

Chapitre I : **Généralités et synthèse** **bibliographique**

I.1. Introduction:

Les généralités et la synthèse bibliographique des travaux consacrés à la convection naturelle dans des cavités carrée et des enceintes on général sont exposées dans ce chapitre et ce dans le but d'introduire le lecteur aux notions qui sont à la base de ce travail ainsi que pour situer notre travail par rapport à ceux de la littérature.

I.2. Transfert de chaleur par convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton. [1]

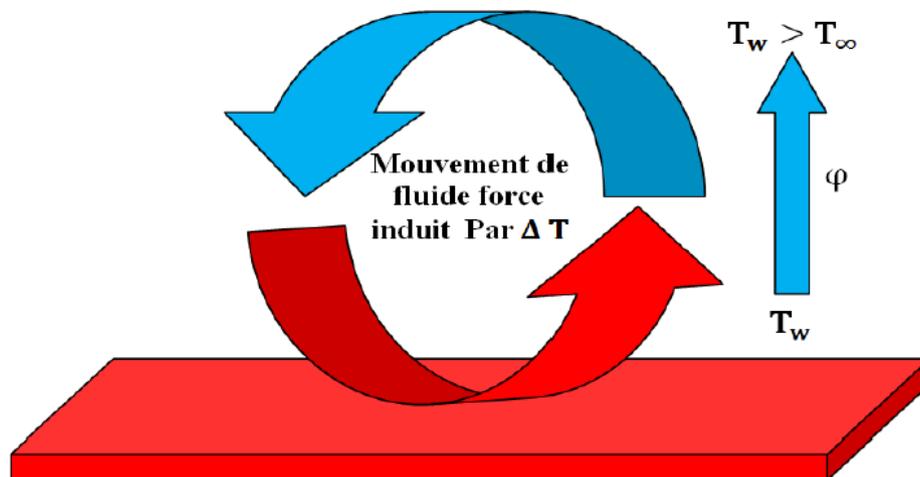


Figure (I.1) Schéma du transfert de chaleur par convection. [1]

$$\varphi = h A (T_w - T_\infty)$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par convection W

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection $Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$

T_w : Température de surface du solide $^\circ C$

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide $^\circ C$

A : Aire de la surface de contact solide/fluide m^2

La convection est le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide. Trois types de convection sont généralement distingués :

a. La convection naturelle :

La convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles froides existant dans un fluide, situé dans un champ de forces massiques. [2]

Cette différence de densité, qui est la plupart du temps provoquée par une différence de température, avec la force de gravité, crée une force de flottabilité, qui par conséquent crée une différence de quantité de mouvement. [2]

b. La convection forcée :

La convection forcée dans laquelle le mouvement de fluide est provoqué par l'action des forces extérieures (par exemple pompe, ventilateur...etc.), qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement du fluide. [2]

c. La convection mixte :

Elle correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcé) quand les vitesses d'écoulement fictives dues aux deux types de convection sont, considérées séparément, du même ordre de grandeur. Quel que soit le types de convection considéré, on distingue suivant la vitesse du fluide deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent. [2]

d. Convection naturelle massique :

La convection massique est basée sur la diffusion d'un fluide dans un autre. Sa modifications'appuie sur même cadre que la convection thermique. L'existence d'une convection naturelle massique est liée à la pression de gradeur de masse volumique chez les différances constituants d'un mélange et de pesanteur, ce que conduit alors à un mouvement du fluide. Les zones de vitesse plus faible ont tendance à montre qu'un mouvement descentes s'installer la ou ρ est plus grand. La masse volumique de fluide ρ s'exprime alors comme une fonction décroissante de : [3]

$$\rho (C^*) = \rho_0 [1 - \beta' (C^* - C^*_0)]$$

$$\beta' = - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial C} \right) P$$

e. Convection naturelle thermo massique:

Les cas plus généraux sont constitués par la combinaison de la convection naturelle massique et de convection naturelle thermique elle porte le nom de convection thermo massique. [3]

Alors la masse volumique S s'exprime par la relation :

$$\rho(T, C^*) = \rho_0 [1 - \beta_T (T - T_0) - \beta_S (C^* - C^*_0)]$$

$$\text{Ou : } \rho_0 = (T_0 - C^*_0)$$

I.3. la convection de Rayleigh-Bénard :

La convection de Rayleigh-Bénard est un cas particulier de la convection naturelle qui correspond à la situation où un volume de fluide, enfermé dans une enceinte, est simultanément chauffé par le bas et refroidi par le haut. Dans le champ de pesanteur, cette configuration est instable en raison du gradient de densité engendré par la différence de température entre le haut et le bas de l'enceinte : le fluide du bas se dilate, devient plus léger que le fluide du haut et tend à s'élever sous l'effet de la poussée d'Archimède. En raison de sa simplicité et du faible nombre de paramètres de contrôle, la convection de Rayleigh-Bénard a fait l'objet de nombreux travaux tant d'un point de vue expérimental que sur un plan théorique. La plupart des études portent sur la compréhension de l'échange de chaleur entre la source chaude et la source froide. Une question centrale est notamment de savoir comment évolue l'efficacité du transfert thermique avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Le nombre de Rayleigh (Ra) est un paramètre de contrôle du système. Il peut être vu comme la différence de température sans dimension, c'est-à-dire que plus il est élevé, plus l'échange de chaleur est important.

I.4. Domaines d'application de la convection naturelle :

Les applications de transfert thermique sont variées, dans lesquelles la convection naturelle est le phénomène le plus dominant. La meilleure compréhension de phénomène augmente le nombre d'application et mène à un certain nombre de conceptions industrielles et environnement sophistiquées. Toutefois, les coûts de fonctionnement sont importantes, les petites améliorations d'efficacité sont essentielles et peuvent jouer un grand rôle dans la consommation d'énergie.

En outre, les problèmes océanographiques et atmosphériques tels que les effets de serre, les changements extrêmes de climat, ainsi que les problèmes technologiques, à savoir les équipements électriques et les réactions nucléaires, les appareils ménagers, les réfrigérations et les échangeurs de chaleur sont tous des problèmes, qui ont donné un intérêt particulier à cette science. [2]

I.5. Convection dans les cavités :

L'étude de la convection naturelle dans les cavités a fait l'objet d'un très grand nombre de travaux tant théoriques qu'expérimentaux. L'intérêt de telles études réside dans son implication dans de nombreuses applications industrielles. La cavité carrée continue à être la géométrie, qui présente le plus d'intérêt.

Dans ce type de cavités, généralement deux parois sont maintenues à des températures différentes, tandis que les autres sont isolées.

On distingue principalement deux configurations, la première est celle d'une cavité contenant un fluide et soumise à un gradient vertical de température (convection de Rayleigh-Bénard), la seconde étant celle d'une cavité avec un gradient de température horizontal. [4]

I.5.1. Cavité avec gradient de température vertical :

La cavité horizontale chauffée par le bas et refroidie par le haut ($\tau=0$) correspond à la configuration de la convection de Rayleigh-Bénard qui traite de la stabilité et le mouvement d'un fluide, confiné entre deux plaques horizontales, maintenues à des températures uniformes et distinctes et soumis au champ de la gravitation. La convection de Rayleigh-Bénard a une longue et riche histoire, elle a été étudiée durant des décennies aussi bien pour ses différentes applications industrielles que du point de vue recherche fondamentale. Le mécanisme de base de cette convection est comme suit (Figure I.2):

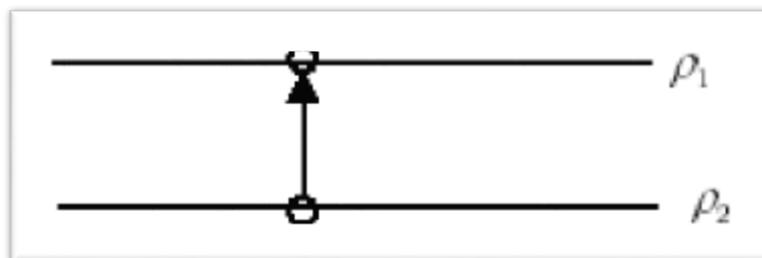


Figure I.2 : Schéma représente la particule fluide et le mécanisme de base de la convection de Rayleigh-Bénard.

Une perturbation fait monter rapidement une particule de façon qu'elle garde sa masse volumique constante (Figure I.2). Deux cas peuvent se produire :

- Si $\rho_2 > \rho_1$, la force d'Archimède est inférieure à son poids, la particule redescend, le mouvement est stable.

- Si $\rho_2 < \rho_1$, la force d'Archimède est supérieure à son poids, la particule continue à monter, le mouvement est instable.

Au delà d'une valeur critique de l'écart de température, des rouleaux contra-rotatifs, d'axes horizontaux apparaissent au sein du fluide (Figure I.3).

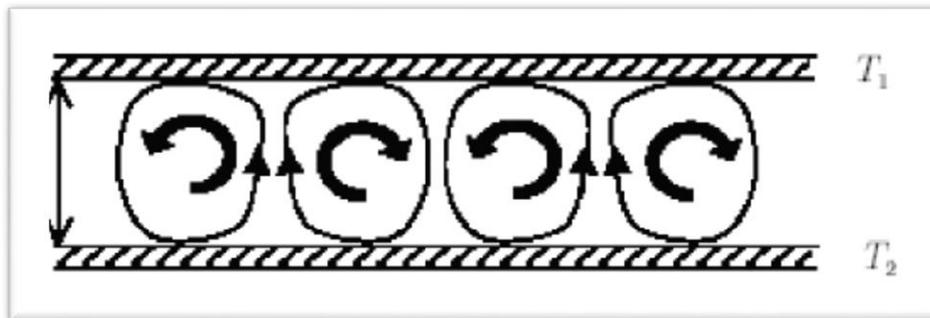


Figure I.3: Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh- Bénard.

I.5.2. Cavité avec gradient de température horizontal :

Dans cette configuration, les parois verticales sont chauffée et refroidie , alors que les Parois horizontales sont considérées comme adiabatiques (Figure I.4). L'écoulement est alors monocellulaire avec le fluide ascendant le long de la paroi chaude et descendant suivant la paroi froide. Pour $Ra \leq 10^3$.

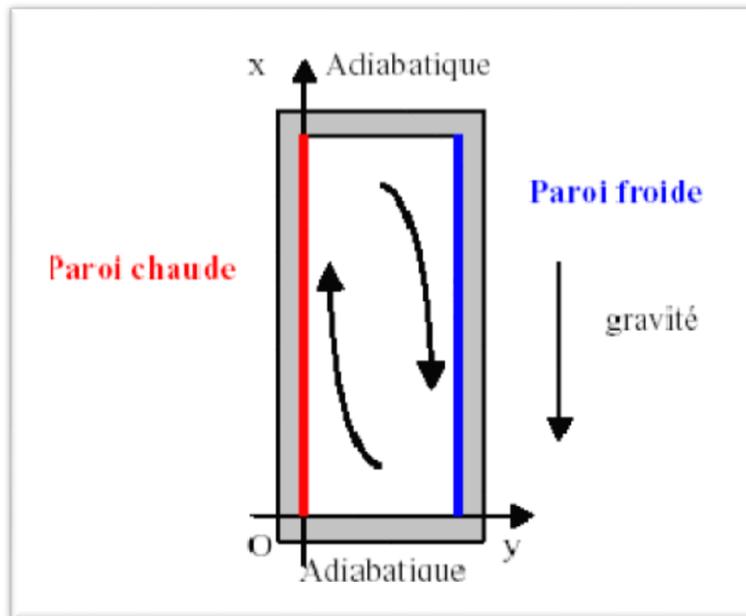


Figure I.4 : Schéma de la convection dans une cavité avec gradient de température horizontal

C'est cette dernière configuration qui fera l'objet de notre étude avec des cavités qui contiennent de l'air comme fluide de convection.

I.6.Revue Bibliographique :

Les différents travaux expérimentaux et numériques que nous allons exposer dans la section revue bibliographique, ont été réalisés afin d'étudier l'influence de plusieurs paramètres sur la convection , à l'intérieur des cavités.

Sankar et al. [37] ont analysé numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée poreuse avec des parois verticales partiellement actives (voir figure I.5). Ils ont trouvé que l'emplacement des zones de chauffage a une influence significative sur le taux de transfert de chaleur, ce dernier se trouve à être plus élevé dans le cas **(b)** et augmente en augmentant le nombre de Grashof, la porosité et le numéro de Darcy (en particulier lorsque $Da \leq 10^{-3}$ et $Gr \geq 10^4$). En outre, les parois de la cavité partiellement (chauffées / refroidies), produisent un taux de transfert de chaleur supérieur par rapport aux parois entièrement (chauffées / refroidies).

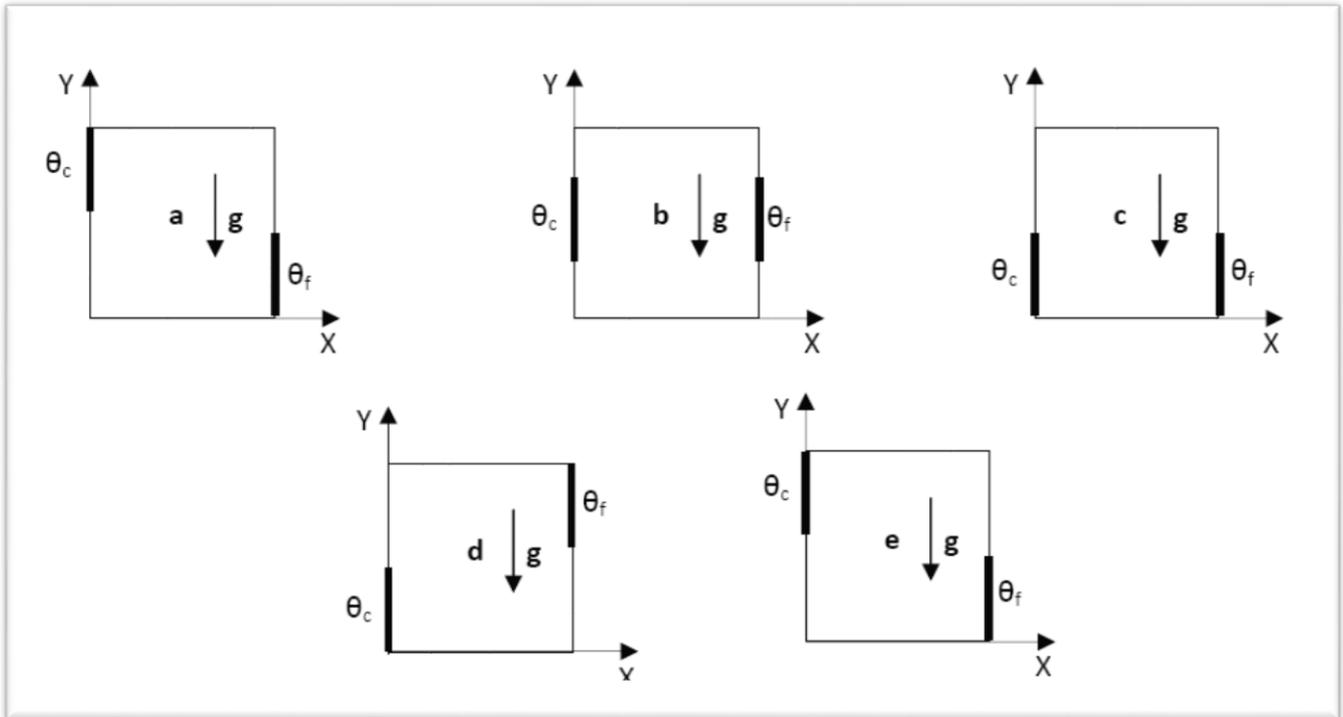


Figure (I.5) : Cavités carrées poreuses avec des parois verticales partiellement actives. Le trait épais sur la paroi gauche représente la section chauffée alors que la section refroidie est représentée par un trait épais sur la paroi droite de la cavité. Le reste des sections sont adiabatiques. [37]

Les effets de la taille et de l'emplacement de l'appareil de chauffage sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans un anneau poreux vertical ont été étudiés numériquement par **Sankar et al.** [38] Ils ont constaté que pour un faible nombre de Darcy (10^{-6}), le taux de transfert de chaleur est plus élevé lorsque l'appareil de chauffage est situé au milieu de la paroi intérieure, mais lors que le nombre de Darcy augmente, l'endroit du dispositif se déplace vers l'extrémité inférieure de la paroi intérieure. En outre, l'effet de la porosité sur le taux global de transfert de chaleur est faible à faible nombre de Darcy, alors que son effet devient significatif à des valeurs plus élevées du nombre de Darcy.

Kaluri et Basak [21] ont fait une étude qui se concentre sur l'amélioration du traitement thermique des matériaux, pendant la convection naturelle dans quatre cavités carrées poreuses discrètement chauffées (voir figure I.6). Ils ont trouvé que le mélange thermique est élevé dans le cas (b), où les sources de chaleur sont situées au centre de la paroi de la cavité.

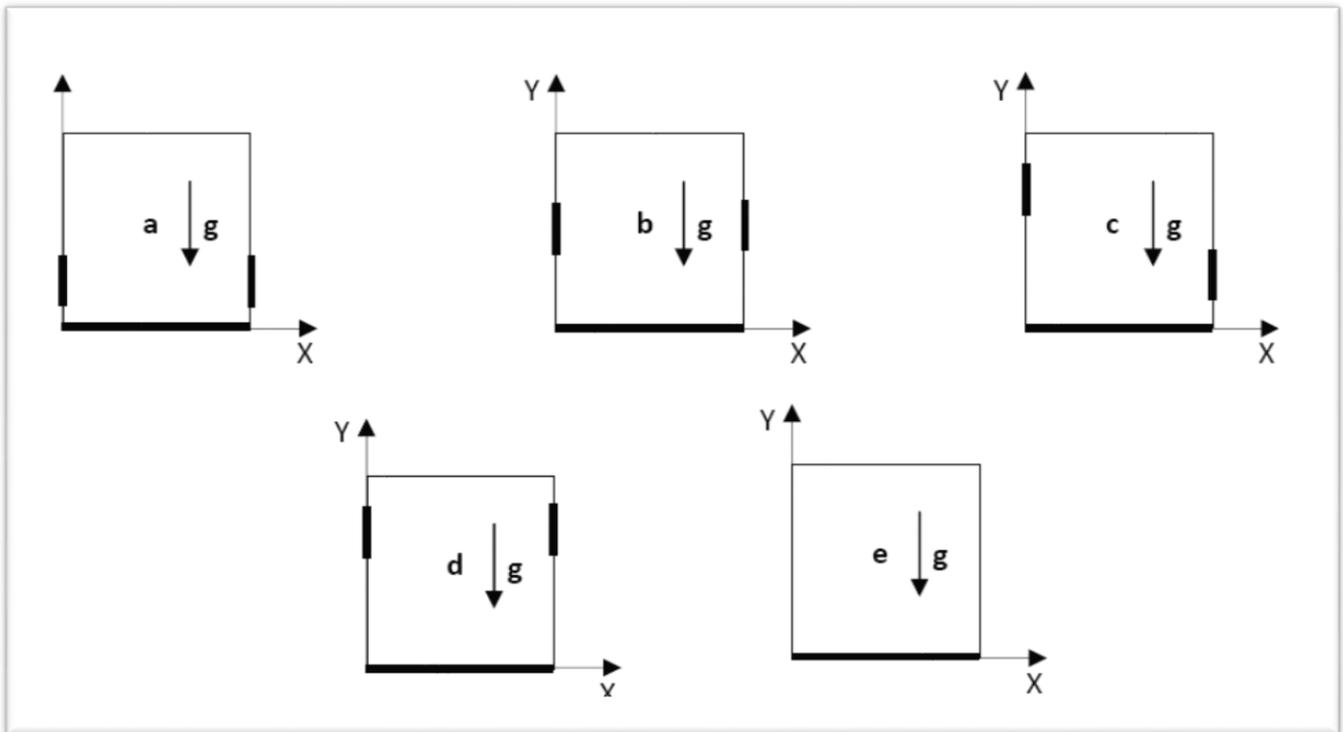


Figure (I.6) : Cavités carrées poreuses avec des parois verticales partiellement actives. La paroi supérieure est adiabatique. La ligne épaisse représente la section chauffée alors que les sections restantes sont maintenues froides. [21]

Soleimani et al. [39] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée fermée, pour déterminer la localisation optimale de deux sources de chaleur (source puits). Les résultats numériques révèlent que les configurations optimales sont en fonction du nombre de Rayleigh et les dimensions des sources et des puits ; l'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une diminution de la source de chaleur, mais une augmentation du dissipateur de chaleur.

Kaluri et Basak [22] ont étudié la minimisation d'entropie due à la convection naturelle dans des cavités carrées remplies de milieu poreux, pour les applications du traitement thermique des matériaux (voir figure I.7). Les résultats indiquent que la méthode de chauffage avec la distribution des sources de chaleur dans le cas (c), peut être une stratégie efficace et optimale pour avoir : une uniformité de température, une production d'entropie plus faible et un rendement énergétique plus élevé dans le traitement thermique des matériaux. Par ailleurs, la production totale d'entropie est assez grande pour un nombre de Darcy élevé.

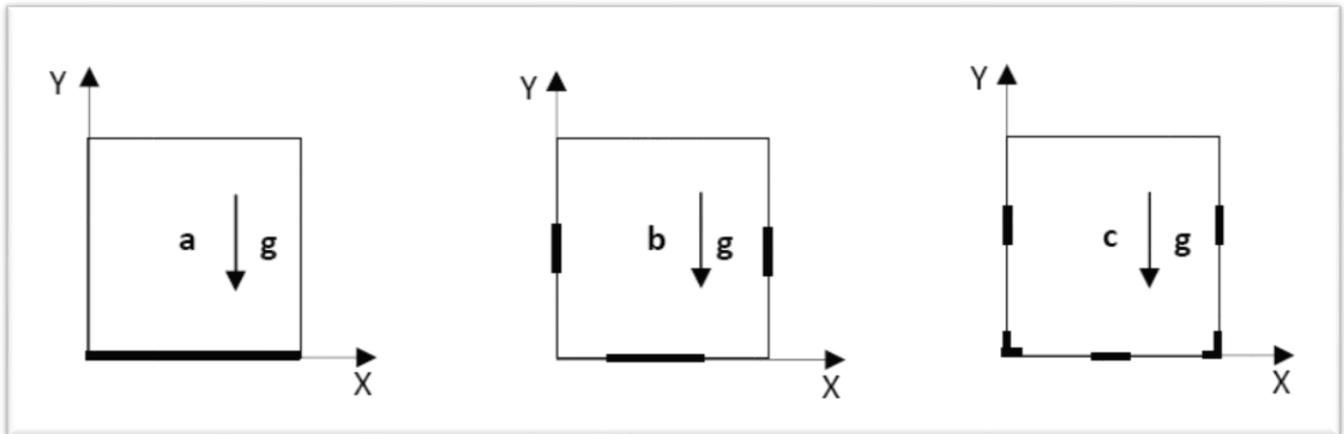


Figure (I.7) : Cavités pour des cas différents. La paroi supérieure est adiabatique. Le trait épais représente la section uniformément chauffée alors que les sections restantes sont maintenues froides. [22]

La génération d'entropie des régimes incompressible et compressible avec des propriétés variables a été étudiée numériquement par **Alipanah et al.** [7] Il a été constaté que la production d'entropie augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et diminue également avec l'augmentation de la différence de température. Les résultats ont montré que l'entropie générée pour l'écoulement compressible est toujours plus que l'écoulement incompressible. En outre, la différence entre le flux compressible et incompressible diminue avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Kaluri et Basak [23] ont fait une étude détaillée sur la génération d'entropie pendant la convection naturelle dans des cavités carrées discrètement chauffées (voir figure I.8). Ils ont démontré que pour minimiser la production d'entropie, le cas (c) peut être préférable mais à un nombre de Prandtl égal à **0.015**, alors que pour des valeurs élevées de ce dernier le cas (b) est optimal. En outre, la production d'entropie totale est similaire pour un nombre de Prandtl supérieur ($Pr = 10, 1000$).

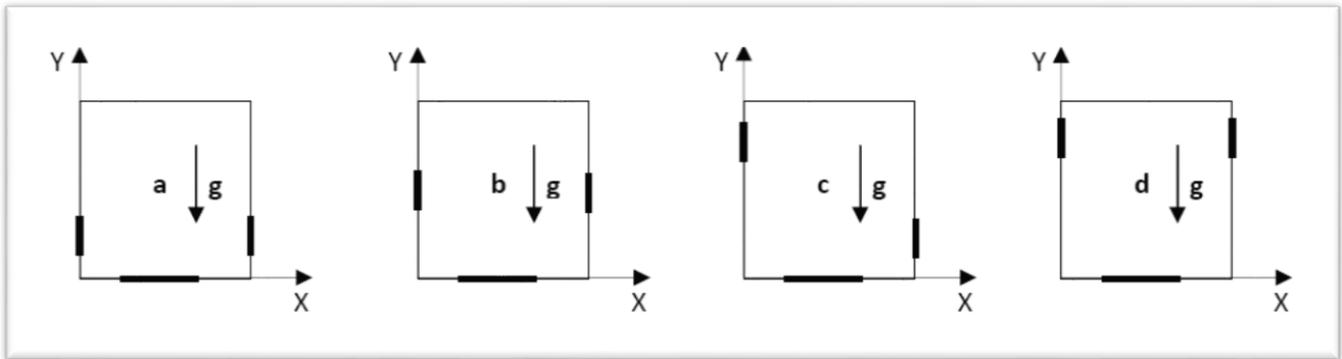


Figure (I.8) : Cavités pour des cas différents. La paroi supérieure est adiabatique. Le trait épais représente la section uniformément chauffée alors que les sections restantes sont maintenues froides. [23]

Oztop et al. [35] ont fait la simulation numérique de la convection naturelle dans des enceintes à parois ondulées (haut et bas) avec des sources de chaleur volumétriques. Les résultats numériques indiquent que le transfert de chaleur est prévu pour être une fonction décroissante de l'ondulation des parois supérieure et inférieure en cas de $Ra I / Ra E > 1$ et $Ra I / Ra E < 1$.

Basak et al. [10] ont analysé numériquement la production d'entropie lors de la convection naturelle dans des cavités triangulaires remplies de milieu poreux, à angle droit avec différentes conditions thermiques aux limites (voir figure I.9). Ils ont trouvé que l'angle $\phi = 15^\circ$, pour les cavités triangulaires, peut-être l'angle optimale pour le traitement thermique pour tout type de fluide, en raison du taux élevé de transfert de chaleur, de la production d'entropie du mélange thermique et de l'entropie totale optimale pour toutes les stratégies de chauffage, surtout à un nombre de Darcy égale à 10^{-4} .

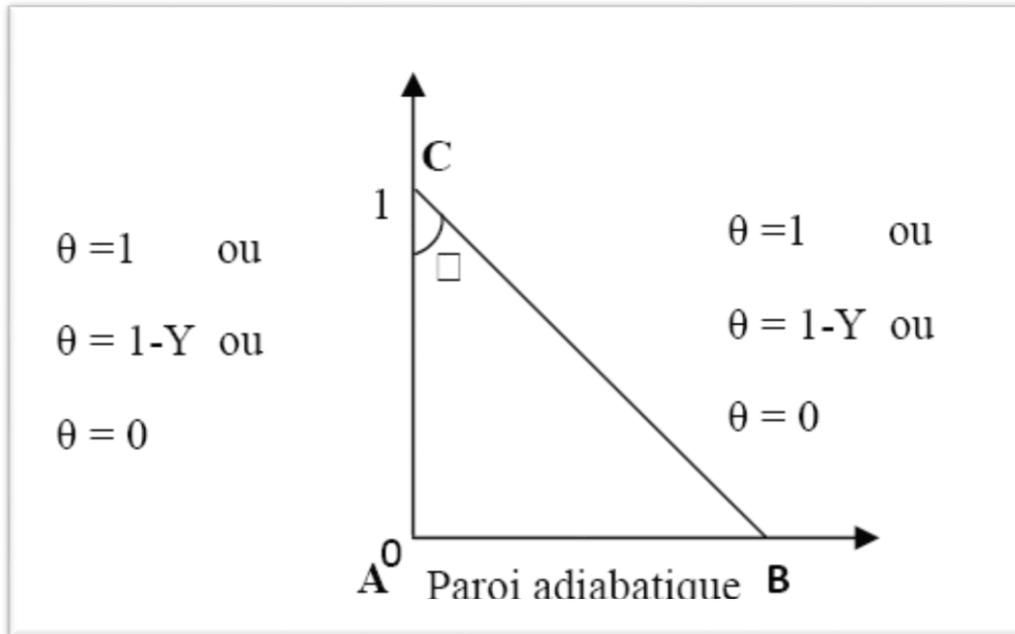


Figure (I.9) : Cavité triangulaire à angle droit avec différentes conditions thermiques. [10]

La génération d'entropie dans des cavités rectangulaires soumises au processus de la convection naturelle, en raison de la différence de température entre les parois verticales, a été étudiée par **Oliveski et al.** [34] Les résultats montrent que le problème thermique et hydrodynamique sont fortement couplés. Pour une configuration thermo-physique impliquant la convection naturelle, les configurations géométriques avec des rapports d'aspect mineurs est le meilleur choix (la diminution du rapport d'aspect implique l'accroissement de l'efficacité des systèmes).

Valencia et Frederick. [40] ont présenté une analyse numérique de la convection naturelle de l'air dans des cavités carrées avec des parois verticales partiellement actives, ils ont considéré cinq positions relatives différentes des zones actives (voir figure I.10). Ils ont trouvé que la circulation dépend fortement de la longueur totale de sortie des zones actives, par contre le transfert de chaleur dépend moins de ce paramètre. En outre, le transfert de chaleur dans le cas (d) est élevé, car cette situation donne la distance minimale entre les points situés sur les surfaces chaudes et froides.

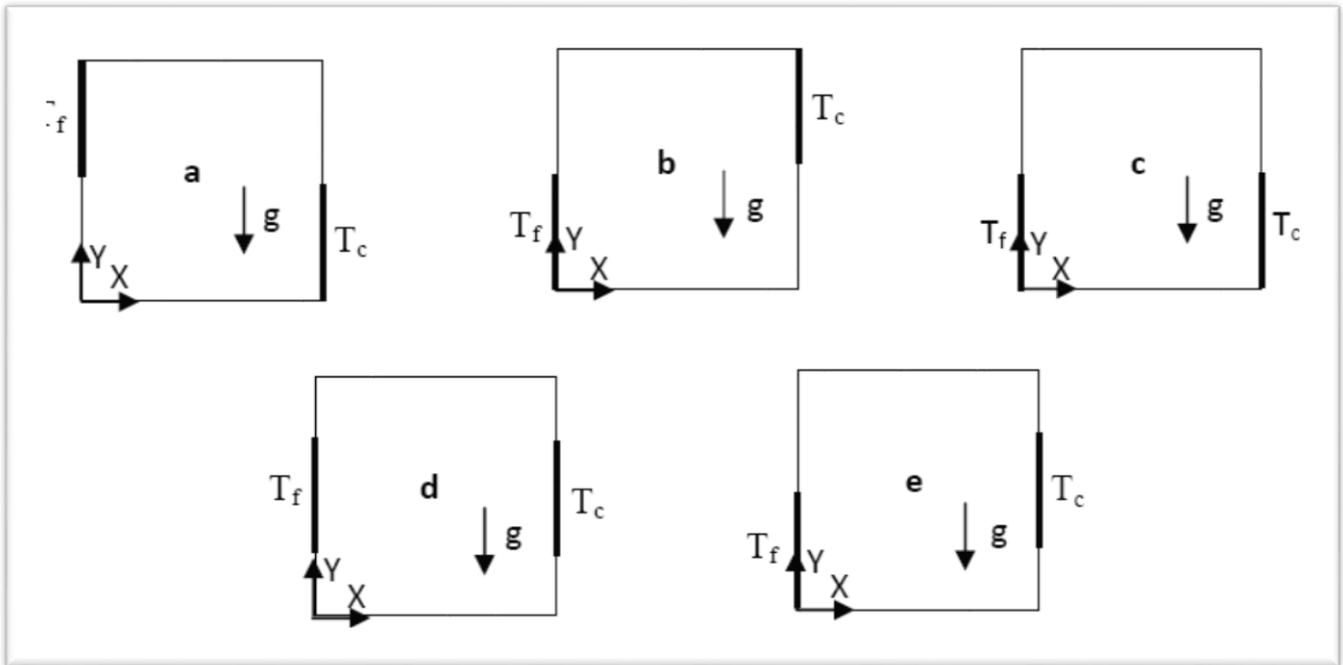


Figure (I.10) : Cavités pour des cas différents. Le trait épais représente les sections uniformément chauffées et refroidies alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques. [40]

Kandaswamy et Eswaramurthi. [24] ont fait l'étude de la convection induite dans une cavité carrée poreuse avec des températures variables des parois latérales. Les résultats révèlent que l'effet de la densité maximale est de ralentir la convection naturelle et de réduire le transfert de chaleur moyen. La force de la convection et la vitesse de transfert de chaleur deviennent plus faible en raison de la limitation d'écoulement dans le milieu poreux à faible porosité.

L'influence des conditions aux limites sur la convection naturelle laminaire dans des enceintes rectangulaires à parois latérales différentiellement chauffées a été étudiée numériquement par **Turan et al.** [17] (voir figure I.11). Ils ont démontré que le transport convectif thermique augmente alors que le transport diffusif diminue avec l'augmentation du rapport d'aspect pour les deux conditions aux limites. Cependant, l'intensification de transport convectif par rapport à l'affaiblissement du transport thermique diffusif est plus répandue dans le cas (b) que dans le (a), pour les mêmes valeurs numériques du nombre de Rayleigh.

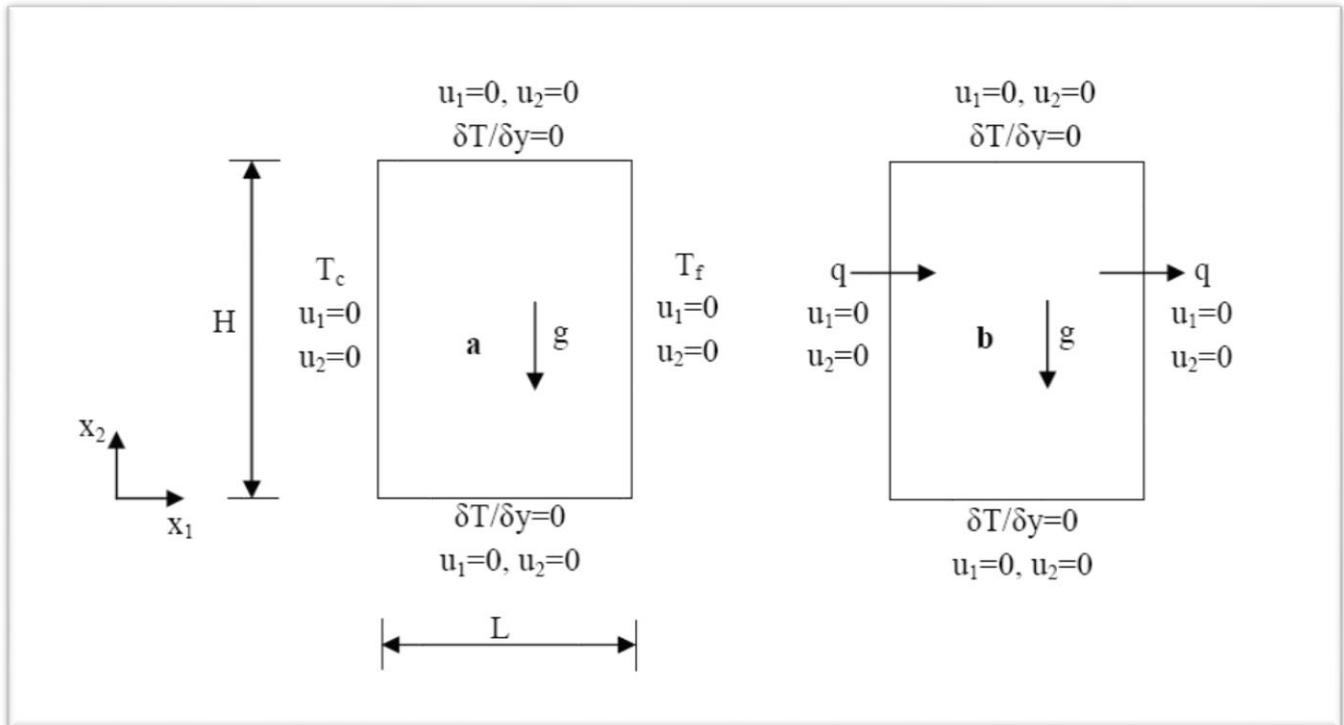


Figure (I.11) : Conditions aux limites des enceintes rectangulaires à parois latérales différentiellement chauffées [17]

Hossain et Wilson. [19] ont étudié la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire avec un dégagement de chaleur interne. Les parois, horizontale supérieure et verticale droite de l'enceinte sont refroidies. La paroi de fond est chauffée à une température constante, tandis que la paroi verticale gauche est chauffée mais elle est considérée comme non-isotherme. Ils ont trouvé que la production de chaleur dans le fluide réduit les gradients thermiques proches de la paroi inférieure chauffée de l'enceinte, ce qui entraîne une augmentation des gradients sur les parois froides du haut et à droite. En outre, l'augmentation de la porosité réduit le débit volumétrique du fluide dans le tourbillon dominant et conduit à une réduction générale de transfert de chaleur au niveau des parois.

Ilis et al. [20] ont fait une étude numérique sur la production totale d'entropie dans des cavités rectangulaires ayant la même aire, mais différents rapports d'aspect. Les parois verticales de la cavité sont à différentes températures constantes, tandis que les parois horizontales sont portées adiabatiques (voir figure I.12). Les résultats montrent que la production totale d'entropie dans une cavité augmente avec le nombre de Rayleigh, mais le taux de croissance dépend du rapport d'aspect. Pour le même nombre de Rayleigh, la production

totale d'entropie pour une cavité de hauteur peut être inférieure à celle d'une cavité de hauteur plus moind

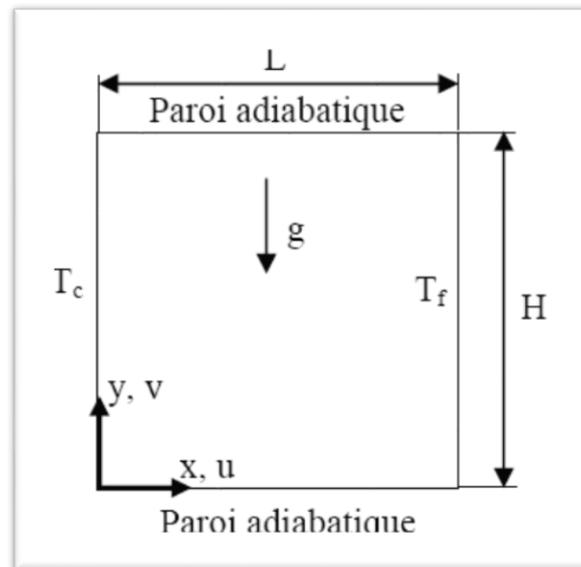


Figure (I.12) : Cavité rectangulaire avec les parois verticales sont portées à différentes températures constantes, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques. [20]

La répartition optimale des sources de chaleur discrètes sur une paroi lors de la convection naturelle a été étudiée par **Silva et al.** [13] Il est indiqué que la distribution optimale n'est pas uniforme (les sources ne sont pas équidistants), et quand le nombre de Rayleigh augmente les sources de chaleur placées près de la pointe d'une couche limite devraient avoir des espacements zéro.

Basak et al. [9] ont fait une étude numérique pour l'écoulement laminaire stable au cours de la convection naturelle dans une cavité avec un chauffage uniforme et non-uniforme de la paroi de fond (voir figure I.13). Ils ont observé que le chauffage non-uniforme de la paroi inférieure produit des taux plus élevés de transfert de chaleur au centre de la paroi de fond que le cas de chauffage uniforme, pour tous les nombres de Rayleigh.

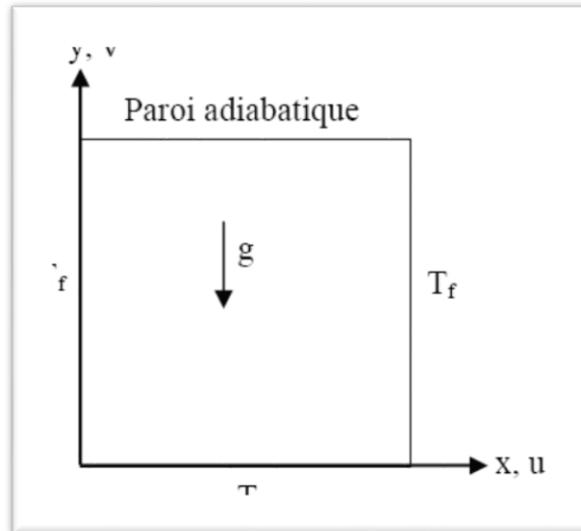


Figure (I.13) : Cavité carrée avec les parois verticales sont uniformément refroidies. La paroi horizontale supérieure est adiabatique, tandis que la paroi horizontale de fond est uniformément chauffée. [9]

Varol et al. [41] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée inclinée chauffée. Ils ont observé que le transfert de chaleur est maximal ou minimal en fonction de l'angle d'inclinaison et l'effet du nombre de Prandtl sur le nombre de Nusselt moyen est plus importante pour $Pr < 1$.

Nithyadevi et al. [32] ont étudié la convection naturelle dans une cavité rectangulaire avec des parois latérales partiellement actives (voir figure I.14). Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur est élevé pour la position de bas-haut thermiquement active, tandis que le taux de transfert de chaleur est faible à l'emplacement haut-bas thermiquement actif. Le taux de transfert de chaleur est amélioré, quand la portion froide est placée en haut de l'enceinte. Par ailleurs, le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du rapport d'aspect.

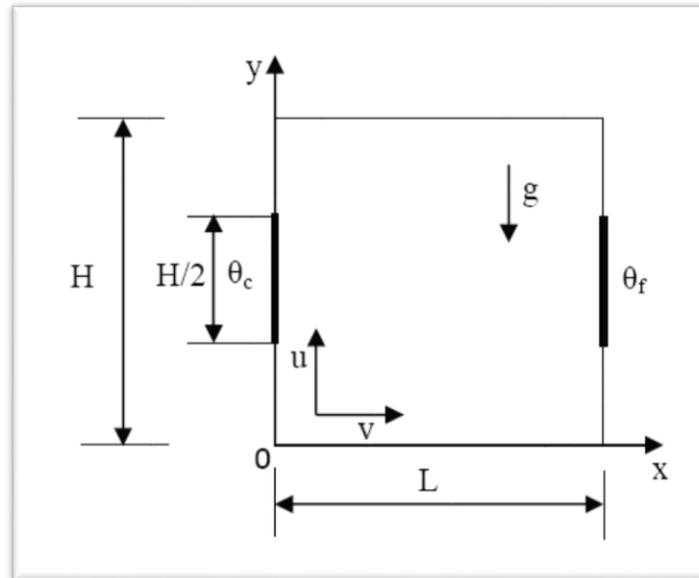


Figure (I.14) : Cavité rectangulaire avec des parois latérales partiellement actives, tandis que Les parois horizontales de la cavité sont maintenues adiabatiques. [32]

Abu-Hijleh et al. [6] ont prédit numériquement la production d'entropie due à la convection naturelle, pour trois rayons et une large gamme du nombre de Rayleigh pour un cylindre isotherme. Les résultats révèlent que la génération d'entropie totale diminue avec l'augmentation de la dimension du cylindre pour une valeur donnée du nombre de Rayleigh.

Huei Chen et Chen. [18] ont simulé numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée avec des sources de chaleur discrètes pour les parois gauche et inférieure (voir figure I.15). Les résultats numériques indiquent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Rayleigh dans les deux cas. En outre, l'effet de la vitesse du transfert de chaleur due à la résistance de chauffage est plus important dans le cas (b) que dans le cas (a). Pour l'effet de la dimension de chauffage, on constate qu'en augmentant la longueur du segment de la source de chaleur, le taux de transfert de chaleur est progressivement augmenté dans les deux cas.

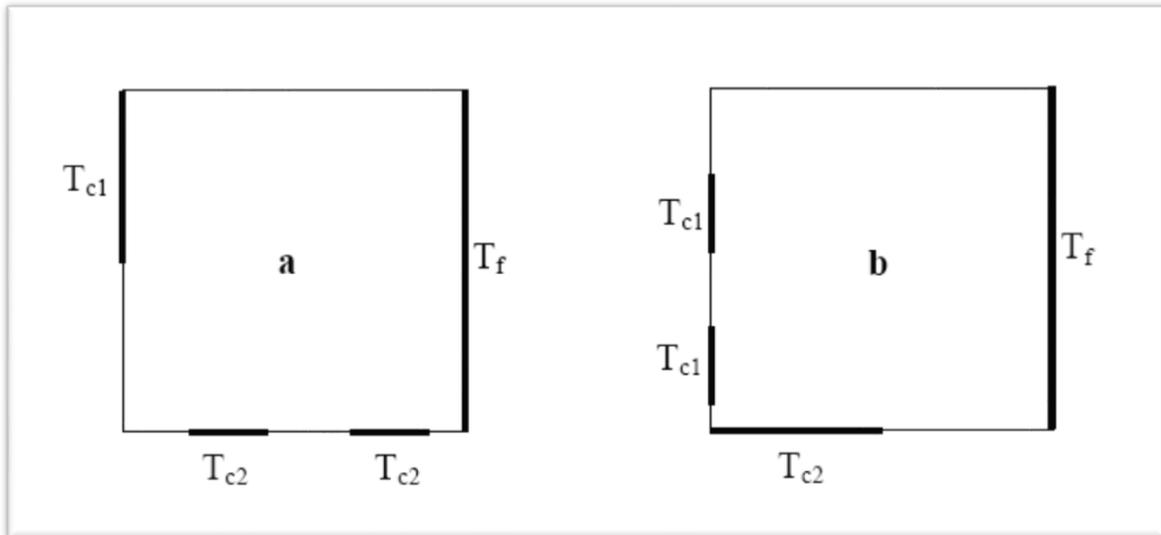


Figure (I.15) : Cavités pour des cas différents. Le trait épais représente les sections Uniformément chauffées et refroidies alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques. [18]

Nithiarasu et al. [31] ont fait une étude paramétrique détaillée pour l'écoulement de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire remplie de milieu poreux saturé de porosité variable. Ils ont montré que l'épaisseur de la couche poreuse et la nature de la variation de la porosité affecte de manière significative la structure de l'écoulement de la convection naturelle, ainsi que les caractéristiques du transfert de chaleur.

Ögüt. [33] ont fait une étude sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte carrée inclinée, où le côté vertical gauche est chauffé avec un flux de chaleur constant, le côté droit est refroidi, tandis que les autres côtés sont maintenus adiabatiques (voir figure I.15). Les résultats montrent que la longueur chauffée est un paramètre important qui influe sur les champs de température et de débit. Le transfert de chaleur moyen diminue avec une augmentation de la longueur de l'élément chauffant.

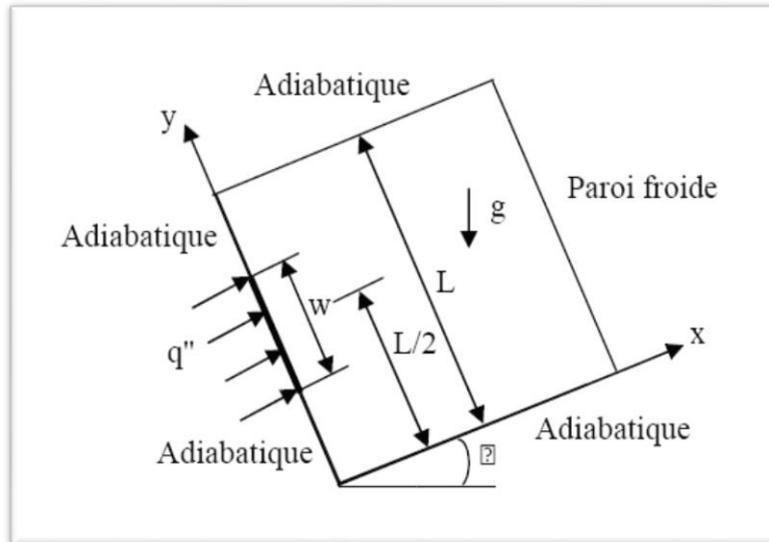


Figure (I.16) : Enceinte carrée inclinée avec le côté vertical gauche est chauffé avec un flux de chaleur constant, le côté droit est refroidi, tandis que les autres côtés sont maintenus adiabatiques. [33]

La convection naturelle dans une enceinte dont les parois latérales sont partiellement chauffées et les parois horizontales sont adiabatiques, avec une génération de chaleur interne a été étudiée numériquement par **Kandaswamy et al.** [25] Il a été observé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof en raison d'une augmentation de la force de flottabilité, et diminue avec l'augmentation de la production de chaleur. En outre, le transfert de chaleur est maximal quand les emplacements des parties chauffées/refroidies sont au milieu des parois latérales.

L'effet du nombre de Prandtl sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte triangulaire avec un chauffage localisé a été analysé par **Koca.** [26] La paroi de fond du triangle est partiellement chauffée, tandis que la paroi inclinée est maintenue à une température uniforme inférieure à celle de la paroi chauffée. Les parois restantes sont adiabatiques. Il a été constaté que les deux champs de température et de débit sont affectés par le changement du nombre de Prandtl, l'emplacement du dispositif de chauffage et la durée de chauffage, ainsi que le nombre de Rayleigh.

Deshmukh et al. [15] ont étudié la convection naturelle dans une cavité rectangulaire avec une génération de chaleur uniforme, pour différents nombre de Prandtl (voir figure I.17). Les résultats indiquent que l'écoulement permanent de la convection dans la cavité dépend de la valeur critique du nombre de Rayleigh, dont ce dernier dépend de la température maximale et de son emplacement. Pour un nombre de Rayleigh faible, le nombre de Prandtl n'a aucun effet sur la température maximale,

tandis que cette dernière reste indépendante de l'angle d'inclinaison. Par ailleurs, les oscillations sont absentes dans les cavités inclinées, avec un angle supérieur ou égal à 15° .

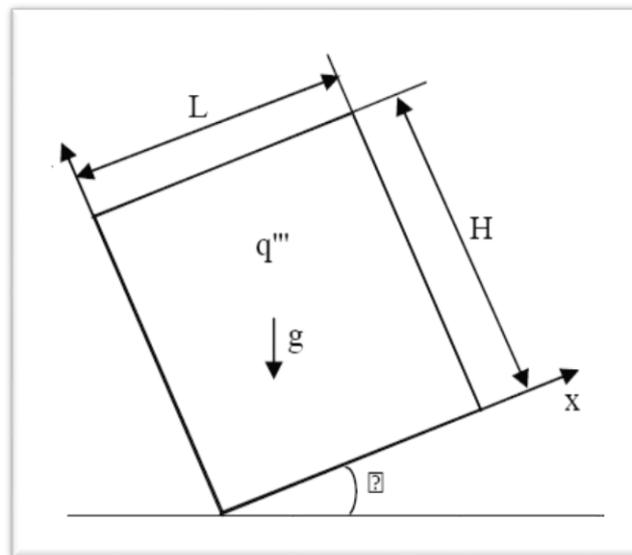


Figure (I.17) : Cavité rectangulaire avec une génération de chaleur volumétrique. [15]

Corvaro et Paroncini. [12] ont analysé expérimentalement et numériquement l'influence de la position de la source de chaleur sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée. Ils ont observé que la configuration de la source de chaleur, qui est située au centre, indique une évolution symétrique de ce phénomène et donc une répartition symétrique du nombre de Nusselt local.

Famouri et Hooman. [16] ont étudié numériquement la génération d'entropie pour la convection naturelle par des cloisons chauffées dans une cavité. Les parois horizontales de la cavité sont maintenues adiabatiques, tandis que les parois verticales sont refroidies à température constante (voir la figure I.18). Ils ont montré que, le terme du frottement du fluide n'a presque aucune contribution à la production d'entropie, par contre, l'irréversibilité de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Nusselt et la différence de température.

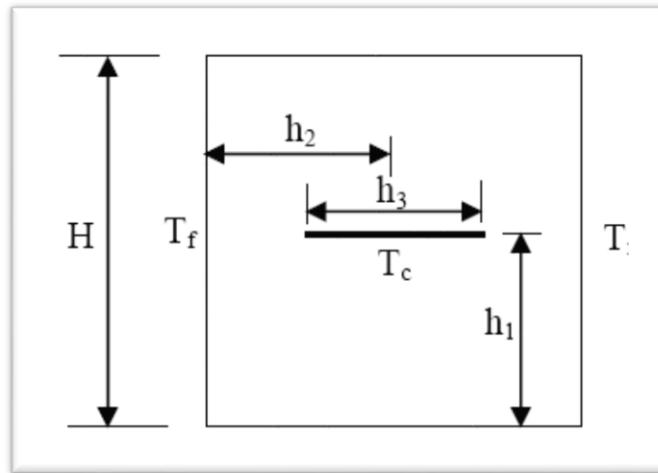


Figure (I.18) : Cloison chauffée à l'intérieur d'une cavité. Les parois horizontales de la cavité sont maintenues adiabatiques et les parois verticales sont refroidies à température constante.[16]

Varol et al. [41] ont fait l'analyse numérique de la production d'entropie due à la convection libre dans des boîtiers triangulaires partiellement chauffés. Ils ont dérivé que la production d'entropie due au transfert de chaleur et l'irréversibilité du frottement du fluide, sont affectées par l'inclinaison de l'angle supérieur du triangle et la longueur du chauffage.

Altac et Kurtul. [8] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans des enceintes rectangulaires inclinées contenant une plaque mince verticale chaude, cette plaque agit comme une source de chaleur dans le milieu (voir figure I.19). Les résultats indiquent que, le nombre de Nusselt moyen reste à peu près le même pour des angles d'inclinaison inférieurs ou égaux à $22,5^\circ$, puis il diminue avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison. En outre, pour un faible nombre de Rayleigh et une hauteur petite de la plaque, les taux de transfert de chaleur par rapport à l'angle d'inclinaison sont presque les mêmes.

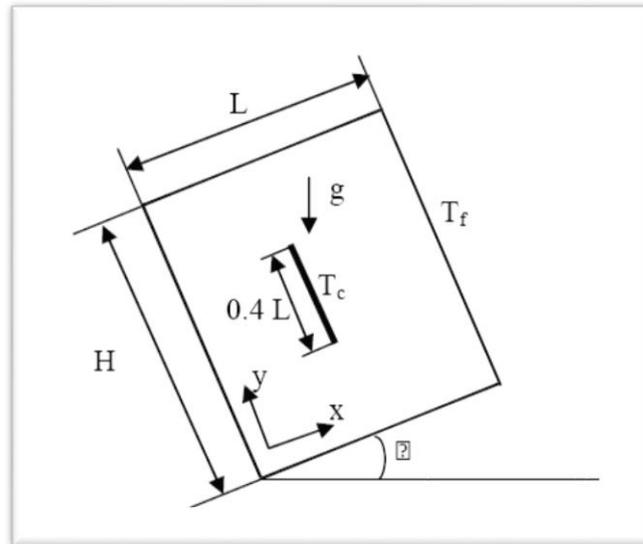


Figure (I.19) : Enceinte rectangulaire inclinée contenant une plaque mince verticale chaude.[8]

Ridouane et Campo. [36] ont fait l'analyse des performances de la convection libre dans des cavités circulaires ayant deux côtés verticaux courbés actifs et deux côtés horizontaux courbés inactifs. Ils ont démontré que la cavité circulaire possède un meilleur équilibre entre l'amélioration du transfert de chaleur et la dimension en section transversale, par rapport à la cavité carrée standard. Le côté de la cavité carrée est similaire au diamètre de la cavité circulaire.

Nicolas et Nanstee. [30] ont étudié expérimentalement la convection naturelle à l'intérieure d'une enceinte carrée, dans laquelle une partie de la paroi inférieure est chauffée ($2/3 L$), tandis que la paroi droite est refroidie à température constante (voir figure I.20). Les résultats indiquent qu'aucune variation notable dans la structure de l'écoulement de base n'a été observée pour la gamme $1/3 \leq l/L \leq 2/3$. En outre, une légère tendance à l'augmentation du transfert de chaleur de la partie refroidie avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

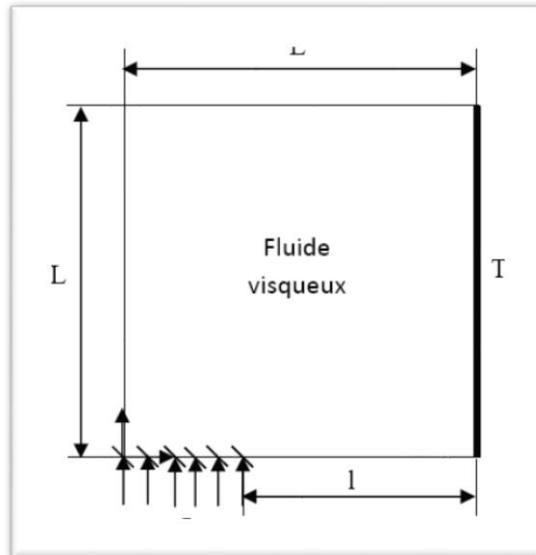


Figure (I.20) : Cavité pour des cas différents. Le trait épais représente la section Uniformément refroidie et la section hachurée représente la source de chaleur, alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques. [30]

La génération d'entropie due à la convection naturelle dans une enceinte chauffée localement par le bas, a été étudiée numériquement par **Mukhopadhyay**. [28] Il a été démontré que le taux minimal de la production d'entropie a été atteint pour la même condition à laquelle a été obtenue la température minimale de chauffage.

L'effet de l'emplacement du dispositif de chauffage sur le transfert de chaleur et la production d'entropie dans une cavité carrée, a été étudié par **Delavar et al**. [14] Le dispositif de chauffage est situé à la paroi droite, les parois supérieure et gauche sont refroidies, tandis que la paroi de fond et les sections restantes sont maintenues adiabatiques (voir figure I.21). Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente à partir des parois froides, où le dispositif de chauffage est situé sur la paroi verticale. Le taux de transfert de chaleur augmente à partir de la surface de l'élément chauffant, lorsque le dispositif de chauffage est situé sur la paroi horizontale de la cavité.

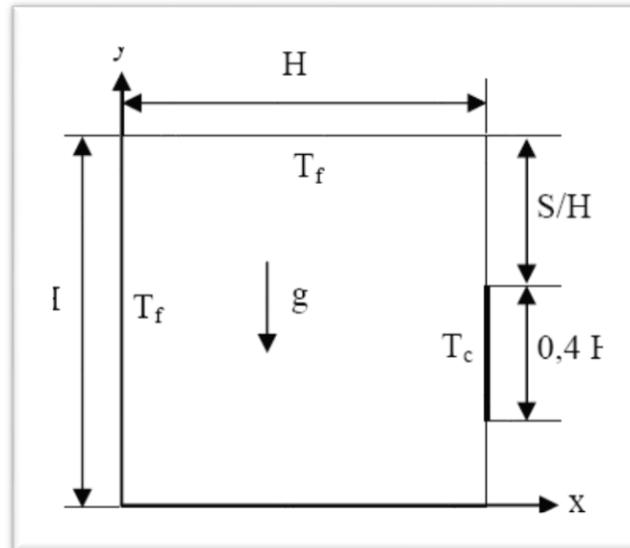


Figure (I.21) : Enceinte carrée avec le trait épais représente la source de chaleur, les parois supérieure et gauche sont refroidies, tandis que la paroi de fond et les sections restantes sont maintenues adiabatiques. [14]

Krishna et al. [27] ont analysé numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée contenant un milieu poreux anisotrope, avec génération de la chaleur hydrodynamique et thermique. Ils ont constaté que les propriétés anisotropes ont une influence significative sur le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur.

Saravanan et Sivaraj [39] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée remplie d'air, avec une source de chaleur non-uniforme localisée et montée centralement sur la paroi de fond. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques (voir figure I.22). Ils ont constaté que pour $Gr = 10^6$, le chauffage non-uniforme de la source améliore nettement le taux global du transfert de chaleur par rapport à un chauffage uniforme de la source de chaleur, alors que pour $Gr = 10^7$ son effet est négligeable.

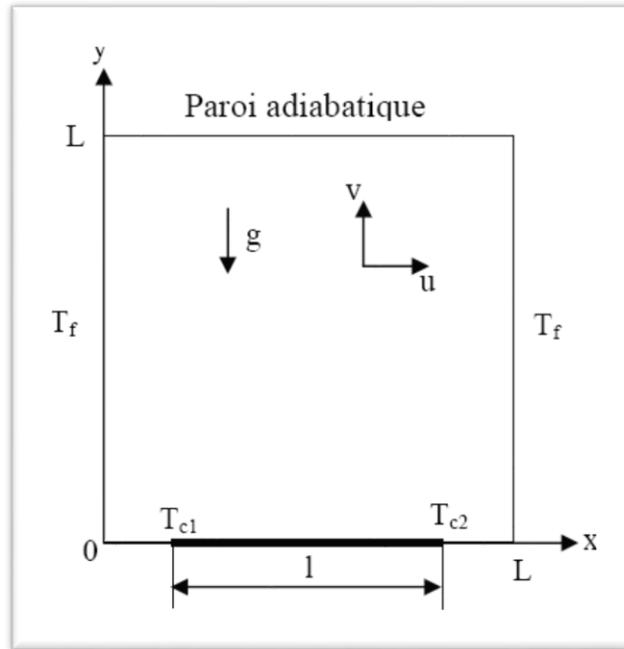


Figure (I.22) : Cavité carrée dont le trait épais représente la source de chaleur. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques. [39]

Nabavizadeh et al. [28] ont fait la simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée contenant un cylindre sinusoïdale à différentes amplitudes. Les résultats montrent que, en augmentant l'amplitude (le nombre d'ondulations) ou en changeant l'angle, peut changer le coefficient de transfert de chaleur, qui a une influence considérable sur la température et le champ de fluide.

Wang et al. [11] ont fait l'analyse numérique du transfert de chaleur par convection, à partir d'une plaque mince chauffée située au milieu d'une cavité carrée inclinée (voir figure I.23). Ils ont montré que l'écoulement du fluide et les champs de température dépendent fortement du nombre de Rayleigh et des angles d'inclinaison. En outre, pour la position verticale de la plaque mince, le transfert de chaleur augmente avec un angle d'inclinaison ϕ inférieur à différents nombres de Rayleigh.

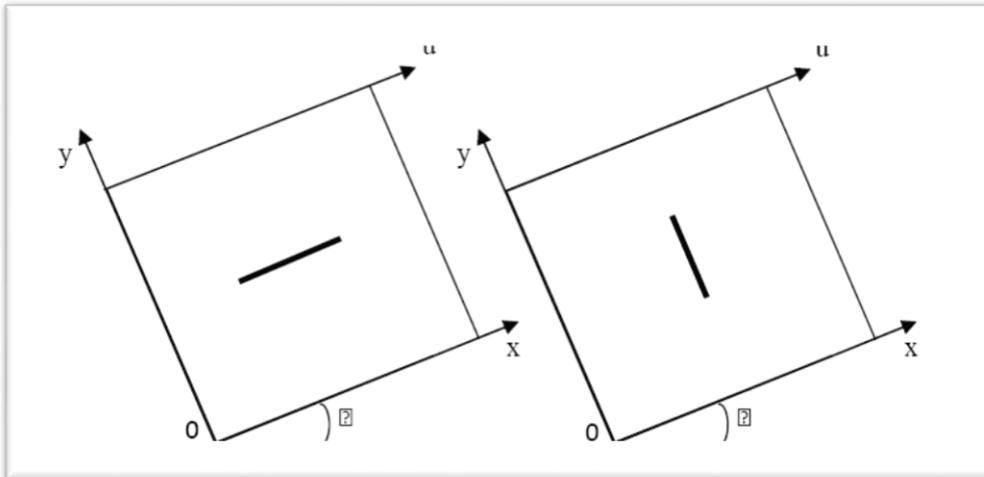


Figure (I.23) : Plaque mince chauffée située au milieu d'une cavité carrée inclinée,
(a) : position horizontale et (b) : position verticale. [11]

Hasan et al. [17] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte carrée différentiellement chauffée, avec des parois latérales ondulées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats montrent que l'augmentation de l'amplitude d'ondulation et de la fréquence d'ondulation réduit le taux de transfert de chaleur, indiqué par la réduction du nombre de Nusselt moyen.