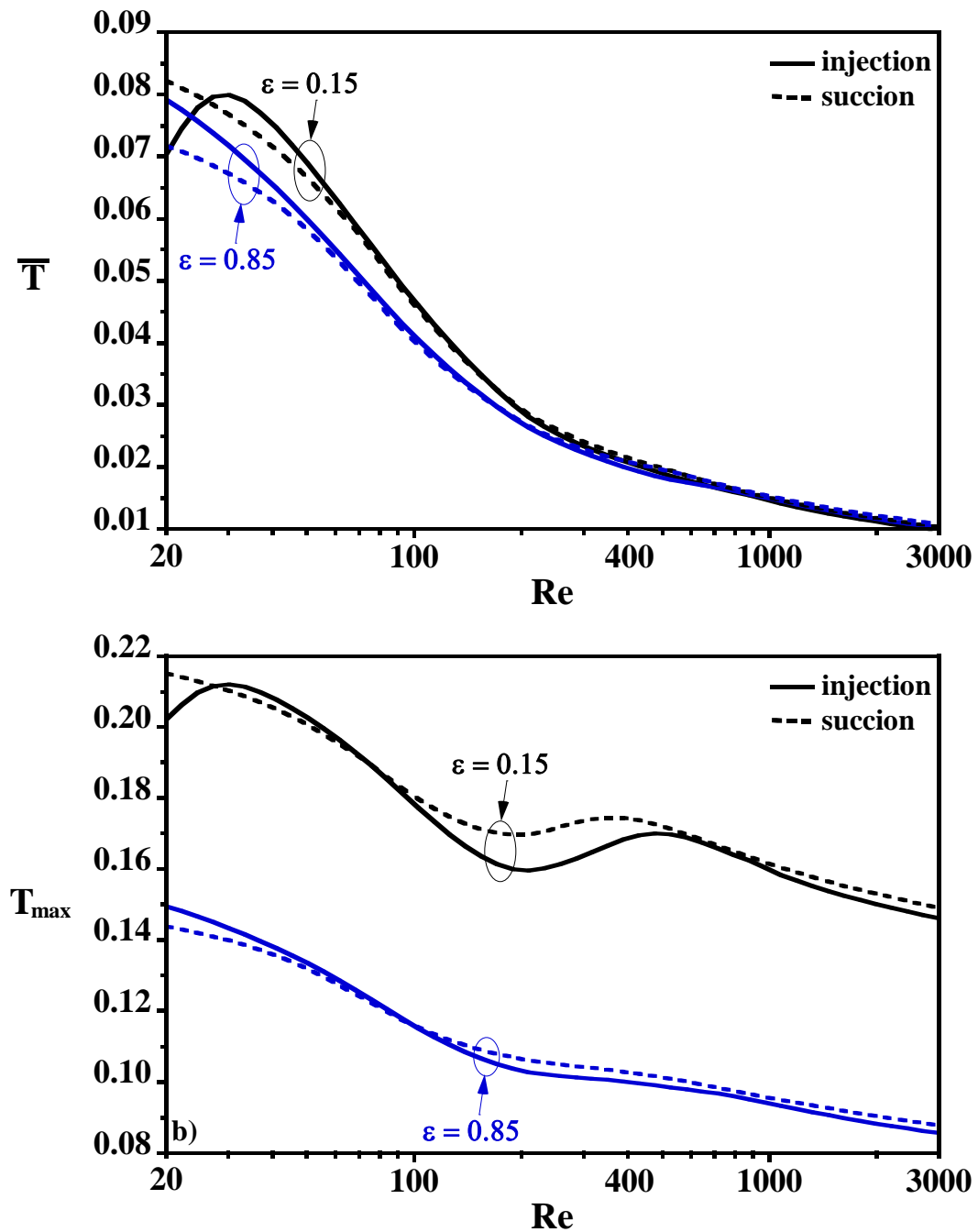


Figure 4.6 : Variations, avec Re, de la température, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{\max} .

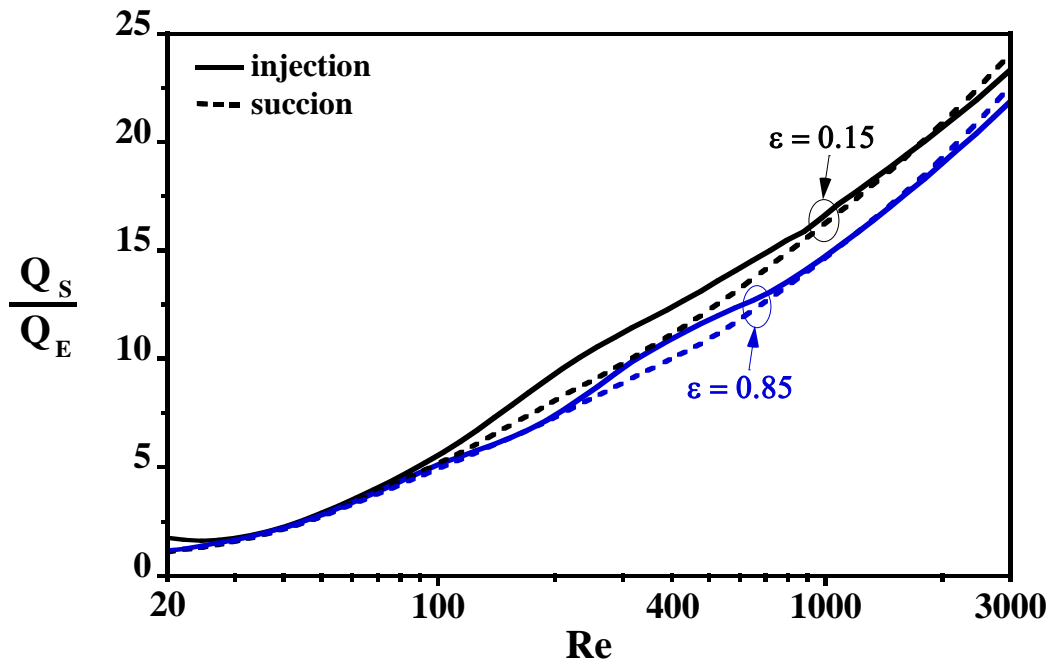


Figure 4.7 : Variations, en fonction de Re , du rapport Q_S/Q_E pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\theta = 0^\circ$, $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ

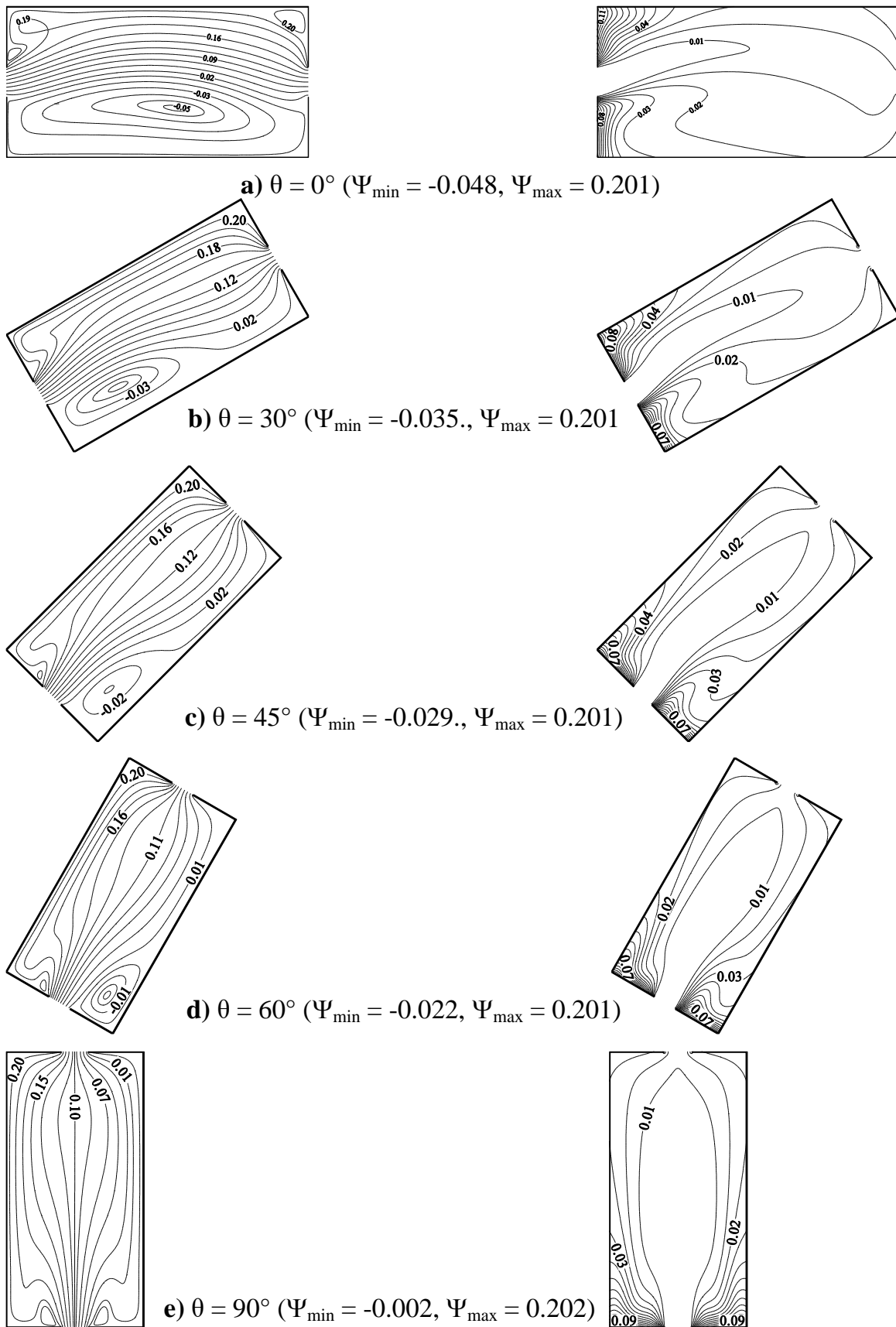
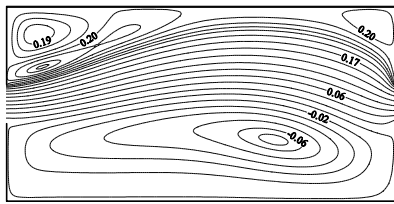
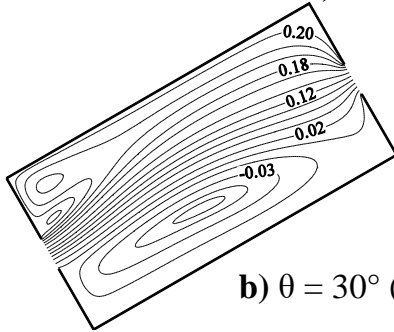
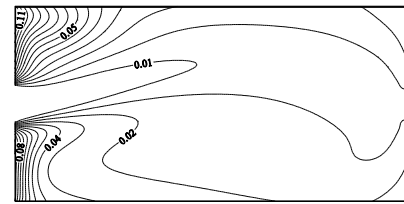


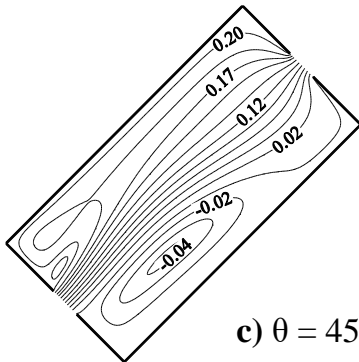
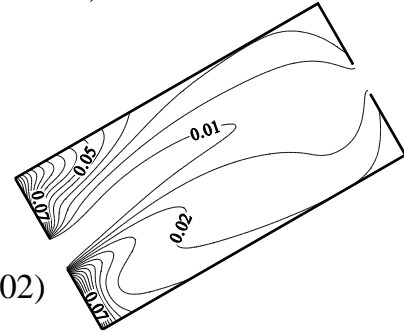
Figure 4.8 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour, $Re = 300, A = 2, \varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de θ : a) $\theta = 0^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$, d) $\theta = 60^\circ$ et e) $\theta = 90^\circ$



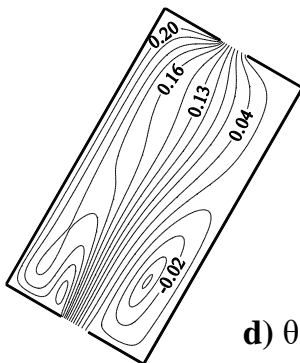
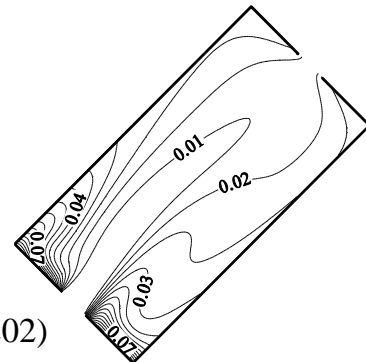
a) $\theta = 0^\circ$ ($\Psi_{\min} = -0.059.$, $\Psi_{\max} = 0.204$)



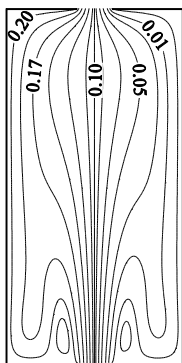
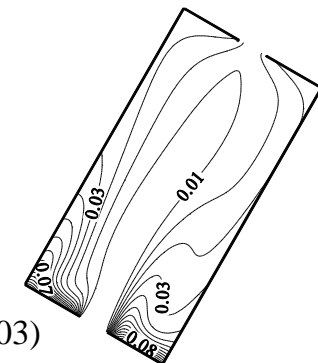
b) $\theta = 30^\circ$ ($\Psi_{\min} = -0.042$, $\Psi_{\max} = 0.202$)



c) $\theta = 45^\circ$ ($\Psi_{\min} = -0.036.$, $\Psi_{\max} = 0.202$)



d) $\theta = 60^\circ$ ($\Psi_{\min} = -0.031$, $\Psi_{\max} = 0.203$)



e) $\theta = 90^\circ$ ($\Psi_{\min} = -0.004.$, $\Psi_{\max} = 0.204$)

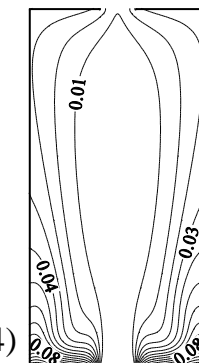


Figure 4.9 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, obtenues pour $Re = 300$, $A = 2$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de θ : a) $\theta = 0^\circ$, b) $\theta = 30^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$, d) $\theta = 60^\circ$ et e) $\theta = 90^\circ$

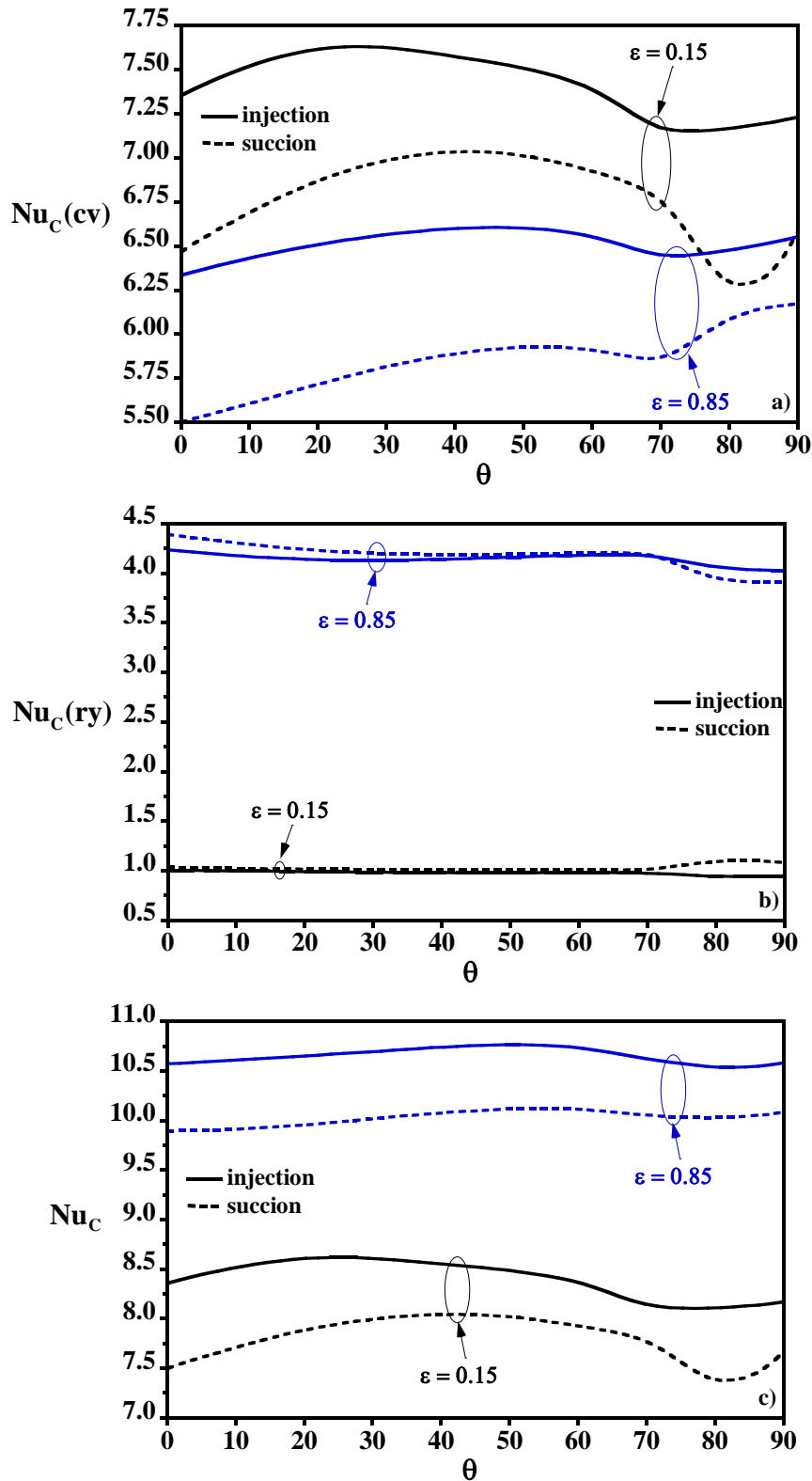


Figure 4.10 : Variations, en fonction de θ° , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C

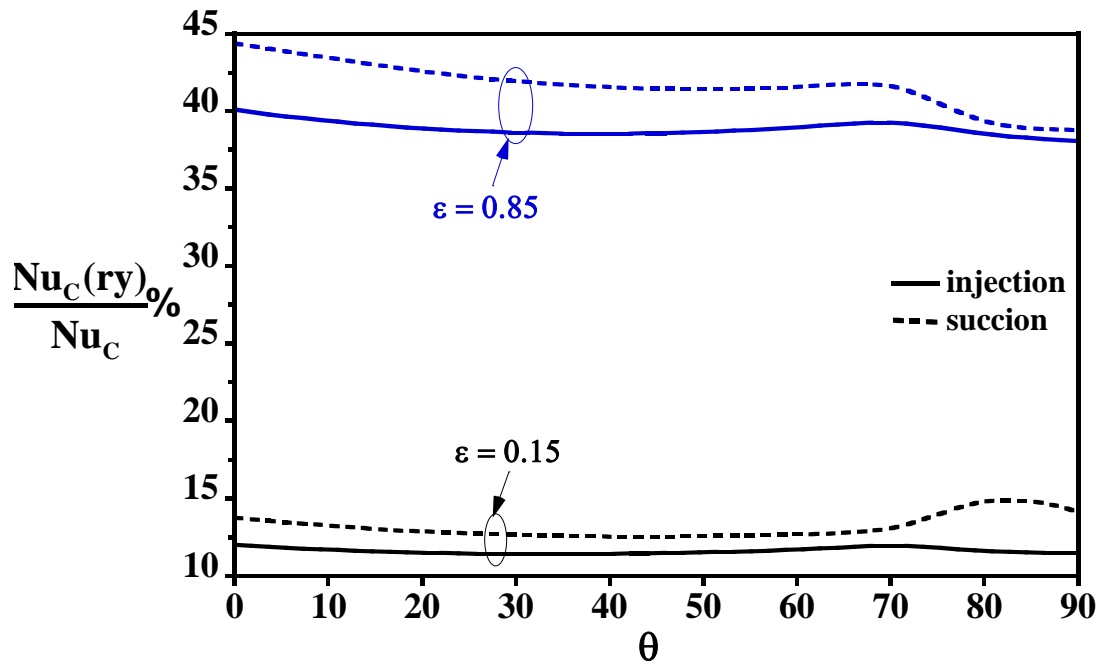


Figure 4.11 : Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de θ° , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ .

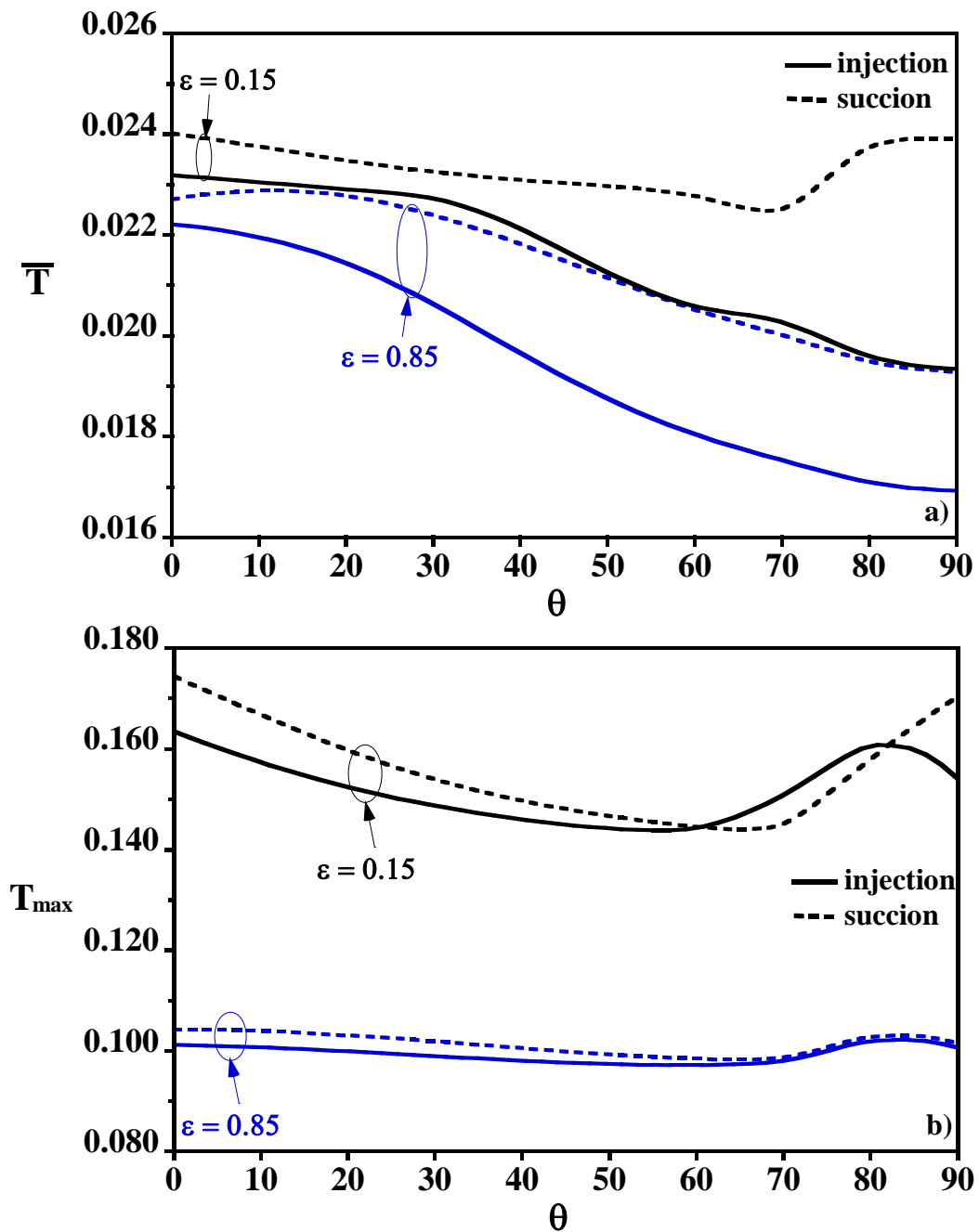


Figure 4.12 : Variations, avec θ° , de la température, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{\max} .

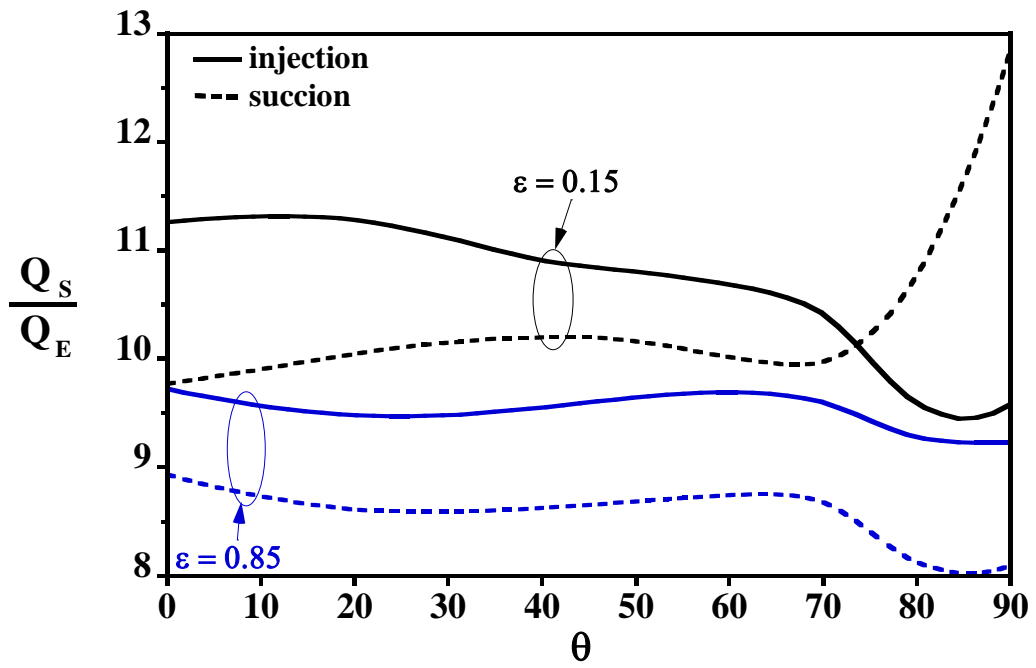
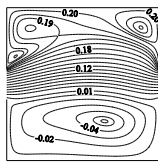
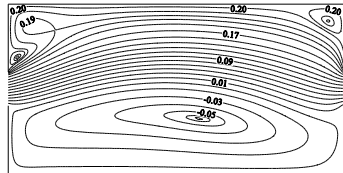
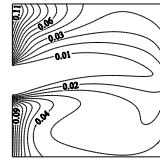


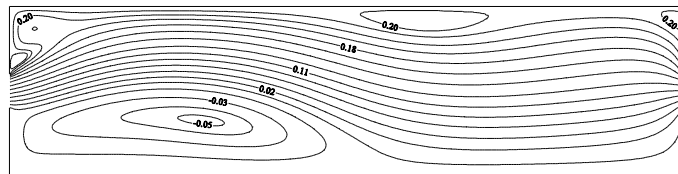
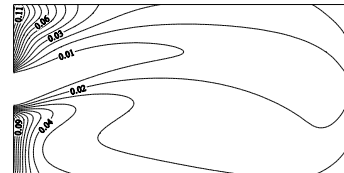
Figure 4.13 : Variations, avec θ , du rapport Q_s/Q_e , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $A = 2$ et différentes valeurs de ϵ .



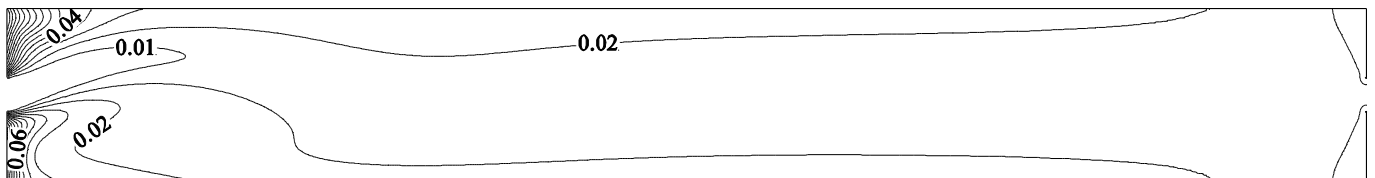
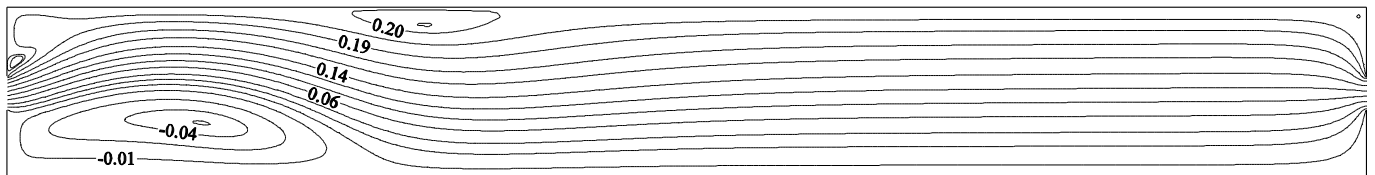
a) $A = 1$ ($\Psi_{\min} = -0.044$, $\Psi_{\max} = 0.202$)



b) $A = 2$ ($\Psi_{\min} = -0.048$, $\Psi_{\max} = 0.201$)

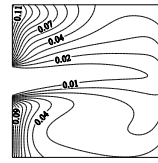
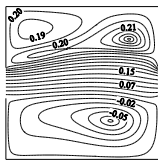


c) $A = 4$ ($\Psi_{\min} = -0.049$, $\Psi_{\max} = 0.201$)

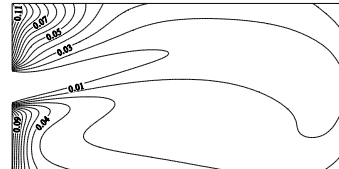
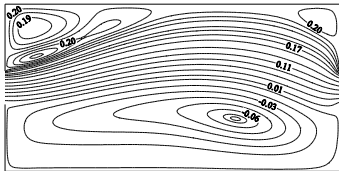


d) $A = 8$ ($\Psi_{\min} = -0.048$, $\Psi_{\max} = 0.201$)

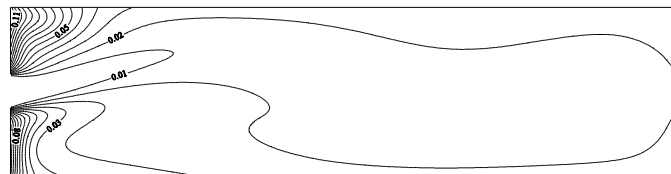
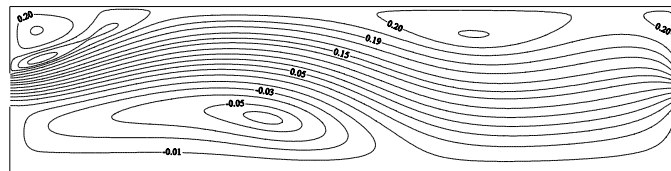
Figure 4.14 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, obtenues pour $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de A : a) $A = 1$, b) $A = 2$, c) $A = 4$ et d) $A = 8$



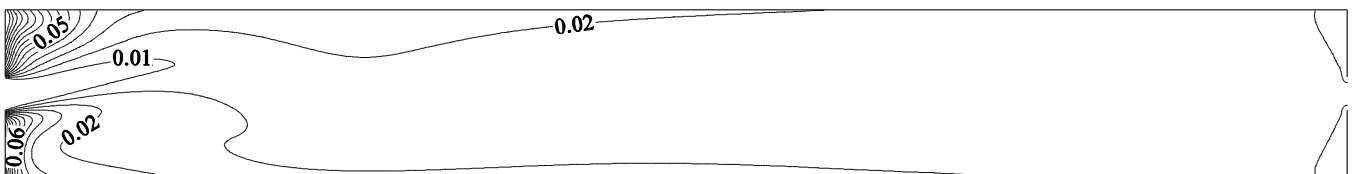
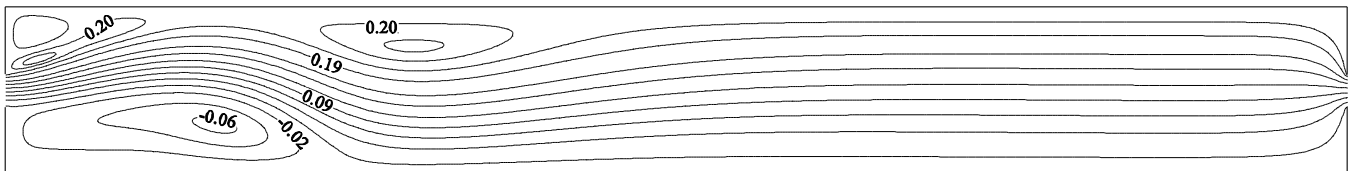
a) $A = 1$ ($\Psi_{\min} = -0.051$, $\Psi_{\max} = 0.209$)



b) $A = 2$ ($\Psi_{\min} = -0.059$, $\Psi_{\max} = 0.204$)



c) $A = 4$ ($\Psi_{\min} = -0.060$, $\Psi_{\max} = 0.204$)



d) $A = 8$ ($\Psi_{\min} = -0.060$, $\Psi_{\max} = 0.204$)

Figure 4.15 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, obtenues pour $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$, $\varepsilon = 0.5$ et différentes valeurs de A : a) $A = 1$, b) $A = 2$, c) $A = 4$ et d) $A = 8$

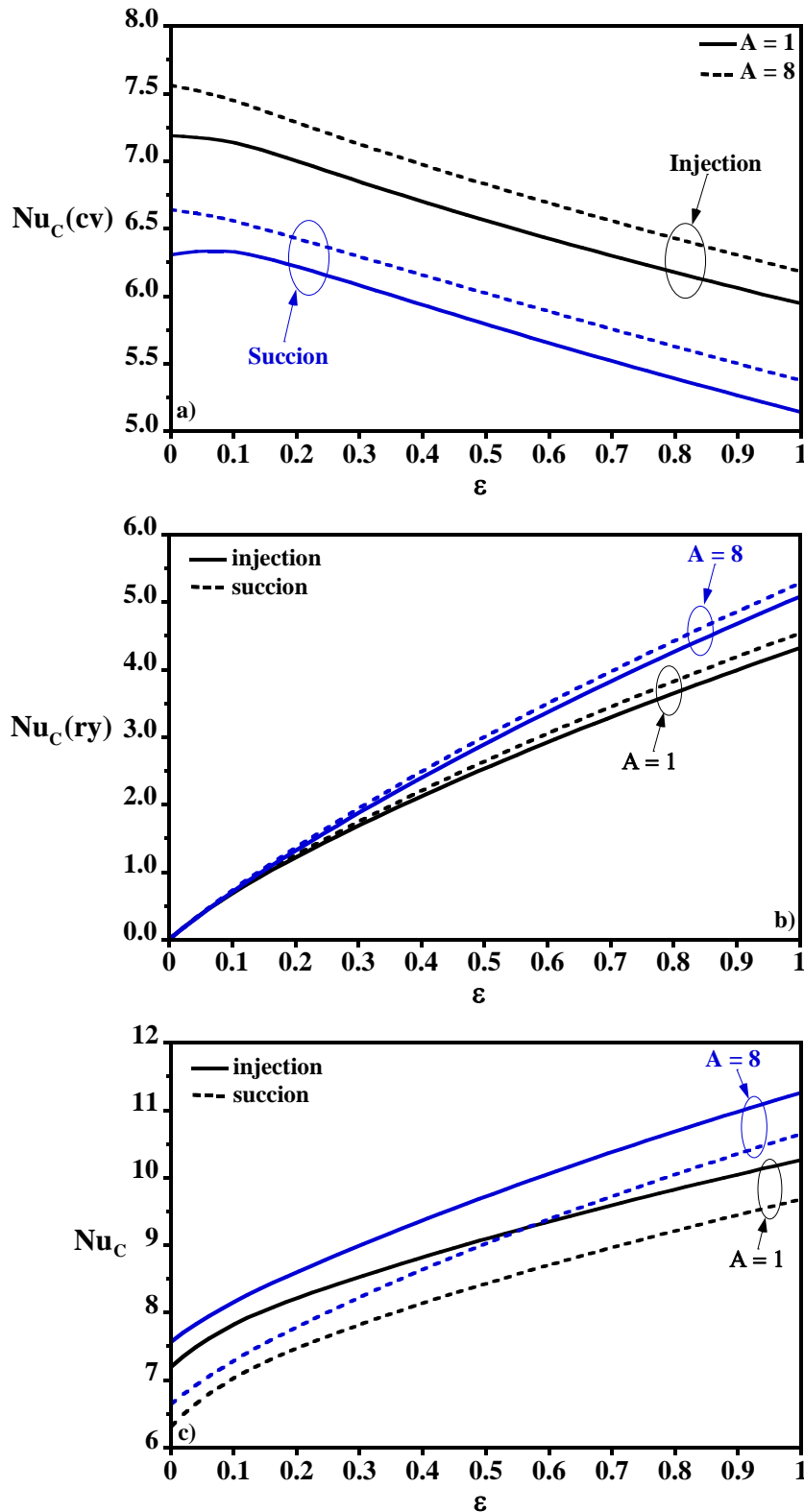


Figure 4.16 : Variations, en fonction de ϵ , des nombres de Nusselt moyens convectif, radiatif et total, évalués sur la paroi chaude, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A : a) $Nu_C(cv)$, b) $Nu_C(ry)$ et c) Nu_C

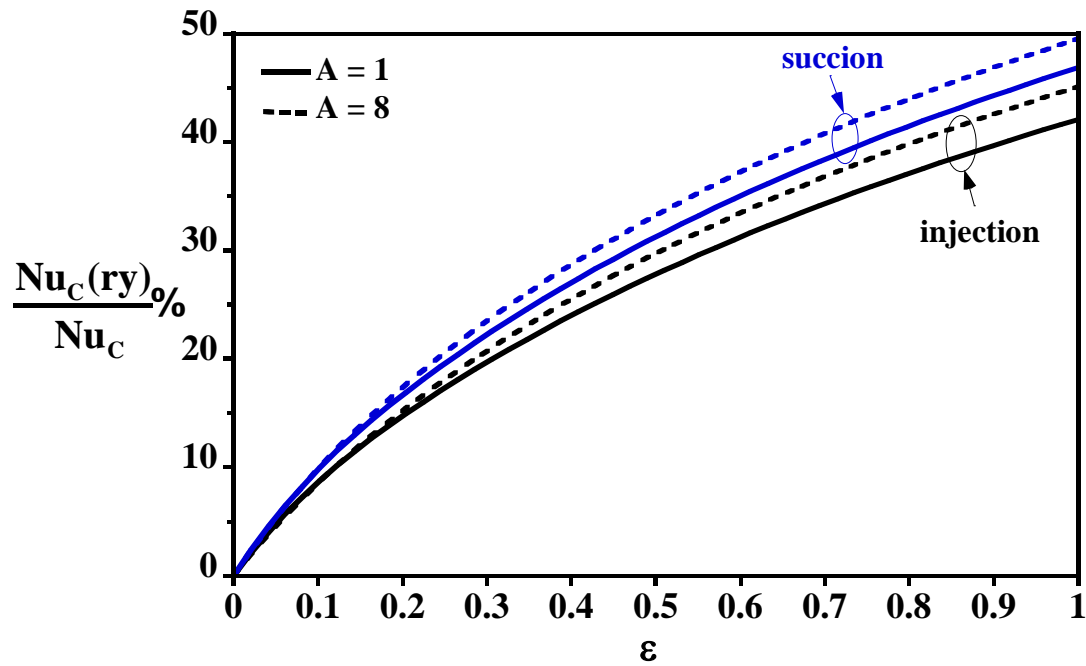


Figure 4.17 : Contribution du rayonnement évaluée sur la paroi chauffée, au transfert de chaleur total, en fonction de ϵ , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A

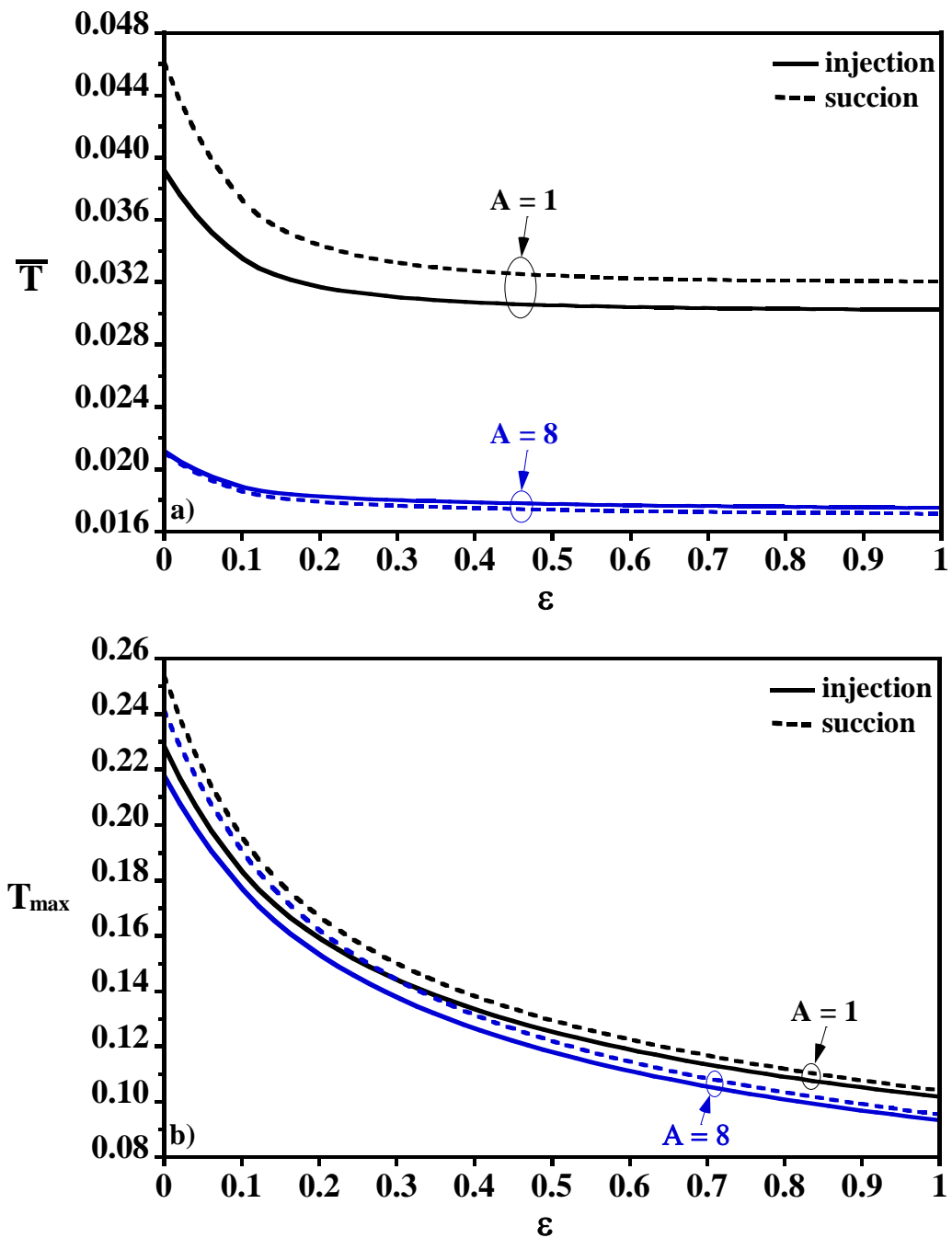


Figure 4.18 : Variations, en fonction de ε , de la température, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A : a) température moyenne \bar{T} et b) température maximale T_{\max}

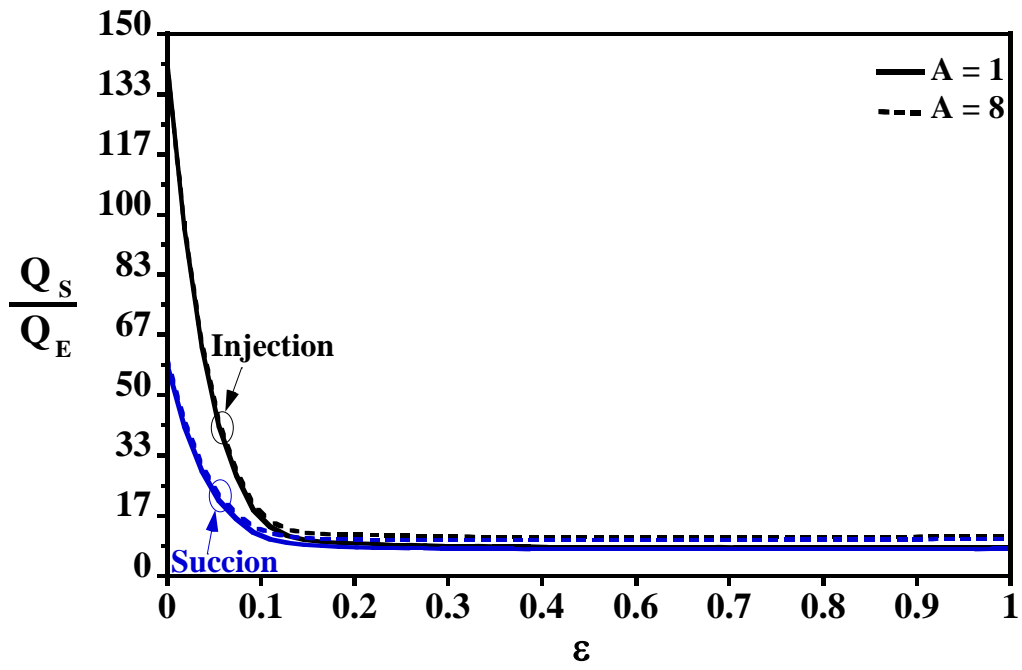


Figure 4.19 : Variations, en fonction de ϵ , du rapport Q_s/Q_e , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $Re = 300$, $\theta = 0^\circ$ et différentes valeurs de A

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans le présent mémoire, nous nous sommes intéressés à l'étude numérique des écoulements et des transferts thermiques engendrés par le couplage entre la convection mixte et le rayonnement thermique dans des géométries rectangulaires. Le choix du sujet ressort d'une étude bibliographique plus détaillée, présentée dans le premier chapitre et qui est axée essentiellement sur les problèmes de couplage entre la convection thermique et le rayonnement surfacique. Toutes les études numériques et expérimentales citées dans la revue bibliographique convergent vers le fait que le rayonnement surfacique a un effet loin d'être négligeable et ceci même pour des valeurs modérées de l'émissivité des parois. De ce fait, l'apport du rayonnement ne peut pas être ignoré dans le cas des problèmes abordant les écoulements générés par convection. Le fait que le rayonnement a été ignoré dans plusieurs travaux portant sur la convection mixte, a constitué une motivation majeure du choix de notre sujet. La revue de littérature a révélé que, comparées aux nombreuses études traitant le phénomène de convection naturelle couplée au rayonnement surfacique dans les systèmes rectangulaire, celles considérant le couplage convection mixte-rayonnement dans des cavités ventilées sont rares et relativement récentes.

Le code élaboré a été validé dans les chapitres 3 et 4 sur des cas tests abordant différents problèmes étudiés dans la littérature. Les tests de validations ont été conduits avec succès. De plus, les résultats reportés dans les chapitres 3 et 4 ont été obtenus avec des maillages retenus suite à des tests préliminaires mettant en évidence leur insensibilité lorsqu'on utilise des maillages plus fins.

Dans le chapitre 3, l'étude est consacrée à une cavité multi-ventilée chauffée par le bas à l'aide d'un flux de chaleur constant. Les effets combinés de l'émissivité des parois, du mode de ventilation et du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement ont été analysés. Les résultats obtenus montrent que l'effet de la vitesse d'écoulement forcé sur le transfert de chaleur est important en particulier pour le mode de succion. En présence du rayonnement, l'augmentation de l'émissivité des parois de la cavité entre 0 et 0.85 engendre une amélioration importante du nombre de Nusselt total évalué le long de la paroi chauffée dont l'importance relative diminue avec le nombre de Reynolds.

De manière générale, l'augmentation de ε est défavorable / (favorable) à la contribution de convection / (du rayonnement). La contribution du rayonnement au transfert de chaleur global est en général non négligeable et peut dépasser 42 % pour les grandes valeurs de ε . En outre, le mode de ventilation par succion est le plus favorable au transfert de chaleur et au meilleur refroidissement de la cavité en comparaison avec le mode d'injection. En plus, il est utile de mentionner que la position de l'ouverture de sortie, pour le mode d'injection, peut contribuer de manière appréciable au contrôle thermique à l'intérieur de la cavité. De ce fait, elle pourrait ainsi être utilisée, selon le besoin, comme moyen pour maximiser ou minimiser l'échange thermique entre le fluide et son environnement.

Dans le chapitre 4, l'étude a porté sur une cavité rectangulaire ventilée selon deux modes de ventilation et soumise à un flux chaleur uniforme sur sa paroi verticale gauche. Les effets combinés de l'émissivité des parois, de la vitesse d'écoulement, de l'angle d'inclinaison et du rapport de forme sur le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement ont été traités. Les résultats obtenus prouvent que le rayonnement thermique contribue à la réduction des gradients thermiques en conduisant à une meilleure homogénéisation de la température au sein de la cavité. Egalement, un refroidissement efficace de la cavité suite à un excellent échange thermique, est généralement obtenu par augmentation des paramètres gouvernants Re , ε et A . Il s'est avéré nettement que l'apport du rayonnement au transfert chaleur total est significatif même pour un régime de convection forcé prédominant, pour les deux modes de ventilation considérés et en particulier pour des valeurs élevées de l'émissivité des parois. Les simulations numériques ont également révélé que le mode d'injection supporte le transfert de chaleur convectif et total tandis que le mode de succion favorise relativement l'échange de chaleur radiatif. D'autre part, il est utile de rappeler que la chaleur totale quittant la cavité est libérée majoritairement à travers la sortie. Pour être précis, le mode d'injection / (rayonnement) favorise / (défavorise) l'évacuation de la chaleur par la sortie.

Il est ainsi clair, d'après les résultats obtenus, que l'effet du rayonnement pourrait conduire à des modifications importantes tant au niveau des structures des écoulements qu'au niveau des transferts de chaleur convectif et radiatif. Les différences notées entre des situations où l'effet du rayonnement est pris en considération et d'autres où cet effet est négligé sont généralement très importantes. Ceci montre clairement l'intérêt et le rôle du rayonnement qui devrait être désormais pris en considération dans la plupart des problèmes liés aux

transferts de chaleur. Malgré l'importance et la pertinence des résultats obtenus, des efforts supplémentaires restent cependant indispensables pour étudier le couplage entre les modes convection et rayonnement lorsque le fluide caloporteur est transparent et le chauffage est variable.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Wang, H., Xin, S., Le Quéré, P., "Numerical study of natural convection-surface radiation coupling in air-filled square cavities", *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 334, pp. 48-57, 2006.
- [2] Akiyama, M., Chong, Q. P., "Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 32, pp. 419-433, 1997.
- [3] Ayachi, R. E., Raji, A., Hasnaoui, M., Bahlaoui, A., "Combined effect of radiation and natural convection in a square cavity differentially heated with a periodic temperature", *Numerical Heat Transfer A*, vol. 53, pp. 1339-1356, 2008.
- [4] Jaballah, S., Sammouda, H., Belghith, A., "Effect of surface radiation on the natural-convection stability in a two-dimensional enclosure with diffusely emitting boundary walls", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 51, pp. 495-516, 2007.
- [5] Ridouane, E. H., Hasnaoui, M., "Effect of surface radiation on multiple natural convection solutions in a square cavity partially heated from below", *Journal of Heat Transfer*, vol. 128, pp. 1012-1021, 2006.
- [6] Ridouane, E. H., Hasnaoui, M., Campo, A., "Effects of surface radiation on natural convection in a rayleigh-benard square enclosure : steady and unsteady conditions", *Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 214, 2005.
- [7] Mezrhab, A., Bouali, H., Amaoui, H., Bouzidi, M., "Computation of combined natural-convection and radiation heat-transfer in a cavity having a square body at its center", *Applied Energy*, vol.83, pp. 1004-1023, 2006.
- [8] Saravanan, S., Sivaraj, C., "Coupled thermal radiation and natural convection heat transfer in a cavity with a heated plate inside", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 40, pp. 54-64, 2013.
- [9] Bouali, H., Mezrhab, A., Amaoui, H., Bouzidi, M., "Radiation-natural convection heat transfer in an inclined rectangular enclosure", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, pp. 553-566, 2006.

- [10] Bouafia, M., Hamimid, S., Guellal, M., "Non-boussinesq convection in a square cavity with surface thermal radiation", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 96, pp. 236-247, 2015.
- [11] Gururaja Rao, C., Venkata Krishna, A., Naga Srinivas, P., "Simulation studies on multimode heat transfer from a square-shaped electronic device with multiple discrete heat sources", *Numerical Heat Transfer journal, Part A*, vol. 48, pp. 427-446, 2005.
- [12] Bahlaoui, A., Raji, A., Hasnaoui, M., "Combined effect of radiation and natural convection in a rectangular enclosure discretely heated from one side", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, vol. 16, pp. 431-450, 2006.
- [13] Bahlaoui, A., Raji, A., El Ayachi, R., Hasnaoui, M., Lamsaadi, M., Naïmi, M., "Coupled natural convection and radiation in a horizontal rectangular enclosure discretely heated from below", *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 52, pp. 1027-1042, 2007.
- [14] Alvarado, R., Xamán, J., Hinojosa, J., Álvarez, G., "Interaction between natural convection and surface thermal radiation in tilted slender cavities", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, pp. 355-368, 2008.
- [15] Nouanegue, H. F., Muftuoglu, A., Bilgen, E., "Heat transfer by natural convection, conduction and radiation in an inclined square enclosure bounded with a solid wall", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 871-880, 2009.
- [16] Sheremet, M.A., Miroshnichenko, I.V., "Effect of surface radiation on transient natural convection in a wavy-walled cavity", *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 69, pp. 369-382, 2016.
- [17] Karatas, H., Derbentli, T., "Three-dimensional natural convection and radiation in a rectangular cavity with one active vertical wall", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 88, pp. 277-287, 2017.
- [18] Karatas, H., Derbentli, T., "Natural convection and radiation in rectangular cavities with one active vertical wall", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 123, pp. 129-139, 2018.
- [19] Ramesh, N., Merzkirch, W., "Combined convective and radiative heat transfer in side-vented open cavities", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 22, pp. 180-187, 2001.

- [20] Singh, S. N., Venkateshan, S. P., "Numerical study of natural convection with surface radiation in side vented open cavities", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 865-876, 2004.
- [21] Singh, D. K., Singh, S. N., "Combined free convection and surface radiation in tilted open cavity", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 107, pp 111-120, 2016.
- [22] Premachandran, B., Balaji, C., "Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources", *International Journal of Heat Transfer*, vol. 49, pp. 3568-3582, 2006.
- [23] Bahlaoui, A., Raji, A., Hasnaoui, M., "Multiple steady state solutions resulting from coupling between mixed convection and radiation in an inclined channel", *Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 899-908, 2005.
- [24] Gururaja Rao, C., Balaji, C., Venkateshan, S. P., "Effect of surface radiation on conjugate mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources in both the walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3331-3347, 2002.
- [25] Balaji, C., Holling, M., Herwig, H., "Combined laminar mixed convection and surface radiation using asymptotic computational fluid dynamics (ACFD)", *Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 567-577, 2007.
- [26] Antar, M. A., Ben-Mansour, R., Al-Dini, S. A., "The effect of thermal radiation on the heat transfer characteristics of lid-driven cavity with a moving surface", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, vol. 24, pp. 679-696, 2014.
- [27] Mahapatra, S.K., Samantaray, S., Sarkar, A., "Role of Prandtl number in the interaction phenomenon of surface radiation with an opposing mixed convection within a differential heated cavity", *Heat Transfer—Asian Research*, vol. 41, pp. 318-338, 2012.
- [28] Dahani, Y., Hasnaoui, M., Amahmid, A., El Mansouri, A., Hasnaoui, S., "Lattice boltzmann simulation of combined effects of radiation and mixed convection in a lid-driven cavity with cooling and heating by sinusoidal temperature profiles on one side", *Heat Transfer Engineering*, vol. 41, pp. 433-443, 2019.

- [29] Mohammadi, M., Nassab, S. A. G., "Effect of radiation on mixed convection inside a lid-driven square cavity with various optical thicknesses and richardson numbers", *Heat Transfer Engineering*, vol. 38, pp. 653–665, 2017.
- [30] Mahapatra, S.K., "Mixed convection inside a differentially heated enclosure and its interaction with radiation an exhaustive study", *Heat Transfer Engineering*, vol. 35, pp. 74-93, 2014.
- [31] A., Raji, A., Hasnaoui, M., "Combined mixed convection and radiation in ventilated cavities", *Engineering Computations*, vol. 18, pp. 922-949, 2001.
- [32] Bahlaoui, A., Raji, A., Hasnaoui, M., Naïmi, M., "Mixed convection cooling combined with surface radiation in a partitioned rectangular cavity", *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 626-635, 2009.
- [33] Whitaker, S., "Elementary Heat Transfer Analysis", Pergamon Press, 1976.
- [34] Balaji, C., Venkateshan, S. P., "Combined conduction, convection and radiation in a slot", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 16, pp. 139-144, 1995.
- [35] Roache, P. J., "Computational Fluid Dynamics", Hermosa Publishers, 1982.
- [36] Peaceman, D.W., Rachford, H.A., "The numerical solution of parabolic and elliptic difference equation", *Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics*, vol. 3, pp.28-43, 1955.
- [37] Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer", Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., 1980.
- [38] Frankel, S. P., "Convergence rates of iterative treatments of partial differential equations", *Mathematical Tables and Aids to Computation*, vol. 4, pp. 65-75, 1950.
- [39] Hottel, H. C., Saroffim, A. F., "Radiative Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 1967.
- [40] Lage, J. L., Bejan, A., Anderson, R., "Removal of contaminant generated by a discrete source in a slot ventilated enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 1169-1180, 1992.
- [41] Papanicolaou, E., Jaluria, Y., "Mixed convection from simulated electronic components at varying relative positions in a cavity", *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 116, pp. 960-970, 1994.
- [42] Raji, A., Hasnaoui, M., Bahlaoui, A., "Numerical study of natural convection dominated heat transfer in a ventilated cavity : case of forced flow playing

- simultaneous assisting and opposing roles", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp. 1174-1181, 2008.
- [43] Raji, A., Hasnaoui, M., Zrikem, Z., "Convection mixte dans un canal incliné de longueur finie contenant des obstacles et chauffé de manière isotherme et discrète", *Revue Générale de Thermique*, no. 39, pp. 202-209, 1995.
- [44] Woods, L. C., "A note on the numerical solution of fourth order differential equations", *Aero. Quart*, vol. 5, pp. 176-184, 1954.
- [45] Lennie, T. B., McKenzie, D. P., Moore, D. R., Weiss, N. O., "The breakdown of steady convection", *Journal of Fluid Mechanical*, vol. 188, pp. 47-85, 1988.
- [46] Hamimid, S., Guellal, M., "Numerical study of combined natural convection-surface radiation in a square cavity", *Fluid Dynamics & Materials Processing*, vol. 10, pp. 377-393, 2014.