

I.1 Introduction

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques. En effet, dans certains systèmes réactionnels, c'est la vitesse des échanges de chaleur et non la vitesse des réactions chimiques qui détermine le coût de l'opération (cas de réactions fortement endothermique ou exothermique). En outre, de nos jours, par suite de l'accroissement relatif du prix de revient de l'énergie, on recherche dans tous les cas à obtenir le rendement maximal d'une installation pour une dépense d'énergie minimale [1].

Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier par les buts pour suivis dont les principaux sont:

- L'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface,
- L'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur,
- La réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température. Si deux points matériels placés dans un milieu thermiquement isolé sont à la même température, on peut affirmer qu'il n'existe aucun échange thermique global entre ces deux points dits en équilibre thermique (il s'agit bien d'un équilibre thermique car chacun des points matériels émet une énergie thermique nette de même module, mais de signe opposé). Le transfert de chaleur au sein d'une phase où, plus généralement, entre deux phases, se fait suivant 3 modes:

- ❖ **Par conduction.**
- ❖ **Par rayonnement.**
- ❖ **ET par convection.**

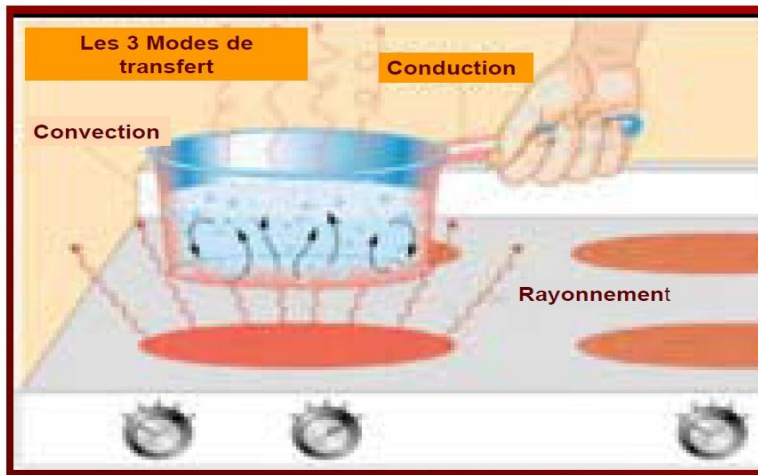


Figure I.1 : Les trois modes de transfert

I.2 Transfer de chaleur par conduction

I.2.1 Définition

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température [2].

La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts :

Une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

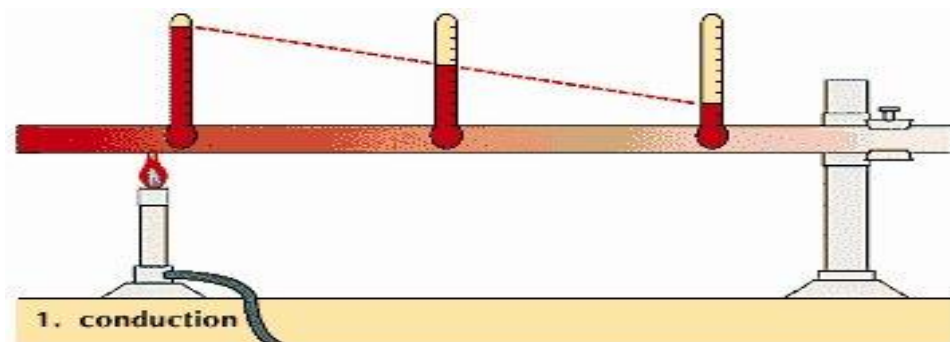


Figure I.2 : Exemple de la conduction

I.2.2 Loi de Fourier

La relation fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction a été proposée par FOURIER en 1822. Pour bien comprendre cette loi, il faut au préalable définir un certain nombre de grandeurs physiques [3].

I.2.2.1 Quelques définitions

I.2.2.1.1 Flux de chaleur à travers une surface

C'est la quantité de chaleur qui traverse la surface considérée pendant l'unité de temps.

Le symbole utilisé est la lettre φ .

L'unité dans le système international est le Watt.

$$d\varphi = d^2Q / dt \quad (I.1)$$

I.2.2.1.2 Densité de flux de chaleur

C'est la quantité de chaleur qui traverse l'unité de surface pendant l'unité de temps.

C'est donc le flux de chaleur par unité de surface (ou densité de flux).

On le notera ϕ .

L'unité dans le système international est le Watt / m².

$$\phi = d\varphi / ds \quad (I.2)$$

I.2.2.1.3 Surfaces isothermes

Considérons dans un corps homogène un champ de température T défini en chaque point et à chaque instant par la fonction $T = f(x, y, z, t)$. x, y, z sont les variables spatiales.

t est le temps.

Dans tout le corps, on peut définir à l'instant t des surfaces qui constituent les lieux des points ayant la même température.

Ce sont les surfaces isothermes.

Deux surfaces isothermes ne peuvent se couper car on aurait alors deux températures différentes en un même point ce qui est physiquement impossible.

I.2.2.1.4 Gradient de température.

Le gradient de température est le vecteur qui caractérise en un point donné la variation de la fonction température.

Ce vecteur est en tout point normal à la surface isotherme passant par ce point.

Loi de Fourier.

Fourier propose une formulation locale de cette loi, donc valable en tout point :

$$\phi = -\lambda \cdot \text{grad}T \quad (\text{I.3})$$

qui relie la densité de flux ϕ en $W.m^{-2}$ à la conductivité thermique λ du matériau ($W.m^{-1}.K^{-1}$) et au gradient local de température. Le signe - de la loi de Fourier résulte d'une convention qui rend positif un flux de chaleur s'écoulant du chaud vers le froid, donc dans le sens d'un gradient négatif [4].

I.3 Transfer de chaleur par rayonnement.

Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées d'un même côté du plan tangent au point matériel. Lorsque ce rayonnement frappe un corps quelconque, une partie peut être réfléchie, une autre transmise à travers le corps (dit diathermique si tout est transmis), et le reste est quantitativement absorbé sous forme de chaleur. Si on place dans une enceinte deux corps capables d'émettre un rayonnement thermique, il existe entre ces deux corps à températures différentes un échange de chaleur dû à l'absorption et à l'émission de ces rayonnements thermiques. Cet échange de chaleur est désigné habituellement sous le nom de rayonnement.

Les transferts par rayonnement se poursuivent même lorsque l'équilibre thermique est atteint, mais le débit net de chaleur échangé est nul. Ce type de transport de chaleur est analogue à la propagation de la lumière, et il ne nécessite aucun support matériel, contrairement aux écoulements. Les gaz, les liquides et les solides sont capables d'émettre et d'absorber les rayonnements thermiques.

Dans de nombreux problèmes de transformation d'énergie thermique, les trois modes de transfert de chaleur coexisteront mais, généralement, au moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique de l'appareil de transfert. Nous pouvons dire dès à présent, qu'aux températures ordinaires, le transport par rayonnement est négligeable, mais il peut devenir notable et prépondérant lorsque le niveau de température augmente.

En outre, signalons que certains transferts thermiques sont accompagnés d'un transfert de matière entre deux phases. Le flux de chaleur transféré en présence d'un changement de phase dépend de la nature et des propriétés physico-chimiques des phases en présence. C'est le cas de l'ébullition, de la condensation, mais aussi des problèmes d'humidification, de séchage, de cristallisation, etc.

Dans ce qui suit nous allons présenter, pour les trois types de transport de la chaleur, les lois générales qui les gouvernent. Puis nous traiterons, de manière simple, quelques applications où le mode de transport de chaleur étudié est prédominant.

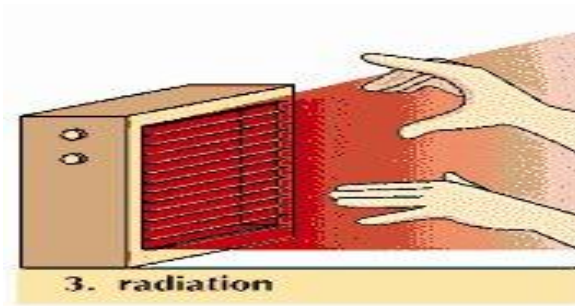


Figure I.3 : Exemple du rayonnement

I.4 Transfer de chaleur par convection

I.4.1 Généralité sur la convection

On donne rappelons-le, le nom de convection à l'échange de chaleur qui s'effectue entre un corps solide et un fluide (liquide ou gaz).

Quand un fluide à une certaine température se trouve en présence d'un corps solide à température plus basse que lui par exemple, les fractions de fluide en contact avec le corps cèdent de la chaleur à celui-ci et, devenues plus froides, ont tendance à se déplacer vers le bas, en laissant la place à des fractions plus chaudes, et ainsi de suite. Ces déplacements spontanés et inévitables, d'où résulte qu'un fluide ne peut rester immobile au contact d'un solide à température différent de la sienne, sont à l'origine de phénomènes de convection, qui apparaissent comme inséparables des déplacements relatifs du fluide et du solide et par suite comme étroitement liés aux lois de l'écoulement des fluides, c'est à-dire aux lois générales de l'hydraulique.

I.4.2 Définition

Convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes.

D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide.

Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le

fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

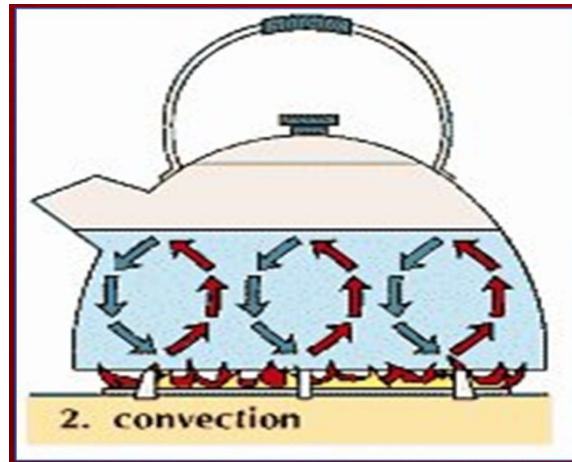


Figure I.4 : Transfer de chaleur par convection

I.4.3 Loi de newton

La convection c'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide [2].

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

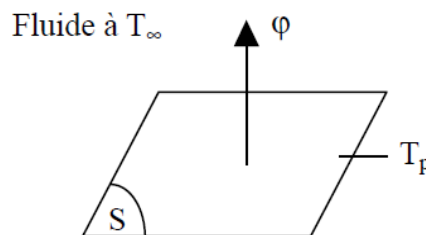


Figure 1.5 : Schéma du transfert de chaleur convectif

$$\phi = h S (T_p - T_\infty) \quad (I.4)$$

Avec:

ϕ : Flux de chaleur transmis par convection (w)

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

T_p : Température de surface du solide ($^{\circ}C$)

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

S : air de la surface de contact solide fluide (m^2)

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de :

- la nature du fluide,
- sa température,

- sa vitesse,
- des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le 3 mode d'écoulement du fluide.

- a) convection forcée
- b) convection mixte
- c) convection naturelle

I.4.4. Les types de la convection

I.4.4.1. Convection forcée

La convection est dite forcée lorsque le mouvement du fluide est provoqué par un champ de force extérieur (pompe, ventilateur, vent...) [5].

Dans les conditions naturelles, la convection forcée est due au vent qui est lui-même la résultante du gradient local de la pression atmosphérique.

Le fluide échange de chaleur avec des parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences de température [1].

Par exemple, dans un sèche-cheveux, l'air est chauffé au contact de résistances électriques est transporté plus loin grâce à un ventilateur

I.4.4.2 Convection mixte

Nous pouvons affirmer que la convection naturelle et la convection forcée sont les deux cas particuliers de la convection mixte [6].

La convection mixte peut être soit aidée (ou favorable) quand les effets de la convection libre et de la convection forcée sont dans le même sens soit contrariée (ou défavorable) quand les effets de la poussée d'Archimède et le mouvement du fluide imposé par un système mécanique s'opposent.

Par exemple, dans un tube vertical, nous rencontrons la convection mixte aidée lorsque l'écoulement ascendant est chauffé ou lorsque l'écoulement descendant est refroidi sur une partie du tube.

Au contraire, quand l'écoulement ascendant est refroidi ou l'écoulement descendant est chauffé on se retrouve dans le cas classique de convection mixte contrariée.

I.4.4.3 Convection naturelle

La convection est dite naturelle si le mouvement du fluide ne résulte que des différences de masse volumique induite par des différences de températures. La "Convection Libre" (Free Convection), ou "Convection Naturelle" (Natural Convection) est le régime

d'écoulement obtenu lorsque l'on chauffe un fluide sans qu'il n'y ait d'écoulement extérieur imposé.

Cet écoulement est inexplicable dans le cadre précédent car aucun mouvement ne serait possible de par le découplage entre les équations de la dynamique et de la thermique. Pour lever ce paradoxe, on tient compte d'un phénomène que l'on avait négligé : la légère dilatabilité du fluide.

C'est donc la force d'Archimède provoquée par les variations de densité induites par le chauffage qui fait se déplacer le fluide. La "thermique" et la "dynamique" sont alors très fortement couplés.

Nous allons donc discuter cette approximation dite de Boussinesq (1872) et établir les équations adimensionnelles.

Nous introduirons le nombre sans dimension de la convection naturelle, le Grashof.

I.4.5. Grandeurs sans dimension

Une grandeur sans dimension (ou grandeur adimensionnelle) est une quantité permettant de décrire une caractéristique physique sans dimension ni unité explicite d'expression. Elle est constituée du produit ou rapport de grandeurs à dimensions, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un.

Ces grandeurs sans dimension interviennent particulièrement en mécanique des fluides et pour la description de phénomène de transfert lorsqu'on utilise la similitude de modèles réduits ou théorie des maquettes et construit l'interprétation des résultats d'essais [7].

Elles portent le nom de nombres sans dimension, nombres adimensionnels, ou encore de nombres caractéristiques. Les nombres adimensionnels les plus utilisés dans le domaine de la convection sont :

I.4.5.1. Le Nombre de Reynolds :

Représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en adimensionnant les équations de Navier-Stokes. On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{U_0 L}{\nu} \quad (I.5)$$

Avec

U_0 : vitesse caractéristique du fluide [m /s]

L : dimension caractéristique [m]

ν : viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$, ρ masse volumique du fluide [kg/m^3]

μ : viscosité dynamique du fluide [kg/ (m.s)]

I.4.5.2. Le Nombre de Préndlt :

Qui est le rapport de la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique α , il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux, Ce nombre porte le nom de Ludwig

Prandtl, physicien allemand : $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ (I.6)

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

I.4.5.3. Le Nombre de Peclet

Est un nombre sans dimension utilisé en transfert thermique et en transfert massique. Il représente le rapport de deux temps caractéristiques : celui du transfert par convection et celui du transfert par conduction (ou par diffusion pour les transferts massiques). Il est équivalent au produit du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl dans le cas du transfert thermique. Ce

nombre porte le nom d'Eugène Péclet, physicien français: $Pe = \frac{U_0 L}{\alpha} = Re * Pr$ (I.7)

I.4.5.4. Le Nombre de Grashof

Est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection naturelle dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Ce nombre porte le nom de Franz Grashof, ingénieur allemand. On le définit de la

manière suivante : $Gr = \frac{g\beta\theta L^3}{\nu^2}$ (I.8)

Avec

g : Accélération de la pesanteur.

B : Coefficient de dilatation.

I.4.5.5 Le Nombre de Richardson

Qui compare les effets de la gravité à ceux d'inertie : $Ri = \frac{g\beta\theta L}{U_0^2}$ (I.9)

Le nombre de Richardson sera le paramètre de convection mixte puisqu'il est fonction du paramètre de convection naturelle (Gr) et du paramètre de convection forcée (Re) : $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$

I.4.5.6. Le Nombre de Rayleigh

Est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide : inférieur à une valeur critique de 2000, le transfert s'opère essentiellement par conduction, tandis qu'au-delà de cette valeur c'est la convection naturelle qui devient importante. On peut le définir comme le produit du nombre de Grashof, reliant les effets de la force gravifique à la viscosité du fluide, et du nombre de Prandtl. Ce nombre porte le nom de Lord Rayleigh, physicien anglais. On le définit de la manière suivante :

$$Ra = \frac{g\beta H^3(T_H - T_L)}{\nu\alpha} = Gr * Pr \quad (I.10)$$

I.4.5.7 Le Nombre de Nusselt

Est un nombre adimensionnel utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide). Si la conduction est le principal mode de transfert, alors le nombre de Nusselt sera de l'ordre de l'unité. En cas de présence de convection (due par exemple au déplacement d'un fluide en régime turbulent), le transfert thermique s'effectuera principalement par déplacement du fluide et aura pour conséquence de faire tendre le nombre de

Nusselt vers l'infini, On le définit de la manière suivante : $Nu = \frac{hH}{k}$ (I.11)

Avec :

h : Coefficient de transfert thermique.

H : Longueur caractéristique.

k : Conductivité thermique du fluide.

I.5. Domaines d'applications de la convection naturelle

Les applications de transfert thermique sont variées, dans les quelles la convection naturelle est le phénomène le plus dominant, la meilleure compréhension de ce phénomène augmente le nombre d'applications et mène à un certain nombre de conceptions industrielles et environnementales sophistiquées [8].

Toute fois, 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 réacteurs nucléaires, les appareils ménagers, les réfrigérateurs et les échangeurs de chaleur sont tous des problèmes, qui ont donné un intérêt particulier à cette science.

I.5.1 Convection dans les enceintes

L'étude de la convection naturelle dans les enceintes 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. L'enceinte rectangulaire continue à être la géométrie, qui présente le plus d'intérêt.

Dans ce type d'enceintes, 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 enceinte 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.

I.5.2 Enceinte avec gradient de température vertical.

L'enceinte qui est chauffée par le bas et refroidie par le haut correspond à la configuration de la convection de Rayleigh-Bénard, qui traite la stabilité et le mouvement d'un fluide, confiné entre deux plaques horizontales, maintenues à des températures uniformes et distinctes (figure I.5). 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.

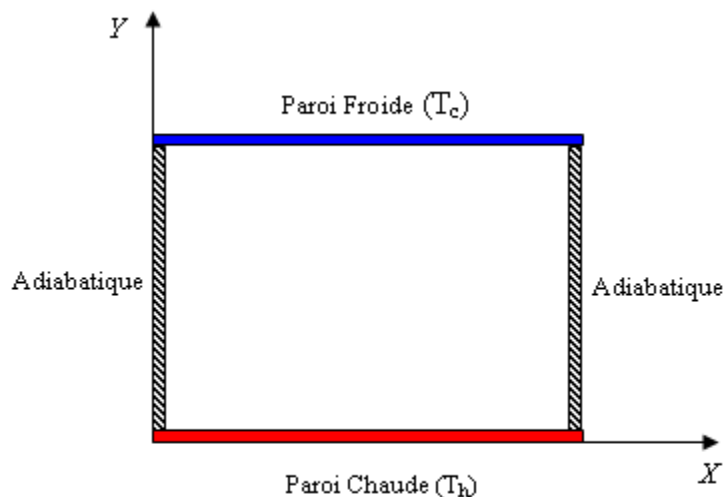


Figure I.6 : Schéma représentant la configuration de Rayleigh –B énard .

I.5.3 Enceinte avec gradient de température horizontal.

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée, tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant 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. C'est cette dernière configuration qui fera l'objet de notre étude avec des cavités, qui contiennent l'air comme fluide de convection.

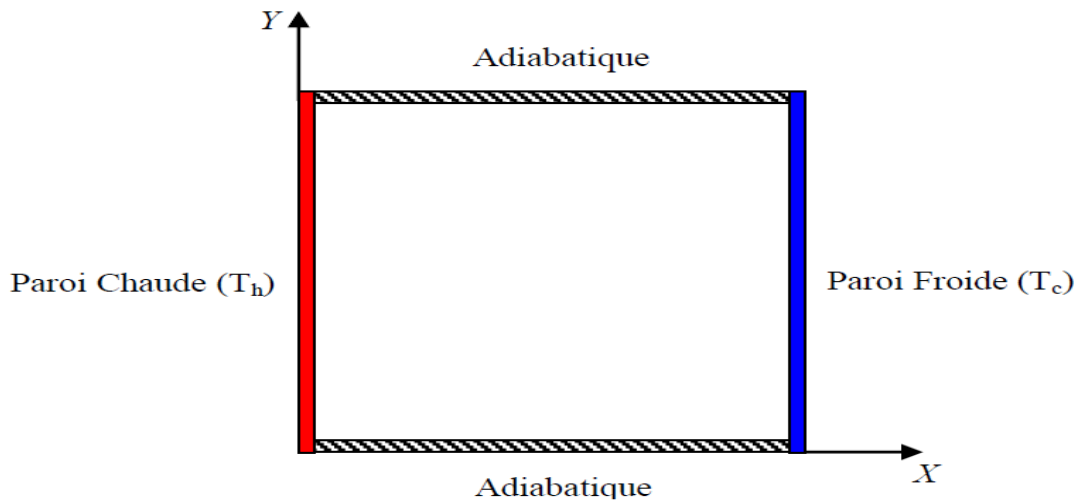


Figure I.7: Schéma représentant la convection dans une enceinte avec gradient de température horizontal.

I.6. Etude bibliographique

Le problème de la convection naturelle de fluides confinés dans des cavités a fait l'objet de nombreuses études. Une excellente revue des travaux effectués dans le passé dans ce domaine a été présentée par Ostrach [9] et Bejan *et al.*, [10]. Ces travaux indiquent clairement que la plupart des études disponibles dans ce domaine portent sur des écoulements convectifs en régime permanent, ce qui est le cas de la plupart des applications pratiques.

Les premières études portent sur le comportement instationnaire de la convection naturelle concernant le cas de cavités soumises à des conditions thermiques permanentes.

Pour cette situation, l'obtention de régime convectif transitoire, observé dans certaines conditions, est due à l'existence d'instabilités dynamiques au voisinage des parois [11-12], ainsi qu'à la formation d'instabilités thermiques [13]. De tels écoulements ont également été observés dans le cas de distributions spéciales de la température sur les parois de la cavité [14,15] ou pour des cavités de grandes extensions [16]. En ce qui concerne la convection naturelle transitoire induite par l'imposition de conditions thermiques sur la cavité variant dans le temps, il existe relativement peu de travaux disponibles dans la littérature.

Parmi les premières contributions, on peut citer celle de Patterson *et al.*, [17] qui ont étudié le cas d'une couche fluide initialement au repos dans une enceinte dont les parois verticales sont

soumises à une variation brusque de la température à un instant donné. L'effet du refroidissement soudain d'une paroi verticale d'une cellule remplie d'un fluide initialement à température uniforme a été considéré par Nicolette *et al.*, [12]. Les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales obtenues par les mêmes auteurs. Dans une étude numérique et analytique, Yang *et al.*, [18] ont analysé la réponse de l'écoulement dans une cavité verticale de grande extension dont l'une de ses parois verticales est soumise à une température qui varie périodiquement dans le temps. Pour des fréquences faibles et élevées, ils ont observé que les caractéristiques de l'écoulement s'accordent bien avec celle de la convection naturelle le long d'une plaque plane verticale soumise aux mêmes conditions thermiques.

Kazmierczak *et al.*, [19] ont étudié la convection naturelle transitoire dans une cavité carrée due à une variation sinusoïdale de la température d'une paroi verticale chaude. La paroi opposée (froide) est maintenue à une température constante constamment inférieure à celle de la paroi verticale. Ils ont analysé les effets de la période et l'amplitude de la température oscillante à travers la paroi froide de la cavité.

Toutes les solutions transitoires obtenues sont périodiques dans le temps, et montrent que, malgré la dépendance des conditions aux limites vis-à-vis du temps et les variations notables des champs d'écoulement et de température, le transfert de chaleur moyen (dans le temps) évalué sur un cycle est approximativement égal à la valeur obtenue lorsque la paroi chaude est maintenue à une température constante.

Lage *et al.*, [20] ont étudié numériquement et théoriquement la convection naturelle dans une cavité carrée refroidie isothermiquement sur un côté vertical alors que la paroi opposée est chauffée par un flux thermique pulsatoire. Ils ont montré que, pour une fréquence qui impose le flux de chaleur pulsé, la convection naturelle induite dans la cavité entre en résonance avec la température aux limites. Cette résonance est caractérisée par des fluctuations maximales du taux de transfert de chaleur à travers un plan vertical passant par le centre géométrique de la cellule. Ils ont observé également, en se basant sur les résultats numériques, que le phénomène de résonance existe dans la marge $[0.01 - 7]$ du nombre de Prandtl et qu'il s'amplifie à mesure que le nombre de Rayleigh augmente.

En ce qui concerne le cas d'une cellule chauffée par le bas d'une façon transitoire, il semble que la première investigation faite sur cette configuration soit due à Mantle- Miller *et al.*, [21]. Dans cette étude expérimentale, les auteurs ont examiné l'écoulement et le transfert de chaleur en convection naturelle dans le cas où la température de la paroi chaude varie périodiquement dans le temps autour d'une valeur moyenne, la paroi supérieure froide étant maintenue à une température constante et les parois verticales adiabatiques. L'amplitude des oscillations de la

température imposée varie entre 3 et 0% de la différence des températures moyennes sur les parois thermiquement actives. Pour les variations faibles de la température excitatrice, il est montré que le transfert de chaleur moyen sur un cycle est comparable au transfert de chaleur permanent calculé à partir de la température moyenne de la paroi chaude. Cependant, pour les grandes modulations de la température, on peut observer les différences de l'ordre de 12 % entre ces deux valeurs.

Plus récemment, Lakhal *et al.*, [22, 23] ont étudié numériquement l'effet d'un chauffage variable sur la convection naturelle transitoire conduite dans une cavité carrée chauffée partiellement par le bas. L'effet de plusieurs paramètres dominants, à savoir: la position et la longueur de l'élément chauffant, l'amplitude et la période de la température excitatrice et le nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur et sur l'écoulement du fluide est analysé. Les conclusions principales concernent la période et l'amplitude de la quantité de chaleur qui quitte le système à travers sa paroi froide.

Contrairement aux résultats obtenus par Kazmierczak *et al.*, [19], il semble que les solutions trouvées n'oscillent avec la même période que celle de la température excitatrice que pour les nombre de Rayleigh modérés. De plus pour une combinaison donnée des différents paramètres géométriques et thermodynamiques, une double périodicité de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur a été obtenue.

A. Baïri [24] a présenté deux études numérique et expérimentale de la convection naturelle transitoire dans une cavité cubique fermée remplie d'air. La paroi gauche contient trois sources de chaleur parallèles discrètes soumises à un flux de chaleur constant et séparées entre elles par des bandes adiabatiques ; en face de la paroi gauche une plaque froide est maintenue à une température constante T_c . Les quatre autres murs de la cavité sont considérés comme adiabatiques. Les échanges de chaleur sont étudiés pour plusieurs configurations bidimensionnelles avec différents angles d'inclinaison de la paroi active en respectant la gravité. Les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures thermiques réalisées sur un banc d'essai expérimental.

Novembre et Nansteel [25] ont étudié analytiquement et numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée avec chauffage au dessous et refroidissement le long d'un côté. Dans cette étude, des expressions asymptotiques ont été trouvées pour les taux de transfert de chaleur.

Ganzarolli et Milanez [26] ont étudié la convection naturelle dans des enceintes rectangulaires chauffées au dessous et symétriquement refroidies par les côtés. Le nombre de Rayleigh a été varié de 103 à 107 et le rapport d'aspect varie de 1 à 9. Les influences du nombre

de Rayleigh, du nombre de Prandtl et du rapport d'aspect sur le mouvement du fluide et sur le transport d'énergie ont été présentées dans leur étude.

Vahl Davis [27] a présenté une solution numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée chauffée différemment, où les deux surfaces supérieure et inférieure sont adiabatiques, tandis que les surfaces verticales sont chauffées différemment.

Lakhal et Hasnaoui [28] ont étudié numériquement la convection naturelle transitoire dans une cavité carrée soumise par le bas à une variation sinusoïdale de la température pour un nombre de Prandtl égal à 0,71 (l'air) et pour des nombres de Rayleigh variant de 105 à 106. On y montre que si l'on s'intéresse au transfert thermique moyen, le chauffage périodique est avantageux si l'amplitude de l'excitation est grande et si l'intensité de la convection est importante.

Hasnaoui et al [29] ont étudié numériquement par la méthode des différences finies la convection naturelle laminaire dans une enceinte, avec le chauffage localisé sur la paroi inférieure et le refroidissement à travers la paroi supérieure de l'enceinte, tandis que le reste du fond et les murs verticaux étaient adiabatiques. Les paramètres principaux du problème étaient le rapport de forme de l'enceinte, la position de la source de chaleur et le nombre de Rayleigh. L'existence des solutions multiples équilibrées et le comportement oscillant pour un ensemble donné des paramètres ont été démontrés.

Bourich et al [30] ont étudié numériquement la convection naturelle double-diffusive bidimensionnelle dans une enceinte poreuse carrée, chauffée partiellement de dessous et refroidie par les côtés à une température constante. Leur analyse a inclus l'influence de la partie chauffée sur le transfert de chaleur.

L'effet du rapport d'aspect sur la convection naturelle bidimensionnelle stationnaire dans une cavité rectangulaire poreuse est analysé numériquement par Prasad et Kulacki [31].

L'écoulement multicellulaire a été trouvé pour un rapport d'aspect $Ar \leq 1$ et la structure de l'écoulement comporte une cellule de recirculation primaire avec des petites cellules secondaires à l'intérieur.

Le nombre de Nusselt est toujours augmenté quand le rapport d'aspect est augmenté. Paolucci et Chenoweth [32] ont étudié la convection naturelle dans les enceintes peu profondes avec des parois différentiellement chauffées. Ils ont trouvé que la solution de l'écoulement classique parallèle, précise dans le coeur de la cavité, à la limite de Boussinesq n'existe pas quand les propriétés des variables sont introduites.

Ho et Chang [33] ont étudié numériquement et expérimentalement l'effet du rapport d'aspect sur le transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale avec un chauffage discret bidimensionnel. La simulation numérique est menée pour un

rapport d'aspect variant de 1 à 10, avec la taille et l'endroit relatifs, donnés de l'appareil de chauffage. Grâce à la simulation, ils ont trouvé que l'effet du rapport d'aspect de l'enceinte sur le nombre moyen de Nusselt tend à diminuer avec l'augmentation du nombre de Rayleigh modifié. La distribution de la température et les champs d'écoulement vont être trouvés pour avoir un bon accord avec les expériences.

Une étude numérique de la convection naturelle de l'air dans les cavités rectangulaires a été effectuée par Frederick [34], il a conclu que le nombre de Nusselt total diminue rapidement avec l'augmentation du rapport d'aspect. Le taux de circulation augmente toujours avec le nombre de Rayleigh et le rapport d'aspect.

Tang [35] a étudié l'effet du rapport d'aspect sur la convection naturelle dans l'eau, près de sa densité maximum. Il a conclu que le rapport d'aspect a un impact fort sur les modèles d'écoulement et les distributions de température dans les enceintes rectangulaires.

Wakitani [36] a présenté numériquement la convection naturelle oscillatoire à bas nombre de Prandtl dans les enceintes rectangulaires. Ses résultats numériques sont proches aux résultats expérimentaux disponibles.

L'effet du caractère onduleux et du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur à l'intérieur d'une enceinte ondulée a été étudié numériquement par Das et al [37]. Ils ont montré que le transfert de chaleur a changé considérablement quand le caractère onduleux change et aussi dépend du rapport d'aspect du domaine.

L'effet du rapport d'aspect sur les phénomènes de transport du fluide thermique dans les cavités sous la pesanteur réduite est étudié numériquement par Torii [38].

Valencia et Frederick [39] ont analysé numériquement la convection naturelle de l'air dans une cavité carrée avec parois partiellement thermiquement actives pour cinq différents endroits de chauffage. Ils ont trouvé que le taux de transfert de chaleur est augmenté quand l'endroit de chauffage est au milieu du mur chaud.

El-Refee et al [40] ont étudié numériquement la convection naturelle dans des cavités inclinées, partiellement refroidies et différentiellement chauffées avec différents rapports d'aspect.

Deng et al [41] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire stationnaire dans une enceinte rectangulaire avec des sources de chaleur discrètes sur la paroi. Ils ont conclu que le rôle des sources de chaleur isothermes est généralement beaucoup plus fort que le flux des sources de chaleur.

Nithyadevi et al [42] ont étudié la convection naturelle dans une cavité carrée avec parois partiellement actives.

Kandaswamy et al [43] ont étudié les effets maximum de densité de l'eau dans une cavité carrée avec parois partiellement thermiquement actives.

Une autre étude par Kandaswamy [44] décrit la convection naturelle dans une cavité rectangulaire avec parois partiellement actives, pour neuf différents endroits de chauffage, c'est-à-dire, pour la région chaude située au-dessus, milieu et fond et la région froide, qui se déplace du bas en haut, pour localiser les régions, où le taux de transfert de chaleur est maximum et minimum, comme le montre la figure ci-dessous.

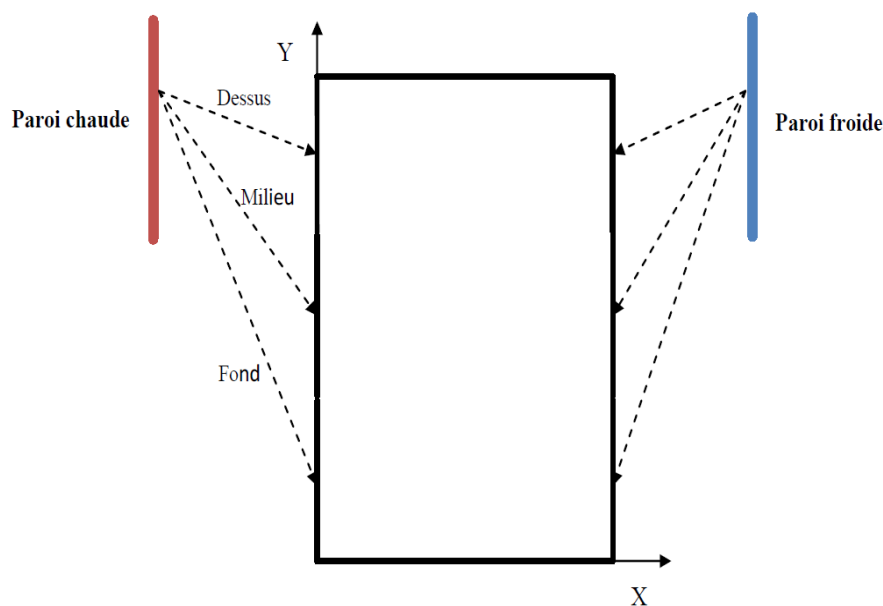


Figure I.8 : Différents endroits de chauffage.

Abidi et al. [45] ont étudié numériquement la convection naturelle doublement diffusive dans une cavité cubique soumise à des gradients de température et de concentration horizontaux (Figure I.4).

Des températures et des concentrations constantes et uniformes sont imposées sur les parois verticales, gauches et droite, de l'enceinte, les deux autres parois verticales sont imperméables et adiabatiques tandis que les parois horizontales sont diffusives en chaleur et en masse. Les conditions ont été traitées pour $Ra = 105$ $Pr = 10$. Les résultats montrent que la présence des parois diffusives en chaleur et en masse induit une diminution de l'intensité globale de l'écoulement et les transferts de chaleur et de masse d'une part et favorise l'écoulement transversal d'autre part.

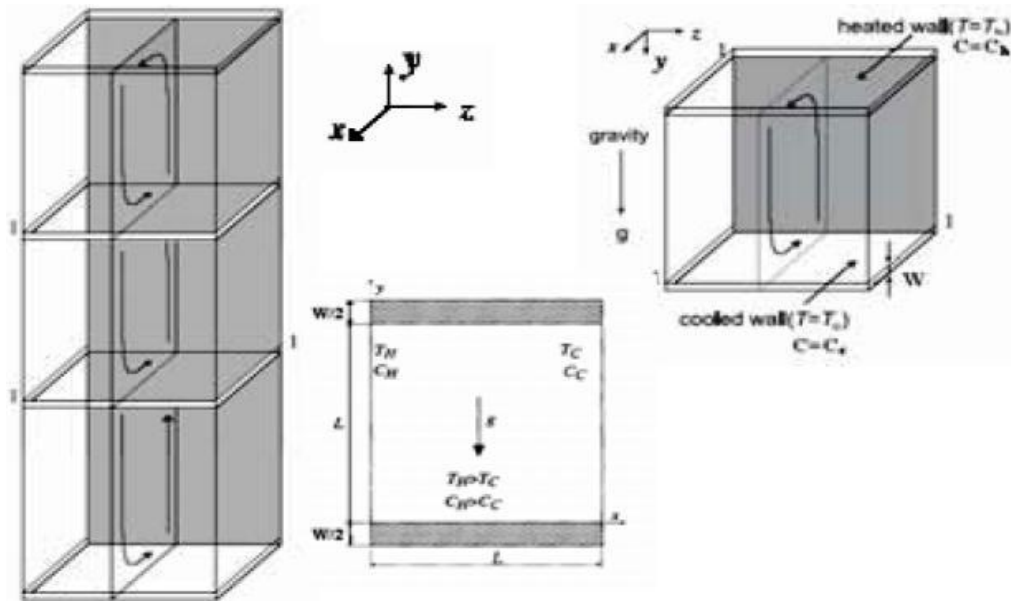


Figure I.9 : Modèle physique et système des coordonnées

Dalal et Das [46] ont réalisé une étude numérique bidimensionnelle de la convection naturelle dans une cavité carrée où la paroi inférieure est ondulée et la paroi supérieure maintenue à une température chaude imposée suivant une fonction sinusoïdale.

Les trois autres parois y compris la paroi ondulée sont maintenues à la température froide constante (Figure I.9).

Ce problème a été résolu par l'algorithme SIMPLER avec le schéma QUICK basé sur la méthode des volumes de contrôle en coordonnées curvilignes.

La simulation a été effectuée pour différents angles d'inclinaison, amplitudes et nombres de Rayleigh tandis que le nombre de Prandtl a été maintenu constant.

Les configurations géométriques considérées étaient 1, 2 et 3 ondulations. Les résultats obtenus prouvent que l'angle d'inclinaison affecte le taux d'écoulement et le transfert thermique dans la cavité, pour tous les types d'ondulation étudié, pour tout le type d'ondulation la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen dans la paroi ondulée est comprise entre deux angles d'inclinaison 150° et 240° , le minimum est obtenu pour une degré d'inclinaison égale 30° .

Pour les petites amplitudes le nombre de Nusselt moyen est dans tous les cas de nombre de Rayleigh étudié Pour les petits nombres Rayleigh, il est possible d'augmenter le nombre moyen de Nusselt dans la paroi ondulée par l'augmentation de l'amplitude.

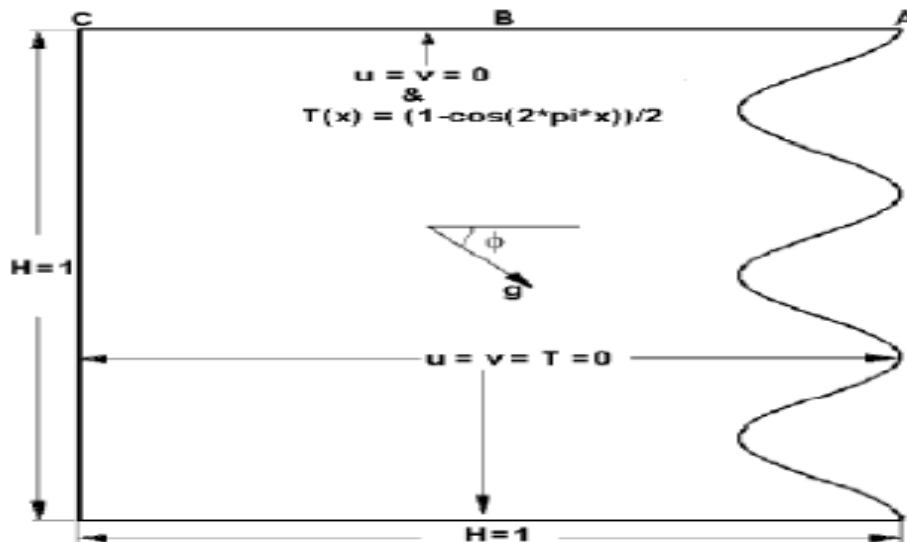


Figure I.10 : Géométrie utilisée par [5]

Ould Said et *al.* [47] ont également étudié la modélisation du comportement de l'écoulement naturel convectif d'un fluide visqueux incompressible dans une cavité confinée en forme de pyramide horizontale chauffée par la basse et refroidie par les parois inclinées supérieures.

Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues par le logiciel "Fluent" basé sur la méthode des volumes finis. Des résultats sont obtenus pour plusieurs valeurs du nombre de Rayleigh variant entre 103 et 106 pour différentes valeurs du rapport de forme de la pyramide un nombre de Prandtl $Pr = 0,7$. Ces résultats sont représentés sous forme de champ de température dans la cavité. Le transfert de chaleur à travers les parois est déterminé en analysant la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh.

Nous citerons, entre autre, Hudson [48], Schiestel et Chauve [49] dont le mérite consiste en une approche expérimentale ayant trait, tout aussi bien aux fluides compressibles qu'aux fluides incompressibles, et ce pour diverses géométries dont : la géométrie rectangulaire.

Le modèle simple traitant numériquement le développement de la couche limite compressible avec un transfert de chaleur, mis en oeuvre par Mari et *al.* [50] n'ont fait qu'une éminente inspiration des travaux de Launder et Spalding [51].

Adjout et *al.* [52], ont effectué une étude numérique de la convection naturelle en régime Laminaire dans une cavité carrée inclinée à paroi ondulé, la paroi inférieure et supérieure sont adiabatiques et les autres parois chauffées par deux côtés opposés (Figure I.10).

Les équations de ce problème formulé en variables d'Helmholtz (ψ, ω) sont résolues numériquement par la méthode des différences finies. Les essais ont été réalisés pour différents

angles d'inclination, amplitudes de l'ondulation, et de nombres de Rayleigh tandis que le nombre de Prandtl était maintenu constant.

Deux configurations géométriques ont été employées la première géométrie est d'une seule ondulation et la deuxième de trois ondulations. Ils ont constaté que l'ondulation de la paroi chaude affecte l'écoulement et le taux de transfert thermique dans la cavité. Le nombre de Nusselt moyen contribue à diminuer le transfert thermique par rapport à une cavité carrée. Il semble également qu'une augmentation du nombre d'ondulation sur la paroi chaude réduit le taux de transfert thermique pour un angle plus grand que 75° .

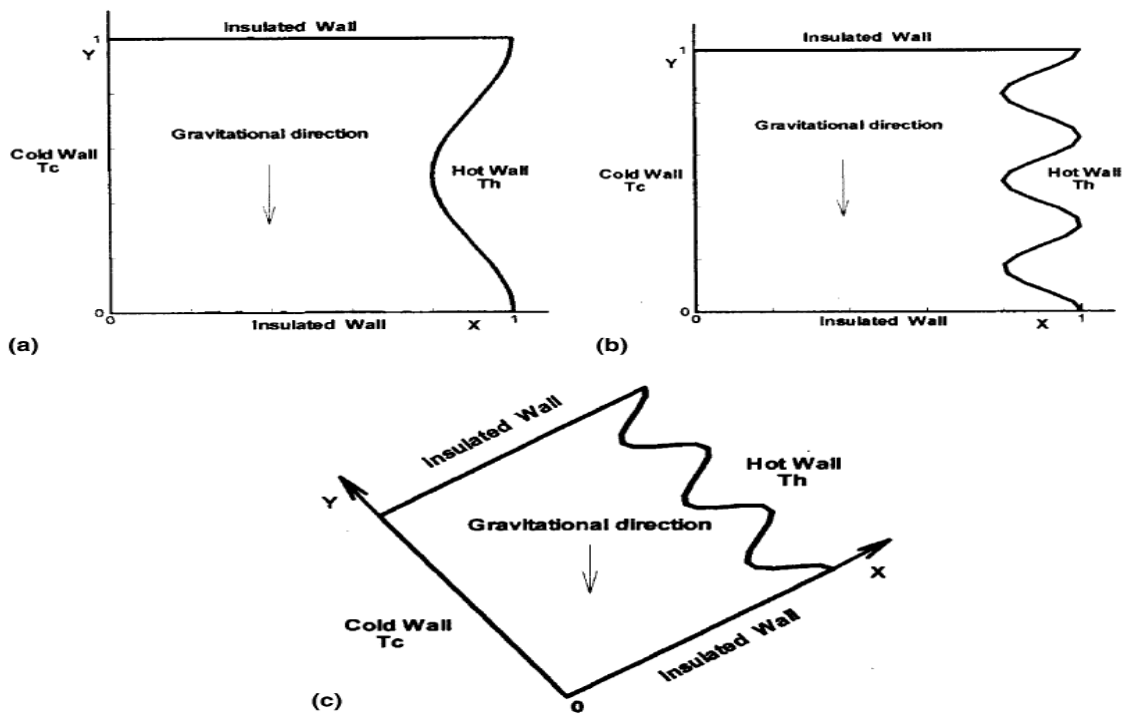


Figure I.11 : Configurations utilisées, a) une, b) deux et c) trois ondulations [52]

I.7 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présentée la généralité sur les trois modes de transfert de chaleur et étude bibliographique sur la convection naturelle.

Le chapitre suivant en va présenter quelque généralité sur logiciel de « FLUENT ».