



Etude de l'influence des Conditions aux Limites. (Entrées, Inclinaisons du jet d'air, Type de murs, et l'Intensité de la Turbulence), à la Sensibilité des Résultats obtenus à l'aide du Code de Champs Fluent avec le Modèle RANS (k-ε)

Touahria Abdeldjouad^{#1}, Litouche billel^{*2}

[#]Département de génie climatique

Université de Constantine, Constantine, Algérie

¹touahriaabdeldjouad@gmail.com

^{*}Département de Génie climatique

Université de Constantine, Constantine, Algérie

²litouche_b@yahoo.fr

Résumé— Le thème du présent travail vise à étudier le comportement thermique des locaux d'habitation chauffés ou rafraîchis (dans notre cas, ce sont des systèmes de ventilation), et à préciser l'influence des conditions aux limites sur la distribution des températures et des vitesses de l'air dans les locaux. L'objectif de cette étude est de déterminer numériquement des zones de confort et d'inconfort, et illustrer virtuellement des mouvements d'air dans le local (la distribution de température et de vitesse), améliorer le transfert de chaleur en agissant sur les conditions thermiques de local, prédire les performances thermo-aérodynamiques du local dans le bâtiment par association de modèle de code de champs CFD (Computational fluid dynamics), et essentiellement de montrer la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, inclinaison,...). Pour cela, nous nous sommes attachés à visualiser les écoulements d'air et à connaître les champs de vitesse et de température à l'aide d'un code de champs (Computational fluid dynamics CFD). Et pour des raisons de validation avec les résultats expérimentaux, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude, nous avons choisi, la modélisation à l'aide du code de champs Fluent. Où nous l'avons appliqué en (3D), avec le maillage Gambit, sur une salle de classe, en période d'occupation, menée d'un système de ventilation mécanique horizontale et inclinée selon le cas, avec une vitesse d'entrée d'air de 1.39m/s dans tout les cas, et murs isothermes à température de 24°C et puis 27°C, et enfin une Intensité de la Turbulence qui égale à I=10%, puis I=20%. Quant à la fin de chaque cas, nous analysons en regroupant les résultats (Champ de vitesse et de température), et les commentaires relatifs à cette étude ayant fait l'objet de cette application.

Mots clés— (Computational fluid dynamics CFD), Gambit, modèle de turbulence RANS (k-ε), l'hypothèse de type boussinesq, Convection forcée, volumes finis, Code Fluent,

conditions aux limites, Intensité de la Turbulence, Champ de vitesse, Champ de température.

I. INTRODUCTION

Jusqu'à un passé récent, la puissance était pratiquement le seul critère technique pour le choix et l'installation de l'appareil devant réaliser l'apport de chaleur ou de froid pour le chauffage ou la climatisation des locaux.

Avec les exigences croissantes de la réglementation thermique et l'usage de plus en plus répandu d'appareils à circulation forcée, on ne peut plus se contenter d'envoyer dans le local cet air chauffé ou refroidi à la température et au débit convenable, mais il faut aussi se préoccuper de la manière dont il circule dans l'espace occupé. Faute de quoi on risque d'y créer des zones inconfortables dues à de trop grandes hétérogénéités de température ou à des vitesses locales de l'air excessives. Il existe trois approches permettant d'étudier le problème du cheminement de l'air dans un local: l'expérience, la simulation numérique et l'utilisation de formules simplifiées permettant de déterminer les vitesses et températures d'air dans le local, sachant que ces deux paramètres sont déterminants pour l'évaluation du confort.

Le thème du présent travail vise à étudier le comportement thermique des locaux d'habitation chauffés ou rafraîchis (dans notre cas, ce sont des systèmes de ventilation), et à préciser l'influence des systèmes sur la distribution des températures et des vitesses de l'air dans les locaux.

Pour cela, nous nous sommes attachés à visualiser les écoulements d'air et à connaître les champs de vitesse et de température à l'aide d'un code de champs (Computational fluid dynamics CFD). Nous avons choisi pour atteindre ce but, la modélisation à l'aide du code de champs Fluent, dans



Le 3^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 3rd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 13 et 14 Octobre 2012



l'étude en (3D), d'un local ventilé en période d'inoccupation et montrer la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites.

II. ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.

Tout travail, dans le domaine de modélisation dans les bâtiments a pour but d'étudier le confort thermique des occupants dans leurs environnements (bâtiments), et d'améliorer la qualité de l'air à l'intérieur économisant ainsi l'énergie consommée au niveau de l'enveloppe du bâtiment.

Pour atteindre ces objectifs, beaucoup de travaux ont été réalisés, commençant par les travaux concernant la modélisation des bâtiments (nodale, zonale, à l'aide d'un code de champs), ou bien le couplage entre ces modèles et les codes de champs (CFD), ou encore la comparaison entre plusieurs codes de champs (CFD) eux même.[1]-[2]-[3]-[4]-[5]-[6]-[7]-[8]-[9]-[10]-[11]-[12]-[13]-[14]-[15]-[16]-[17]-[18]-[19]-[20]-[21]-[22].

NIELSEN (1974) [24] et GADGIL (1980) [25] sont certainement les premiers à avoir appliqué les techniques CFD à l'étude numérique d'écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments, pour le premier, et à l'étude des phénomènes convectifs pour le second (MORA, 2003). Les résultats montrent que les modèles CFD sont les plus populaires. Ceux-ci représente 70% de la littérature dans ce domaine. Et que ces derniers peuvent fournir des résultats de qualité satisfaisante pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur des bâtiments, pour des temps de simulation acceptables. Des efforts considérables ont été réalisés afin d'obtenir des modèles plus fiables et plus précis. Il existe une tendance à améliorer leur performance par le couplage des modèles CFD avec d'autres modèles de simulation de bâtiment. En général l'écoulement d'air à l'intérieur du local et surtout quand il s'agit d'une ou plusieurs ouvertures, avec la présence d'une ou plusieurs sources de chaleurs, est en régime turbulent, c'est pour cela que beaucoup de travaux ont visé l'étude de la turbulence et même la comparaison entre ces modèles.[26]-[27]-[28]

Récemment, l'intérêt des effets nocifs des polluants gazeux et la qualité de l'air à l'intérieur de local, deviennent plus importants, car la plupart des citoyens passent plus de 90% de leur vie quotidienne dans des environnements fermés. C'est pour cela, beaucoup de travaux ont été réalisés pour la prévision de la concentration des aérosols polluantes (contaminants) et ses dispositions dans les locaux d'habitation, [29]-[30]-[31]-[32]-[33]-[34]-[35].

Enfin on peut également noter que, la majorité des travaux s'orientent vers les codes de champs (CFD-Computational fluid dynamics), et les résultats concernant les études relatives à la thermique des bâtiments montrent que le modèle (k-ε), associé à l'hypothèse de type boussinesq est le plus utilisé, à cause de sa facilité de mise en œuvre numérique, et des bons

résultats obtenus en comparaisons avec ceux expérimentaux. C'est pour cela que, dans ce qui suit, nous utiliserons la modélisation à l'aide d'un code de champ (CFD), avec le modèle de turbulence (k-ε) associé à l'hypothèse de boussinesq. Et pour des raisons de validation avec les résultats expérimentales, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude, nous étudierons en (3D) une salle de classe, en période d'inoccupation, menée d'un système de ventilation mécanique. L'air entre et sort par des bouches au niveau haut de la salle. Cette étude est réalisée par: REGARD (1996) [1]. Dont, leurs expérimentations ont eu lieu dans une véritable salle de classe, en période d'inoccupation. Cette salle de classe, est représentée sur la figure (1) est ventilée mécaniquement. Les bouches d'entrée et d'extraction de l'air ont la spécificité d'être situées sur le même mur, en partie haute, respectivement à 1.12 m et 0.95 m des coins. Il existe un recyclage partiel entre l'entrée et la sortie de l'air, l'air injecte dans la pièce étant réchauffé en saison froide. Un panneau de commande extérieur au local permet de placer le système de ventilation en position arrêt, débit moyen ou débit maximum. A la bouche de soufflage, un profil de vitesse uniforme déduit du débit de renouvellement d'air (1.39 m/s) est imposé, à la température de 24°C. Enfin, à la bouche d'extraction, une condition de type "outlet", a été envisagée. Le maillage employé est cartésien irrégulier, avec resserrement du maillage au voisinage des parois, ainsi qu'au voisinage des bouches de soufflage et d'extraction. La simulation se fait en (3D).

ETUDE DE LA SENSIBILITÉ DES RÉSULTATS OBTENUS AUX CONDITIONS AUX LIMITES (ENTRÉES, TYPE DE MURS, ET L'INTENSITÉ DE LA TURBULENCE).

Nous étudierons en (3D), un local ventilé, en période d'inoccupation (pas d'obstacles à l'intérieur du local sauf une armoire à l'extrémité du local). Cette étude est réalisée par : REGARD (1996) [1]. Dont, notre intention était :

- Réalisation d'une simulation numérique en (3D), des mouvements d'air dans une salle de classe par détailler les prédictions des profils de vitesses et températures, où les résultats sont confrontés à des résultats expérimentaux (site réel).

- L'étude de la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local (l'inclinaison de la bouche de 0° à 27°), le type des murs (la température de mur 24°C, puis 27°C), et l'intensité de la turbulence I=10%, puis 20%).

- juger l'aptitude d'un code CFD à décrire les mouvements de l'air et à évaluer la qualité de l'air, en confrontant résultats numériques et résultats expérimentaux.

A. Mise en équations de l'écoulement

Dans cette étude le processus de transfert de chaleur est assuré par la convection, la résolution du problème passe d'abord par celle du phénomène du mouvement du fluide ; c'est pourquoi, le processus physique s'exprime du point de



vue mathématique par un système d'équations différentielles qui comprend l'équation d'échange de chaleur superficiel (équation de Newton) et les équations relatives à l'écoulement (équations de Navier-Sockes, de continuité et d'énergie). Pour le régime permanent, où la densité (ρ) vérifie l'hypothèse de boussinesq, alors l'équation de continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Pour l'équation de l'énergie, dans le cas où le système est sans sources de chaleur, nous avons:

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

Où : $a = \lambda / \rho C_p$, qui représente la diffusivité thermique.

Pour les équations de Navier Stockes, nous avons:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \beta g \rho_0 (T - T_0) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

Les équations moyennées qui régissent l'écoulement turbulent d'un fluide incompressible newtonien, peuvent s'écrire comme suit.

L'équation instantanée de continuité traduisant le principe de conservation de masse est :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

Les équations des composantes de quantité de mouvement instantanées suivant les directions x_i ou les équations de Navier-stokes sont :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i u_j} \right) \quad (7)$$

L'équation instantanée de l'énergie en négligeant la dissipation visqueuse est:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j T'} \right) \quad (8)$$

Pour résoudre ce système d'équation, nous avons opté pour le code de champ « fluent ».

B. Description du local étudié.

Nous étudierons en (3D) les mouvements d'air dans une salle de classe, en période d'inoccupation, menée d'un système de ventilation mécanique. L'air entre et sort par des bouches au niveau haut de la salle, qui ont la spécificité d'être situées sur le même mur, respectivement à 1.12 m, et 0.95 m des coins. Cette salle de classe est décrite sur la figure (1). Les résultats numériques obtenues sont confrontées avec les résultats numériques et expérimentaux fournies par: REGARD (1996) [1]. Nous avons effectué une simulation de cette classe à l'aide de modèle RANS (k- ϵ) RNG.

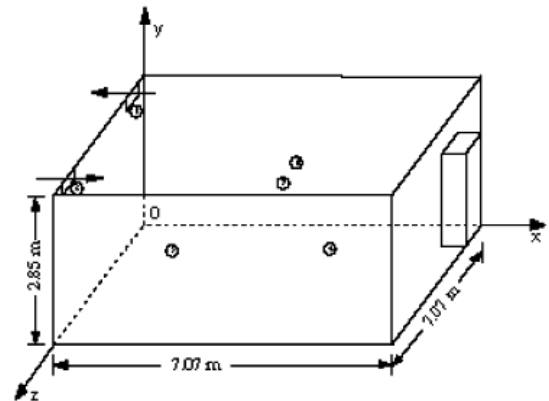


Figure 1. Description du local. [1].

C. Conditions aux limites.

Les conditions aux limites de l'expérience ont été considérées comme constantes. Où nous n'avons pas tenu compte des variations spatiales de la température sur les parois, dans un souci de simplification. A la bouche de soufflage, un profil de vitesse uniforme déduit du débit de renouvellement d'air (1.39 m/s) est imposé, à la température de 24°C, avec un jet de soufflage incliné de (27°), puis horizontal (0°) par rapport au plafond. A la bouche d'extraction, une condition de type "outlet" a été envisagée. Nous n'avons pas mesuré les caractéristiques turbulentes de l'écoulement. Mais nous avons imposé en soufflage une intensité de turbulence uniforme et égale à 10% dans le premier cas puis 20% pour la deuxième. L'échelle caractéristique de la turbulence a été calculée en prenant comme dimension caractéristique de la bouche de soufflage son diamètre hydraulique D_h . Aux murs, une condition de non



glissement est imposée, et la température est uniforme et égale à 24°C, puis 27°C.

D. Maillages.

Nous avons utilisé de maillage cartésien régulier quadratique qui est un maillage structuré, pour des tailles de maillage de (51x27x52). La simulation se fait en (3D). (Figure.2)

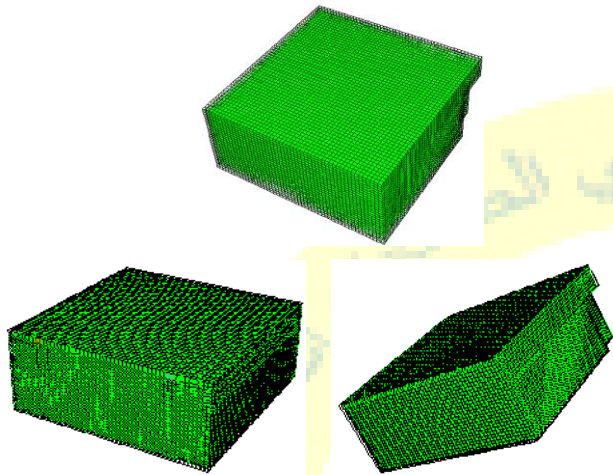


Figure 2. maillage du local (51x27x52).

Nous présentons ici les prédictions, pour une salle de classe en période d'inoccupation, de l'allure de l'écoulement, des profils de vitesse et de température d'air obtenus à l'aide de code Fluent avec le modèle de turbulence RANS (k-ε) RNG, associé à l'hypothèse de type boussinesq. La résolution se fait en régime permanent et les plans selon lesquelles la projection est effectuée en (tri dimensionnel : 3D) sont : z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m, y=1.23m, y=1.60m, y=1.80m, y=2.46m, y=2.50m. (Figure.3)

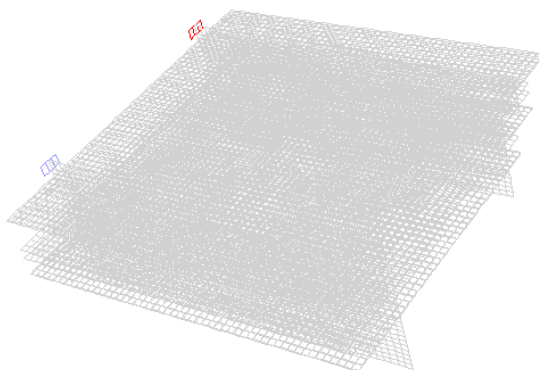


Figure 3. Les plans de projection en (3D). (z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m, y=1.23m, y=1.60m, y=1.80m, y=2.46m, y=2.50)

E. Vitesse d'entrée de 1.39m/s, murs isothermes à 24°C, intensité de la turbulence de I=10% et jet de soufflage incliné, puis horizontal.

Comme nous allons le voir, les résultats fournis par le code de champs Fluent, avec le modèle RANS, (k-ε) RNG dans le cas d'un jet de soufflage incliné de 27°, semblent en accord avec les observations numériques et expérimentales obtenues par REGARD [1]. (Voir figure 4,5 et 6). La figure.5, La permet de montrer l'allure des écoulements obtenus à l'aide de code fluent pour un maillage de (51x27x52) nœuds.

Dans le cas d'un jet horizontal (0°), les résultats fournis par notre modèle sont montrés sur la figure.6, Elle permet de visualiser l'allure des écoulements obtenus à l'aide de ce modèle pour un maillage de la même taille.

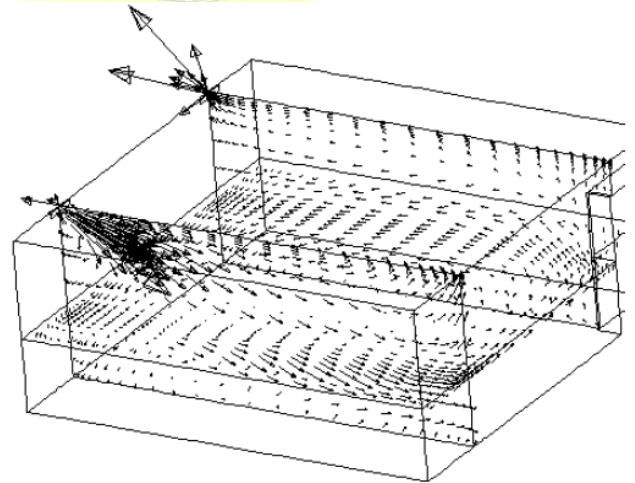


Figure 4. Structure de l'écoulement dans la salle, plan (z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m) Avec l'inclinaison du jet de 27° [1].

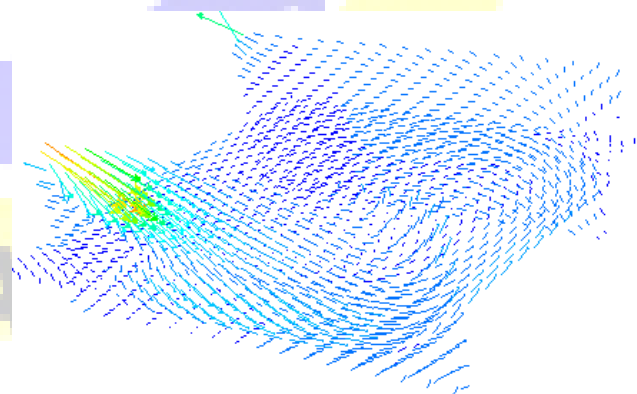


Figure 5. Les résultats fournis par Fluent RANS, RNG (k-ε), plan (z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m). Avec une inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

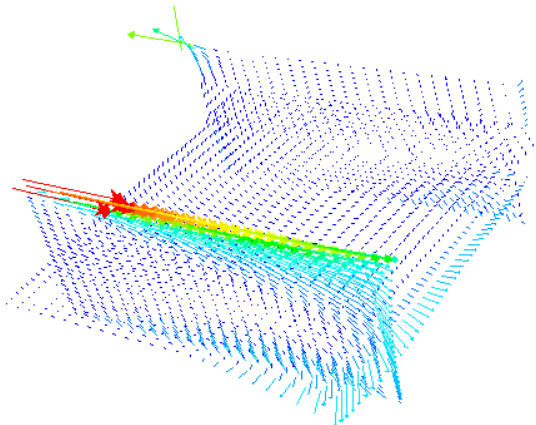


Figure 6. Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG (k-ε), plan (z=1.26m, z=5.70m, y=1.21m). Avec l'inclinaison du jet de (0°) (Nos résultats).

1) Analyse des résultats.

Les mesures expérimentales des vitesses montrent l'existence dans la cavité d'une circulation principale fortement décentrée dans un plan horizontal. Alors que les simulations numériques font apparaître une circulation relativement centrée dans les deux cas de jet de soufflage horizontal et incliné. (Voir figures .7, 8, 9 et 10). De plus, le cœur de la circulation observée expérimentalement est de dimensions beaucoup plus réduites que celui de la solution numérique, qui révèle une zone de faibles vitesses plus étendues. Notons, également, que des différences importantes apparaissent entre les deux cas de l'inclinaison du jet.

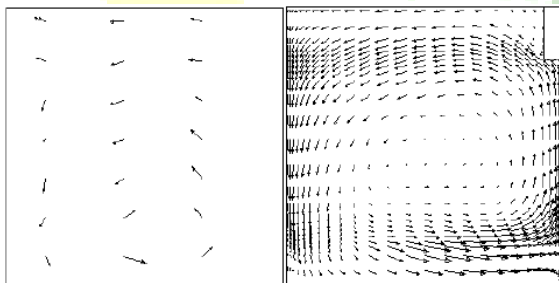


Figure 7. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.23 m, (expérimentale, numérique) [1].

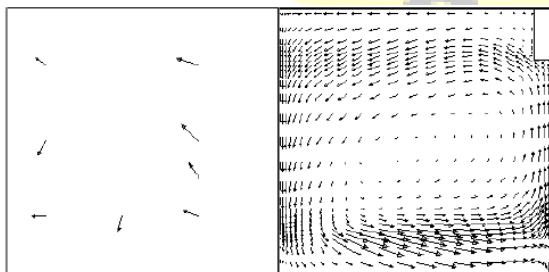


Figure 8. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.60 m (expérimentale, numérique) [1].

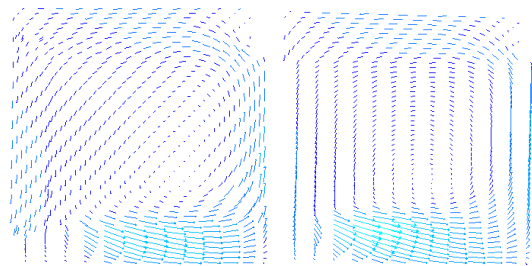


Figure 9. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : y=1.23 m, y=1.60 m. Avec l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

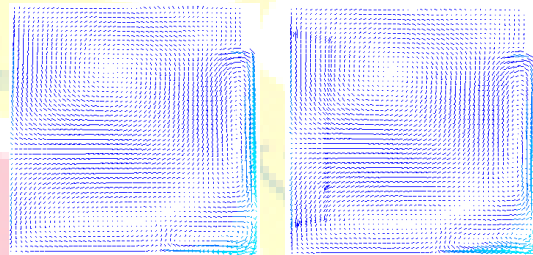


Figure 10. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : y=1.23 m, y=1.60 m. Avec l'inclinaison du jet de (0°) (Nos résultats).

Le jet issu de la bouche de soufflage vient percuter directement et perpendiculairement le mur en face dans le cas d'un jet de soufflage horizontal puisqu'on observe un écoulement parallèlement au plafond de la salle (Voir figure .11).

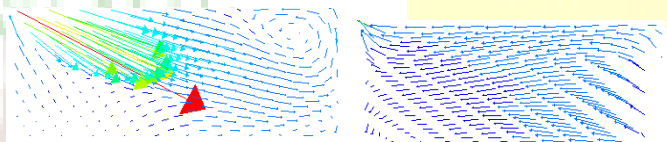


Figure 11. Vecteurs de vitesse Z=5.70m, Z=1.26m. Avec l'inclinaison du jet de (27°)(Nos résultats).

Le jet éclate dans différentes directions de l'espace pour donner lieu à une circulation désordonnée dans le local. Par contre, dans le cas d'un jet de soufflage incliné, ce dernier est dévié très tôt par l'angle d'inclinaison, ainsi que par le mur faisant face au mur portant les bouches, puisqu'on n'observe pas d'écoulement parallèlement à ce mur, du moins dans les plans verticaux de la projection (Voir figure.12).

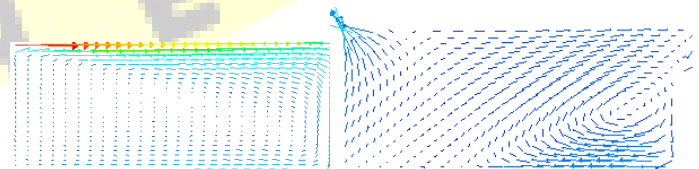


Figure 12. Vecteurs de vitesse Z=5.70m, Z=1.26m. Avec l'inclinaison du jet de (0°)(Nos résultats).



- Champ de vitesse et Champ de température.

Le champ de vitesse obtenu dans différents plans horizontaux apparait sur les figures.13, 14, 15 et 16. Le module de la vitesse est correctement évalué. Les figures révèlent, en effet, une concordance remarquable en particulier dans leur partie inférieure. Contrairement dans la partie supérieure de la salle, où on observe une concordance remarquable entre les plans $y= 1.80$ m, $y= 2.46$ m, dans le cas d'un jet de soufflage incliné, et les plans $y= 2.46$ m, $y= 2.50$ m, dans le cas d'un jet de soufflage horizontal. Ce qui est expliqué par, la déviation très tôt par l'angle d'inclinaison du jet. Ceci influe directement sur les champs de vitesse obtenus dans les différents autres plans horizontaux. Mais globalement les vitesses calculées sont inférieures aux vitesses mesurées, en particulier au centre de la pièce dans les deux cas. Et, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement se manifestent par une structure d'écoulement générale similaire aux observations expérimentales.

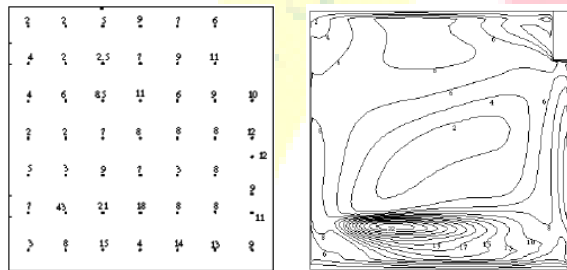


Figure 13. Contours de vitesse dans un plan horizontal $y=1.80$ m (expérimentale, numérique) [1].

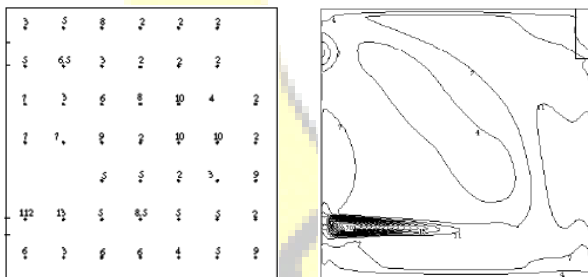


Figure 14. Contours de vitesse en (cm/s) dans un plan horizontale $y=2.46$ m. (Expérimental, numérique) [1].

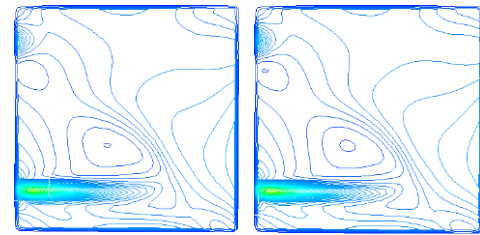


Figure 15. Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.46$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

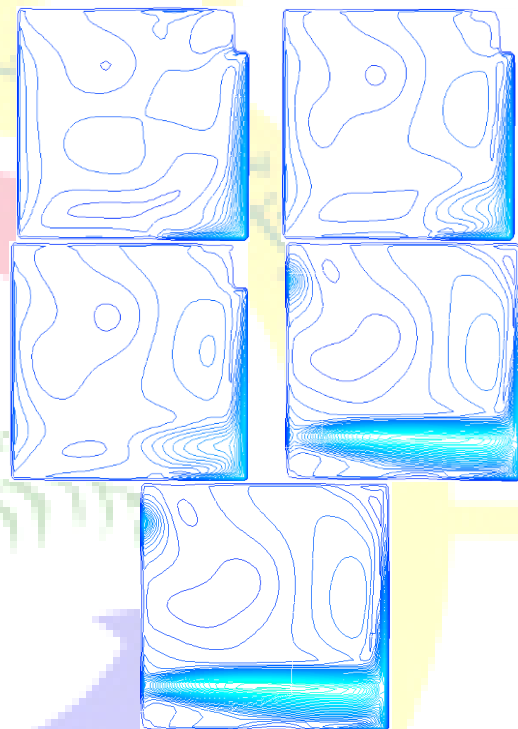
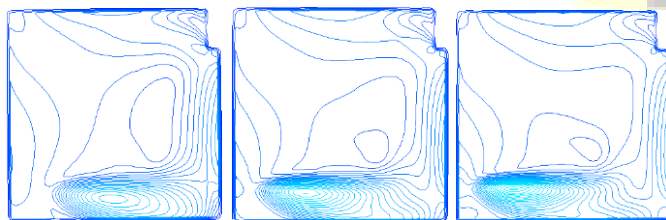


Figure 16. Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.46$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats).

A propos du champ de température, lorsque nous comparons les profils de température d'air le long de la hauteur de la salle (des différents plans horizontaux).

Le relevé des températures dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes. Mais tous les résultats obtenus, en général, sont presque les mêmes. Pour toutes les surfaces (sol, plafond, murs), les variations de température dans les résultats de la simulation numérique sont très faibles, considéré comme constantes. L'ensemble des températures de paroi se situe autour de 297 K. La température obtenue à la bouche d'extraction, comme à la bouche de soufflage, est aussi pratiquement constante. Comme nous pouvons le voir sur les figures ci-dessus, les résultats de champ de température fournis par le code de champs Fluent, dans le cas d'un jet de





soufflage incliné ou horizontal, avec une température de 24 °C des murs, ne permet pas de juger l'aptitude de ce code à décrire les mouvements de l'air et à évaluer la qualité de ce dernier dans le cas étudié. Car la température de l'air soufflé est de 24 °C, et est la même dans toute la salle. C'est pour cette raison que nous allons étudier le même cas avec des conditions aux limites différentes, où la température de l'air soufflé est de 24 °C, et la température de toute la salle est de 27 °C (murs, plafond, sol).

F. Vitesse d'entrée de 1.39 m/s, murs isothermes de 27 °C, Intensité de la turbulence $I=10\%$ et le jet de soufflage horizontal puis incliné.

Les résultats fournis par le code de champs FLUENT, RANS, (k- ϵ) RNG, présentent l'allure des écoulements, dans le cas d'un jet de soufflage incliné de 27° et horizontal, et où les murs sont isothermes à 27 °C, sont représentés sur les figures 17 et 18. Ces résultats montrent une concordance avec les observations numériques et expérimentales obtenues par REGARD pour le jet incliné. Les vecteurs des vitesses montrent l'existence d'une circulation relativement centrée.

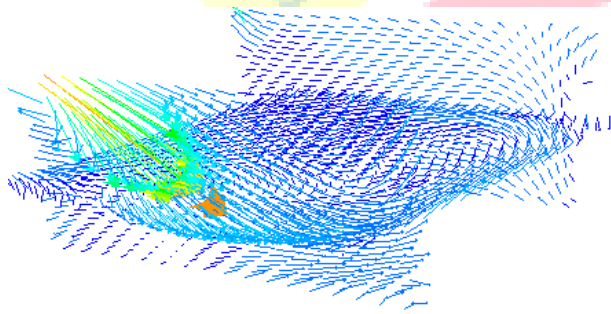


Figure 17. Les résultats fournis par Fluent, plans $z=1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs de 27 °C et l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

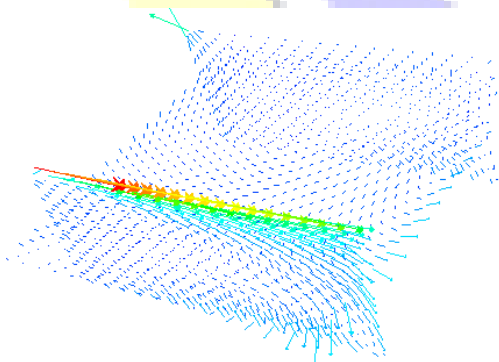


Figure 18. Les résultats fournis par Fluent, plans $z=1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs de 27 °C et l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats).

RANS, (k- ϵ) RNG, présentent l'allure des écoulements, dans le cas d'un jet de soufflage incliné de 27° et horizontal,

et où les murs sont isothermes à 27 °C, sont représentés sur les figures 17 et 18. Ces résultats montrent une concordance avec les observations numériques et expérimentales obtenues par REGARD pour le jet incliné. Les vecteurs des vitesses montrent l'existence d'une circulation relativement centrée.

1) Analyse des résultats.

- Champ de température.

Dans ce cas, le relevé des températures dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes. Les résultats obtenus sont différents de ceux relatifs au cas où les murs sont à 24 °C. L'amplitude des variations de la température la plus élevée est celle constatée sur le mur en face du jet dans les deux cas (jet horizontal ou incliné), ainsi que le plafond donnant sur l'extérieur dans le cas du jet horizontal. L'ensemble des températures de l'air du local se situe entre 298 K et 300 K (Voir figures 19 et 20). Ceci correspond aux conditions de confort.

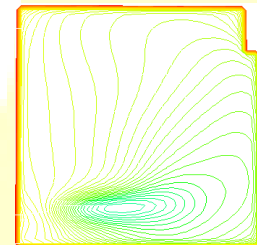
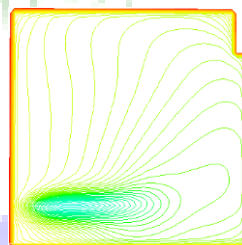
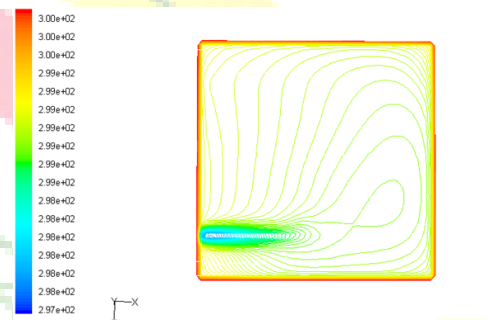
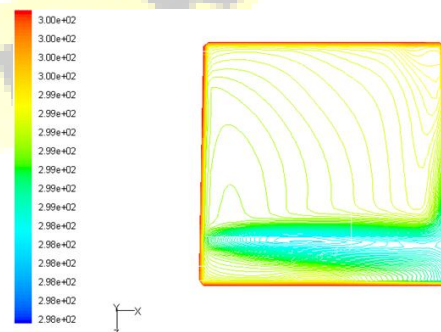


Figure 19. Les résultats fournis par Fluent, Contours de température Plans : $y=2.5m$, $y=1.8m$, $y=1.23m$. Avec la température des murs à 27 °C, et l'inclinaison du jet 27° (Nos résultats).



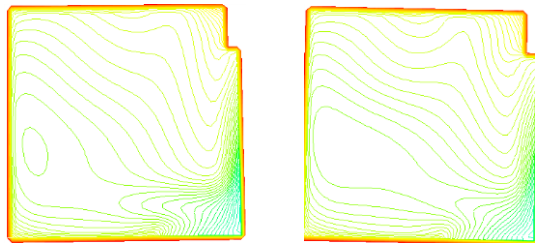


Figure 20. Les résultats fournis par Fluent, Contours de température Plans : $y=2.5m$, $y=1.8m$, $y=1.23m$. Avec la température des murs de $27\text{ }^\circ\text{C}$, et l'inclinaison du jet 0° (Nos résultats).

La température obtenue, à la bouche d'extraction, est pratiquement constante. Et, à la bouche de soufflage, la température de l'air soufflé est de $24\text{ }^\circ\text{C}$.

L'écart de température de $3\text{ }^\circ\text{C}$ fait apparaître plusieurs phénomènes ; c'est pour cela qu'on remarque dans le plan $z = 5.70m$, un nombre important de contours de température proche de la bouche de soufflage signifie une grande variation de température. D'où dans les autres surfaces (sol, murs), les variations de température sont relativement faibles (Voir figures .21et 22).

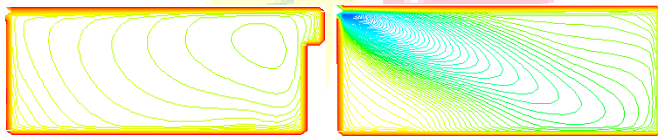


Figure 21. Les résultats fournis par Fluent, Contours de température pour les plans : $z=1.26m$, $z=5.70m$. Avec la température des murs à $27\text{ }^\circ\text{C}$, et l'inclinaison du jet de 27° . (Nos résultats).

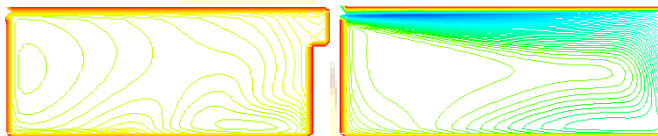


Figure 22. Les résultats fournis par Fluent, Contours de température pour les plans : $z=1.26m$, $z=5.70m$. Avec la température des murs à $27\text{ }^\circ\text{C}$, et l'inclinaison du jet de 0° . (Nos résultats).

G. *Vitesse d'entrée est de 1.39 m/s , les murs sont isotherme $24\text{ }^\circ\text{C}$, et l'intensité de la turbulence $I=20\%$.*

Nous étudierons dans cette partie la sensibilité de la solution obtenue aux conditions caractéristiques turbulentes du jet de soufflage. Nous avons choisi en soufflage des caractéristiques turbulentes définies par :

- une intensité de turbulence de 20% .
- une échelle de longueur caractéristique de la turbulence égale au diamètre hydraulique D_h de la bouche.

Nous examinons dans cette partie l'impact de ce premier paramètre en fixant le dernier.

Comme nous pouvons le voir sur les figures qui suivent, les résultats fournis par notre modèle de code de champs Fluent, RANS ($k-\epsilon$) RNG, semblent en très bon accord avec les observations expérimentales.

Aucun effet significatif n'est visible sur la structure globale de l'écoulement (Voir figures.23 et 24).

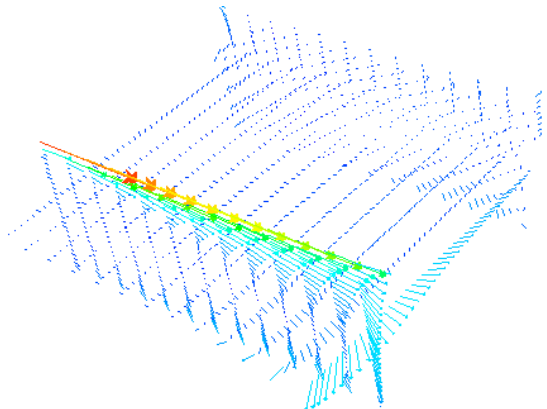


Figure 23. Les résultats fournis par Fluent pour les plans : $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs à $24\text{ }^\circ\text{C}$ et l'inclinaison du jet de 27° , l'intensité de turbulence de 20% . (Nos résultats).

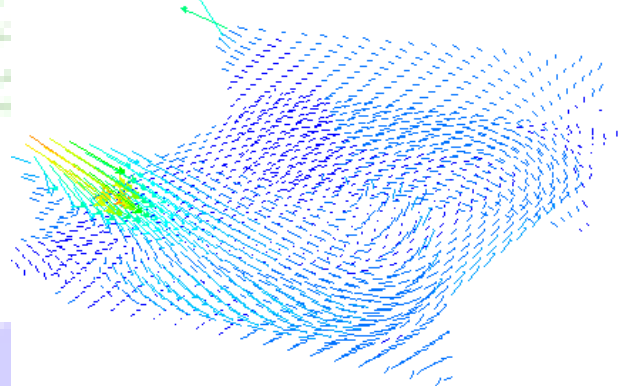


Figure 24. Les résultats fournis par Fluent pour les plans $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs à $27\text{ }^\circ\text{C}$ et l'inclinaison du jet de 27° , l'intensité de turbulence de 20% . (Nos résultats).

Comme dans le cas précédant, les vecteurs vitesses montrent l'existence dans la cavité d'une circulation principale décentrée dans un plan horizontal, mais dans des plans les simulations numériques font apparaître une circulation relativement centrée. (Voir les figures suivantes).

1) Analyse des résultats.

- Champ de température et Champ de vitesse.

Le relevé des températures et les champs de vitesse obtenue dans différents plans horizontaux dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes. Pour que les effets soient plus visibles,



nous avons concentré notre attention sur la région de soufflage : la région de la pièce où ces effets se font le plus sentir. L'observation des profils de la composante de la vitesse suivant (X) dans le plan vertical de symétrie de la bouche de soufflage, à différents abscisses, permet de voir l'influence d'une intensité de turbulence doublée (20% au lieu de 10%) qui affecte non seulement la valeur de la vitesse maximale atteinte mais aussi la localisation de ce maximum. Les vitesses atteintes au plafond sont aussi supérieures dans ce cas.

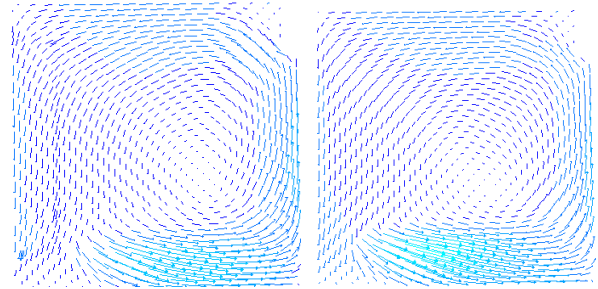


Figure 29. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{m}$. Avec la température des murs à $24\text{ }^\circ\text{C}$, l'inclinaison du jet de 27° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

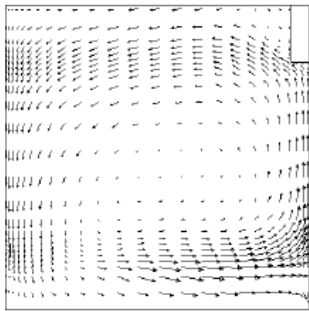


Figure 25. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{m}$, et $I=10\%$ (numérique). [1].

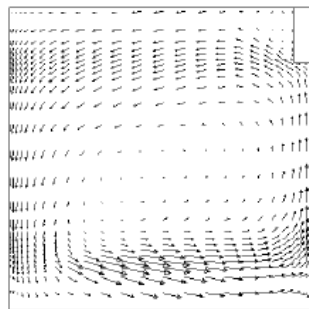


Figure 26.

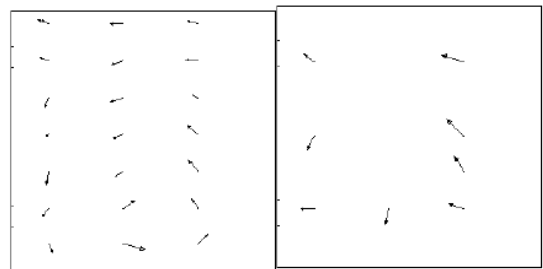


Figure 30. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{m}$ et $I=20\%$ (expérimentale) [1].

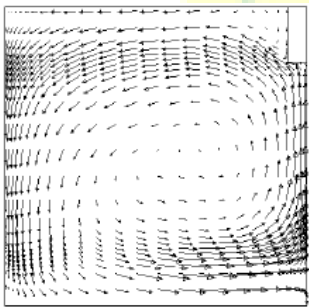


Figure 27. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{m}$ et $I=20\%$ (numérique). [1].

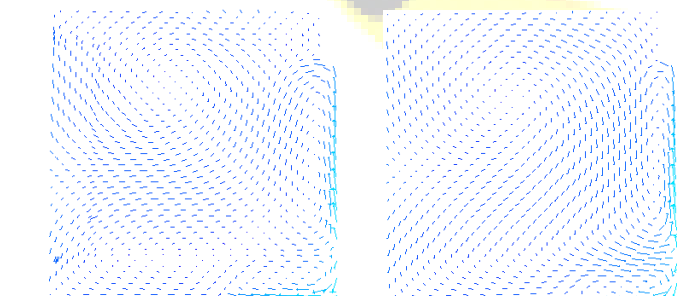
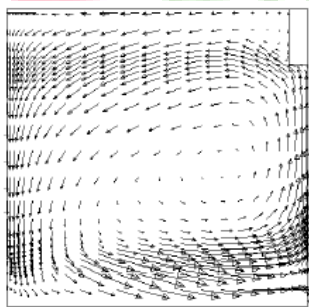


Figure 28. Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{m}$. Avec la température des murs à $24\text{ }^\circ\text{C}$, l'inclinaison du jet de 0° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

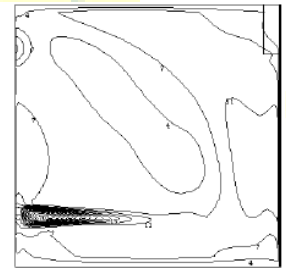
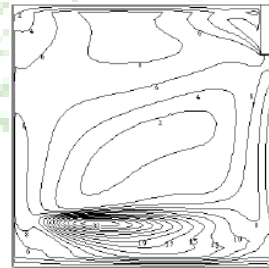


Figure 31. Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.80\text{m}$, $y=2.50\text{m}$ et $I=10\%$ (numérique) [1].

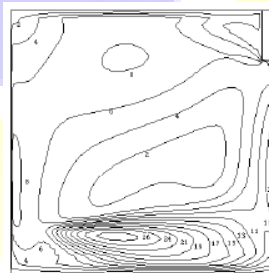


Figure 32. Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.80\text{m}$, $y=2.50\text{m}$ et $I=20\%$ (numérique) [1].

Au contraire, dans la partie du jet où les vitesses sont encore importantes, aucune influence n'est visible. Les effets apparaissent dans la zone du jet où les vitesses sont plus faibles, la décroissance de vitesse se fait plus rapidement dans



le cas où l'intensité de turbulence est le plus faible. (Voir figures.25 à 34).

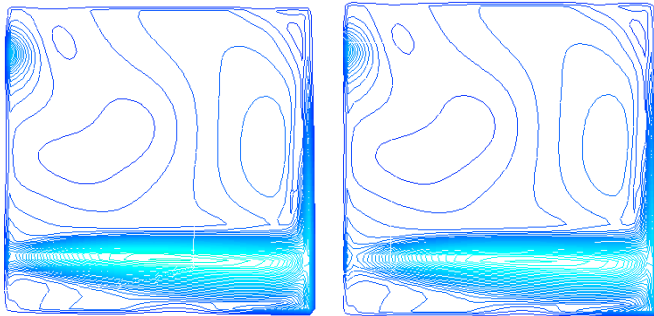


Figure 33. Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=2.50$ m, $y=2.46$ m. Avec la température des murs de 24°C , l'inclinaison du jet de 0° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

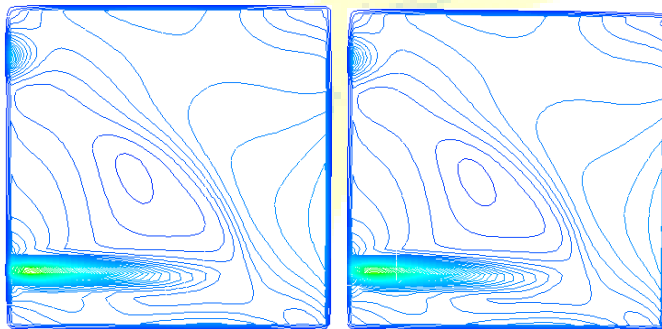


Figure 34. Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=2.50$ m, $y=2.46$ m. Avec la température des murs de 24°C , l'inclinaison du jet de 27° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

Comme nous pouvons le constater sur les figures ci-dessus, les résultats fournis par notre modèle semblent en très bon accord avec les observations expérimentales. Globalement, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement se manifestent par une structure similaire aux données expérimentales.

III. CONCLUSIONS

Dans cette partie, nous avons étudié en (3D), un local ventilé (salle de classe) en période d'inoccupation (pas d'obstacles à l'intérieur du local sauf une armoire à l'extrémité du local). Notre intention était de réaliser une simulation numérique des mouvements d'air dans cette salle à travers la prédiction des profils de vitesses et de températures ; ensuite, la confrontation des résultats obtenus à des résultats expérimentaux sur site réel. Nous avons étudié, en particulier, la sensibilité des résultats numérique aux conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local (l'inclinaison du jet d'air), ainsi que la température des murs et, nous avons montré que nos simulations numériques, à l'aide du code de champs fluent, permettent de reproduire la structure de l'écoulement dans cette salle de classe, avec cependant

certaines imperfections : le cœur de la circulation se développant dans le local (où les vitesses sont plus faibles) est bien plus étendu pour la solution numérique que pour les données expérimentales. L'inclinaison du jet de soufflage influe directement sur la structure de l'écoulement dans la salle de classe (les profils de vitesses et de températures sont différents). Le même constat a été vérifié dans le cas où la température des murs est de 27°C . Par ailleurs, en module, les vitesses calculées sont proches des vitesses mesurées, mais généralement inférieures. Cet écart entre les vitesses calculées et les vitesses mesurées dépend du débit de l'air circulé dans la salle qui est insensible au colmatage des portes et des fenêtres. Les sources possibles de fuites ou d'infiltrations sont le faux plafond, les coffres de volet roulant, ou les d'étalonnements sous portes et fenêtres. La prise en compte de tels défauts d'étanchéité à l'aide d'un code de champ ne paraît pas possible car nécessiterait la représentation de détails de l'enveloppe de dimensions réductrices. On peut également penser que l'importance des débits parasites entrants en jeu n'est pas de nature à modifier fondamentalement l'écoulement dans la salle de classe. On peut dire que de petites variations ($\pm 1^{\circ}$) de la direction du jet peuvent s'avérer non négligeables pour l'allure de l'écoulement, l'effet perturbateur des parois sur le jet de soufflage étant modifié. Ceci met en évidence la difficulté de définir et de mesurer des conditions aux limites précises quand on souhaite reproduire un écoulement par la simulation numérique à l'aide d'un code de champ. Plus généralement, la complexité des conditions aux limites en vigueur dans le local ne peut être décrite à l'aide d'un code de champ, et une simplification de ces conditions, telle que nous l'avons pratiquée, est inévitable. Mais, dans le cas, où notre objectif était d'étudier la sensibilité des résultats numérique obtenus à un type particulier de conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local: l'intensité de la turbulence qui est passée de $I=10\%$ à 20% . Nous avons montré que nos simulations numériques des mouvements d'air sont en bon accord avec les mesures expérimentales de vitesses, tant en direction qu'en norme. Par ailleurs certaines tendances locales de l'écoulement ne sont pas du tout reproduites par la simulation numérique. Mais globalement, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement, obtenus par le modèle de code de champs Fluent, se manifestent par une structure d'écoulement similaire aux observations expérimentales. Notant que le comportement du jet issu de la bouche de soufflage est aussi quelque peu altéré. Ceci peut s'expliquer par le fait que nos simulations ont été réalisées en situation isotherme. La solution numérique du problème, du moins concernant l'allure de l'écoulement s'avère être surtout sensible à l'intensité de turbulence du jet. Indépendamment de la vitesse du jet, cette intensité détermine en effet la puissance de pénétration du jet dans l'air du local ainsi que sa rapidité à s'infléchir. Après cette comparaison entre les prédictions des profils de température et les données expérimentales, on peut conclure que le RANS ($k-\epsilon$), peut



Le 3^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 3rd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 13 et 14 Octobre 2012



apporter un niveau de détail suffisant pour des applications de confort thermique.

REFERENCES

- [1] Muriel Regard, contribution à l'étude des mouvements de l'air dans le bâtiment à l'aide de code de champs, application à la ventilation naturelle d'un local par un ou deux ouvertures .thèse de doctorats (1996),institut national des sciences appliquées à Lyon. France.
- [2] CHEN, Q. (1996). Prediction of room air motion by reynolds-stress models. *Building and Environment*, 31(3), 233-244.
- [3] Sophie Dautin, Réduction de modèles thermiques de bâtiments ; amélioration des techniques par modélisation des sollicitations météorologiques, thèse pour l'obtention du grade de Docteur de l'Université de POITIERS.1997.
- [4] Yi Lin Poma , A Zonal Model for Airflow and Temperature distribution Analysis,Requirements for the Degree of Master of Applied Science at Concordia University Montreal, Quebec, Canada June 1999.
- [5] Che-Ming Chiang, Chi-Ming Lai, Po-Cheng Chou, Yen-Yi Li, The influence of an architectural design alternative (transoms) on indoor air environment in conventional kitchen in Taiwan: building and environment (2000) .vol35.Pages (579-585).2000.
- [6] beausoleil-Morrison. I, Clarke. J.A, Denev. J, Macdonald. I. A, Melikov. A, Stankov. P, further developments in the conflation of CFD and building simulation, building simulation, Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil 2001.
- [7] Hee-Jin Park , Dale Holland, The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study, *Building and Environment* 36 (2001) 883-889, Minneapolis, MN 55437-1075, USA.
- [8] François Garde, Habilité à Diriger des Recherches Validation de codes de simulation thermo- aéraluque du complexe bâtiment/systèmes de climatisation. Application à la conception thermique des bâtiments. Pour l'obtention du grade de Docteur, Année 2001, Université de La Réunion.
- [9] David M. Lorenzetti, Computational aspects of nodal multizone air flow systems , Lawrence Berkeley National Laboratory, CA 94720, USA. 30 Octobre 2001.
- [10] David M. Lorenzetti, Computational Aspects of Nodal Multi -zone Airflow Systems, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley CA 94720, Report LBNL-46949, Published in *Building and Environment* 37 (2002) 1083-1090.
- [11] Docteur. Peter RIDER, Thermal room modelling adapted to the test of hvac control systems. Thèse de Doctorat (1999), 28 January 2002, Ecole des Mines de Paris, France.
- [12] Tin-Tai Chow, Xiao-Yu Yang, Performance of ventilation system in a non-standard operating room, *Building and Environment*, 38. (2003)1401- 1411.
- [13] K.W.D. Cheong , E. Djuaed, Y.L. Chua, K.W. Tham, S.C. Sekhar, N.H. Wong, M.B. Ullah, Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics, *Building and Environment* 38 (2003) 63 - 73, 117566 Singapore, 10 December 2001.
- [14] Laurent MORA , Prédiction des performances thermo-aéraluques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet , these de doctorat (2003). université de la rochelle. France.
- [15] Marie-Laure , Philippe reulet, Pierre Millan, Étude expérimentale des phénomènes de convection naturelle et mixte dans une enceinte fermée comportant une source de chaleur . IVK,ULB,AFVL, 14-17 D.16.1, Septembre 2004, France.
- [16] Drury B. Crawley, Jon W. Hand, Michael Kummert, Brent T. Griffith, Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs, *Building and Environment* 43 (2008) 661-673,2008.
- [17] K.Ben naser,R.Chouikh,C.Kerkeni,A.Guizani, Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling. *Applied thermal engineering* (2006) .vol26.Pages (772-775).
- [18] Ahmed Daoud, Nicolas Galanis, Prediction of airflow patterns in a ventilated enclosure with Zonal methods, *Applied Energy* 85 (2008) 439-448, 19 November 2007.
- [19] Qiongxiang Kong , Bingfeng Yu, Numerical study on temperature stratification in a room with underfloor air distribution system, *Energy and Buildings* 40 (2008) 495-502, 13 April 2007.
- [20] Qingyan Chen, Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications,School of Mechanical Engineering, Purdue University,West Lafayette, IN 47907, 2008.USA.
- [21] Menghao Qin , Rafik Belarbi , Abdelkarim Ait-Mokhtar , FrancisAllard, Simulation of coupled heat and moisture transfer in air-conditioned buildings, AUTCON-00994; No of Pages 8, Automation in Construction.2008.
- [22] Liping Wang, Nyuk Hien Wong, Coupled simulations for naturally ventilated rooms between building simulation (BS) and computational fluid dynamique CFD for better prediction of indoor thermal environment. *Building and Environment*, Volume44, Issue 1, January 2009, Pages 95-112.
- [23] Qinglong Meng, Yuan Wang, and Xiuying Yan ,« CFD Assisted Modeling for Control System Design: A Case Study», *International Journal of Heat and Mass transfer*, (2009).
- [24] NIELSEN, P. V. (1974). Flow in air-conditioned rooms. Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen.
- [25] GADGIL, A. J. (1980). On convective heat transfer in building energy analysis. Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley, USA.
- [26] Ch. Heschl, W. Sanz, P. Klanatsky, and F. Madou, Comparison of different turbulence models to compute wall affected room airflows, *CFD Forum* 2005. Bad Nauheim, Deutschland.2005.
- [27] Guangyu.Cao, indoor air flow prediction by means of computational fluid dynamics, rapport scientifique; laboratoire de" heating, ventilating and air condition"; HELSINKI university of technology, (27/03/2006).
- [28] Jouvray, P.G. Tucker , Y. Liu, On nonlinear RANS models when predicting more complex geometry room air flows,University of Wales Swansea Singleton Park, Swansea SA2 8PP, UK.18 May 2006.
- [29] Hyun, C. Kleinstreuer, Numerical simulation of mixed cv heat and masse transfer in a humain inhalation chamber, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 44, Issue 12, June 2001,Pages 2247-2260S.
- [30] Kjeld Svidt, Bjarne Bjerg, Thomas Dorf Nielsen, Initial studies on Virtual Reality Visualisation of 3D airflow in ventilated livestock buildings, AVR II and CONVR2001,Conference at Chalmers, Gothenburg, Sweden, October 4 th-5th , 2001.
- [31] A.J.Gadgil,C.Lobscheid,M.O.Abadie,E.U.Finlayson, Indoor pollutant mixing time in an isothermal closed room: an investigation using CFD , *Atmospheric Environment*, Volume 37, Issues 39-40, December 2003, Pages 5577-5586.
- [32] R.A. Pitarna, J. E. Ramos, M. E. Ferreira, M.G. Carvalho, Computational and Experimental Reduced-Scale Modelling of Air-Conditioned Rooms, *Journal building simulation* 2003, Eighth International IBPSA, Conference, Eindhoven, Netherlands, August 11-14, 2003.
- [33] Tareq Hussein, indoor and outdoor aerosol particle size characterization in helsinki division of atmospheric sciences, report series in aerosol science, n:o 74 (2005), Helsinki, Finland 2005.
- [34] Michael D. Sohn, Michael G. Apte, Richard G. Sextro, Alvin C.K. Laib, Predicting size-resolved particle behavior in multizone buildings. *Atmospheric Environment* 41 (2007) 1473-1482, October 2006.
- [35] Alvin C.K. Lai, Fangzhi Chen. Modeling particle deposition and distribution in a chamber with a two-equation Reynolds-averaged Navier-Stokes model, *School of Mechanical and Aerospace Engineering, Aerosol Science* 37 (2006) 1770 - 1780, 2006.



Le 3^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et
Renouvelables

The 3rd International Seminar on New and Renewable
Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 13 et 14 Octobre 2012

