

**Etude des écoulements de convection
naturelle en cavité fermée**

2.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de caractériser les écoulements de convection naturelle dans les espaces confinés, plus particulièrement dans les cavités parallélépipédiques fermées, de dimensions et d'inclinaisons variables et dont les parois sont chauffées différemment. En effet, ce type d'écoulement d'air est présent dans de nombreux systèmes et processus industriels ; par exemple les systèmes thermiques solaires, les systèmes de refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires, les bâtiments et, plus précisément, l'isolation de parois opaques ou vitrées. Dans le cadre de notre étude, la caractérisation des performances thermiques des lames d'air fermées permet de déterminer la part de résistance thermique qu'ajoutent ces cavités d'air aux complexes de paroi isolée avec des PMR à faces peu émissives.

De nombreux travaux concernent l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités d'air fermées, le but étant de pouvoir maîtriser les transferts de chaleur. En effet, pour plusieurs applications on cherche à améliorer les échanges thermiques à l'aide de ces cavités d'air alors que pour d'autres, on cherche à augmenter le degré d'isolation. Pour les écoulements de convection libre dans les cavités fermées, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace et les propriétés thermophysiques du fluide.

Dans ce chapitre, une bibliographie détaillée est tout d'abord effectuée sur la convection naturelle dans les lames d'air non ventilées. Cette bibliographie regroupe des études théoriques, numériques et expérimentales qui ont été réalisées afin de résoudre ce problème de transfert thermique. La plupart des travaux concernent essentiellement les cavités d'air verticales ou horizontales chauffées par le bas (cas de la convection de Rayleigh-Bénard). De plus, les corrélations proposées dans la littérature sont valables pour certaines dimensions de cavité et manquent pour certains angles d'inclinaison. Pour cela, dans une deuxième partie de ce chapitre, une modélisation numérique est réalisée à l'aide du code CFD Fluent pour des cavités d'air de différents allongements, possédant deux parois chauffées différemment et balayant plusieurs angles d'inclinaison allant de 0° (cavités chauffées par le bas) à 180° (cavités chauffées par le haut). Enfin, les résultats numériques obtenus sont validés pour certains cas d'étude par des corrélations choisies dans la littérature et sont utilisés pour définir un coefficient d'échange convectif moyen à l'intérieur des lames d'air fermées pour une plage importante d'allongement et du nombre de Rayleigh.

2.2 Etat de l'art en convection naturelle

Depuis plusieurs années, l'écoulement dans les cavités confinées chauffées différemment fait l'objet de nombreuses études numériques et expérimentales. Ces dernières ont montré que le régime d'écoulement dans ces cavités d'air fermées est conditionné par plusieurs paramètres qui sont essentiellement l'écart de températures entre les deux parois chaude et froide, les dimensions de la cavité parallélépipédique et l'angle d'inclinaison que fait la paroi chaude avec l'horizontale. En effet, pour de faibles écarts de températures entre parois actives, l'écoulement est laminaire. L'écart de températures étant le moteur de la convection naturelle, une augmentation au-delà d'une certaine valeur critique va créer des instabilités qui entraînent la transition de l'écoulement vers des régimes instationnaires, chaotiques, voire même turbulents.

Dans cette étude bibliographique, un état de l'art est réalisé afin de résumer les différents régimes d'écoulements existants et de présenter les corrélations de transferts thermiques à travers ces cavités d'air.

2.2.1 Rappel des lois fondamentales

La convection naturelle est un phénomène de transfert thermique entre un solide et un fluide de températures différentes qui se traduit par une diffusion de chaleur entre les deux milieux. Les gradients de température ainsi créés au niveau du fluide se traduisent par des gradients de masse volumique qui provoquent une poussée verticale (poussée d'Archimède) générée par une dilatation locale du fluide.

Etant donné que le champ de vitesse dans le fluide dépend de son champ de température, la convection naturelle est le siège d'un couplage des problèmes mécaniques et thermiques qui doivent être résolus simultanément et qui sont influencés par les propriétés thermodynamiques du fluide, les écarts de températures et la géométrie des systèmes concernés [Bejan, 1993]. Les études numériques de ces problèmes d'écoulement consistent alors à résoudre un système complexe d'équations différentielles qui prend en compte le couplage de l'aspect dynamique et thermique de l'écoulement. Pour cela un bon choix des conditions aux limites et du régime d'écoulement est nécessaire afin de résoudre correctement le problème.

Pour les écoulements laminaires, les modèles numériques actuels sont capables de résoudre facilement les problèmes de convection naturelle dans les espaces confinés. Par contre, pour les écoulements instationnaires voire turbulents, les recherches se sont multipliées afin de cerner les phénomènes qui provoquent l'apparition des instationnarités et les modèles numériques présentent jusqu'à aujourd'hui des limites de résolution.

Pour les écoulements turbulents, des améliorations ont été apportées aux modèles mathématiques avec la conception de calculateurs de plus en plus puissants. Sur le plan expérimental, des chercheurs ont travaillé sur la conception et le développement de dispositifs de grandes tailles, plus performants du point de vue mesure et permettant d'obtenir une bonne visualisation des écoulements à grand nombre de Rayleigh. Ces dispositifs doivent pouvoir atteindre les mêmes conditions aux limites imposées dans les modèles numériques 3D comme par exemple l'adiabacité des parois latérales et horizontales pour comparer et valider les modèles. Dans le but de rapprocher les études numériques et expérimentales sur ce sujet, Mergui [Mergui, 1996] a réalisé une étude expérimentale détaillée sur un dispositif 3D de grandes dimensions afin de caractériser les écoulements turbulents dans une cavité carrée 3D chauffée différentiellement. L'objectif principal de son étude était de comparer ses résultats à ceux des études numériques récentes. Pour cela il a apporté un soin particulier aux conditions aux limites de la cavité par une bonne isolation des parois passives et par la mise en place de cavités de garde de part et d'autre.

La solution du problème de convection naturelle dans une cavité d'air rectangulaire chauffée différentiellement est obtenue en définissant un coefficient d'échange moyen h_m qui permet de calculer la densité surfacique de flux non radiatif q échangé entre les deux parois isothermes (eq. 2.1):

$$q = h_m (T_1 - T_2) \tag{2.1}$$

Pour cela, le nombre adimensionnel de Nusselt est introduit. Il représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Ce nombre de Nusselt présente dans sa formule la densité surfacique de flux non radiatif q et est donné par la formule suivante (eq. 2.2):

$$Nu_b = q \frac{b}{\lambda \Delta T}, \quad \Delta T = T_1 - T_2 \quad (2.2)$$

où q est la densité surfacique de flux thermique moyen non radiatif (W/m^2), b est l'épaisseur de l'espace entre parois isothermes (m), λ est la conductivité thermique de l'air à T_m ($W/(m.K)$), T_1 et T_2 les températures respectives des deux parois isothermes chaude et froide (K).

Ce nombre adimensionnel peut être basé sur l'épaisseur de la cavité (Nu_b) ou sur sa hauteur (Nu_H). Dans notre étude sur les lames d'air fermées, le nombre de Nusselt sera basé sur l'épaisseur entre les parois actives comme dans la plupart des études trouvées dans la littérature.

Pour de nombreux chercheurs, comme par exemple Batchelor [Batchelor, 1954], qui ont étudié la convection naturelle dans les espaces fermés, la solution du problème intégrant les résultats des profils de vitesse et de température à l'intérieur de la cavité peut être exprimée en termes du nombre de Rayleigh Ra , du nombre de Prandtl Pr et de l'allongement A de la cavité, qui est le rapport de la hauteur H des parois actives sur l'épaisseur b (cf. figure 2.1).

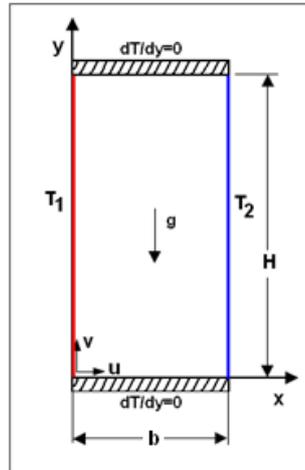


Figure 2.1 Cavité d'air rectangulaire chauffée différentiellement

Le nombre de Rayleigh est défini par l'expression suivante (eq. 2.3) :

$$Ra_b = \frac{g \beta \Delta T b^3}{\nu^2} \times Pr, \quad \Delta T = T_1 - T_2 \quad (2.3)$$

La densité surfacique du flux de chaleur échangé entre les deux surfaces isothermes q exprimée dans le nombre de Nusselt est donc donnée par la fonction de dépendance suivante (eq. 2.4):

$$Nu_b = Nu_b(Ra_b, Pr, A), \quad A = \frac{H}{b} \quad (2.4)$$

Dans notre étude, le fluide présent dans les cavités fermées est de l'air. Le nombre de Prandtl peut alors être considéré comme une constante égale à 0,71. Par la suite le nombre de Nusselt est fonction du nombre de Rayleigh et de l'allongement A (eq. 2.5).

$$Nu_b = Nu_b(Ra_b, A) \quad (2.5)$$

La plupart des études numériques traitent le problème de la convection naturelle dans les espaces confinés par des simulations 2D. L'écoulement dans la troisième direction est considéré négligeable, surtout quand la longueur dans la troisième dimension W est largement supérieure à celle entre les parois actives.

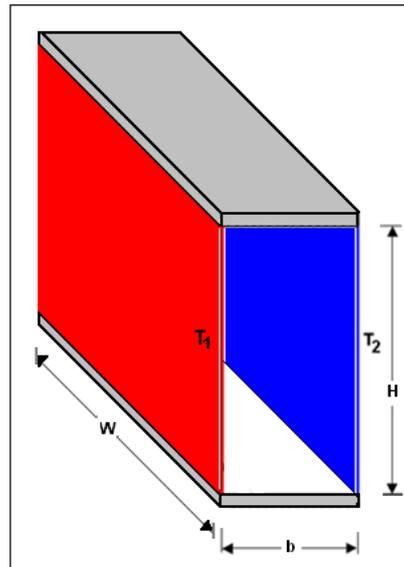


Figure 2.2 - Cavité 3D chauffée différemment

Manz [Manz, 2003] a vérifié cette hypothèse en calculant le nombre de Nusselt obtenu pour une cavité tridimensionnelle d'allongement 20 et de troisième dimension W égale à 0,4 m (cf. figure 2.2). L'écart obtenu entre les deux nombres de Nusselt calculés d'après les simulations 3D et 2D est inférieur à 2 % et ceci pour des nombres de Rayleigh allant de $2,8 \cdot 10^3$ à $9,1 \cdot 10^5$.

Outre les dimensions et les conditions thermiques des surfaces délimitant la cavité, des articles de la littérature ont insisté sur l'importance de l'effet de l'angle d'inclinaison de la lame d'air sur le régime du flux convectif intérieur et sur le transfert thermique à travers cette cavité. Buscalioni [Buscalioni, 1998] a démontré qu'au-delà d'une certaine valeur du nombre de Rayleigh, l'inclinaison de la lame d'air peut créer des instabilités ainsi que l'établissement de mécanismes complexes inattendus.

Puisque le transfert convectif dans les cavités d'air peut être contrôlé suivant le besoin en faisant varier différents paramètres, les études réalisées sur ce sujet ont pour objectif principal de mieux maîtriser les échanges thermiques et l'écoulement d'air à l'intérieur de ces cavités. Dans ce qui suit, l'état de l'art des travaux réalisés dans la littérature sont divisés en trois parties : les cavités d'air verticales ($\theta = 90^\circ$), θ étant l'angle d'inclinaison entre la paroi chaude et l'horizontale (cf. figure 2.3), les cavités horizontales chauffées par le bas ($\theta = 0^\circ$) et les cavités d'air inclinées ($0^\circ < \theta < 90^\circ$ et $90^\circ < \theta \leq 180^\circ$).

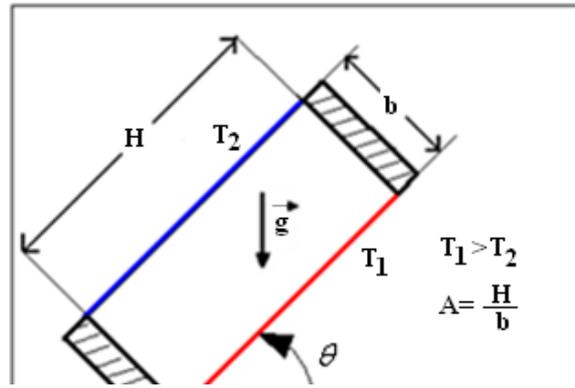


Figure 2.3 - Cavité inclinée chauffée différemment

2.2.2 Cavité aux parois verticales chauffées différemment

Le transfert thermique par convection naturelle et l'écoulement d'air dans les lames d'air verticales ont fait l'objet de plusieurs études numériques et expérimentales. Ces cavités verticales allongées intégrées dans le bâtiment se trouvent essentiellement dans les unités d'isolation des fenêtres (double vitrage), les murs multicouches, les façades à double peaux, les portes, les façades intégrant des capteurs solaires et les panneaux d'isolation transparents ou à faces peu émissives.

Le gradient de température étant orthogonal à l'accélération de pesanteur, il n'existe pas un d'état d'équilibre mécanique puisqu'au moindre écart de températures entre les parois verticales actives, un mouvement convectif est généré. Les premiers travaux réalisés sur l'étude des phénomènes thermiques ayant lieu dans les lames d'air verticales sont des études expérimentales qui établissent des corrélations basées sur les résultats des essais obtenus. Wright [Wright, 1996] discute dans son article de la validité de ces expériences et des corrélations établies.

Eckert et Carlson [Eckert, 1969] ont étudié expérimentalement le champ de température au sein des cavités verticales fermées chauffées différemment. Ils ont proposé la classification des écoulements d'air au sein de ces cavités en trois régimes : le régime de conduction, de transition et de couche limite. Le principal critère de différenciation entre ces régimes est le gradient de température horizontal dans la zone centrale de la cavité.

Benkhelifa [Benkhelifa thèse, 2006] dans le cadre des travaux de sa thèse a pu déceler les instationnarités de convection naturelle qui apparaissent en premier dans une cavité d'air chauffée différemment d'un allongement A égal à 4 pour différentes inclinaisons et ceci en faisant varier progressivement le paramètre de contrôle principal c'est-à-dire l'écart de température entre les parois actives. Benkhelifa a montré que, pour les cavités verticales, le premier mode instationnaire n'apparaît que pour des nombres de Ra_b (basé sur l'épaisseur de la cavité) de l'ordre de $1,32 \cdot 10^6$ et qu'il existe trois régimes d'écoulement depuis l'état stationnaire, à savoir le régime mono-périodique, le régime quasi-périodique et le régime chaotique. Ce dernier n'apparaît que pour des Ra_H (basé sur la hauteur de la cavité) de l'ordre de 10^8 . Les résultats qu'il a retrouvés sont conformes à ceux d'autres auteurs.

Les travaux de Wright [Wright, 2006] sur la visualisation des phénomènes de convection dans des espaces confinés ont également montré l'apparition de cellules secondaires quand un certain Ra critique est dépassé. Bergholz [Bergholz, 1978] a établi une corrélation pouvant

déterminer le Rayleigh critique au-delà duquel l'écoulement devient multicellulaire ; elle est définie par l'expression suivante (eq. 2.6):

$$Ra_c = 8000\left(1 + \frac{5}{A}\right)Pr \quad (2.6)$$

Cette corrélation montre que les écoulements secondaires ont lieu dans une certaine plage de valeurs du nombre de Rayleigh, fonction de l'allongement A et du nombre de Prandtl. D'autres auteurs comme Lee [Lee, 1983] et Zhao [Zhao 2, 1997] ont également étudié les écoulements multicellulaires présents dans les lames d'air verticales par simulation numérique. Les travaux ont principalement montré que la stratification thermique au sein de la cavité empêche la formation de cellules secondaires. Cette stratification est d'autant plus forte que l'allongement de la cavité est petit. Les travaux expérimentaux de visualisation des écoulements secondaires dans les lames d'air verticales sont résumés dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1 - Visualisation des cellules secondaires dans des cavités d'air verticales [Wright, 2006]

Auteurs	Ra	A	Méthode
Vest et Arpaci	6745	33	Écoulement de fumée
Korpela	6390	33	Écoulement de fumée
Keizer-Boogh	8700	14	Fumée
Chikaoui et al.	7100, 8165	12	Fumée
Lartigue et al.	9222	40	PIV, encens
Choi et Korpela	5180, 6461, 8946, 15052	38,6	Fumée, anneau

Cependant, le but de notre étude est de trouver le flux de transfert thermique par convection naturelle à travers les lames d'air verticales, c'est-à-dire d'estimer la valeur du Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh et de l'allongement. Pour cela les écoulements multicellulaires ayant lieu dans le centre de la cavité, loin des extrémités de la lame d'air, ne seront pas étudiés.

Le régime d'écoulement dans la cavité d'air est, par contre, un facteur important dans cette étude. Suivant l'allongement de la cavité considérée et le nombre de Ra imposé, l'écoulement de convection naturelle dans la lame d'air peut être laminaire ou turbulent. Batchelor [Batchelor, 1954] a trouvé la limite de transition entre les deux types d'écoulement pour des cavités d'allongement allant de 10 à 100 et dont le nombre de Rayleigh varie de 10^2 à 10^7 . Il prévoit une transition vers la turbulence à un Rayleigh égal à 13700 pour des cavités de grands allongements et à $10^9.A^{-3}$ pour des écoulements à grand nombre de Rayleigh et dont l'allongement des cavités est inférieur à 40.

Manz [Manz, 2003] dans son étude numérique a recherché le point de transition à la turbulence, c'est-à-dire le Rayleigh critique à partir duquel le régime devient turbulent et ceci pour des cavités de trois allongements différents (20, 40 et 80). De faibles écarts ont été retrouvés entre ses résultats et ceux de Batchelor (ceux de Manz sont marqués en noir sur la figure 2.4).

La figure 2.4 montre la classification établie par Yin [Yin, 1978] qui délimite les régimes de conduction, de transition et de couche limite en fonction du nombre de Ra et de l'allongement. Les distributions de température et de vitesse pour différents nombres de Rayleigh (différents régimes d'écoulement) sont cohérentes par rapport à celles trouvées par Yin.

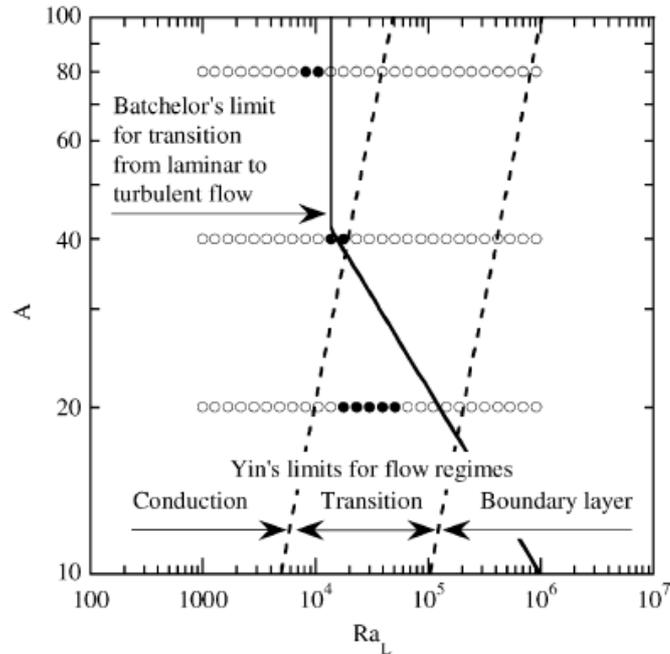


Figure 2.4 - Classification des différents régimes d'écoulement en fonction du nombre de Ra_L (L étant l'épaisseur entre parois actives) et de l'allongement A [Manz, 2003]

Une conclusion peut être tirée des deux études, le régime de turbulence est établi pour des nombres de Ra plus élevés quand la cavité a un petit allongement.

La théorie montre donc que le nombre de Nusselt caractérisant l'échange convectif dans les cavités d'air est uniquement fonction du nombre de Ra et de l'allongement A . Par suite, le nombre de Nusselt prend dans la plupart des cas la forme générale suivante (eq. 2.7) :

$$Nu = c \times \frac{Ra^m}{A^n} \quad (2.7)$$

En faisant varier l'épaisseur de la lame d'air, la plupart des études réalisées ne pouvaient pas séparer l'effet du nombre de Ra et de l'allongement sur le nombre de Nusselt. ElSherbiny [ElSherbiny, 1980] a trouvé une méthode de séparation de l'effet des deux paramètres intervenant dans le nombre de Nusselt. Cette méthode consiste à faire varier le nombre de Ra en modifiant la pression du fluide à l'intérieur de la lame d'air, donc sans faire varier l'épaisseur de la lame d'air. Ceci lui a permis de travailler sur de grands nombres de Ra qui pouvaient atteindre 10^8 et de très grands allongements pouvant arriver à 110. ElSherbiny [ElSherbiny, 1982] a également proposé, à travers les résultats de ses essais, une corrélation avec une déviation maximale de 9 %. Les conditions aux limites des parois horizontales délimitant la lame d'air ne sont pas adiabatiques mais parfaitement conductrices, un profil de température linéaire existe donc sur les parois horizontales entre les deux surfaces isothermes. La corrélation qu'il a trouvée est la suivante (eq. 2.8):

$$\begin{aligned}
 Nu_1 &= 0,0605 \times Ra_b^{\frac{1}{3}} \\
 Nu_2 &= \left[1 + \left(\frac{0,104 \times Ra_b^{0,293}}{1 + \left(\frac{6310}{Ra_b} \right)^{1,36}} \right)^3 \right]^{\frac{1}{3}} \\
 Nu_3 &= 0,242 \times \left(\frac{Ra_b}{A} \right)^{0,272}
 \end{aligned}
 \quad
 \begin{aligned}
 &5 \leq A \leq 110, \\
 A=20 &: Ra_b < 2 \times 10^6 \\
 A=40 &: Ra_b < 2 \times 10^5 \\
 A=80 &: Ra_b < 3 \times 10^4
 \end{aligned}
 \quad (2.8)$$

$$Nu = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$$

Wright [Wright, 1996] a proposé une corrélation pour modéliser le transfert thermique dans une cavité d'air verticale. Cette corrélation (eq. 2.9) est déterminée par plusieurs résultats expérimentaux de la littérature pour des allongements supérieurs à 40 ($A \geq 40$) et pour des nombres de Rayleigh inférieurs à 10^6 . Wright a déduit, d'après son étude, que le Nusselt ne dépend plus de l'allongement dans ces plages particulières de Ra et de A:

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,0673838 \times Ra_b^{0,3} & 5 \cdot 10^4 < Ra_b \leq 10^6 \\
 Nu &= 0,028154 \times Ra_b^{0,4134} & 10^4 < Ra_b \leq 5 \cdot 10^4 \\
 Nu &= 1 + 1,75967 \times 10^{-10} \times Ra_b^{2,2984755} & Ra_b \leq 10^4
 \end{aligned}
 \quad (2.9)$$

Yin [Yin, 1978] a également étudié par expérimentation la convection naturelle dans une cavité parallélépipédique verticale chauffée différentiellement. Les surfaces horizontales de la cavité étaient bien isolées afin d'assurer leurs adiabaticités. La corrélation qu'il a développée (eq. 2.10) regroupe 94 % de ses résultats expérimentaux avec une déviation maximale de ± 20 %. L'expression du Nusselt est valable pour une plage donnée du Rayleigh allant de $1,5 \cdot 10^3$ à $7 \cdot 10^6$ et pour un allongement qui varie de 4,9 à 78,7 :

$$Nu = 0,23 \times A^{-0,131} \times Ra_b^{0,269} \quad (2.10)$$

La corrélation qu'il a proposée a été comparée aux corrélations de Jakob [Jakob, 1964], Eckert et Carlson [Eckert, 1961] et Newell et Schmidt [Newell, 1969]. Ces dernières sont valides pour de plus petites plages de Rayleigh et des allongements inférieurs à 42.

Dans ses travaux, Zhao [Zhao, 1997] a effectué des simulations numériques sur des cavités d'air verticales dont l'allongement varie entre 5 et 80 en utilisant la méthode des éléments finis. Les parois horizontales de la cavité sont considérées adiabatiques. Il a ensuite comparé les résultats numériques obtenus avec des résultats expérimentaux et a proposé une corrélation qui présente une déviation maximale de plus ou moins 6 % entre les deux résultats expérimentaux et numériques. Deux expressions différentes sont alors proposées (eq. 2.11), une pour un nombre de Rayleigh inférieur à 10^4 et une autre pour un nombre de Rayleigh supérieur à 10^4 mais limitée par un nombre de Rayleigh Ra_{ul} tel que l'écoulement reste toujours laminaire à l'intérieur de l'intervalle.

$$Nu = \left[1 - 0,00813277 \times \left(\frac{Ra_b}{A} \right) + 0,00723291 \times \left(\frac{Ra_b}{A} \right)^{1,08597} \right]^{0,279072} \quad Ra_b < 10^4$$

$$Nu = 0,0999542 \times \left(1 + 0,997983 \times e^{-0,0997981 \times A} \right) \times Ra_b^{0,274216}$$

$$10^4 \leq Ra_b \leq Ra_{ul} \quad (2.11)$$

$$Ra_{ul} = 10^5, A=20$$

$$Ra_{ul} = 1,5 \times 10^4, A=40$$

$$Ra_{ul} = 5 \times 10^3, A=80$$

D'autre part, la norme européenne EN 673 [EN673, 1997], qui décrit une méthode pour le calcul du coefficient de transmission thermique (valeur-U) des unités de vitrages isolants, propose un coefficient d'échange convectif dans une cavité. Le coefficient d'échange est fonction uniquement du nombre de Rayleigh et aucun intervalle de validité pour le nombre de Rayleigh et l'allongement n'est indiqué. Les conditions aux limites des parois horizontales délimitant la cavité sont considérées non importantes et n'influencent pas les résultats de calcul du coefficient d'échange total de la cavité. La corrélation établie dans cette norme est donnée par la formule suivante (eq. 2.12)

$$Nu = \max(0.035 \times Ra_b^{0.38}, 1) \quad (2.12)$$

ElSherbiny [ElSherbiny, 1980], Yin [Yin, 1978], Zhao [Zhao, 1997], Wright [Wright, 1996] et la norme européenne EN673 [EN673, 1997] ont donc examiné les lames d'air verticales chauffées différemment. Une comparaison de ces différentes corrélations a montré des écarts significatifs dans l'évaluation du nombre de Nusselt, et ceci pour plusieurs valeurs d'allongement de lames d'air allant de 10 à 40.

Pour un allongement égal à 10 (Figure 2.5), seule la corrélation de Yin montre un écart significatif avec les autres corrélations pour des nombres de Rayleigh allant jusqu'à 4.10^5 (équivalent à un écart de température de 50 K).

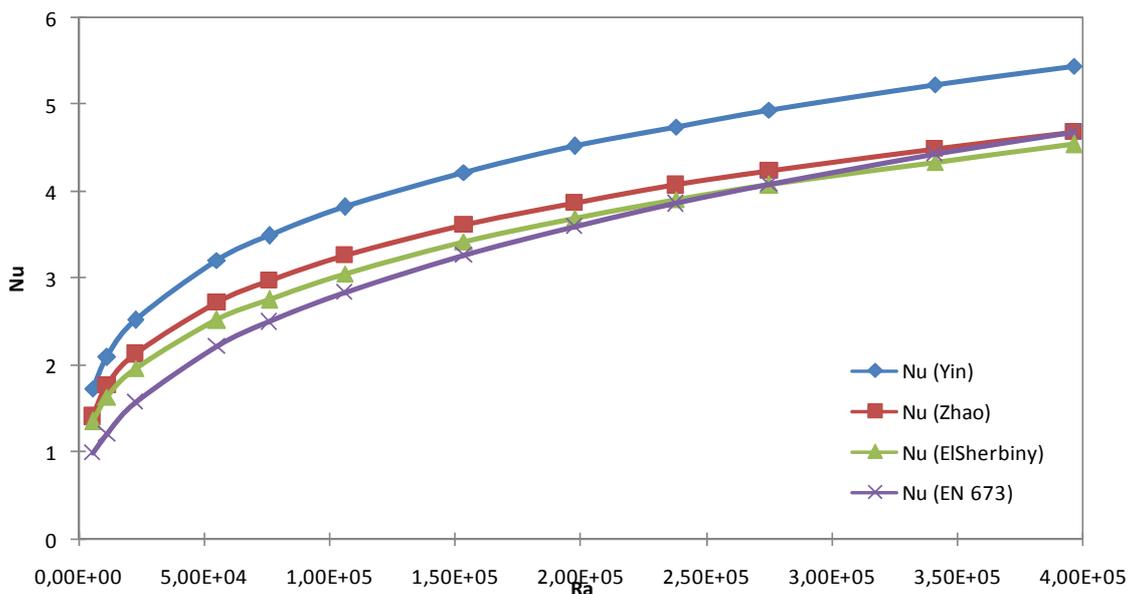


Figure 2.5 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra (A=10)

Les résultats des courbes de la figure 2.5 montrent que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Rayleigh. Le minimum correspond à une valeur du Nusselt égal à 1. Dans ce cas, le régime de transfert thermique à l'intérieur de la cavité est de la conduction pure.

Egalement pour une lame d'air ayant un allongement égal à 20, la figure 2.6 montre que la corrélation de Yin donne des nombres de Nusselt présentant des écarts avec les autres corrélations bien que le profil d'évolution avec le nombre de Rayleigh soit identique.

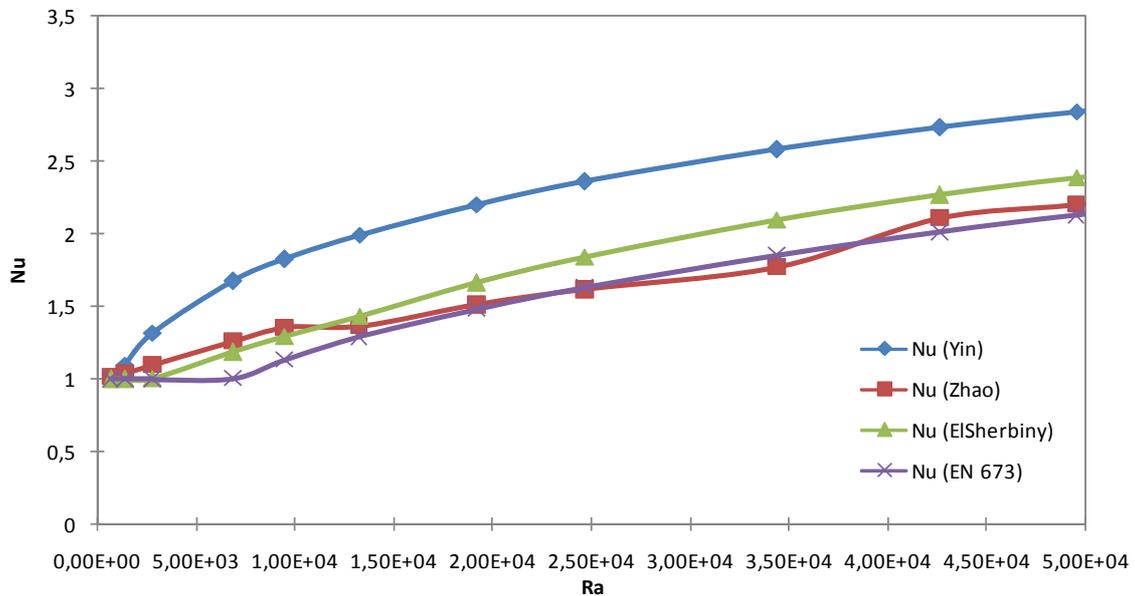


Figure 2.6 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra ($A = 20$)

Un autre exemple de l'écart entre les valeurs de Nusselt obtenues en fonction du nombre de Rayleigh est représenté à la figure 2.7 pour un allongement de la lame d'air de 25. La corrélation de Yin s'éloigne de plus en plus des autres courbes. Les corrélations d'Elsherbiny et de Zhao donnent des résultats très proches dans la totalité de l'intervalle de Rayleigh considéré. D'autre part, les nombres de Nusselt obtenus par la norme européenne EN 673 gardent la valeur 1 pour de plus grands nombres de Rayleigh.

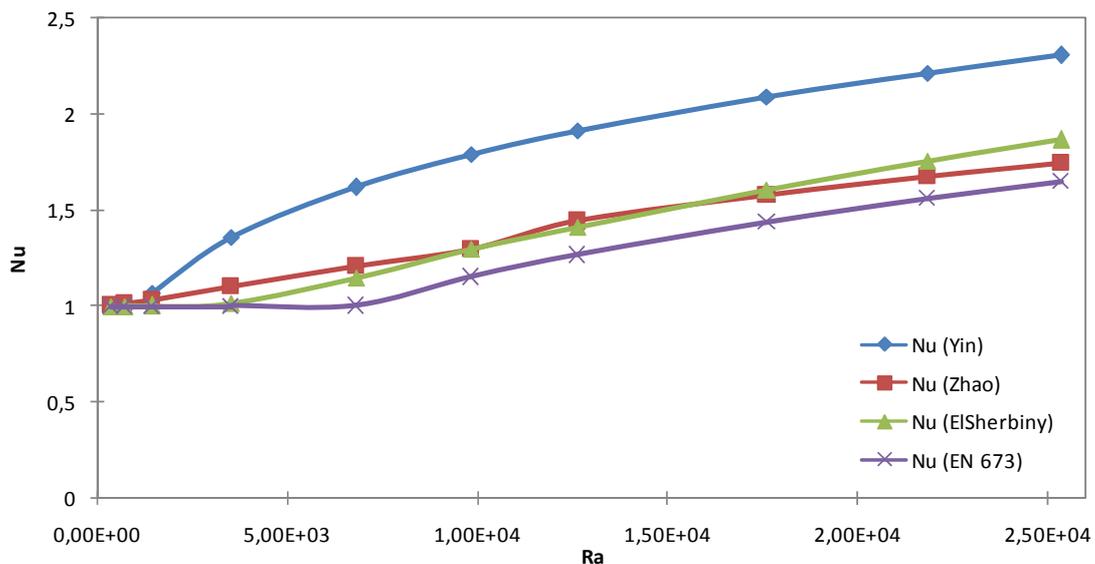


Figure 2.7 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra ($A = 25$)

La figure 2.8 montre qu'avec l'augmentation de l'allongement de la cavité chauffée différemment, la corrélation de Yin s'écarte de plus en plus des autres corrélations. Les mêmes conclusions que celles du cas précédent peuvent être tirées.

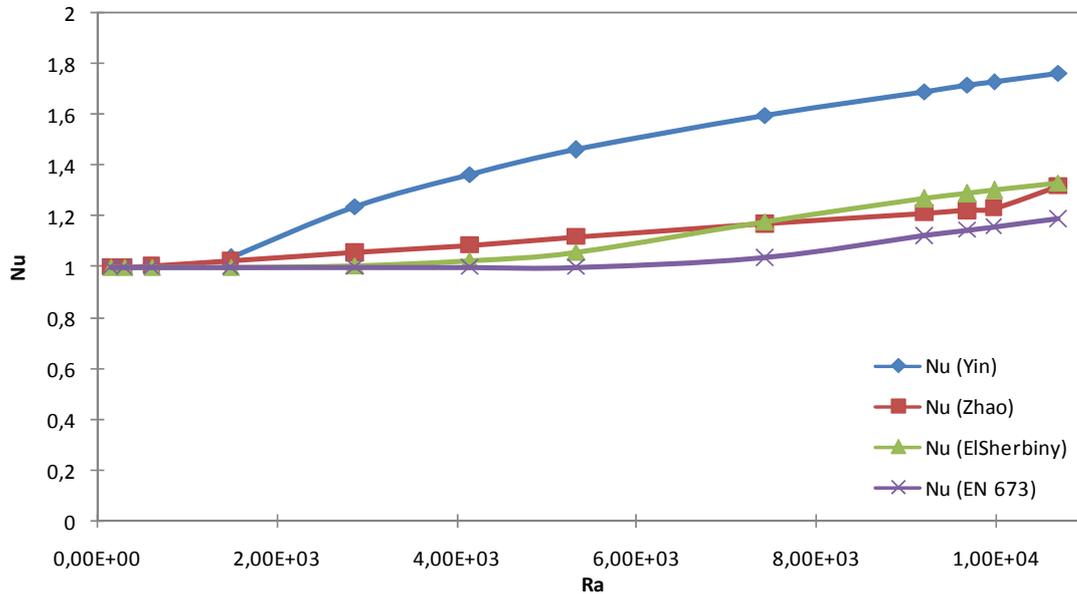


Figure 2.8 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra ($A = 33$)

Enfin, pour une lame d'air ayant un allongement égal à 40, la figure 2.9 montre que les corrélations d'ElSherbiny, de Wright et de Zhao semblent être les plus adaptées à cet allongement.

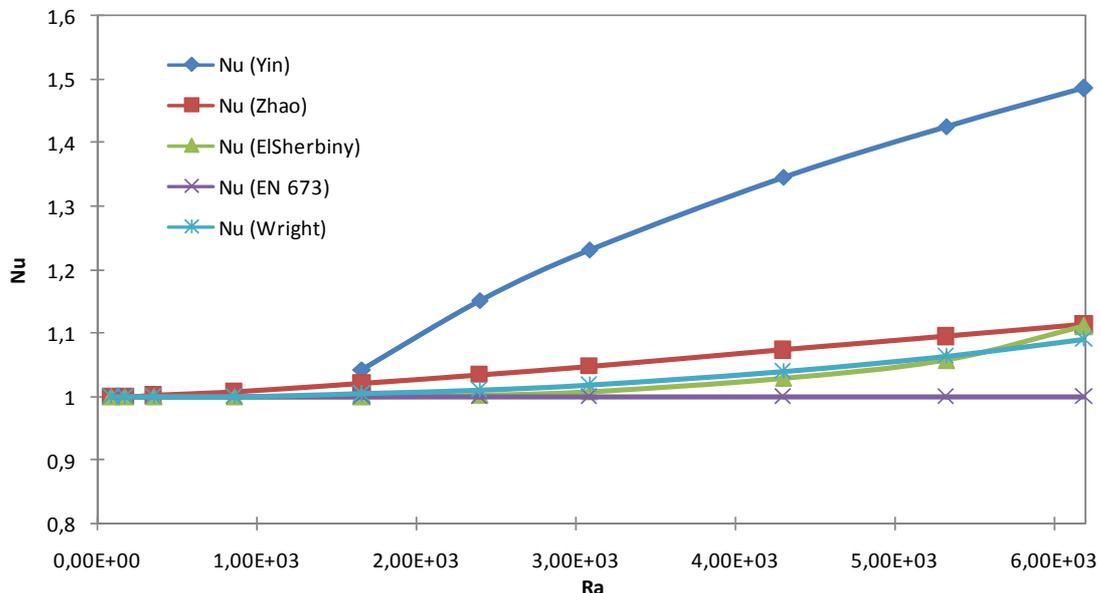


Figure 2.9 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra ($A = 40$)

Ces écarts significatifs entre les différentes corrélations sont probablement liés aux limites des expérimentations réalisées pour l'établissement de ces corrélations et le nombre de points de la base de données expérimentales. Pour sélectionner une corrélation utilisable pour modéliser le transfert thermique à travers les lames d'air verticales fermées, dans une deuxième partie de ce chapitre, une modélisation d'une lame d'air verticale est entreprise avec le code CFD Fluent et comparée aux résultats des corrélations.

2.2.3 Cavité aux parois horizontales chauffées différentiellement

La convection naturelle de Rayleigh-Bénard (cf. figure 2.10) a fait l'objet de plusieurs investigations puisqu'elle présente plusieurs régimes d'instabilités suivant la valeur du nombre de Rayleigh, lui-même fonction de l'écart de températures imposées de part et d'autre des parois horizontales actives.

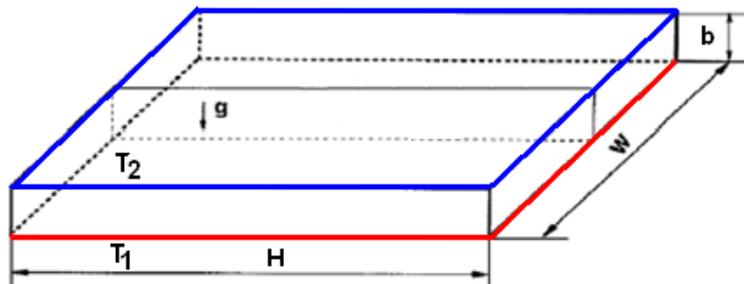


Figure 2.10 - Cavité horizontale chauffée par le bas

En effet, l'augmentation de cet écart entraîne une évolution du type d'écoulement et des configurations intéressantes de rouleaux contrarotatifs apparaissent. Au-dessous d'une valeur critique du nombre de Rayleigh, de l'ordre de 1708, les cavités fermées chauffées par le bas présentent un écoulement de convection naturelle en régime conductif. Au-dessus de cette valeur critique, les couches horizontales de fluide sont soumises à des gradients verticaux de température suffisamment importants, le seuil d'instabilité est alors atteint. Par la suite, des arrangements de cellules de convection apparaissent prenant la forme de rouleaux contrarotatifs bidimensionnels d'axes horizontaux parallèles.

Khrishnamurti [Khrishnamurti, 1973] a démontré que pour des fluides à faible nombre de Prandtl, comme l'air par exemple, la transmission de l'état stationnaire à la turbulence a lieu directement, sans le passage par d'autres régimes intermédiaires. La turbulence est alors atteinte pour de faibles nombres de Rayleigh et plus précisément pour des valeurs au-delà de $4,8 \cdot 10^3$. Mc Laughin [Mc Laughin, 1982] a, par contre, démontré par des simulations numériques 3D qu'il existe deux régimes intermédiaires avant d'atteindre la turbulence, le régime périodique et le régime quasi-périodique, et ceci pour des nombres de Rayleigh allant de $6,5 \cdot 10^3$ à $1,5 \cdot 10^4$.

La plupart des travaux sur la convection de Rayleigh-Bénard ([Dubois, 1978], [Zierep, 1982]) se concentrent sur des nombres de Rayleigh de l'ordre de 10^4 . Les études sont généralement bidimensionnelles et ne tiennent pas compte des effets d'instabilités 3D.

Ceci n'est pas le cas des travaux de Benkhalifa [Benkhalifa, 2006] qui a pu visualiser la convection naturelle turbulente de Rayleigh-Bénard pour de grands nombres de Rayleigh de l'ordre de 10^8 grâce à une étude expérimentale dynamique par PIV-2D. Il a également examiné l'effet tridimensionnel de l'écoulement. La cellule parallélépipédique étudiée est constituée de deux parois horizontales isothermes ayant chacune une surface de 48 cm x 12 cm. L'épaisseur entre les parois actives horizontales est de 12 cm. La cavité a donc un allongement vertical de 4. Les résultats montrent trois rouleaux contrarotatifs (cf. figure 2.11). Ces cellules cohérentes persistent pour de grands écarts de température. Deux petits tourbillons secondaires se forment aux extrémités. Ceci est dû à la non-adiabaticité des

extrémités verticales du dispositif expérimental. D'autre part, les résultats des champs de vitesse dans deux plans orthogonaux ont permis une première estimation de l'énergie cinétique turbulente.

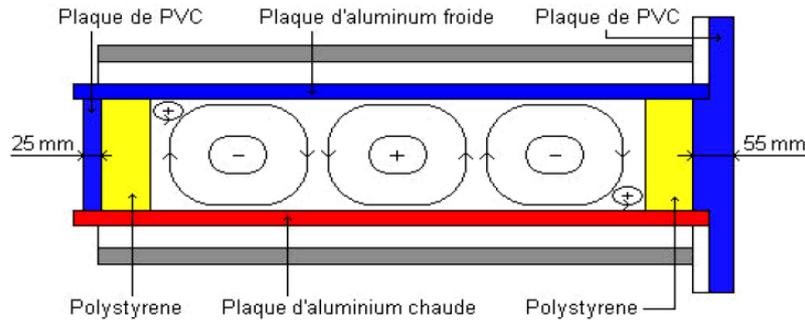


Figure 2.11 - Schématisation des rouleaux contrarotatifs dans une cellule de Rayleigh-Bénard [Benkhalifa, 2006]

Enfin, Yang [Yang, 2006] a développé un modèle numérique basé sur la simulation numérique directe DNS et sur un maillage extrêmement fin représentant la convection turbulente de Rayleigh-Bénard. Son étude numérique a englobé trois niveaux de simulations pour trois nombres de Ra différents. Les résultats des simulations numériques sont cohérents avec son étude expérimentale. La corrélation obtenue est indépendante de l'allongement et est définie par l'équation suivante (eq. 2.13) :

$$Nu = 0,125 \times Ra_b^{0,303} \times Pr^{0,25} \quad (2.13)$$

2.2.4 Cavité aux parois inclinées différemment chauffées

Pour les cavités d'air inclinées, ElSherbiny, dans ses différents travaux [ElSherbiny, 1996], insiste sur l'importance de l'angle d'inclinaison de la lame d'air et les conséquences de ce paramètre sur le phénomène de convection naturelle.

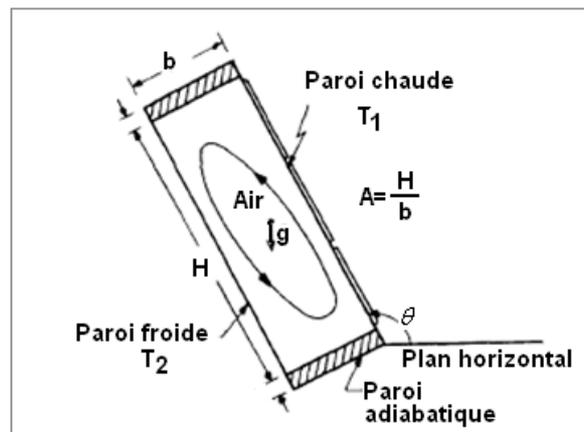


Figure 2.12 - Schéma d'une lame d'air inclinée

La corrélation qu'il a établie dépend donc de l'angle d'inclinaison de la cavité entre la paroi chaude et l'horizontale ainsi que du nombre de Rayleigh (eq. 2.14). Elle est valable pour un allongement de la lame de 20 et pour un angle d'inclinaison variant de 120° à 180°.

$$\theta = 180^\circ, Nu = [1 + (0,212 \times Ra^{0,136})^{11}]^{\frac{1}{11}}$$

$$\theta = 120^\circ, Nu = [1 + (0,0566 \times Ra^{0,332})^{4,76}]^{\frac{1}{4,76}} \quad (2.14)$$

$$\text{Pour } 120 < \theta < 180, Nu(\phi) = Nu(180^\circ) + \frac{180 - \phi}{60} [Nu(120) - Nu(180)]$$

En s'appuyant toujours sur la figure 2.12, ElSherbiny a développé d'autres corrélations pour des angles d'inclinaison variant de 60° à 90° [ElSherbiny, 1982], l'angle d'inclinaison étant toujours formé par la paroi chaude et l'horizontale. Les corrélations trouvées sont les suivantes (eq. 2.15):

$$Nu_{60} = \max(Nu_1, Nu_2)$$

$$Nu_1 = [1 + (\frac{0,0936 \times Ra^{0,314}}{(1+G)})^7]^{\frac{1}{7}}, \quad \theta = 60^\circ$$

$$G = \frac{0,5}{[1 + (\frac{Ra}{3160})^{20,6}]^{0,1}} \quad (2.15)$$

$$Nu_2 = (0,104 + \frac{0,175}{A}) \times Ra^{0,283}$$

$$Nu(\theta) = \frac{[(90 - \theta) \times Nu_{60} + (\theta - 60) \times Nu_{90}^*]}{30}, \quad 60^\circ < \theta < 90^\circ$$

(*) Le nombre de Nusselt pour une lame verticale est obtenu d'après l'équation (2.8)

D'autre part, Arnold [Arnold, 1976] a développé une corrélation modélisant la convection naturelle et valable pour des allongements de cavités allant de 5 à 110, pour une plage de Rayleigh allant de 10^2 à 2.10^7 et pour un angle d'inclinaison allant de 90° à 180° (eq. 2.16):

$$Nu_{90} = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$$

$$Nu_1 = 0,0605 \times Ra^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_2 = [1 + (\frac{0,104 \times Ra^{0,293}}{1 + (\frac{6310}{Ra})^{1,36}})]^{\frac{1}{3}} \quad (2.16)$$

$$Nu_3 = 0,242 \times (\frac{Ra}{A})^{0,272}$$

$$Nu = 1 + [Nu_{90} - 1] \times \sin \theta ; \quad 90^\circ < \theta < 180^\circ$$

Par ailleurs, l'état de l'art réalisé sur ce type de convection naturelle a montré qu'il existe un manque d'études sur les lames d'air à faibles angles d'inclinaison. En effet, l'étude des phénomènes thermiques pour des angles faibles est très difficile compte tenu de l'instabilité des régimes établis pour de petits nombres de Rayleigh et la formation de flux multicellulaires à plusieurs boucles de convection dans la cavité. Ces structures multicellulaires turbulentes deviennent de plus en plus fines avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Les deux corrélations d'ElSherbiny et d'Arnold sont tracées sur un même graphe représenté à la figure 2.13 pour des angles d'inclinaisons allant de 60 à 180°. La lame d'air a un allongement de 20 et les écarts de températures entre les parois actives varient de 1 à 50 K.

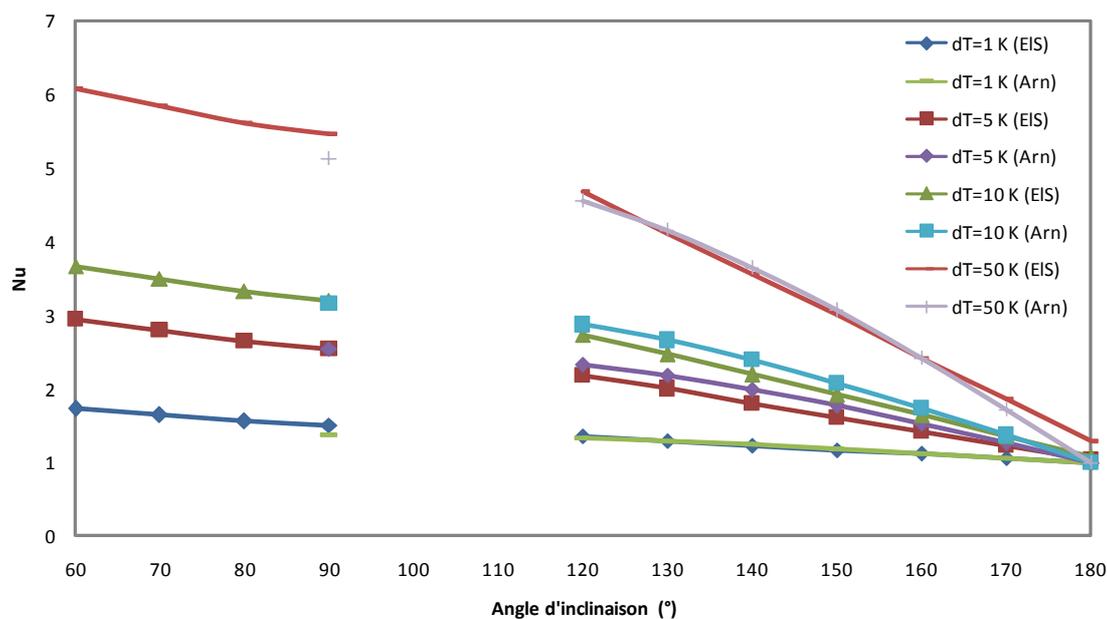


Figure 2.13 - Comparaison des corrélations d'ElSherbiny et Arnold pour des lames d'air inclinées de 60° à 180° (A = 20)

Les résultats représentés sur la figure 2.13 montrent qu'il y a un rapprochement entre les deux corrélations (valeurs approchées du Nusselt pour un angle de 90°). Le profil d'évolution du Nusselt augmente en passant d'une configuration horizontale chauffée par le haut ($\theta = 180^\circ$) à la configuration verticale ($\theta = 90^\circ$).

ElSherbiny [ElSherbiny, 1980], Arnold [Arnold, 1976] et Yang [Yang, 2005] ont donc examiné les lames d'air inclinées et horizontales sans pour autant couvrir tous les angles d'inclinaison. Afin de pouvoir représenter l'ensemble des situations présentes dans le bâtiment, que ce soit dans les parois verticales ou les rampants de la toiture, les résultats de la littérature ne sont pas suffisants ; la démarche adoptée dans la suite de ce travail est celle de la modélisation CFD (code Fluent).

2.3 Modélisation des écoulements de convection naturelle en cavité fermée

L'état de l'art réalisé précédemment a montré qu'il existe soit des écarts importants entre les corrélations (cas des lames d'air verticales), soit un manque de corrélations pour certains allongements de cavité et angles d'inclinaison, surtout dans le cas des lames d'air fermées intégrées dans les systèmes de toiture isolée. Cette configuration met en œuvre des lames d'air de grands allongements, inclinées de 30° à 45° dans le cas de la période hivernale (chauffée par le bas) et 135° à 150° dans le cas de la période estivale (chauffée par le haut). Concernant les conditions thermiques, un écart de température entre parois actives allant jusqu'à 50 K semble être suffisant dans le cadre de notre étude.

Pour cela, une modélisation est réalisée à l'aide du code CFD Fluent. Cette étude numérique est divisée en trois parties : lame d'air verticale, horizontale chauffée par le bas et inclinée.

2.3.1 Modélisation d'une lame d'air verticale

La modélisation numérique est donc réalisée à l'aide de l'outil CFD Fluent. Calcagni [Calcagni, 2004] s'est servi de ce logiciel pour visualiser les écoulements de convection naturelle et étudier le transfert thermique au sein des cavités d'air chauffées par le bas.

La configuration étudiée est représentée sur la figure 2.14. Il s'agit d'une cavité parallélépipédique d'épaisseur b , de hauteur H et de largeur W .

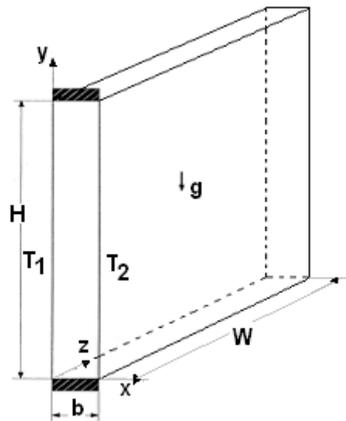


Figure 2.14 - Configuration géométrique du modèle 3D de lame d'air

La hauteur H est fixée à 0,5 m. La largeur est également fixée à 0,5 m. La modification de l'épaisseur b crée les variations de l'allongement, b prend les valeurs suivantes : 5, 2,5, 2, 1,5 et 1,25 cm. L'allongement vertical prend donc les valeurs respectives suivantes : 10, 20, 25, 33 et 40.

Le fluide à l'intérieur de la cavité est considéré newtonien et incompressible. Puisqu'on étudie le transfert de chaleur qui se produit uniquement par convection naturelle, le rayonnement n'est pas pris en considération dans le modèle numérique. La dissipation de la chaleur par frottement visqueux est négligée. L'approximation de Boussinesq est considérée. Le fluide à l'intérieur de la cavité est de l'air ($Pr = 0,71$).

Pour les conditions aux limites des parois, des conditions de non-glissement sur toutes les parois de la cavité sont adoptées. Les deux parois verticales sont considérées isothermes. T_1 est la température de la paroi chaude et T_2 celle de la paroi froide. Les autres surfaces délimitant la cavité sont considérées adiabatiques, donc à flux thermiques nuls ($\partial T / \partial y = 0$).

L'accélération gravitationnelle g est prise en considération, elle a une valeur de $9,81 \text{ m/s}^2$.

L'étude est réalisée pour différents nombres de Rayleigh obtenus par variation de l'écart de températures entre les deux parois chaude et froide et différentes dimensions de la cavité. Plusieurs allongements sont pris en compte allant de 10 à 40 ainsi que des écarts de températures de 0,5 K à 50 K entre paroi froide et paroi chaude balayant ainsi une plage pour le nombre de Rayleigh allant de 10^2 à $4 \cdot 10^5$. Puisque le régime d'écoulement devient transitoire à partir d'un nombre de Rayleigh de 10^8 et turbulent depuis 10^{10} , le nombre de Rayleigh des différentes lames d'air verticales prises en compte dans cette étude reste toujours inférieur au Ra critique. Le modèle utilisé pour les simulations numériques réalisées est donc le modèle d'écoulement laminaire.

Afin d'obtenir des résultats satisfaisants et précis, le maillage adopté durant toute l'étude numérique est un maillage non uniforme suivant la direction définie entre les deux parois

actives. Etant donné que l'écoulement près des parois isothermes présente des phénomènes de couche limite (les effets visqueux sont prépondérants) et des variations plus importantes des propriétés thermophysiques de l'air, une résolution très fine du maillage est alors choisie près des parois (cf. figure 2.15). Le maillage a été vérifié avant d'être adopté; une résolution plus fine donne alors la même solution numérique, indépendante de la qualité et du nombre de mailles.

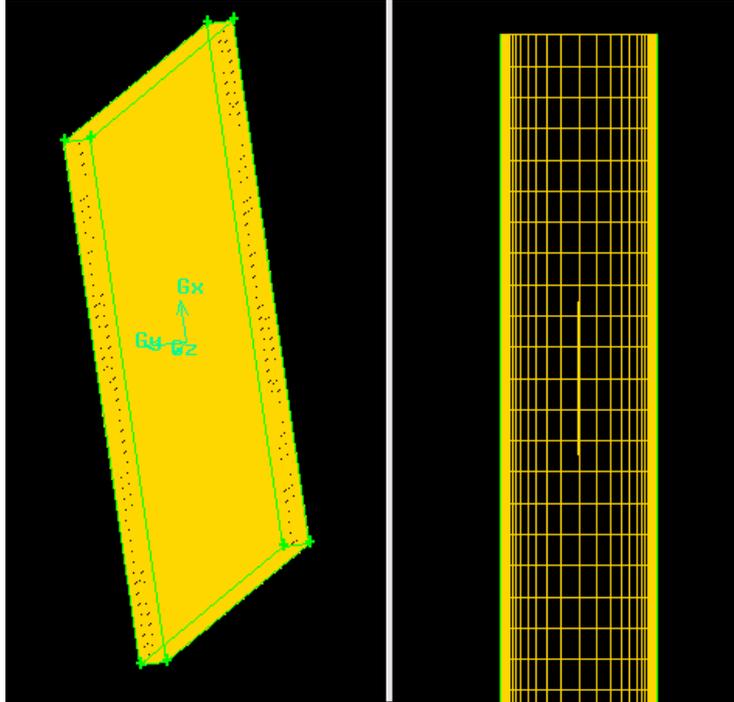


Figure 2.15 - Maillage resserré aux parois

Au cours des calculs numériques, les échanges thermiques seront caractérisés par le nombre de Nusselt moyen Nu_m donné par l'expression suivante (eq. 2.17) :

$$Nu_m = \int_0^H Nu_{local} dy \quad (2.17)$$

Ce nombre de Nusselt sera calculé pour chaque simulation numérique en utilisant la densité surfacique de flux thermique moyen échangée entre les deux surfaces isothermes obtenue par calcul numérique (eq. 2.18):

$$Nu_m = \frac{h_m b}{\lambda} = \frac{qb}{\Delta T \lambda} \quad (2.18)$$

où q est la densité surfacique de flux thermique moyen non radiatif (W/m^2), b est l'épaisseur de l'espace entre parois isothermes (m), λ est la conductivité thermique de l'air à T_m ($W/(m.K)$) et ΔT est l'écart de température entre les deux parois isothermes chaude et froide (K).

2.3.1.1 Visualisation des distributions de température et de vitesse

Pour chaque allongement de la cavité étudié, l'intensité de la convection diffère suivant la valeur du nombre de Rayleigh. En effet, plus Ra augmente, plus la convection s'amplifie. Ceci est bien explicité sur la figure 2.16 par les trois coupes longitudinales à $z = W/2$ de la lame d'air, montrant ainsi les différents régimes d'écoulement : la conduction, le régime transitoire et l'écoulement de couche limite.

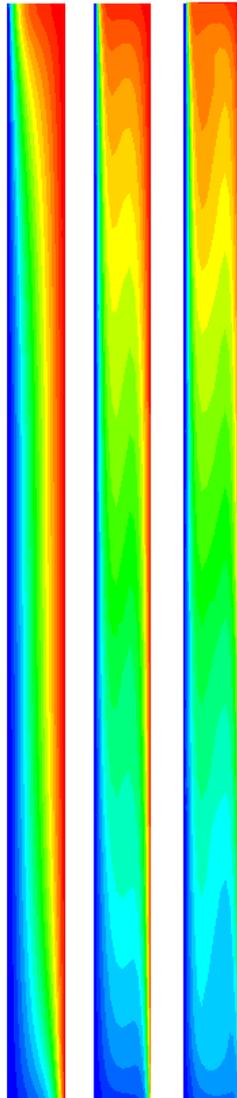


Figure 2.16 - Coupe longitudinale de la lame d'air montrant les isothermes pour un allongement $A = 20$ et pour les différents régimes de conduction ($Ra = 5700$), de transition ($Ra = 154\ 000$) et de couche limite ($Ra = 549\ 000$) de gauche à droite

D'autre part, le profil de vitesse représenté à la figure 2.17 pour une coupe à mi-hauteur ($H/2$) de la cavité d'allongement 20 et d'épaisseur 5 cm permet d'observer l'accentuation de la convection dans la cavité avec l'augmentation des écarts de températures imposés. Les résultats montrent aussi la distribution de vitesse le long de l'espace entre parois actives, les trois distributions représentent les trois types d'écoulement, à savoir le régime de conduction, de transition et de couche limite.

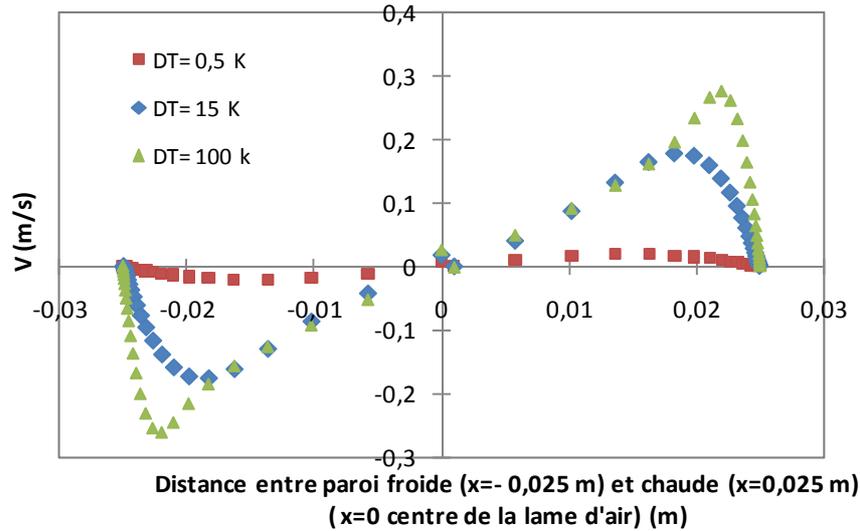


Figure 2.17 - Distribution de vitesse entre parois actives à $y = H/2$ ($A = 20$, $b = 0,05$ m)

2.3.1.2 Résultats numériques

Les valeurs du nombre de Nusselt calculées par des simulations numériques sont comparées aux différentes corrélations de la littérature et ceci pour un même allongement de cavité : 10, 20, 25, 33 et 40. Le calcul du nombre de Nu moyen se fait d'après l'équation (2.18).

Pour un allongement de 10, la figure 2.18 montre que les résultats de simulations numériques sont très rapprochés de la courbe de Yin.

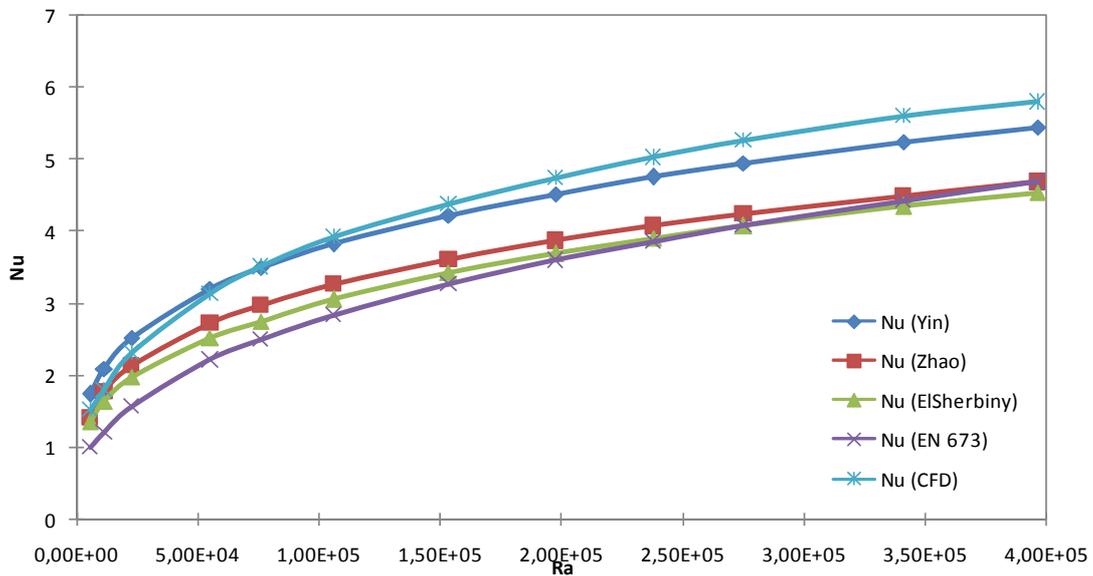


Figure 2.18 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature ($A = 10$)

Pour des cavités d'allongement égal à 20 (figure 2.19), les résultats de simulations numériques réalisées donnent des valeurs de Nusselt entre ceux obtenus par la corrélation de Yin et ceux d'ElSherbiny.

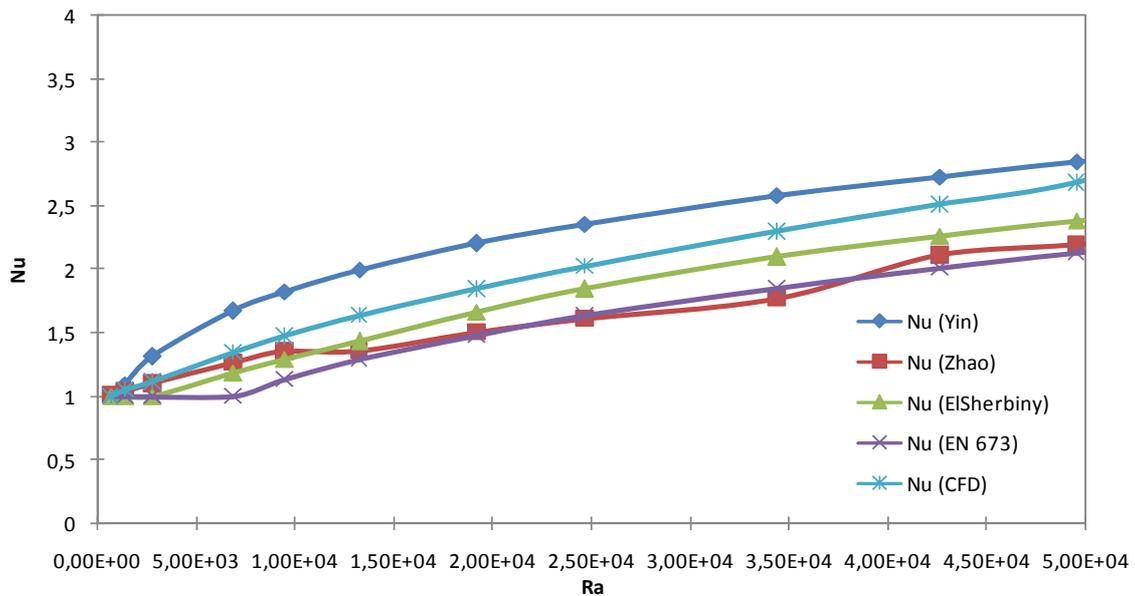


Figure 2.19 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature ($A = 20$)

Pour un allongement de 25 (cf. figure 2.20), les corrélations de Zhao et d'ElSherbiny sont les plus cohérentes avec les résultats obtenus par simulation numérique.

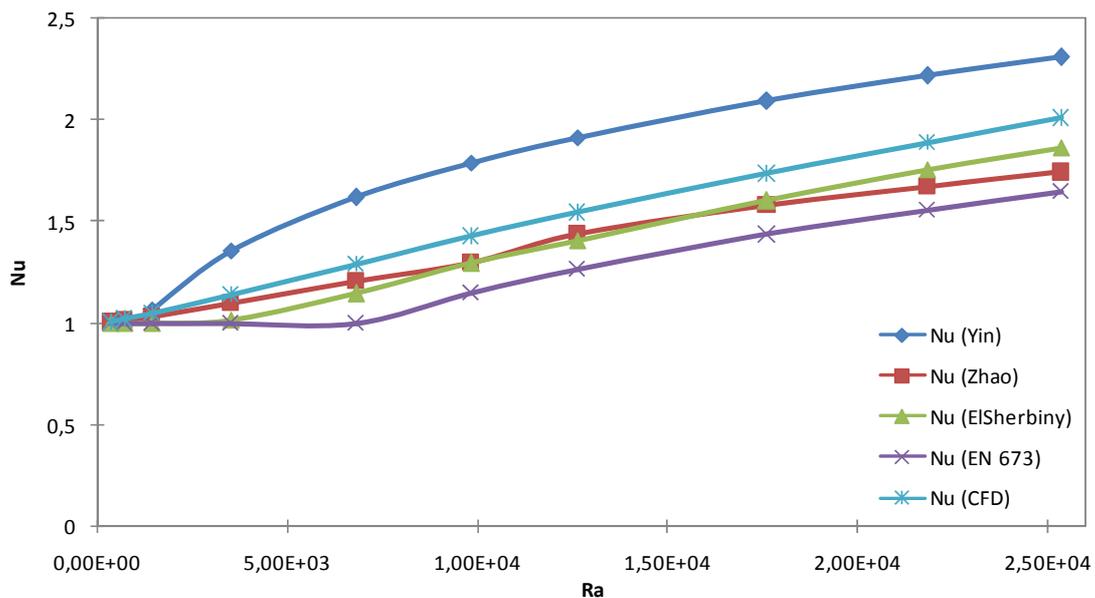


Figure 2.20 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature ($A = 25$)

Pour des allongements de cavité de 33 (cf. figure 2.21), la corrélation de Zhao est la plus adaptée aux simulations numériques réalisées.

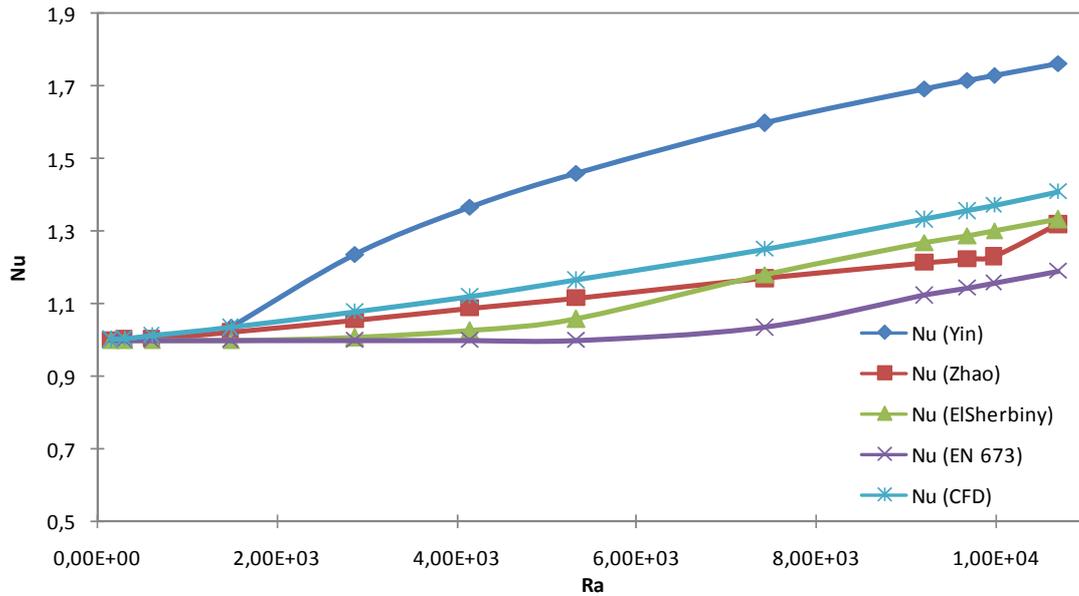


Figure 2.21 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 33)

Pour des allongements de 40, les corrélations de Zhao et d'ElSherbiny sont les plus adéquates. La figure 2.22 montre également que les résultats de la norme sous-estiment le déclenchement de la convection naturelle dans la cavité, l'écoulement demeure conductif pour de grands nombres de Rayleigh de l'ordre de 6×10^3 .

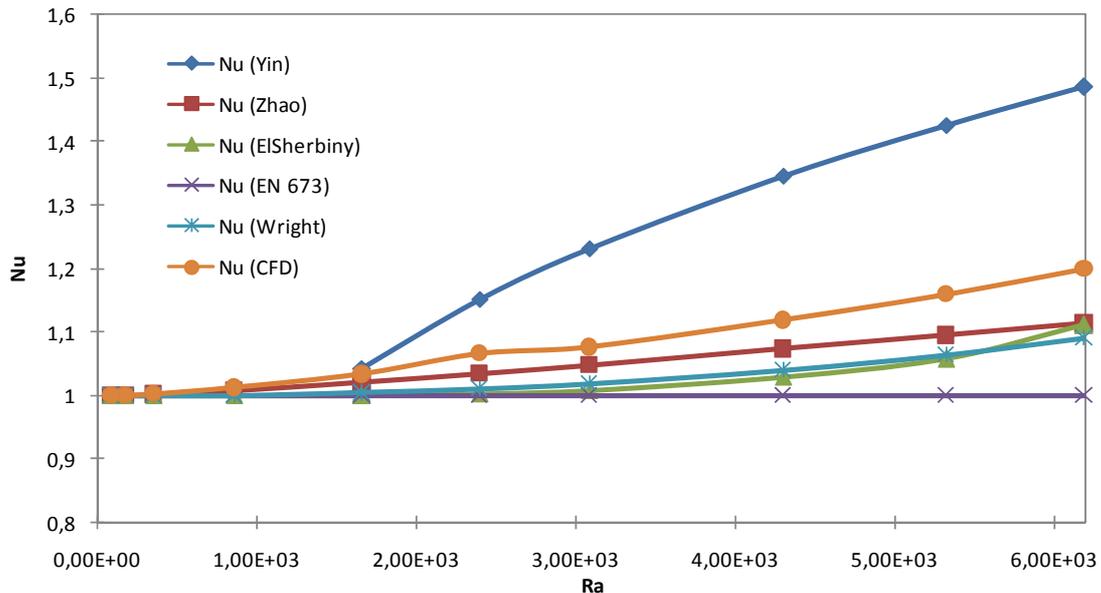


Figure 2.22 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 40)

Les différentes figures permettent de conclure que pour chaque allongement, une des cinq corrélations de la littérature donne des valeurs de Nusselt rapprochées de celles obtenues par modélisation numérique. Une corrélation générale (eq. 2.19) valable pour toute la plage d'allongements (de 10 à 40) est alors établie en utilisant les résultats numériques. Les paramètres de cette corrélation sont obtenus par la méthode des moindres carrés.

$$Nu = \max(Nu, 1)$$

$$Nu_1 = \frac{(0.000182 A^2 - 0.0085 A + 0.2257)}{A^{0.122}} \otimes Ra^{(-9.41E-05 A^2 + 0.0036 A + 0.267)} \quad (2.19)$$

La figure 2.23 compare les nombres de Nusselt obtenus par la corrélation établie précédemment et ceux obtenus par modélisation. L'écart maximal entre les deux résultats étant de 11 % et l'écart moyen de 3 %, la validité de la corrélation est donc confirmée.

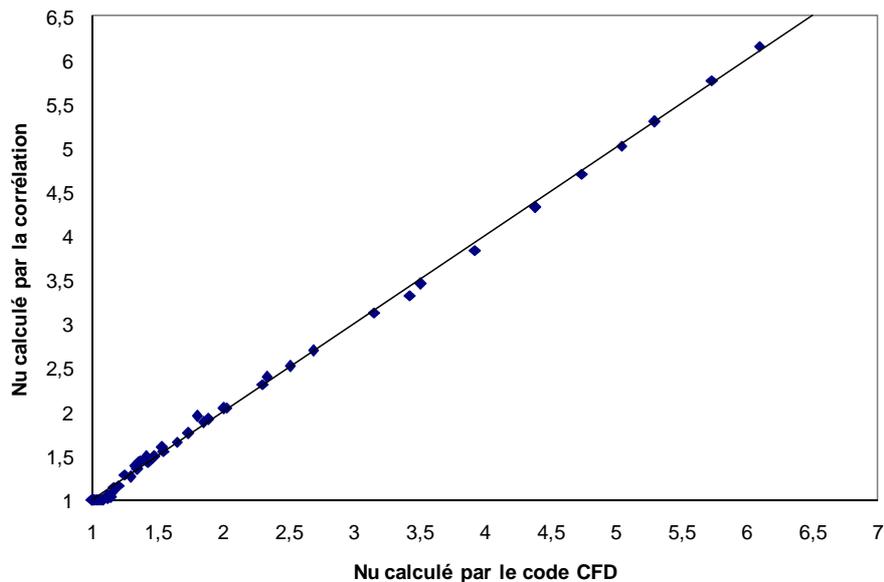


Figure 2.23 - Comparaison des résultats numériques et de ceux obtenus par la corrélation générale

2.3.2 Modélisation d'une lame d'air horizontale chauffée par le bas

Pour modéliser dans le code CFD une lame d'air horizontale chauffée par le bas, on doit envisager la présence des instabilités et des régimes de convection turbulente pour de grands nombres de Rayleigh. Pour cela, il faut choisir un modèle de turbulence adéquat pour modéliser la lame d'air tridimensionnelle dans le code CFD.

Un premier modèle de turbulence peut être choisi. Il résout numériquement toutes les échelles appropriées de la turbulence ne moyennant ni l'échelle temporelle ni l'échelle de longueur. C'est la simulation numérique directe ou DNS qui exige une mémoire et un temps de calcul considérables surtout pour des problèmes d'écoulement complexes. Pour de grands nombres de Rayleigh et des écoulements tridimensionnels, la simulation directe n'est plus adéquate en raison du nombre de points de discrétisation qui devient rapidement prohibitif pour reproduire toutes les structures tourbillonnaires présentes dans l'écoulement.

Une alternative intéressante est la simulation des grandes échelles (LES). Ce modèle de turbulence résout directement les grandes échelles de turbulence difficiles à modéliser alors que les petites structures sont modélisées.

Dans le cas d'une cavité inclinée ou chauffée par le bas, le modèle devient très délicat à mettre en œuvre car la lame d'air met en présence plusieurs régimes d'écoulements avec des intervalles de transition. En effet, les travaux de la littérature montrent la difficulté de simuler

la convection de Rayleigh-Bénard qui est caractérisée par deux mouvements distincts à échelles différentes. Le premier mouvement est à grande échelle, il est représenté par des structures de vortex cohérentes associées à des cellules thermiques convectives. Le deuxième mouvement est défini par la turbulence principalement générée dans les couches limites des parois et emportée par la structure à grande échelle. Donc pour de telles simulations, il est intéressant d'étudier les potentialités de la simulation des grandes échelles ainsi que la modélisation de sous-maillages associée. Toutefois, il est préférable que les simulations et les modèles ainsi développés soient validés par des résultats expérimentaux. Dans ce travail, les simulations numériques utilisant le modèle de turbulence LES pour les lames d'air horizontales et inclinées sont validées par les travaux de la littérature.

Dans la littérature, pour les écoulements turbulents à grand nombre de Rayleigh, les études numériques réalisées sur le code CFD Fluent et utilisant les modèles de turbulence 3D LES se sont améliorées avec le temps ; les résultats de stratification de la température au milieu de la cavité (loin des bords) deviennent de plus en plus précis. Peng [Peng, 2001] a réalisé un modèle numérique pour la même cavité fermée étudiée expérimentalement par Tian [Tian, 2001] sous le code CFD en utilisant le modèle de turbulence 3D LES. Un rapprochement remarquable a été retrouvé entre les deux résultats de stratification thermique au centre de la cavité. Peng a trouvé que si les parois horizontales ne sont pas tout à fait adiabatiques, en utilisant les températures mesurées par expérimentation sur ces parois, des résultats plus rapprochés sont obtenus entre le modèle numérique et l'expérimentation. Salat [Salat, 2004] a également démontré que l'utilisation du modèle de turbulence 3D LES donne de bons résultats vis-à-vis de l'expérimentation. Il a également obtenu les mêmes conclusions observées par Trias [Trias, 2003] ; même si les modèles 3D sont plus précis, les approches 2D sont aussi valables puisque les effets tridimensionnels ont lieu au voisinage des coins de la cavité et que l'écoulement principal dans la cavité est laminaire et bidimensionnel.

Afin de déterminer le coefficient d'échange convectif à l'intérieur des cavités d'air horizontales et inclinées (partie 2.3.3) à grands nombres de Rayleigh, des simulations dans le code CFD ont été réalisées en utilisant la simulation des grandes échelles LES. Le modèle de sous-maille utilisé pour modéliser l'action des petites échelles est le modèle de turbulence de Smagorinsky-Lilly. Il est basé sur le principe suivant : les grandes échelles de turbulences présentes dans l'écoulement cèdent de l'énergie aux petites échelles [Dubos, 2005]. La turbulence de sous-maille est donc modélisée comme étant un phénomène dissipatif. La valeur par défaut (0,1) de Fluent de la constante empirique C_s de ce modèle est conservée.

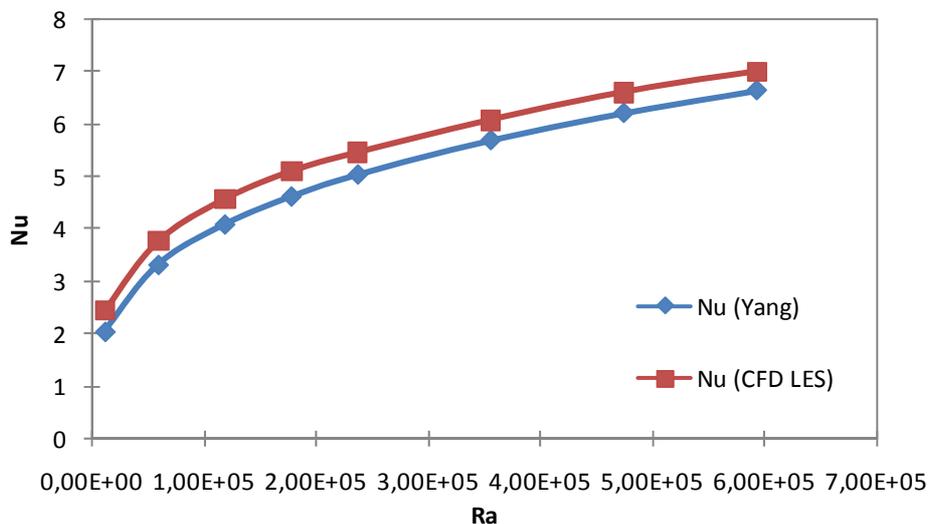


Figure 2.24 - Comparaison des résultats de simulation avec la corrélation de Yang

pour une lame d'air horizontale chauffée par le bas ($A = 20$)

La figure 2.24 compare les résultats de simulation obtenus par le code CFD Fluent avec la corrélation de Yang [Yang, 2006] pour une lame d'air horizontale chauffée par le bas ayant un allongement de 20 et une épaisseur de 5 cm. Les écarts de températures de part et d'autre des parois actives varient de 1 à 50 K.

La comparaison entre la courbe des simulations numériques LES et la corrélation de Yang montre un rapprochement remarquable des résultats et une même tendance d'évolution des courbes avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Ceci permet donc de valider le modèle réalisé. On pourra par la suite utiliser la corrélation de Yang pour représenter la convection naturelle dans les modèles de parois complexe simplifiés.

2.3.3 Modélisation d'une lame d'air inclinée

L'état initial modélisé dans Fluent est représenté par une lame d'air horizontale chauffée par le haut, le transfert de chaleur par convection est alors presque nul. Même pour des écarts de températures très élevés entre parois actives, la conduction domine et le nombre de Nusselt est au voisinage de 1.

En faisant varier l'angle d'inclinaison de 180° à 0° (cf. figure 2.25), la convection va s'amplifier jusqu'à devenir maximale pour une lame d'air horizontale chauffée par le bas. Donc le nombre de Nusselt va quitter la valeur de 1 et prendre une valeur intermédiaire pour un angle de 90° et maximale pour un angle d'inclinaison de 0° . Cette valeur maximale dépend des dimensions de la lame d'air considérée et de l'écart de températures imposé à cette lame. La figure 2.26 représente les résultats de simulations numériques utilisant la simulation des grandes échelles LES (validée à la section précédente) pour différents angles d'inclinaison et les compare aux corrélations de la littérature dans leur plage de validité. La lame d'air simulée a un allongement de 20 et un écart de températures de 5 K.

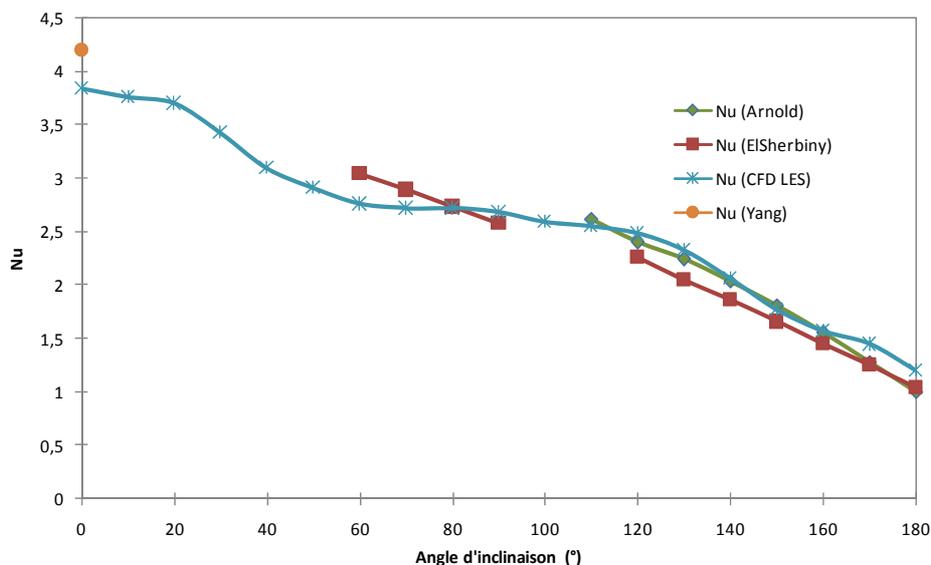


Figure 2.25 - Comparaison du Nu pour une lame d'air de différentes inclinaisons ($A = 20$)

Une autre série de simulations couvrant tous les angles d'inclinaison est réalisée pour une lame d'air d'allongement 100 et un écart de température de 5 K (cf. figure 2.26). Pour ce cas particulier de grands allongements, les résultats de simulation sont également comparés à une

corrélation de Hollands [Hollands, 1976], proposée d'après une étude expérimentale pour des inclinaisons allant de 0° à 60° . Cette corrélation est utilisée dans la norme internationale ISO 15099 [ISO 15099, 2003] pour le calcul de la performance thermique des fenêtres, portes et stores.

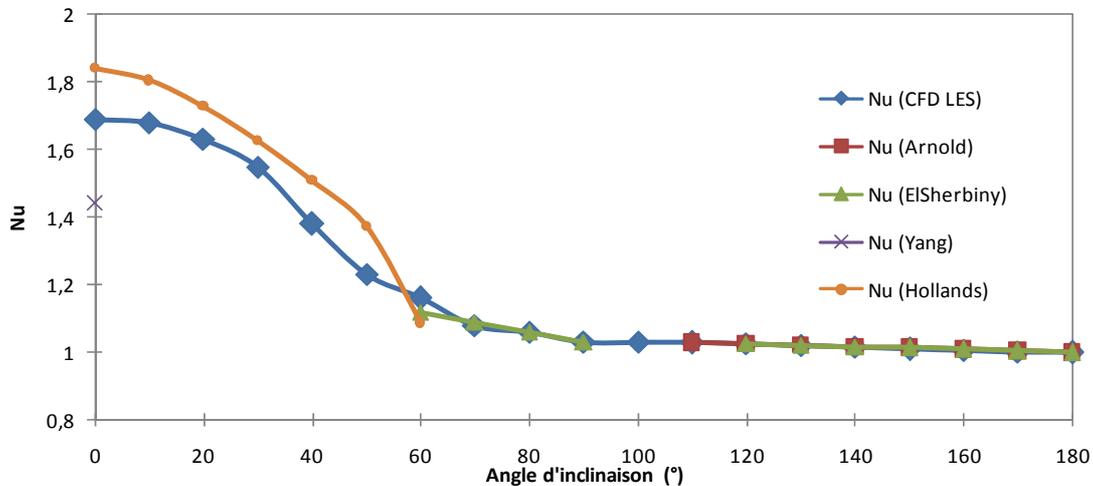


Figure 2.26 - Comparaison du Nu pour une lame d'air de différentes inclinaisons ($A = 100$)

Les figures montrent qu'en augmentant l'allongement de la lame d'air, le Nusselt garde plus longtemps des valeurs au voisinage de 1 et prend une valeur maximale pour un angle d'inclinaison de 0° nettement plus petite que celle obtenue pour de petits allongements. Par contre, la figure 2.26 montre que pour de grands allongements, la corrélation de Yang, qui est a été établie indépendamment de l'allongement, n'est plus valable. Les lames d'air horizontales ne sont pas présentes dans les complexes de parois verticales et de toitures inclinées. Pour cela, ce problème de validité des corrélations pour de grands allongements pour cette configuration de lame d'air ne sera pas étudié.

Pour les lames d'air fermées conçues dans les systèmes de toitures isolées, les allongements correspondants sont élevés à cause des grandes dimensions de la charpente et plus précisément la grande distance entre les pannes. En effet, l'allongement des lames d'air fermées peut parfois atteindre une valeur de 200 dans certains cas. Par ailleurs, l'angle d'inclinaison peut varier de 30° à 45° ou de 135° à 150° suivant la pente des rampants considérée et suivant qu'on considère une maison chauffée en période hivernale (lames d'air chauffées par le bas) ou une maison climatisée en période estivale (lames d'air chauffée par le haut). Afin de trouver une corrélation pour le coefficient d'échange convectif à l'intérieur de ces lames d'air inclinées intégrées dans les complexes de toitures isolées, de nouvelles séries de simulations sont nécessaires dans ces pages.

Pour les angles variant de 135° à 150° et des allongements allant de 20 à 200, une corrélation a été obtenue d'après l'expérimentation numérique donnant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison avec l'horizontale et de l'allongement. Elle est valable pour une plage de Rayleigh allant de $7,6 \cdot 10^2$ à $3,8 \cdot 10^4$ (eq. 2.20).

$$Nu = \max(Nu_1, 1)$$

$$Nu_1 = 0,805 \times \left(\frac{Ra_b}{A}\right)^{0,1065} \times \sin(\theta)^{0,217} \quad (2.20)$$

La figure 2.27 montre le rapprochement des résultats de la corrélation avec ceux des simulations numériques avec un écart maximal de 20 %. La corrélation est bien adaptée pour calculer le coefficient d'échange convectif à l'intérieur des lames d'air fermées intégrées dans les complexes de toiture.

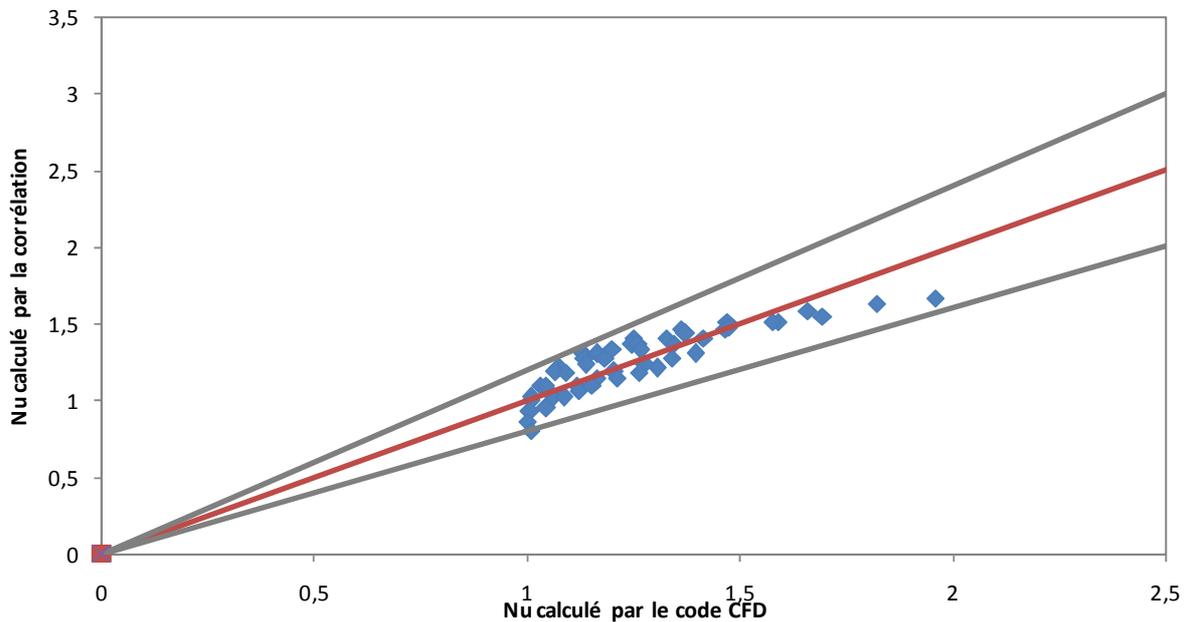


Figure 2.27 - Comparaison des résultats numériques et de ceux obtenus par la corrélation ($20 < A < 200$, $135^\circ < \theta < 150^\circ$)

Une autre série de simulations numériques est réalisée pour les lames d'air inclinées de 30° à 45° . Les allongements varient de 20 à 200. Une corrélation donnant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison avec l'horizontale et de l'allongement a été trouvée (eq. 2.21). Elle est valable pour une plage de Rayleigh allant de $7,6 \times 10^3$ à $3,8 \times 10^4$.

$$Nu = \max(Nu_1, 1)$$

$$Nu_1 = \left(0.097 + \frac{0.3468}{A}\right) \times Ra_b^{0.294} \times \sin(\theta)^{-0.329} \quad (2.21)$$

Les résultats de la figure 2.28 montrent qu'il existe un écart maximal de 20 % entre le Nusselt obtenu par la corrélation et celui de l'expérimentation numérique avec deux exceptions où la corrélation surestime le coefficient d'échange convectif. La corrélation établie semble être valable pour ces intervalles de paramètres.

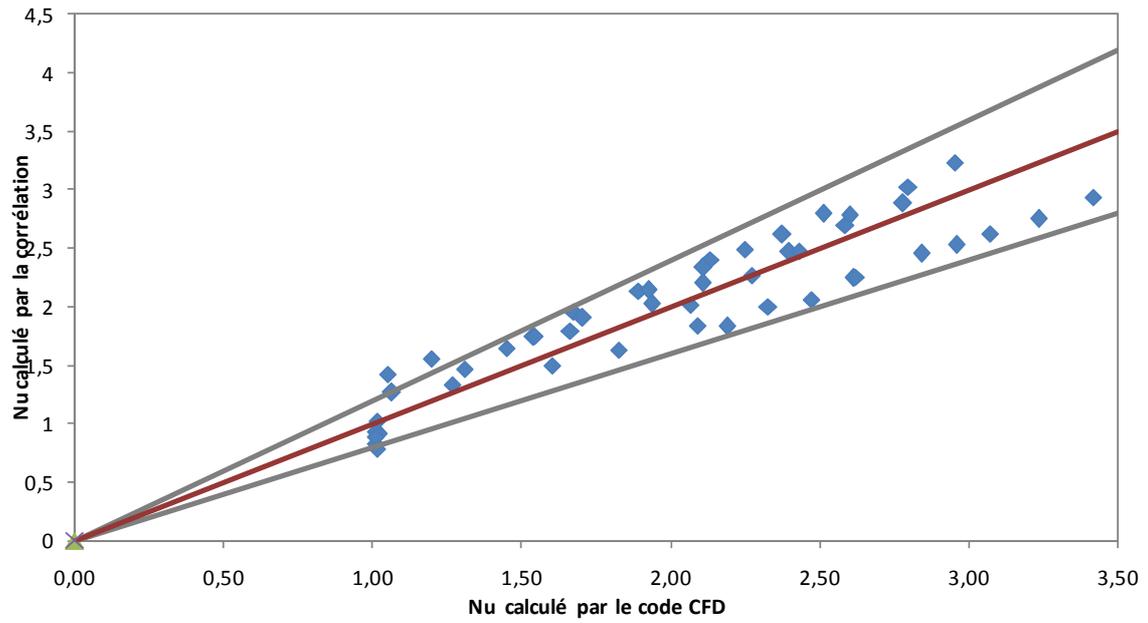


Figure 2.28 - Comparaison des résultats numériques et de ceux obtenus par la corrélation ($20 < A < 200$, $30^\circ < \theta < 45^\circ$)

2.4 Conclusions

Ce chapitre étudie le problème de convection naturelle dans les lames d'air fermées, verticales et inclinées, chauffées différentiellement.

La résolution du problème de convection naturelle dans les lames d'air fermées intégrées dans les enveloppes du bâtiment a consisté à déterminer un coefficient d'échange convectif moyen qui va représenter les échanges convectifs à travers les lames d'air fermées dans les modèles de parois et de toitures complexes intégrant les PMR.

Dans une première partie, une étude bibliographique a été réalisée afin de définir les paramètres qui régissent le régime d'écoulement à l'intérieur de la cavité. Les études expérimentales et numériques, réalisées par différents auteurs sur ce sujet, ont permis de déterminer et visualiser les différents régimes d'écoulement et le déclenchement des instationnarités à partir d'un certain couple critique : nombre de Rayleigh et allongement.

Pour les cavités d'air confinées, un état de l'art a montré que les corrélations proposées dans la littérature sont nombreuses et dépendent de la configuration considérée. Pour cela une étude comparative a été réalisée et des corrélations ont été retenues pour certaines configurations. Pour d'autres, le manque de corrélations nous a conduits à réaliser des simulations numériques afin de trouver une corrélation adaptée donnant le nombre de Nusselt global en fonction du nombre de Rayleigh et des allongements.

L'étude numérique réalisée sous le code CFD Fluent nous a donc permis d'une part de valider les simulations numériques en comparant les résultats à ceux obtenus par les corrélations retenues de la littérature et d'autre part de définir un coefficient d'échange convectif à travers le nombre de Nusselt pour certaines conditions d'étude (angles d'inclinaisons, dimensions) non étudiées dans la littérature.

Dans les chapitres suivants, les différentes corrélations donnant les coefficients d'échange convectifs pour plusieurs configurations de lames d'air fermées vont servir à représenter les échanges thermiques convectifs ayant lieu dans les lames d'air fermées intégrées dans les modèles de paroi verticale et de toiture isolée avec des PMR.

