

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire AbdelhafidBoussouf - Mila

Institut des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique et Électromécanique



N° Ref:

Projet de Fin d'Etude
En vue de l'obtention du diplôme de Master
Génie MécaniqueÉnergétique

**Etude de la sensibilité des résultats obtenus à l'aide d'un
code Fluent dans des configurations rectangulaires
(local)**

Réalisé par :
-Islem Bahloul
-Remzi Sellama

Dirigé par :
Dr. TOUAHRIA Abdeldjaouad

Devant le jury composé de :

Président :	M ^{me} . I. ZEGHBID	M.C.A	Centre Universitaire - Mila
Rapporteur :	M ^f . A.TOUAHRIA	M.C.B	Centre Universitaire - Mila
Examineurs :	M ^f . F.BERRAHIL	M.C.A	Centre Universitaire - Mila

Année universitaire : 2022/2023

ABSTRACT

In this study, we examined the thermal behavior of heated or air-conditioned residential spaces. Our objective was to compare the inlet jet incline, its velocity, and turbulence intensity using numerical simulations with computational fluid dynamics (CFD) software. This allowed us to determine the numerically defined comfort and discomfort zones and virtually represent the air movements within the spaces at different levels of detail. We also examined the influence of boundary conditions on the distribution of temperatures and air velocities in the rooms.

To accomplish this, we visualized the airflow and studied the velocity and temperature fields using Fluent software. In order to validate our results against experimental data and achieve our study objectives, we began by comparing the numerical results obtained with Fluent by varying the air inlet angles and different velocities. Finally, we examined the sensitivity of the numerical results to certain boundary conditions.

After presenting the different modeling methods used to study mass and heat transfers in buildings (nodal, zonal, and CFD methods), we focused on our main objective: thermal comfort, evaluating a building's energy efficiency, and indoor air quality within a specific area. We emphasized the advantages of using a modeling method, particularly the CFD method with Fluent software, utilizing the k-epsilon turbulence model and the Boussinesq hypothesis. This method is widely used in many studies due to its ease of numerical implementation and its good results compared to experimental data.

We also explained the principles of computational fluid dynamics software and the different approaches underlying them, with a focus on turbulence models, specifically the k-epsilon model associated with the Boussinesq hypothesis, as well as the principle of the finite volume numerical method.

Key words: computational fluid dynamics (CFD), thermal comfort, k-epsilon model, finite volume numerical method

RÉSUMÉ

Dans cette étude, nous avons examiné le comportement thermique des espaces résidentiels chauffés ou climatisés. Notre objectif était de comparer l'inclinaison du jet de soufflage, sa vitesse et l'intensité de la turbulence, en utilisant des simulations numériques avec un logiciel de dynamique des fluides (CFD). Nous avons ainsi pu déterminer les zones de confort et d'inconfort numériquement, et représenter virtuellement les mouvements d'air à l'intérieur des espaces.

Nous avons également examiné l'influence des conditions aux limites sur la distribution des températures et des vitesses de l'air dans les locaux.

Pour ce faire, nous avons visualisé les flux d'air et étudié les champs de vitesse et de température en utilisant le logiciel Fluent. Afin de valider nos résultats par rapport aux données expérimentales et d'atteindre nos objectifs d'étude, nous avons commencé par comparer les résultats numériques obtenus avec Fluent en modifiant les angles d'entrée de l'air et les différentes vitesses. Enfin, nous avons examiné la sensibilité des résultats numériques à certaines conditions aux limites.

Après avoir présenté les différentes méthodes de modélisation utilisées pour étudier les transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments (méthodes nodale, zonale et CFD), nous nous sommes concentrés sur notre objectif principal: le confort thermique, l'évaluation de l'efficacité énergétique d'un bâtiment et la qualité de l'air à l'intérieur d'une zone spécifique. Nous avons souligné l'intérêt d'utiliser une méthode de modélisation, en particulier la méthode CFD avec le logiciel Fluent, utilisant le modèle de turbulence $k-\epsilon$ et l'hypothèse de Boussinesq. Cette méthode est largement utilisée dans de nombreux travaux en raison de sa facilité de mise en œuvre numérique et de ses bons résultats comparés aux données expérimentales.

Nous avons également expliqué le principe des logiciels de dynamique des fluides et les différentes approches qui les sous-tendent, en mettant l'accent sur les modèles de turbulence, notamment le modèle $k-\epsilon$ associé à l'hypothèse de Boussinesq, ainsi que le principe de la méthode numérique des volumes finis.

ملخص

في هذه الدراسة، قمنا بدراسة السلوك الحراري للمساحات السكنية المدفأة أو المكيفة. كان هدفنا مقارنة ميلان دخول لتيار الهواء، وسرعته، وشدة الاضطراب، باستخدام المحاكاة الرقمية باستعمال برنامج (سي اف دي) وبذلك، تمكنا من تحديد المناطق المريحة وغير المريحة. وتمثيلها لدراسة حركة الهواء داخل المساحات افتراضياً وتأثير الشروط الحدية على توزيع درجات الحرارة وسرعة الهواء عبر الغرفة، وذلك ببرنامج فلوينت.

قمنا بتمثيل الهواء داخل غرفة وغيرنا شروطها الحدية (سرعة تدفق الهواء، ميلان زاوية التدفق، الاضطراب) وقارنا حساسية النتائج.

بعد أن عرفنا طرق السي اف دي وأساليب النمذجة المختلفة.

قد كان هدفنا معرفة منطقة الراحة الحرارية وكفاءة الطاقة في الغرفة وجودة الهواء، حددنا أسلوب النمذجة المعتمد في دراستنا (سي اف دي) مستخدمين فرضية "بوسيناسك"، وذلك لأن هذه الطريقة مستخدمة بشكل واسع نظراً لسهولة استخدامها ونتائجها الجيدة مقارنة بالمعطيات التجريبية.

وشرحنا كذلك مبدأ برنامج السي اف دي وطريقة عمله.

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je rends grâce à Dieu pour m'avoir accordé la force, le courage et la patience nécessaires pour mener à bien cette humble tâche.

*J'exprime ma profonde gratitude et mes remerciements les plus chaleureux à mon superviseur, Mr. **Abdeljouad Touahria**, pour m'avoir accompagné et guidé tout au long de la réalisation de ce travail. Je le remercie également pour sa disponibilité constante, son orientation efficace et ses idées originales qui ont enrichi cette thèse.*

Enfin, je souhaite exprimer ma sincère gratitude envers tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

DÉDICACE

*À ma famille et mes amis,
À tous ceux qui occupent une place spéciale
dans mon cœur,
À ceux qui sont chers à mes yeux,
À vous tous qui partagez ma vie et mes
moments précieux.*

Contents

ABSTRACT	i
RÉSUMÉ.....	ii
ملخص.....	iii
<i>REMERCIEMENTS</i>	iv
<i>DÉDICACE</i>	v
Introduction Générale	7
Objectifs.....	9
CHAPITRE I :	10
LA MODELISATION DANS LE BATIMENT	10
GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE	10
I.1 Introduction.....	11
I.1.2. La modélisation d'un procédé	11
I.1.3. Définition et objectifs de la modélisation.....	12
I.2. Les différentes simulations utilisées dans le domaine de la thermique de bâtiment.....	12
I.2.1. La modélisation monozone	15
I.2.2. La modélisation multizones (ou nodale)	16
I.2.3. La modélisation intermédiaire (zonale).....	17
I.2.4. La modélisation par codes de champs	19
I.5 Synthèse bibliographique.....	21
I.6 CONCLUSION.....	Erreur ! Signet non défini.
CHAPITRE II :	30
MODELISATION DU PROBLEME & RESOULTION NUMERIQUE.....	30
II.1. Notions de base.....	31
II.1.2. Eléments mathématiques de base	31
II.1.3. Hypothèses simplificatrices.....	31
II.2. Description du problème (configuration 3D).	34
II.2.1. Conditions aux limites	36
II.2.2 Etapes de calcul de « FLUENT ».....	38
II.2.2.1 Schémas numériques.....	39

II.2.3 Maillage.....	40
II.2.4 Résolution numérique.....	41
II.2.4.1 Critère de convergence.....	41
II.2.4.2. Facteurs de sous-relaxation.....	42
CHAPITRE III :.....	44
RESULTATS ET DISCUSSIONS :.....	44
CONFIGURATION 3-D.....	44
III.1. Etude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, inclinaison du jet de soufflage, et l'intensité de la turbulence).....	45
III.1.2. Cas où la vitesse d'entrée est de 1.39m/s, les murs isothermes à 27°C, et le jet de soufflage horizontal, puis incliné de -45°.	46
III.1.3. Analyse des résultats.	48
III.1.3 Vitesse d'entrée de 1.39 m/s, murs isothermes de 27 °C, Intensité de la turbulence I=15%, puis 30%, et le jet de soufflage incliné de -45°.....	65
III.1.3.1 Analyse des résultats.	65
III.1.4. Vitesse d'entrée de 1.39 m/s, jet de soufflage -45°, turbulence = 30%	Erreur ! Signet non défini.
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	139
REFERENCES	Erreur ! Signet non défini.

NOMENCLATURE

A	Surface d'échange thermique	[m ²]
C _p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg. K]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h	Coefficient du transfert de chaleur convectif	[W/m ² .K]
k	Conductivité thermique	[W/m.K]
Nu	Nombre de Nusselt local	[---]
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen	[---]
P	Pression du fluide	[Pa]
P	Pression adimensionnelle	[---]
Re	Nombre de Reynolds	[---]
T	Température	[K]
T ₀	Température d'entrée	[K]
T _w	Température de la paroi	[K]
t	Temps	[s]
v ₀	Vitesse d'entrée	[m/s]
u, v, w	Composantes de la vitesse	[m/s]
U, V, W	Composantes de la vitesse adimensionnelle	[---]
x, y	Coordonnées cartésiennes	[m]
Lettres grecques		
α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]
β	Coefficient d'expansion thermique volumique à pression constante	[1/K]
γ	Angle d'inclinaison du champ magnétique	[degré]
Γ	Coefficient de diffusion dans l'équation de transport	[---]
Θ	Température adimensionnelle	[---]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ϕ	Fraction volumique solide	[---]
σ	Conductivité électrique	[S/cm]

Nombres adimensionnels

Gr = $g\beta_f\Delta TD^3/\nu_f^2$	Nombre de Grashof	[---]
Ra = $g\beta_f\Delta TD^3/(\alpha_f\nu_f)$	Nombre de Rayleigh	[---]

$Re = \rho_f v_0 D / \mu_f$	Nombre de Reynolds	[---]
$Ri = Gr / Re^2$	Nombre de Richardson	[---]

Indices et exposants

c	Chaud
f	Froid
<i>f</i>	Fluide pur
max	Maximale
min	Minimale

LISTE DES FIGURES

Figure (I. 1)	<i>Illustration des sollicitations dans le bâtiment multizones</i>	14
Figure (I. 2)	<i>Illustration de modélisation monozones</i>	15
Figure (I. 3)	<i>Illustration de modélisation multizones</i>	16
Figure (I. 4)	<i>Description dulocal</i>	28
Figure (I. 5)	<i>Maillage du local (51x27x52). (REGARD, 1996)</i>	28
Figure (II. 1)	<i>Description du local</i>	35
Figure (II. 2)	<i>Interface du logiciel Fluent 6.3.26</i>	38
Figure (II. 3)	<i>Le maillage du local étudié</i>	40
Figure (II. 4)	<i>Une partie du maillage du local</i>	40
Figure (II. 5)	<i>Evolution des résidus au cours des itérations</i>	42
Figure (III. 1)	<i>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=2.50m)</i>	45
Figure (III. 2)	<i>Structure de l'écoulement dans la salle, plan (z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m) Avec l'inclinaison du jet de 27°</i>	46
Figure (III. 3)	<i>Résultats fournis par Fluent, RNG (k-ε), plan (z= 1.26 m, z= 5.70 m, y= 1.21 m) Inclinaison du jet 0° - Nos résultats</i>	47
Figure (III. 4)	<i>Résultats fournis par Fluent CFD, RNG (k-ε), plan (z= 1.26 m, z= 5.70 m, y= 1.21 m) Inclinaison du jet- 45° - Nos résultats</i>	47
Figure (III. 5)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.23m, (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996)</i>	48
Figure (III. 6)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.23 m (Nos résultat)..</i>	49
Figure (III. 7)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.60 m (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996)</i>	50
Figure (III. 8)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.23 m, y=1.60 m. Avec l'inclinaison du jet de 45° (Nos résultats)</i>	51
Figure (III. 9)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal y=1.23 m, y=1.60 m. Avec l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats)</i>	52
Figure (III. 10)	<i>Vecteurs de vitesse Z=5.70m, Z=1.26m. Avec l'inclinaison du jet de (0°) (Nos résultats)</i>	53
Figure (III. 11)	<i>Vecteurs de vitesse Z=5.70m, Z=1.26m. Avec l'inclinaison du jet de (-45°) (Nos résultat)</i>	54
Figure (III. 12)	<i>Contours de vitesse dans un plan horizontal y=1.80 m (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996)</i>	55
Figure (III. 13)	<i>Contours de vitesse dans un plan horizontal y=1.80 m (Nos résultats)</i>	56

Figure (III. 14)	<i>Contours de vitesse en (cm/s) dans un plan horizontal $y=2.46$ m. (Expérimental, numérique) (REGARD, 1996).....</i>	56
Figure (III. 15)	<i>Contours de vitesse en (m/s) dans un plan horizontal $y=2.46$ m (Nos résultat).....</i>	57
Figure (III. 16)	<i>Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de -45°(Nos résultats).....</i>	59
Figure (III. 17)	<i>Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0°(Nos résultats).....</i>	60
Figure (III. 18)	<i>Contours de température, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de -45°(Nos résultats).....</i>	62
Figure (III. 19)	<i>Contours de température, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats).....</i>	64
Figure (III. 20)	<i>Les résultats fournis par Fluent, plans $z= 1.26$m, $z=5.70$m, $y=1.21$m. Avec la température des murs de 27°C et l'inclinaison du jet de -45° ; Indice de turbulence de 15% (Nos résultats).....</i>	65
Figure (III. 21)	<i>Les résultats fournis par Fluent, Contours de température Plans : $y=2.5$m, $y=1.8$m, $y=1.23$m. Avec la température des murs à 27°C, et l'inclinaison du jet -45° (Nos résultats).....</i>	67
Figure (III. 22)	<i>Vecteurs de vitesse, Inclinaison du jet- 45°, $y= 1.80$ m, $y = 2.50$m, $I = 15\%$ (Nos résultats).....</i>	68
Figure (III. 23)	<i>Contours de vitesse, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80$ m, $y = 2.50$ m $I = 15\%$ (Nos résultats).....</i>	69
Figure (III. 24)	<i>Contours de Température, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80$ m, $y = 2.50$ m $I = 15\%$ (Nos résultats).....</i>	70
Figure (III. 25)	<i>Vecteurs de vitesse, Inclinaison du jet- 45°, $y= 1.80$ m, $y = 2.50$m, $I = 30\%$ (Nos résultats).....</i>	72
Figure (III. 26)	<i>Contours de vitesse, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80$ m, $y = 2.50$ m $I = 30\%$ (Nos résultats).....</i>	72
Figure (III. 27)	<i>Contours de Température, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80$ m, $y = 2.50$ m $I = 30\%$ (Nos résultats).....</i>	73
Figure (III. 28)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23$m, $y=1.60$ m et $I=20\%$ (expérimental) (REGARD ,1996).....</i>	74
Figure (III.29)	<i>Vecteurs de vitesse dans un plan incliné 45° : $y=1.23$m, $y=1.60$ m et $I=30\%$ (Nos résultat).....</i>	74
Figure (III.30)	<i>Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.80$ m, $y=2.50$ m et $I=10\%$ (numérique) (REGARD, 1996).....</i>	75
Figure (III. 31)	<i>Contours de vitesse dans un plan incliné 45° : $y=1.80$ m, $y=2.50$ m</i>	

	<i>et I=15% (Nos resultat)</i>	76
Figure (III. 32)	<i>Contours de vitesse dans un plan horizontal : y=1.80 m, y=2.50 m et I=20% (numérique) (REGARD, 1996)</i>	76
Figure (III. 33)	<i>Contours de vitesse dans un plan incliné 45° : y=1.80 m, y=2.50 m et I=30% (Nos résultat)</i>	77
Figure (III. 34)	<i>Vecteurs de Vitesse V=2m/s, Z= 5.70 m, Z= 1.26 m Inclinaison de jet 0° (Nosrésultats)</i>	79
Figure (III. 35)	<i>Contours de Vitesse V=2m/s, y = 1.21, y = 1.60, y =1.80, y = 2.5 Respectivement, Inclinaison du jet 0° (Nos résultats)</i>	81
Figure (III. 36)	<i>Contours de Température V=2m/s ,Inclinaison du jet 0° y = 1.21, y = 1.60, y =1.80, y = 2.5 m (Nos résultats)</i>	83

LISTE DES TABLEAUX

Tableau (II.1)	Les conditions aux limites pour le 1 er cas.....	38
Tableau (II. 2)	Les conditions aux limites pour le 2ème cas.....	39
Tableau (II. 3)	Les conditions aux limites pour le 3ème cas.....	39
Tableau (II. 4)	Les conditions aux limites pour le 4ème cas.....	39
Tableau (II. 5)	Les schémas numériques utilisés.....	41
Tableau (II. 6)	Paramètres de relaxation pour notre cas.....	44

Equation (II.1)	32
Equation (II.2)	33
Equation (II.3)	33
Equation (II.4)	33
Equation (II.5)	34
Equation (II.6)	34
Equation (II.7)	34
Equation (II.8)	34
Equation (II.9)	34
Equation (II.10)	43

INTRODUCTION GENERALE ET OBJECTIFS

Introduction Générale	7
Objectifs	9

Introduction Générale

Jusqu'à un passé récent, la puissance était le critère technique principal pour choisir et installer des appareils de chauffage ou de climatisation dans les locaux. Cependant, avec les réglementations thermiques de plus en plus strictes et l'utilisation croissante d'appareils à circulation forcée, il est désormais nécessaire de prendre en compte non seulement la **température** et le **débit de l'air** chauffé ou refroidi soufflé dans les locaux, mais aussi la **manière dont il circule** à l'intérieur. 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 pour étudier la circulation de l'air dans un local : l'expérimentation, la simulation numérique et l'utilisation de formules simplifiées pour déterminer les vitesses et les températures de l'air, étant donné que ces paramètres sont essentiels pour évaluer le confort.

L'objectif de cette étude est d'analyser le comportement thermique des locaux résidentiels chauffés ou refroidis (dans notre cas, des systèmes de ventilation) et de déterminer l'influence de ces systèmes sur la distribution des températures et des vitesses de l'air. Pour cela, nous avons utilisé le logiciel Fluent, qui nous a permis de visualiser les flux d'air et de connaître les champs de vitesse et de température en utilisant la dynamique des fluides numérique (CFD).

Dans le premier chapitre, nous présentons différentes méthodes de modélisation pour prédire les transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment. Nous évaluons l'intérêt d'utiliser chaque méthode en termes de confort thermique, d'efficacité énergétique ou de qualité de l'air, **en prenant en compte le compromis entre temps de simulation et précision des résultats**.

La deuxième partie de ce chapitre résume les travaux de recherche existants sur les méthodes de modélisation (nodale, zonale et CFD) et leur application. Nous constatons que les modèles de simulation basés sur la CFD sont difficiles à appliquer à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble sur de longues périodes. Par conséquent, notre étude se limite à un local faisant partie d'un bâtiment.

Le deuxième chapitre aborde les équations générales qui régissent les écoulements, les principes des logiciels de CFD et les différentes approches utilisées pour construire un modèle CFD, en nous appuyant sur le logiciel **Fluent**. Nous appliquons le logiciel **Fluent** avec le

modèle de **turbulence (k-ε)** associé à l'**hypothèse de Boussinesq** dans une configuration parallélépipédique (local en 3D), ainsi que le type de résolution numérique des équations dans la méthode des **volumes finis**. Pour cela, nous détaillons la géométrie du local, le maillage utilisé avec Gambit (un logiciel de maillage), ainsi que les conditions aux limites spécifiques.

Le troisième chapitre, présente les résultats de la modélisation numérique à l'aide du logiciel **Fluent** pour les différents cas étudiés. Nous comparons les résultats obtenus avec différentes conditions limites tel que la vitesse et l'angle d'inclinaison du jet d'entrée et l'intensité de turbulence, et mettons en évidence les difficultés de prédire correctement la convection naturelle dans des configurations complexes à l'aide de la CFD. Nous évaluons également la qualité de prédiction des différents modèles en les comparant aux données expérimentales, en se basant sur le modèle **RANS (k-ε)** associé à l'hypothèse de **Boussinesq**. En outre, nous déterminons, et illustrons virtuellement les mouvements d'air dans ce local en affichant les distributions de température et de vitesse. C'est-à-dire, nous prédisons également les performances thermiques et aérodynamiques d'un local dans un bâtiment, et nous explorons l'impact des conditions aux limites sur les résultats obtenus.

À la fin de ce travail nous regroupons dans une conclusion générale les résultats obtenus par ce travail en répondant la problématique posée dès le début, en fournissant des informations sur le comportement thermique des locaux, et l'influence des conditions aux limites des systèmes de ventilation sur la distribution de température et de vitesse de l'air, et les performances thermiques et aérodynamiques des bâtiments (local).

Objectifs

Dans ce travail, nous allons appliquer le code de champs **Fluent**, avec le modèle de turbulences ; **RANS (k-ε)** dans un local ventilé, en période d'inoccupation pour étudier **la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites**, qui sont: **La vitesse d'entrée de l'air, l'inclinaison du jet de soufflage, et le pourcentage de la turbulence** au niveau de ce dernier.

Et nous avons commencé par :

- Une vitesse d'entrée d'air de 1.39 m/s, avec un jet de soufflage horizontal puis incliné de 45°.
- Une vitesse d'entrée d'air de 1.39 m/s, avec un jet de soufflage incliné de 45°, avec un **pourcentage de la turbulence de 15%**.
- Une vitesse d'entrée d'air de 1.39 m/s, avec un jet de soufflage incliné de 45°, avec un **pourcentage de la turbulence de 30%**.
- Et enfin, une vitesse d'entrée d'air de 2 m/s, avec un jet de soufflage horizontal.

Notre objectif, dans ce travail, est de :

- Déterminer numériquement les zones de confort et d'inconfort et d'illustrer virtuellement les mouvements de l'air dans le local (la distribution de température et de vitesse).
- Améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur du local (ouvert) en agissant sur les conditions thermiques de local.
- Prédire les performances thermo-aérauliques d'un local dans un bâtiment à travers l'étude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs...)

Pratiquement le but est d'étudier l'effet de la **vitesse d'entrée de l'air**, (c.à.d. le nombre de **Reynolds**)et **l'inclinaison du jet de soufflage**, ainsi que le **pourcentage de la turbulence** sur les contours de vitesses et les contours de température et même les vecteurs de vitesse au milieu du local étudié.

CHAPITRE I :

LA MODELISATION DANS LE BATIMENT

GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

Dans ce chapitre nous présentons les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment (local). Pour chacun des objectifs de chacune des méthodes de modélisation (nodale, zonale et CFD), il nous faudra d'évaluer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre, en mesurant le compromis entre temps de simulation et précision des résultats.

*Dans la deuxième partie de ce chapitre, qui représente une synthèse d'une recherche bibliographique, qui permettra de résumer les travaux réalisés pour atteindre les objectifs des méthodes de modélisation (nodale, zonale et CFD), où on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code champ (CFD), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. **Pour cette raison notre étude sera limitée à un local.***

I.1 Introduction

Un grand nombre d'outils de simulation des transferts de masse et de chaleur a été développé pour apporter une information sur l'état des différentes zones et caractériser les transferts entre elles et avec l'extérieur. Ces outils se sont révélés très utiles pour la conception des systèmes énergétiques et de ventilation.

Mais ils font généralement l'hypothèse que les variables d'état sont uniformes au sein de chacune des zones. Or, d'une part cette hypothèse peut se révéler inappropriée, mais aussi, l'évaluation du confort thermique des occupants ou de la qualité de l'air intérieur, ainsi que la conception de systèmes innovants, requièrent d'obtenir une information détaillée sur les caractéristiques de l'ambiance.

Ainsi, des méthodes de modélisation intermédiaire, consiste à diviser le domaine de simulation en un petit nombre de sous-volumes, ou de méthodes plus fines telles que la **famille des méthodes de champs**, peuvent être employées pour accéder à cette information.

Cependant, ces différentes méthodes, et notamment les dernières, s'appliquent difficilement à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et de surcroît sur des longues périodes de temps, car **elles demandent des ressources et des temps de calcul trop importants**.

I.1.2. La modélisation d'un procédé

La modélisation est une représentation virtuelle des phénomènes réels à partir d'algorithmes et de modèles mathématiques. Elle permet de refaire, et à volonté, une expérience en modifiant toutes les données opératoires et géométriques et, donc, de :

- ✓ Prédire les performances des ouvrages avant construction ou réhabilitation,
- ✓ Réduire le nombre, la durée et les coûts des essais expérimentaux,
- ✓ Réduire les coûts de construction et d'exploitation des procédés.

L'avantage principal de la modélisation est qu'elle permet de tester différents scénarios sans contrainte d'échelles (pilote, prototype, ouvrage industriel) et de faisabilité. Dans le domaine de la thermique du bâtiment, trois étapes sont nécessaires pour utiliser de manière optimale un outil de modélisation après avoir défini l'objectif :

- Simulation de la géométrie du procédé sous le logiciel de modélisation.

- Description des phénomènes physiques mis en jeu (transfert de chaleur, transfert de masse, etc.) via le choix de modèles mathématiques adéquats à résoudre.
- Exploitation et analyse des résultats obtenus pour les différents paramètres caractérisant le procédé. Afin de valider le modèle, ces résultats sont souvent confrontés aux mesures expérimentales observées.

I.1.3. Définition et objectifs de la modélisation.

La modélisation est une représentation virtuelle des phénomènes réels. Elle permet de refaire, et à volonté, une expérience en modifiant toutes les données opératoires et géométriques et, donc, de :

- Prédire les performances des ouvrages avant construction ou réhabilitation
- Réduire le nombre, la durée et les coûts des essais expérimentaux,
- Réduire les coûts de construction et d'exploitation des procédés.

L'avantage principal de la modélisation est qu'elle permet de tester différents scénarios sans contrainte d'échelles et de faisabilité. Dans le domaine de la thermique du bâtiment, trois étapes sont nécessaires pour utiliser de manière optimale un outil de modélisation après avoir défini l'objectif :

- Simulation de la géométrie du procédé sous le logiciel de modélisation.
- Description des phénomènes physiques mis en jeu (transfert de chaleur, transfert de masse, etc.) via le choix de modèles mathématiques adéquats à résoudre.
- Exploitation et analyse des résultats obtenus pour les différents paramètres caractérisant le procédé. Afin de valider le modèle, ces résultats sont souvent confrontés aux mesures expérimentales observées. (DAUTIN, 1997).

I.2. Les différentes simulations utilisées dans le domaine de la thermique de bâtiment.

Au cours de ces dernières décennies, un nombre important d'outils de simulation thermique et aéraulique des bâtiments a été développé. La première motivation de tels développements était de se doter d'outils d'aide à la conception des bâtiments en vue d'une meilleure efficacité énergétique.

La première génération d'environnements de simulation a permis de représenter finement l'enveloppe du bâtiment et ainsi les déperditions énergétiques engendrées sur de longues périodes de temps : Il s'agissait de modèles monozones.

Parmi les différents outils disponibles, nous retiendrons ceux dont l'utilisation a été la plus notable, à savoir les deux codes américains DOE-2 développé principalement par le Simulation Research Group (SRG) du Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) et BLAST développé par le National Institute of Standards and Technology (NIST) ainsi que le code français CODYBA développé par l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA) ([MORA2003](#), [NOEL2001](#), [VIRGONE2003](#))

Dès leur apparition, ces différents codes de calcul ont permis des progrès importants en matière de réduction des consommations énergétiques pour le chauffage et la climatisation des bâtiments. Mais, le point faible de ces outils est qu'ils ne permettaient pas de représenter avec détails les transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments, d'où le développement d'outils multizones.

Les outils multizones mettent en œuvre la méthode de modélisation nodale. Ils traitent un bâtiment comme un ensemble de zones parfaitement et instantanément mélangées. Ils caractérisent alors les transferts entre l'extérieur et l'intérieur du bâtiment, ainsi qu'entre les différentes zones qui le composent. Deux familles d'outils multizones se sont dégagées ([MORA2003](#)) :

- La première avait pour objectifs l'étude de la qualité de l'air dans les bâtiments, et l'aide à la conception des systèmes de ventilation. Ainsi, des outils tels que COMIS ou CONTAM ont été développés pour la prédiction des écoulements et du transport d'espèces polluantes dans les bâtiments.
- La deuxième famille avait pour objectif d'affiner la prédiction des transferts de chaleur. TRNSYS est un outil phare qui a occupé et occupe encore une large place dans le paysage des outils de simulation thermique du bâtiment.

Cependant ces deux types d'outils souffrent de l'absence du couplage entre les phénomènes de transfert de masse et de chaleur. De plus, ils ne permettent pas d'appréhender les détails au sein même des zones. Or, aujourd'hui, la connaissance de ces détails est nécessaire pour améliorer le confort des occupants et la qualité de l'air.

C'est pourquoi est apparue une nouvelle forme d'environnements de simulation permettant d'opérer des couplages entre des modèles de différents phénomènes physiques. Ainsi, par exemple, les outils COMIS et TRNSYS ont pu être couplés numériquement, pour la prise en compte des transferts simultanés de masse et de chaleur.

Mais l'utilisation de cet environnement reste délicate, car à l'origine les deux outils n'ont pas été conçus avec cet objectif. En parallèle de ces travaux, on a vu apparaître des

outils destinés à décrire les phénomènes couplés de transfert de masse et de chaleur : on peut citer les outils CSTBAT et CLIM2000. Ce dernier, développé en 1989 par Electricité de France (MURPHY1997, DAUTIN1997, VALLON1999), est un environnement modulaire utilisant un algorithme indépendant pour la résolution numérique.

Aussi, des outils tels que PASSPORT+ ou encore ESP-R possèdent eux aussi une structure modulaire (MORA2003). Ce dernier permet de plus de coupler un outil utilisant une technique CFD avec l'approche multizone classique. Enfin, EnergyPlus est le fruit du rapprochement des outils BLAST et DOE-2 étendus à l'approche multizone.

Mais parmi ces différents environnements, aucun d'entre eux n'offre la possibilité d'utiliser des méthodes de modélisation de niveau intermédiaire telles que la méthode zonale. Cette approche, consistant à partitionner chaque local en un petit nombre de sous-volumes, permet d'estimer rapidement et de manière plus détaillée, qu'avec les méthodes précédemment citées, les transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments et ceci sur de longues périodes de temps.

Dans la réalité, le bâtiment est un environnement très complexe. Il est composé de différents volumes de géométries variables et complexes, connectés entre eux directement par des ouvertures, ou indirectement au travers de systèmes de ventilation et de climatisation. Il dispose généralement de mobilier, et sa vocation première est souvent d'abriter des occupants. De plus il est soumis aux sollicitations de l'environnement extérieur que sont le soleil, le vent, la température, le taux d'humidité ou les concentrations en éléments polluants. Ces différentes sollicitations sont illustrées sur la **Figure I.1**. Aussi, toutes ces conditions extérieures dépendent de l'environnement immédiat du bâtiment, de son orientation et de sa localisation (exemple en zone urbaine ou en rase campagne).

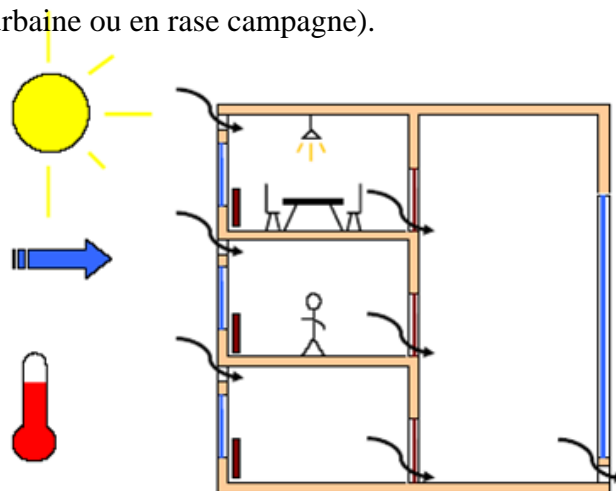


Figure I.1 : Illustration des sollicitations dans le bâtiment multizones. (MORA2003)

Dans ce qui suit, les différentes approches de modélisation seront présentées en suivant une progression allant de la plus macroscopique à la plus détaillée, progression qui est étroitement liée à l'évolution chronologique des techniques de simulation du bâtiment (MORA2003, VALLON1999).

I.2.1. La modélisation monozone

De nombreuses actions de recherche se sont focalisées sur la limitation des dépenses énergétiques liées au bâtiment. La modélisation monozone est née de cette approche.

Les modèles développés considéraient le bâtiment comme une enceinte (MUSY2001, MUSY2002) dont les caractéristiques internes sont parfaitement uniformes (voir **Figure I.2**). Dans ce cas, le comportement de l'ambiance de l'ensemble du bâtiment est représenté par un seul jeu de variables d'état (température, pression, concentration, etc.).

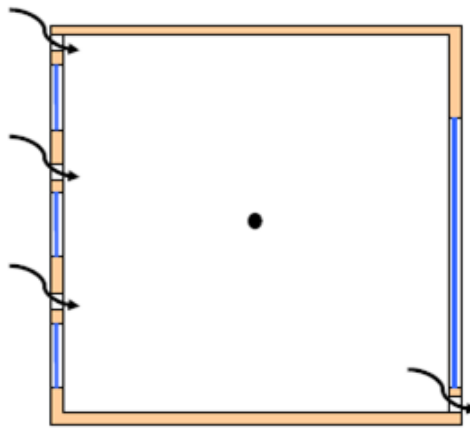


Figure I.2 : Illustration de modélisation monozones. (MORA2003) :

L'enveloppe du bâtiment est décrite de façon détaillée afin de représenter les déperditions au travers de tous les éléments de parois en contact avec l'extérieur. La prise en compte des phénomènes aérauliques se limite à un calcul forfaitaire du renouvellement d'air qui est relativement difficile à estimer en raison de la grande perméabilité des façades. Mais les résultats obtenus par ces modèles ont permis d'importantes avancées en matière de réduction de la facture énergétique. Cependant, il est rapidement apparu que le détail des transferts au sein du bâtiment pouvait avoir un rôle important dans l'appréciation du comportement global du bâtiment, et notamment de l'efficacité des systèmes de chauffage, de ventilation, ou de climatisation. Ceci a entraîné le développement de la modélisation multizone.

I.2.2. La modélisation multizones (ou nodale)

Le dimensionnement des systèmes énergétiques et de ventilation requiert de diviser le bâtiment en différentes zones (LORENZETTI2002). En effet, certains systèmes sont destinés à traiter l'ambiance d'une seule ou d'un sous-ensemble de pièces du bâtiment. De plus, il arrive que la fonction des pièces impose de maîtriser des ambiances à des conditions de température ou de ventilation différentes. Ceci nécessite alors d'être capable de déterminer les transferts entre ces zones, afin d'obtenir une représentation plus fidèle de la consommation des systèmes et du comportement du bâtiment dans son ensemble.

Cette approche de modélisation consiste donc à représenter le bâtiment comme un ensemble de zones idéalisées par un seul nœud de calcul (voir **Figure I.3**).

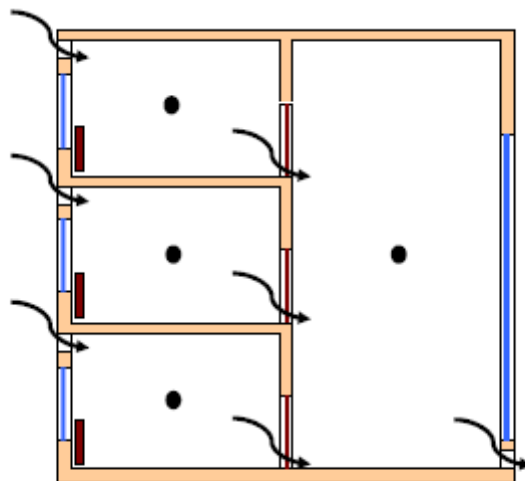


Figure I.3 : Illustration de modélisation multizones. (MORA2003) :

Ces zones sont reliées entre elles par des éléments permettant la caractérisation des transferts de masse et de chaleur. Par exemple, pour la prédiction des écoulements d'air entre les différentes zones du bâtiment, ces éléments de connexion caractérisent les transferts de masse au travers des ouvertures (grandes ouvertures, fissures, etc.). L'hypothèse de mélange parfait et instantané au sein de chaque zone du bâtiment permet de limiter le nombre d'équations et de variables nécessaires à la représentation sur de longues périodes de temps du comportement de bâtiments complexes et comportant un nombre important de zones.

Cependant, l'absence de détail concernant les écoulements d'air et l'hétérogénéité des différentes grandeurs scalaires caractéristiques d'une ambiance intérieure rend difficile l'étude du confort thermique des occupants ou du couplage entre l'ambiance et un système énergétique ou de ventilation. De plus, il arrive fréquemment que l'hypothèse de mélange parfait et instantané, au sein de toutes les zones du bâtiment, soit mise en défaut.

Lorsque les pièces ont un grand volume, quand les écoulements sont faibles, ou que des sources de chaleur (ou d'élément polluant) sont localisées, les champs des variables caractéristiques de l'ambiance aura une distribution hétérogène au sein du volume de la pièce.

Dans le cas où ces conditions apparaissent, ou lorsque l'objectif est d'étudier le confort thermique des occupants ou l'efficacité d'un système, il sera nécessaire de prédire les détails au sein des zones du bâtiment. Pour cela nous aurons recours à la modélisation intermédiaire et/ou à la modélisation par codes de champs en fonction du niveau de détail souhaité. La première approche permet d'obtenir une estimation rapide mais relativement grossière des écoulements et des profils de température au sein d'un local. Les codes de champs quant à eux, donnent des solutions des équations locales de la mécanique des fluides et de transfert de chaleur. Ils procurent donc une représentation très détaillée de l'environnement intérieur, mais au prix de temps et de ressources de calcul beaucoup plus importants.

I.2.3. La modélisation intermédiaire (zonale).

Cette nouvelle approche introduit le concept de modèles zonaux intrazones c'est-à-dire le partitionnement à l'intérieur même d'une zone du bâtiment. Ce type de modélisation n'a pas pour objet de développer des connaissances sur les phénomènes physiques rencontrés dans une zone d'un bâtiment, mais de permettre d'exploiter des modèles obtenus soit de façon expérimentale soit par voie numérique plus fine.

Une des premières propositions de partitionnement d'un local a été faite par LE BRUN (LEBRUN1970) puis étendue par INARD (INARD1996) pour l'étude du couplage thermique entre une ambiance et un émetteur de chaleur. Cette proposition consiste à diviser la pièce en quelques nœuds entre lesquels on impose les débits massiques d'air. L'écriture des bilans d'énergie thermique entre les différents nœuds permet de déterminer la distribution du champ de température dans le local. Ce type d'approche permet de caractériser très rapidement le comportement thermique d'un local, mais dans une configuration très précise. De plus, elle est

fondée sur la connaissance a priori de l'allure de l'écoulement, elle est donc difficilement applicable à une large gamme de configurations.

Une deuxième grande famille de méthodes de modélisation intermédiaire a eu pour objectif de ne plus nécessiter la connaissance préalable de l'écoulement dans un local. C'est la résolution du champ de pression au sein de la pièce qui supporte la prédiction de l'écoulement. Cette approche, initiée par GRELAT (GRELAT1987), consiste à diviser la pièce en sous-volumes, ou cellules, dans lesquelles la température et les concentrations en espèces sont supposées homogènes alors que la pression varie de façon hydrostatique. Les bilans de masse et d'énergie sont appliqués à chaque cellule et l'air est traité comme un gaz parfait. Le modèle d'écoulement entre deux cellules adjacentes est basé sur les méthodes utilisées pour caractériser les transferts au travers des ouvertures dans l'approche multizone.

Dans cette approche, les écoulements dominants tels que panaches thermiques au-dessus d'émetteurs de chaleur, jets ou couches limites sont décrits à l'aide de lois semi-empiriques qui ouvrent les parties concernées du domaine de simulation. Ces lois sont soit dérivées d'études semi-empiriques (analyse intégrale) ou à partir de résultats de simulation obtenus à l'aide d'outils résolvant les équations locales de la mécanique des fluides, couramment nommés codes de champs.

Cette deuxième version de la méthode zonale permet d'estimer rapidement les écoulements et la distribution des champs scalaires (température, humidité, etc.) au sein d'un local ainsi que le couplage thermique avec des systèmes énergétiques ou de ventilation. De plus, on doit avoir une expertise suffisante pour choisir, voire adapter, les modèles d'écoulements dominants à imposer sur des parties du domaine de simulation. C'est pourquoi, nous pourrions avoir recours à une dernière classe de méthodes de modélisation intermédiaire que constituent les méthodes de champs à maillage grossier.

Comme nous allons le voir plus loin, les codes de champs permettent de résoudre les équations locales de NAVIER STOKES prenant en considération la conservation de la quantité de mouvement. Et, pour la prédiction des écoulements turbulents, communément rencontrés au sein des bâtiments, les équations de NAVIER STOKES sont moyennées en temps (RANS) et deux équations supplémentaires permettent d'appréhender les quantités turbulentes que sont l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. De plus ces équations sont discrétisées sur un maillage qui peut comprendre un très grand nombre de nœuds afin de satisfaire les conditions de stabilité et de convergence des schémas de

discrétisation spatiale ainsi que les conditions d'application des modèles de turbulence. Par conséquent, la résolution de tels systèmes d'équations s'avère être, encore aujourd'hui très coûteuse à la fois en temps et en ressources de calculs. Afin de réduire l'effort de simulation, il y a la possibilité d'estimer les écoulements et le transport de gaz polluants au sein d'un local en discrétisant les équations sur un maillage grossier, c'est-à-dire que la taille des mailles ne permet plus de satisfaire les critères précédemment cités. Cette approche s'inscrit dans la logique de modélisation intermédiaire, dans le sens où l'on fait des hypothèses simplificatrices, certes avec des conséquences notables sur les résultats, pour obtenir une estimation rapide des caractéristiques d'un local.

Notons finalement que la méthode zonale a fait l'objet de nombreux travaux et thèses parmi lesquelles nous pouvons citer celle Y.Lin ([LIN1999](#)) qui a développé un nouveau modèle zonal (POMA : Pressurized zonal Model with Air diffusers) et celle de P.Riederer ([RIEDERER2002](#)) concernant l'étude des régulateurs.

I.2.4. La modélisation par codes de champs

Historiquement, les codes de champs CFD (Computational Fluid Dynamics) ont été développés pour des applications autres que celle du bâtiment, principalement liées à l'automobile et à l'aéronautique. Leur utilisation pour des applications orientées vers le bâtiment requiert donc des précautions particulières et nécessite une validation préalable (chose qui a été prise en considération lors de la réalisation du présent travail). En plus, les codes de champs ont été largement utilisés pour la simulation du comportement d'un local, et plus rarement pour la modélisation d'un bâtiment dans son ensemble car les ressources de calcul nécessaires dépassent en pratique les capacités des machines les plus courantes.

Les trois grandes techniques CFD sont : la simulation numérique directe appelée aussi DNS, la simulation des grandes structures tourbillonnaires aussi connue sous le nom de LES et enfin la simulation par des modèles de transport des quantités moyennées en temps, les méthodes RANS. Elles mettent en œuvre des procédures de résolution de différentes variantes des équations de NAVIER-STOKES régissant les écoulements de fluides. Dans le domaine de l'analyse des écoulements d'air dans les bâtiments, la formulation des modèles se limite le plus souvent à l'étude de fluides incompressibles.

Actuellement, plusieurs codes CFD ont été développés ; ils incluent un choix de modèles suffisant pour permettre l'application de ces codes à une grande variété de problèmes

: aérodynamisme des voitures et avions ; combustion des engins ; dispersion atmosphérique des polluants, incendies en milieux confinés et ouverts, etc.

En plus, certains codes CFD ont été développés plus spécifiquement pour certaines applications. Notons également que, pour réaliser notre étude, nous avons opté pour le code de champ « fluent ».

Ces codes nécessitent généralement des moyens informatiques importants, les ressources nécessaires sont d'autant plus importantes que les locaux à étudier sont discrétisés suivant un maillage comportant un nombre de cellules élevé.

Dans le domaine du bâtiment, on peut classer les travaux utilisant les codes CFD selon qu'ils s'intéressent à l'aéraulique interne des bâtiments, ou à leur aéraulique externe (bien évidemment, les mouvements d'air à l'intérieur d'un bâtiment sont étroitement liés aux conditionnements extérieurs à celui-ci).

- En aéraulique externe, nombre de travaux ont cherché à déterminer les champs de pression et les champs de vitesse induits par le vent autour des bâtiments et aussi déduire des coefficients de pression sur l'enveloppe du bâtiment.
- En aéraulique interne, un grand nombre d'études a été consacré à l'amélioration des systèmes de conditionnement d'air. Les expérimentations en laboratoires, à échelle réelle, sont difficiles à mettre en place et sur modèle réduit le respect des conditions de similitudes introduit une difficulté supplémentaire. Le recours à la simulation numérique constitue donc une alternative intéressante, en raison du nombre de configurations qu'elle permet de tester.

Beaucoup de travaux, utilisant les codes CFD et concernant des études de confort thermique et d'analyse de la qualité de l'air effectuées à l'aide de techniques CFD ([WEZTHERS1993](#), [REGARD1996](#), [XU2000](#), [XU2005](#), [PARK2001](#), [GASPAR2003](#), [CHEONG2003](#), [CHOW2003](#), [CAO2006](#)), ont montré que ces derniers peuvent fournir des résultats de qualité satisfaisante pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur des bâtiments, et ceci pour des temps de simulation acceptables.

Rappelons que, la vitesse d'air, la température de l'air, l'humidité relative et la température des surfaces de parois sont les paramètres les importants pour estimer le confort thermique. Pour l'évaluation de la qualité de l'air, l'évolution au cours du temps du niveau de concentration en différents agents polluants est certainement le critère le plus important.

Il faut noter également que, dans le contexte de l'étude du confort au sein du bâtiment, certains chercheurs ont effectué une comparaison entre plusieurs codes CFD et même entre les méthodes de simulations (nodales, zonales et (CFD)) (PEDRO2003, MARSH2005, MONTOIS). M. Shuzo (SHUZO2001) a même montré que l'utilisation des codes de champs pour l'étude du chauffage des locaux, où les transferts de chaleur se font à la fois par convection, conduction et rayonnement, constitue une bonne méthode pour la prédiction du comportement de ces locaux.

D'autres travaux ont concerné la comparaison entre les modèles de la turbulence (HESCHL2005, YONGSON2006).

Les différentes études évoquées ont mis en lumière un certain nombre de difficultés concernant la simulation numérique des champs de vitesses, température et concentration dans le bâtiment. De plus, le maniement d'un code de calcul très détaillé requiert un certain savoir-faire pour la construction du problème et pour parvenir à la convergence.

Enfin, pour montrer le type de résultats que permettent d'obtenir les codes de champs, 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). Dont, leurs expérimentations ont eu lieu dans une véritable salle de classe, en période d'inoccupation. Le type des résultats obtenus est montré dans le chapitre suivant, où on peut voir les contours de vitesses et de températures au sein du local permettant ainsi d'analyser et de vérifier les conditions de confort.

I.5 Synthèse bibliographique

Différentes études ont été menées sur l'influence de plusieurs paramètres (conditions aux limites) sur le transfert de chaleur par convection à l'intérieur d'un local (résultats obtenus), qui sont en relation directe avec notre étude, ont été examinées analytiquement, numériquement et expérimentalement.

Beaucoup de travaux ont été réalisés, commençant par :

Navneet Arya et al. (2023)[1] : Une étude numérique a été menée sur un collecteur solaire d'air (SAH) utilisant différentes formes de miniatures (V, arc et transversal brisé-miniature) combinées à des creux sur un panneau absorbant pour améliorer le transfert de chaleur. Pour une étude expérimentale et de simulation utilisant ANSYS (Fluent), une rainure

en V a été fabriquée sur une plaque (absorbeur) en tant qu'élément de rugosité. En fournissant l'angle d'attaque (α), la longueur relative du parcours (L/D), la hauteur relative (rugosité) et les longueurs relatives des fils (w/D_h) variant respectivement de 45 à 75°, 15-25, 0,024-0,036 et 0,14-0,21, le facteur de performance thermohydraulique (FPT) de la rugosité proposée a été étudié à des nombres de Reynolds (Re) compris entre 5000 et 20000. Les résultats du nombre moyen de Nusselt, de l'énergie cinétique turbulente (TKE), des caractéristiques d'écoulement du fluide et de la température sont inclus pour analyser les mérites comparatifs de chaque creux avec des arrangements de miniatures. Les résultats ont révélé que parmi les creux avec différentes miniatures, le transversal brisé-miniature à 90° avec un creux présente la meilleure performance thermohydraulique à Re inférieurs à 10 000, tandis qu'un creux avec une miniature en V à un angle d'attaque (α) de 45° montre la plus haute performance thermohydraulique à Re supérieurs à 8750. Il a été constaté que le FPT a atteint une valeur maximale de 1,63 à $\alpha = 45^\circ$, $L/D = 20$ et $w/D_h = 0,18$ à un nombre de Reynolds de 12 500 pour le creux avec une rainure en V.

NagehanŞahi et al. (2023) [2] : Ce document présente une évaluation des performances hydrodynamiques de l'écoulement dans les écrans utilisés dans les opérations unitaires physiques d'une usine de traitement des eaux usées (UTEU) à grande échelle sélectionnée, basée sur des simulations de dynamique des fluides numériques (CFD). L'étude numérique a été réalisée avec le logiciel de CFD ANSYS Fluent, en utilisant l'écoulement incompressible, tridimensionnel (3D), stationnaire et basé sur les équations de Navier-Stokes moyennées dans le temps avec trois modèles de turbulence différents. Le comportement hydrodynamique de l'installation de criblage, combiné avec la retenue en amont du canal-barres d'écran, a été évalué dans différentes conditions de débit massique et de champs de vitesse. L'étude numérique a également été validée par rapport à l'étude expérimentale, qui a mis en œuvre des mesures in-situ par vélocimètre à effet Doppler (ADV), et des résultats cohérents ont été obtenus entre l'étude numérique et expérimentale. De manière intéressante, tandis que le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ réalisable (real) avec une erreur relative de 9,31% a donné les meilleurs résultats de prédiction dans la retenue en amont, le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ du groupe de renormalisation (RNG) avec une erreur relative de 9,05% a donné les meilleurs résultats de prédiction dans le canal en amont et à travers les barres d'écran. En conséquence des mesures expérimentales et des analyses CFD réalisées dans l'UTEU à grande échelle, la fonction de l'installation de criblage a été jugée incomplète. De plus, une nouvelle géométrie hydrauliquement améliorée a été présentée pour faire fonctionner efficacement l'UTEU existante.

Ibrahim A. Fetuga et al. (2023) [3] Cette étude examine l'effet des configurations de disposition des tubes sur les performances hydrauliques et thermiques des échangeurs de chaleur à coque et tube (ECCT) en tant que systèmes de récupération de chaleur résiduelle. Les ECCT sont triangulaires (30° , STHX-T), triangulaires rotatifs (60° , STHX-RT) et combinés (STHX-C). De l'eau à une température de 10°C a été circulée à travers un faisceau de tubes pour récupérer la chaleur résiduelle de l'eau chaude à une température de 65°C . L'eau a été circulée à travers l'entrée de la coque dans la plage de débit massique de $0,5 \leq \dot{m} \leq 3,5$ kg/s. ANSYS-Fluent a été utilisé pour réaliser une étude computationnelle tridimensionnelle dans des conditions stationnaires. Le modèle de turbulence, k-epsilon réalisable, a été adopté en raison de la possible transition du laminage à la turbulence. Les résultats ont été validés avec la corrélation de Kern pour le coefficient de transfert de chaleur côté coque et la chute de pression. Les températures, la chute de pression, la vitesse et le coefficient global de transfert de chaleur pour tous les cas ont été comparés. Des contours de température, de pression, de vitesse et de vecteur de vitesse ont été présentés pour la visualisation de l'écoulement. Lorsque les résultats de simulation des différents ECCT ont été comparés, les résultats ont révélé que la disposition STHX-T avait le coefficient de transfert de chaleur global le plus élevé de $2307,09 \text{ W/m}^2\text{K}$. La chute de pression maximale de $242,42 \text{ Pa}$, la plus forte baisse de température dans la zone de la coque de $4,48 \text{ K}$ et la plus forte hausse de température dans le côté du tube de $6,67 \text{ K}$, ont été obtenues, suivies des dispositions STHX-C et STHX-R.

Jiali Huo et al. (2022) [4] Le réservoir de stockage de matières dangereuses est généralement équipé d'un système de confinement pour atténuer les risques en cas d'incident de fuite. En cas d'incident de libération catastrophique, un système de confinement efficace est nécessaire pour contrôler le débordement et résister à la pression dynamique du liquide. Ce travail a développé des modèles de dynamique des fluides numériques tridimensionnels (3D) basés sur le modèle RNG k- ϵ et la simulation des grandes échelles (LES), respectivement. Ces deux modèles de CFD ont été comparés en termes de fraction de débordement et de comportement de l'écoulement, et ont été validés par rapport aux résultats expérimentaux. Le modèle 3D RNG k- ϵ validé a été utilisé pour étudier le comportement de l'écoulement et la pression dynamique des bassins circulaires et carrés. Selon les résultats, le modèle 3D RNG k- ϵ est légèrement meilleur que le modèle 3D LES pour prédire la fraction de débordement et la hauteur du pic central dans cette étude; le modèle 3D RNG k- ϵ prédit mieux la hauteur du pic central que le modèle 2D, et a l'avantage de simuler des conceptions de confinement complexes; les conclusions sur le comportement de l'écoulement et la

pression dynamique des bassins circulaires et carrés aideront à fournir une base scientifique pour la conception du système de confinement afin de minimiser la fraction de débordement et de résister à la pression dynamique du liquide.

Ruiqing Shen et al. (2020) [5] Ces dernières années, des progrès significatifs ont été réalisés pour garantir que les industries de processus sont parmi les lieux de travail les plus sûrs au monde. Cependant, avec la complexité croissante des technologies existantes et les nouveaux problèmes causés par les technologies émergentes, il existe encore un fort besoin d'étudier les fondamentaux de la sécurité des processus et de prédire les scénarios possibles. Cela est réalisé en effectuant la modélisation de conséquences correspondante et les évaluations des risques. Grâce à l'avancement continu des outils de dynamique des fluides computationnelle (CFD) et à la capacité de calcul exponentiellement accrue, ainsi qu'à une meilleure compréhension de la physique sous-jacente, les simulations CFD ont été largement appliquées dans les domaines de la sécurité des processus et de la prévention des pertes pour obtenir de nouveaux aperçus, améliorer les modèles existants et évaluer de nouveaux scénarios dangereux. Dans cette revue, 126 articles de 2010 à 2020 ont été inclus afin de catégoriser et de résumer systématiquement les applications récentes de la CFD pour les incendies, les explosions, les dispersions de matières inflammables et toxiques résultant de fuites accidentelles, les enquêtes et les reconstitutions d'incidents, ainsi que d'autres domaines de la sécurité des processus. Les avantages de la modélisation CFD sont discutés et l'avenir des applications de la CFD dans ce domaine de recherche est présenté.

Rawaa Shaheed et al. (2019) [6] Les coudes et les confluences sont souvent observés dans les rivières, et l'un des phénomènes qui caractérisent les écoulements dans les coudes et les confluences en canal ouvert est le courant secondaire. Au lieu de se déplacer de manière quelque peu parallèle à l'axe du canal, le mouvement des particules de fluide dans les canaux courbés et confluent prend une trajectoire en spirale. Dans cet article, un modèle numérique 3D OpenFOAM est utilisé pour simuler l'effet des courants secondaires sur la vitesse de l'eau dans les coudes et les confluences de canal. Le comportement de ces courants est simulé en utilisant la méthode des volumes finis (FVM). Les données expérimentales d'un canal fortement courbé et d'un canal confluent ont été utilisées pour comparer les résultats numériques et évaluer la validité du modèle. Pour évaluer les performances de différents modèles dans la prédiction du comportement de ces écoulements secondaires, deux modèles de turbulence (c'est-à-dire, $k-\epsilon$ standard et $k-\epsilon$ réalisable) ont été appliqués dans cette étude, et l'exactitude des modèles de turbulence $k-\epsilon$ standard et $k-\epsilon$ réalisable a été évaluée et discutée.

Les résultats de cette étude ont montré une meilleure performance du modèle k- ϵ standard dans les canaux courbés et du modèle k- ϵ réalisable dans les canaux confluents.

Hashemi-Tilehnoee et al. (2019) [7] La capacité critique de l'écoulement de la circulation naturelle pour le retrait de la chaleur a été démontrée et est largement utilisée dans l'industrie, en particulier pour améliorer la sécurité passive et réduire les coûts d'exploitation dans les dernières versions des réacteurs nucléaires. Parmi les différents types de systèmes de circulation naturelle, les caractéristiques distinctives des boucles de circulation naturelle monophasiques (NCL), même celles impliquées dans des modèles très simplifiés, sont identifiées comme étant caractérisées par une profonde complexité de comportement chaotique. Dans cette étude, les données expérimentales recueillies dans la boucle AKIAU-R-1P, une NCL monophasique rectangulaire lors d'une opération de test, sont comparées aux résultats de simulations obtenus par le code RELAP5/Mod3.2 unidimensionnel et le code de dynamique des fluides numérique ANSYS FLUENT 17.1 tridimensionnel. Les données expérimentales, y compris les historiques temporels de la différence de température sur le chauffage, étaient presque similaires aux résultats de simulation prédits par RELAP5 et ANSYS FLUENT. Le code RELAP5 a la capacité de prédire l'état à des niveaux de puissance faibles (mode stable) avec une précision adéquate par rapport au code CFD, tandis que lorsque le système est instable à une puissance plus élevée, le CFD indique un comportement oscillatoire plus marqué par rapport au code RELAP5 et aux données expérimentales. Le code CFD a été efficace pour présenter les phénomènes diffusifs qui ne pouvaient pas être estimés par le modèle unidimensionnel RELAP5.

Kjeld Svidt et al. (2012)[8] Ce document décrit la simulation de la circulation de l'air et de la distribution de température dans les bâtiments d'élevage. Quatre configurations différentes de système de ventilation ont été étudiées. L'approvisionnement en air à faible moment cinétique a été étudié avec une alimentation en air près du sol et à travers le plafond respectivement. L'approvisionnement en air à haut moment cinétique a été étudié dans des configurations avec une entrée en fente ainsi que plusieurs entrées individuelles. La circulation tridimensionnelle de l'air a été visualisée en panorama et dans une CAVE à six côtés. Le flux a été visualisé par des plans arbitraires de vecteurs de vitesse et de température de l'air, ainsi que par des lignes de courant et des particules mobiles.

Q. Chen(2007) [9] Dans cet article, les modèles à deux équations k- ϵ sont étudiés : le modèle k- ϵ standard, un modèle k- ϵ à bas nombre de Reynolds, un modèle k- ϵ à deux couches, un modèle k- ϵ à deux échelles et un modèle k- ϵ de groupe de renormalisation (RNG). Ils sont évalués pour leur performance dans la prédiction de la convection naturelle,

de la convection forcée et de la convection mixte dans les pièces, ainsi que pour un écoulement de jet impactant. Les données expérimentales correspondantes de la littérature sont utilisées pour la validation. Il est constaté que la prédiction de la vitesse moyenne est plus précise que celle de la vitesse turbulente. Ces modèles ne sont ni capables de prédire correctement la turbulence anisotrope ni de détecter la recirculation secondaire du flux d'air intérieur ; autrement dit, la performance du modèle $k-\varepsilon$ standard est bonne. Le modèle RNG $k-\varepsilon$ est légèrement meilleur que le modèle $k-\varepsilon$ standard et est donc recommandé pour les simulations de l'écoulement d'air intérieur. La performance des autres modèles n'est pas stable.

Yu Fat Lun et al. (2007) [10] Prédire avec précision la distribution de l'énergie éolienne sur les terrains est essentiel pour la sélection appropriée d'un site adapté à une centrale éolienne. Cette étude présente des simulations numériques bidimensionnelles de l'écoulement sur trois types de caractéristiques topographiques courantes : une colline et deux types de pentes (montante et descendante). Dans une étude précédente des mêmes auteurs [Lun, Y.F., Mochida, A., Murakami, S., Yoshino, H., Shirasawa, T., 2003. Numerical simulation of flow over topographic features by revised $k-\varepsilon$ models. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 91(1–2), 231–245], le modèle $k-\varepsilon$ révisé proposé par P.A. Durbin [1996. Technical note: on the $k-\varepsilon$ stagnation point anomaly. *Int. J. HeatFluid Flow* 17, 89–90] avait été appliqué à la prédiction de l'écoulement sur une colline. Bien que ce modèle fonctionne bien pour l'écoulement autour des corps bluffants, une limitation avait été révélée dans la zone en aval de la colline. Dans cette étude, deux nouveaux modèles $k-\varepsilon$ révisés proposés par Y. Nagano, H. Hattori et T. Irikado [2001. Prediction of flow over a complex terrain using turbulence model. In: Proceedings of the TED-Conference'01, JSME, in Japanese] et par Y. Nagano et H. Hattori [2003. A new low-Reynolds-number turbulence model with hybrid time-scales of mean flow and turbulence for complex wall flows. In: Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer, Antalya, Turkey, October 12–17, 2003], à savoir les modèles Ω et $S-\Omega$, ont été utilisés. Ces modèles sont basés sur un concept de temps d'échelle mixte. Leur performance dans la prédiction de l'écoulement sur diverses caractéristiques topographiques, à savoir une colline, une pente montante et une pente descendante, a été étudiée. Le problème du modèle Durbin a été corrigé par le modèle Ω . Cependant, un inconvénient du modèle Ω a été trouvé dans la région amont. Un nouveau modèle, le modèle $S-\Omega$, a été introduit et s'est avéré résoudre ce problème. Le modèle $S-\Omega$ a montré la meilleure concordance avec les expériences pour le cas de la colline et des pentes.

Charles G. Speziale (2006) [11] Les modèles linéaires $K-l$ et $K-\varepsilon$ couramment utilisés pour la turbulence sont montrés comme étant incapables de prédire avec précision les écoulements turbulents où les contraintes de Reynolds normales jouent un rôle important. Au moyen d'une expansion asymptotique, des modèles non linéaires $K-l$ et $K-\varepsilon$ sont obtenus qui, contrairement à tous les modèles non linéaires précédents, satisfont à la fois la réalisabilité et les exigences d'invariance nécessaires. Des calculs sont présentés qui démontrent que ce modèle non linéaire est capable de prédire les contraintes de Reynolds normales dans l'écoulement turbulent en conduite de manière beaucoup plus précise que le modèle linéaire. De plus, il est montré que le modèle non linéaire est capable de prédire les écoulements secondaires turbulents dans les conduits non circulaires - un phénomène que les modèles linéaires sont fondamentalement incapables de décrire. Une application supplémentaire de ce modèle pour une meilleure prédiction des écoulements séparés est brièvement discutée, ainsi que d'autres pistes de recherche possibles pour l'avenir.

Catalin TEODOSIU et al. (2003) [12] Il existe certaines sources d'incertitude au sein du processus de simulation thermique des bâtiments [5]. D'autre part, les sources potentielles d'incertitude spécifiques aux modélisations CFD sont relativement différentes par rapport aux incertitudes qui peuvent se rencontrer dans les approches simplifiées (modèles zonaux ou méthodes multizones), couramment employées dans la thermique du bâtiment. Nous consignons dans le tableau 4 les principales sources d'incertitude et d'erreurs qui se traduisent par des résultats CFD différents de leurs valeurs « exactes » (réelles).

C. K. G. Lam et al. (1981) [13] La forme à haut nombre de Reynolds du modèle $k-\varepsilon$ est étendue et testée en l'appliquant à l'écoulement de conduite entièrement développé. Il est établi que le modèle est valable dans toutes les régions de l'écoulement, entièrement turbulent, semi-laminaire et laminaire. Contrairement à de nombreuses formes de modèle $k-\varepsilon$ proposées précédemment, la forme actuelle n'a pas besoin d'être utilisée en conjonction avec des formules empiriques de fonction de paroi et ne comprend pas de termes supplémentaires dans les équations de k et ε . Une comparaison entre la dissipation prédite et mesurée dans la région murale importante est également possible.

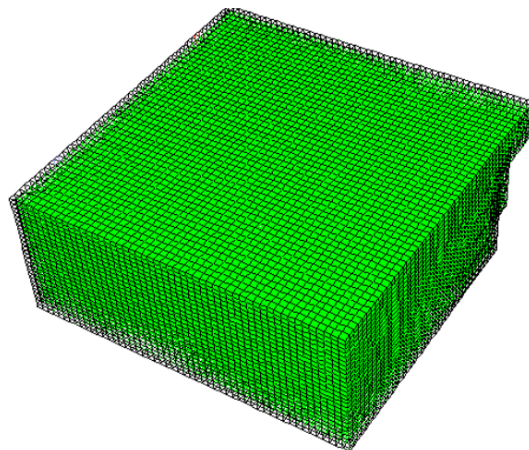
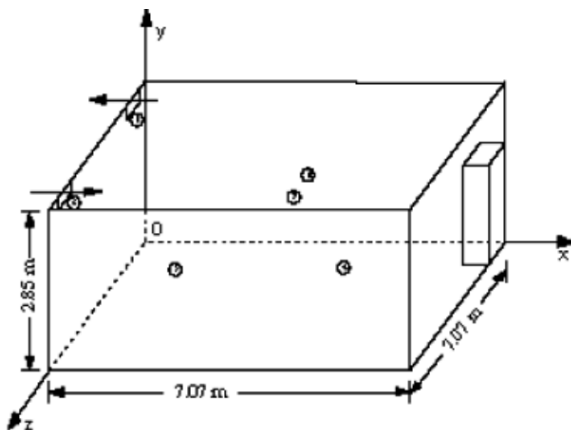
S. Gilani et al. [14] Le texte présente une évaluation détaillée et systématique de la capacité des simulations de CFD RANS stationnaires en 3D à prédire la stratification de la température dans une pièce. Cette évaluation repose sur une analyse de sensibilité et une validation avec des mesures à grande échelle de la température de l'air intérieur. Les résultats montrent que les simulations RANS stationnaires peuvent prédire avec précision la

stratification de la température dans un environnement intérieur. Le modèle SST $k-\epsilon$ montre une meilleure performance par rapport aux autres modèles de turbulence considérés.

Beausoleil-Morrison et al. [15] Afin de fournir aux praticiens les moyens de résoudre les problèmes liés aux mauvais environnements intérieurs, la simulation de bâtiments et la dynamique des fluides computationnelle peuvent utilement être intégrées au sein d'un cadre computationnel unique.

Ce texte décrit les résultats d'un projet de recherche financé par la Commission européenne, qui a approfondi les aspects de modélisation CFD (dynamique des fluides computationnelle) du système ESP-r. Le document résume la forme du modèle CFD et décrit la méthode utilisée pour intégrer les domaines thermiques et de flux.

TOUAHRIA (2010) [16] a étudié 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.I.4** et **Figure.I.5** la simulation de cette classe a été effectuée à l'aide du code de champs « Fluent » avec le modèle de turbulence **RANS (k- ϵ)**.



*Figure.I.4:Description du local. Figure.I.5: maillage du local (51x27x52).
(REGARD, 1996).*

Les conditions aux limites de l'expérience ont été considérées comme constantes. 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. Les caractéristiques turbulentes de l'écoulement en soufflage sont imposées,

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. Les résultats numériques obtenues sont confrontés avec les résultats numériques et expérimentaux fournies par : REGARD (1996).

Dans le chapitre suivant, nous examinons les différentes approches utilisées pour construire un modèle de CFD. Nous nous appuyons sur le logiciel Fluent, auquel nous ferons référence tout au long de notre travail, ainsi que sur les équations générales qui régissent les écoulements.

CHAPITRE II :

MODELISATION DU PROBLEME & CONFIGURATION GEOMETRIQUE

Dans ce chapitre, nous abordons la géométrie et la modélisation du système d'équations qui régit l'écoulement, le transfert de chaleur et le mouvement du fluide. Nous effectuons un calcul numérique en 3D en utilisant le logiciel de calcul "Fluent".

Nous commençons par présenter la géométrie spécifique que nous considérons pour notre étude. Nous décrivons en détail la forme et les caractéristiques de la géométrie du local ou du bâtiment que nous modélisons.

Ensuite, nous expliquons les équations qui modélisent le problème traité, telles que les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Nous détaillons également les conditions initiales du système, c'est-à-dire les valeurs des variables d'écoulement et de température au début de la simulation, ainsi que les conditions aux limites appropriées, qui décrivent les interactions du fluide avec les parois et les sources ou les événements d'air.

Enfin, nous abordons la méthode de résolution choisie pour résoudre les équations modélisant le problème. Nous expliquons comment le logiciel Fluent utilise des techniques de résolution numérique avancées pour obtenir des résultats précis et fiables.

En résumé, ce chapitre présente la géométrie spécifique du système étudié, les équations de conservation utilisées, les conditions initiales et aux limites, ainsi que la méthode de résolution numérique employée. Ces éléments sont essentiels pour mener à bien notre simulation et obtenir des résultats significatifs sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans le système.

II.1. Notions de base

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi. La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres : la différence de température entre la paroi et le fluide, la vitesse du fluide, la capacité thermique massique du fluide, la surface d'échange, l'état de surface du solide et sa dimension etc...

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection naturelle (libre), convection forcée et convection mixte.

Le phénomène de convection naturelle thermique apparaît spontanément, sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (le champ gravitationnel, ...).

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est imposé par une cause mécanique extérieure (pompe, ventilateur, ...) au système.

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur.

II.1.2. Eléments mathématiques de base

Dans un processus de transfert de chaleur par 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. Les équations régissant l'écoulement alors, sont les équations de continuité, de Navier-stokes et d'énergie, qui expriment, respectivement, la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Les champs de vitesses et de températures issues de ces équations peuvent être utilisés pour évaluer les paramètres de transfert de chaleur.

II.1.3. Hypothèses simplificatrices

Les équations d'énergie, de continuité et de Navier Stockes de notre modèle mathématique sont simplifiées en considérant les hypothèses suivantes :

- L'écoulement est considéré comme tridimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x , y , et z).
- Ecoulements dans les **milieux continus (écoulements continus)**.
- Absence de source de chaleur
- Champ de force volumique uniforme (**champ de gravitation terrestre uniforme**), qui est le seul champ agissant sur l'élément de volume.
- L'air est considéré comme un **fluide newtonien, monophasique pur**, et **incompressible (ou isochore)**, où **la masse volumique est considérée constante**, et obéir à la loi des gaz parfaits et ses propriétés physiques à l'intérieur du local sont calculées à la température moyenne de la zone d'occupation.
- **L'approximation de Boussinesq** est validée, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. c'est à dire que la masse volumique ρ est prise constante dans tous les termes des équations du modèle mathématique sauf dans le terme générateur de la convection naturelle ou ses variations induisent directement des forces de poussée d'Archimède (buoyancy force). La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad (\text{II. 1})$$

- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Toutes les autres caractéristiques du fluide (ν , β , ..) sont supposées peu dépendantes de la température.
- Les parois et les murs (matériaux) sont considérés comme des **milieux isotropes**.
- Ecoulement **stationnaire (permanent)**.
- Ecoulement laminaire ou **turbulent**.

- La dissipation de la chaleur par frottement visqueux est négligée
- La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\Phi = 0$).

Dans ces conditions, les équations de transport traduisant le principe de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie régissant de tels écoulements avec ces simplifications, peuvent s'écrire sous la forme conservative suivante :

- **Equation de continuité :**

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (\text{II.2})$$

- **Equation de conservation de quantité mouvement :**

$$\rho(\vec{V}\nabla\vec{V}) = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{V} \quad (\text{II.3})$$

- **Equation d'énergie :**

$$\rho C_p (\vec{V}\nabla T) = \lambda_f \Delta T \quad (\text{II.4})$$

Ces équations (d'énergie, de continuité et de Navier Stokes) sont les équations qui régissent l'écoulement du fluide à l'intérieur du local étudié. Pour résoudre ce système d'équations, nous avons ajouté les équations du modèle de turbulence (**k-ε**).

2-4-2) Le modèle de turbulence RANS (k-ε).

Le modèle de turbulence qui a été employé dans cette étude, est le modèle **k-ε** à deux équations de Launder qui représente une légère modification du modèle de Jones ont examiné la performance de huit modèle de turbulence sur les écoulements externes vis-à-vis l'expérience. Ils ont trouvé que le modèle de Launder et Sharma et parmi les trois modèles seulement qui ont réussi à capter convenablement les caractéristiques de la couche limite sur une plaque plane. Henkes ont employé plusieurs modèles k-ε pour décrire l'écoulement en couches limites de la convection naturelle, et ils ont atteint les mêmes résultats que Patel et al. Pour les écoulements internes, il a été examiné pour plusieurs configurations : l'écoulement turbulent dans une conduite cylindrique avec flux de chaleur uniforme sur les parois, l'écoulement naturel turbulent dans une cavité fermée partiellement chauffée, et d'autres types d'écoulement plus complexes, C'est pourquoi le modèle de Launder et Sharma est choisi.

D'après ce modèle, la forme dimensionnelle de l'équation d'énergie cinétique turbulente et l'équation de sa fonction de dissipation est exprimée par les relations suivantes :

Equation d'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(u.k) + \frac{\partial}{\partial y}(v.k) = \frac{\partial}{\partial x}\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial y} + P_k + G_k - \varepsilon^* - D \quad (\text{II.5})$$

Equation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial \varepsilon^*}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(u.\varepsilon^*) + \frac{\partial}{\partial y}(v.\varepsilon^*) = \frac{\partial}{\partial x}\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon^*}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon^*}{\partial y} + C_1 f_1 \frac{\varepsilon^*}{k} (P_k + C_3 G_k) - C_2 f_2 \frac{\varepsilon^{*2}}{k} + E \quad (\text{II.6})$$

P_k et G_k représente respectivement les termes de production d'énergie cinétique turbulente par cisaillement et par la force de poussée. Ces expressions sont les suivantes :

$$P_k = 2v_t \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + v_t \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (\text{II.7})$$

$$G_k = -g\beta \frac{v_t}{\sigma_t} \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (\text{II.8})$$

L'écriture de G_k sous cette forme, montre que le flux de chaleur turbulent est exprimé par la relation :

$$\overline{\theta' u_i} = -\frac{v_t}{\sigma_t} \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (\text{II.9})$$

Ces équations (d'énergie, de continuité et de Navier Stokes), ainsi que l'Equation d'énergie cinétique turbulente et, l'Equation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente, sont les équations qui régissent l'écoulement du fluide à l'intérieur du local étudié. La résolution de ces équations permet de trouver la répartition et donc la distribution des vitesses et des températures. Pour résoudre ce système d'équations, nous avons opté pour le code commercial « **Fluent** ».

II.2. Description du problème (configuration 3D).

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 \(1996\)](#). 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 II.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 a 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 à une température imposée.

Nous n'avons en effet pas tenu compte des variations spatiales de la température sur les parois, dans un souci de simplification. Par ailleurs les conditions aux limites ont été considérées comme constantes, nous avons imposé en soufflage une intensité de turbulence uniforme où l'échelle caractéristique de la turbulence a été calculée en prenant comme dimension caractéristique de la bouche de soufflage son diamètre hydraulique. Aux murs, une condition de non glissement est imposée, et la température est uniforme et égale à 24°C. Enfin, à la bouche d'extraction, une condition de type "outlet", a été envisagée. (REGARD ,1996) [17]

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).

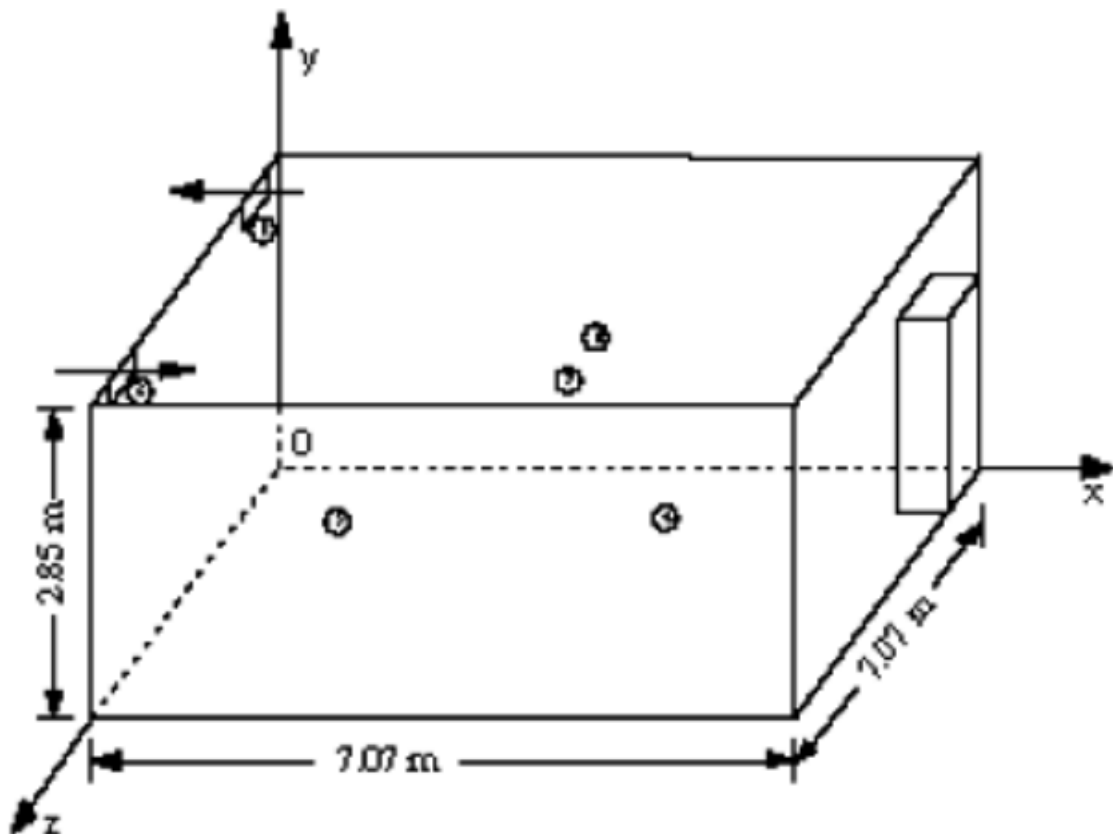


Figure II.1: Description du local.(REGARD ,1996)

II.2.1. 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 horizontal (0°) par rapport au plafond, puis incliné de (45°). 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 15% dans le premier cas puis 30% 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 27°C

Pour but d'étudier l'effet de la vitesse d'entrée de l'air, (c.à.d. le nombre de Reynolds) et **l'inclinaison du jet de soufflage**, ainsi que le **pourcentage de la turbulence** sur les contours de vitesses et les contours de température et même les vecteurs de vitesse au milieu du local étudié.

Et nous avons étudié quatre cas en **3D**, en fait varier les conditions aux limites comme suit :

- **Une vitesse d'air d'entrée de 1.39 m/s, avec un jet de soufflage horizontal puis incliné de 45°.**

Les conditions aux limites du problème du 1^{er} cas sont illustrées dans le tableau suivant :

Tableau (II. 1) : Les conditions aux limites pour le 1^{er} cas.

Horizontal :

Parois	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Paroi principal	Wall (paroi)	$u = v = 0$ m/s, $T = 27$ °C	Adiabatique
Autres Parois	Wall (paroi)	$u = v = w = 0$ m/s, $T = 27$ °C	Adiabatique

Bouche d'entrée	Inlet (entrée)	$u = 1.39 \text{ m/s}, v = 0, w=0\text{m/s}, T = 24 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche de sortie	Outlet (sortie)	$v \neq 0 \text{ m/s}, w=0, \partial v/\partial y = \partial w/\partial z = 0$	Adiabatique
Domaine intérieur	Fuid (Air)	-	-

Incliné 45°

Parois	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Paroi principal	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Autres Parois	Wall (paroi)	$u = v = w = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche d'entrée	Inlet (entrée)	$u = 0.98 \text{ m/s}, v = -0.98 \text{ m/s}, w=0\text{m/s}, T= 24 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche de sortie	Outlet (sortie)	$v \neq 0 \text{ m/s}, w=0, \partial v/\partial y = \partial w/\partial z = 0$	Adiabatique
Domaine intérieur	Fuid (Air)	-	-

- Une vitesse d'air d'entrée de 1.39 m/s, avec un jet de soufflage incliné de 45°, avec un pourcentage de la turbulence de 15%.

Les conditions aux limites du problème du 2ème cas sont illustrées dans le tableau suivant :

Tableau (II. 2) : Les conditions aux limites pour le 2ème cas :

Parois	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Paroi principal	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Autres Parois	Wall (paroi)	$u = v = w = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche d'entrée	Inlet (entrée)	$u = 0.98 \text{ m/s}, v = -0.98 \text{ m/s}, w=0\text{m/s}, T= 24 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche de sortie	Outlet (sortie)	$v \neq 0 \text{ m/s}, w=0, \partial v/\partial y = \partial w/\partial z = 0$	Adiabatique
Domaine intérieur	Fuid (Air)	-	-

- Une vitesse d'air d'entrée de 1.39 m/s, avec un jet de soufflage incliné de 45°, avec un pourcentage de la turbulence de 30%.

Les conditions aux limites du problème du 3ème cas sont illustrées dans le tableau suivant :

Tableau (II. 3) : Les conditions aux limites pour le 3ème cas :

Parois	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Paroi principal	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Autres Parois	Wall (paroi)	$u = v = w = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche d'entrée	Inlet (entrée)	$u = 0.98 \text{ m/s}, v = -0.98 \text{ m/s}, w=0\text{m/s}, T= 24 \text{ °C}$	Adiabatique

Bouche de sortie	Outlet (sortie)	$v \neq 0 \text{ m/s}, w=0, \partial v/\partial y = \partial w/\partial z = 0$	Adiabatique
Domaine intérieur	Fluide (Air)	-	-

- Et enfin, une vitesse d'air d'entrée de 2 m/s, avec un jet de soufflage horizontal.

Les conditions aux limites du problème du 4ème cas sont illustrées dans le tableau suivant :

Tableau (II. 4) : Les conditions aux limites pour le 4ème cas.

Parois	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Paroi principal	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Autres Parois	Wall (paroi)	$u = v = w = 0 \text{ m/s}, T = 27 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche d'entrée	Inlet (entrée)	$u = 2 \text{ m/s}, v = 0, w = 0 \text{ m/s}, T = 24 \text{ °C}$	Adiabatique
Bouche de sortie	Outlet (sortie)	$v \neq 0 \text{ m/s}, w=0, \partial v/\partial y = \partial w/\partial z = 0$	Adiabatique
Domaine intérieur	Fuid (Air)	-	-

II.2.2 Etapes de calcul de « FLUENT ».

Fluent est un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) qui modélise tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques et les écoulements multiphasiques, dans des configurations plus ou moins complexes.

Fluent emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation des équations de transport ; transformation du système d'équations en système algébrique.
- Résolution du système algébrique par un processus itératif, utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

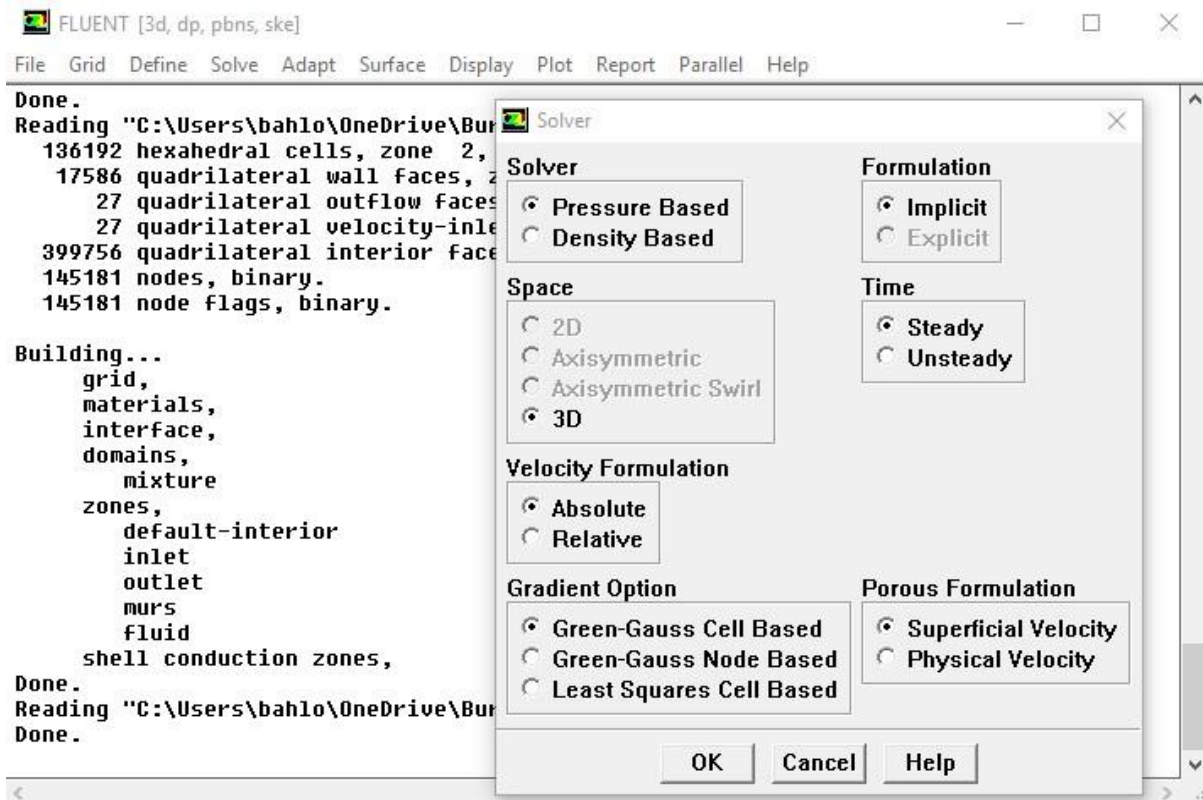


Figure II.2: Interface du logiciel Fluent 6.3.26.

II.2.2.1 Schémas numériques

Les différents schémas employés par le code de calcul «Fluent » dans notre étude sont présentés dans le (tableau II. 5) :

Tableau (II. 5) :Les schémas numériques utilisés.

Equation	Schéma
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Gradient	Green-Gauss CellBased
Pression	Standard
Quantité de mouvement	First Ordre Upwind
Energie	First Ordre Upwind

II.2.3 Maillage

Le choix du maillage est une étape cruciale de la simulation numérique, il est donc indispensable de bien choisir le type de maillage qui s'adapte mieux au problème considéré.

Gambit est un logiciel utilisé pour structurer la géométrie, générer le maillage et définir les conditions aux limites.

Pour notre cas, on a choisi un maillage tridimensionnel simple quadratique structuré composés d'éléments rectangulaires qui forment des lignes continues à travers le domaine, qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. Où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie **Figure II.3** Pour des tailles de 70 x 28 x 70.

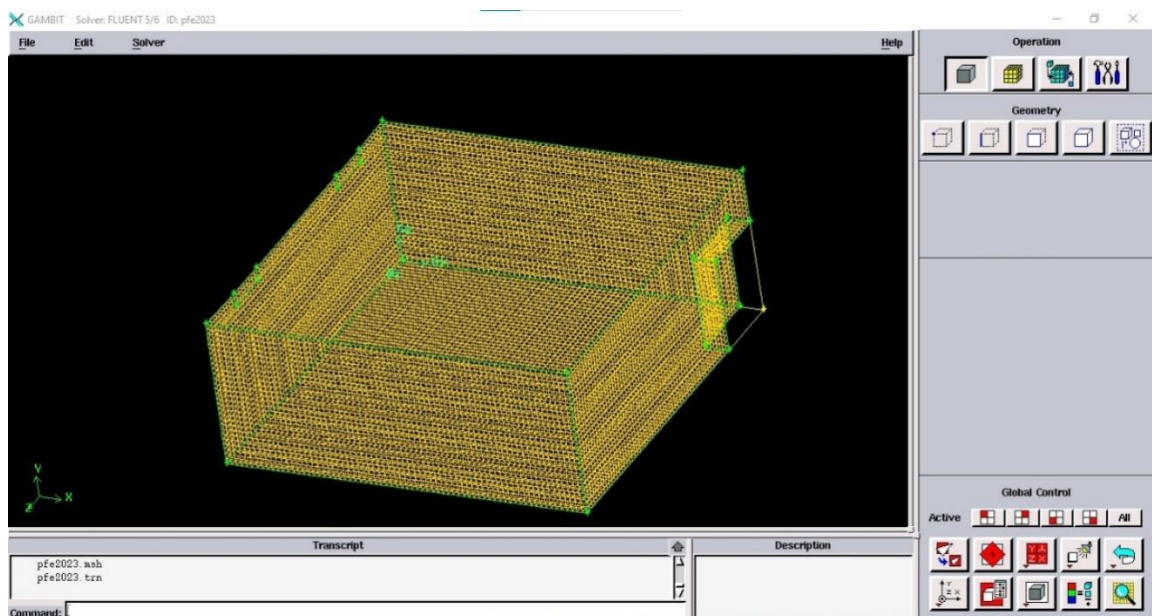


Figure II.3: Le maillage du local étudié.

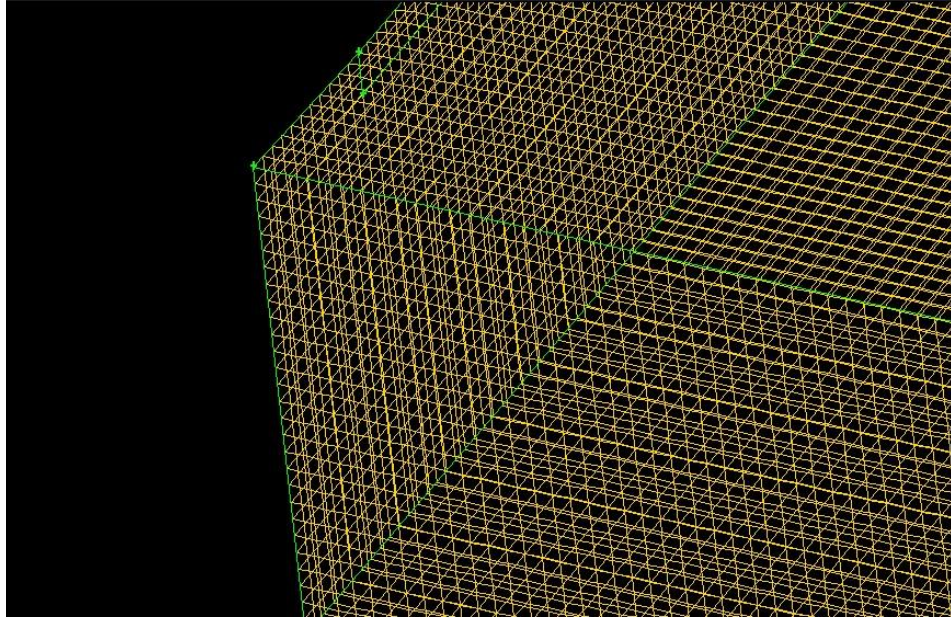


Figure II.4: Une partie du maillage du local.

II.2.4 Résolution numérique

Les écoulements des fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tels systèmes du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est-à-dire non - linéaires d'une part et couplées d'une autre part. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations.

Dans notre problème « **Fluent** » utilisé la méthode des **volumes finis**. Cette méthode donne de très bons résultats, car elle garantit la conservation des bilans massique et thermique sur tout le domaine étudié. (Patankar, 1980).

Fluent propose différentes techniques pour accélérer le processus de convergence. Nous avons recours à plusieurs techniques décrites ci-dessous :

II.2.4.1 Critère de convergence

Le critère de convergence est vérifié lorsque le résidu entre deux solutions itératives des équations discrétisées dans chaque volume de contrôle est négligeable. Le résiduel pour la variable dépendante ϕ dans chaque volume de contrôle est défini comme suit :

$$R_\phi = a_p \phi_p - \sum_i a_i \phi_i - S_\phi \tag{II.6}$$

Si le calcul est convergent, la valeur de R_ϕ tend vers zéro.

La convergence de la résolution itérative est surveillée par l'évolution des résidus au cours des itérations. Dans notre cas, la valeur de critère de convergence est arrêtée comme suit :

- Continuité : 10^{-5} .
- Vitesse suivant x : 10^{-4} .
- Vitesse suivant y : 10^{-4} .
- Energie : 10^{-9} .

On remarque que la convergence est atteinte après 370 itérations, **Figure II.5**.

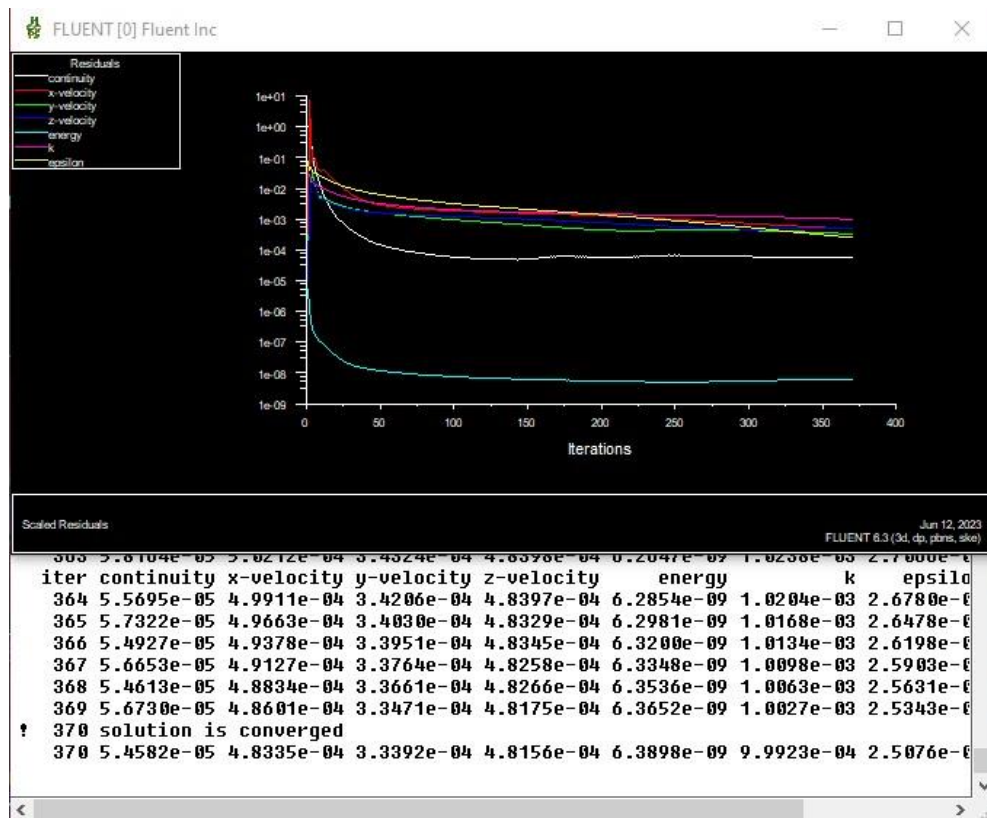


Figure II.5: Evolution des résidus au cours des itérations.

II.2.4.2. Facteurs de sous-relaxation

Dans les méthodes itératives, la résolution des systèmes d'équations algébriques non linéaires nécessite une sous-relaxation dans le processus de calcul pour assurer la convergence. La sous-relaxation est souvent utilisée avec la méthode de Gauss-Seidel dans le

code Fluent. La méthode de Gauss-Seidel est contrôlée par un coefficient de sous relaxation α :

$$\varphi^{(k)} = \varphi^{(k-1)} + \alpha \Delta\varphi \quad (\text{II.10})$$

Où (k) indique l'avancement des itérations successives, et $\Delta\varphi$ la différence entre les résultats des deux itérations (k-1) et (k).

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence sont montrés dans le (tableau II. 6):

Tableau (II. 6) : Paramètres de relaxation pour notre cas.

Variables	Facteurs de sous-relaxation
Pression	0,3
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0,7
Energie	1
Forces de volume	1

Dans le chapitre suivant nous montrons les résultats obtenus par **Fluent**, en termes de prédiction de l'allure de l'écoulement, les profils et les vecteurs de vitesse, ainsi que les contours de températures au sein du local, et valider ces résultats par données expérimentales mesurées.

CHAPITRE III :

RESULTATS ET DISCUSSIONS :

CONFIGURATION 3-D

*Dans ce chapitre, nous allons résumer les résultats obtenus à l'aide du code de champs **Fluent**, associé à l'hypothèse de **boussinesq** avec le modèle de turbulence **RANS (k-ε)**.*

Rappelons que notre objectif, dans ce travail, est de:

-Déterminer numériquement les zones de confort et d'inconfort et d'illustrer virtuellement les mouvements de l'air dans le local (la distribution de température et de vitesse).

-Améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur du local (ouvert) en agissant sur les conditions thermiques de local.

-Prédire les performances thermo-aérauliques d'un local dans un bâtiment à travers l'étude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs...)

III.1. Etude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, inclinaison du jet de soufflage, et l'intensité de la turbulence)

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** associé à l'hypothèse de type **boussinesq** avec le modèle de turbulence **RANS (k-ε)**.

La résolution se fait en régime permanent et les plans selon lesquelles la projection est effectuée en (tri dimensionnel : 3D) sont : $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$, $y=1.23m$, $y=1.60m$, $y=1.80m$, $y=2.46m$, $y=2.50m$. (Voir **Figure III.1**)

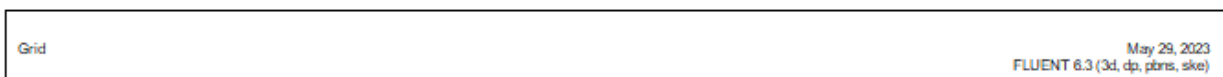
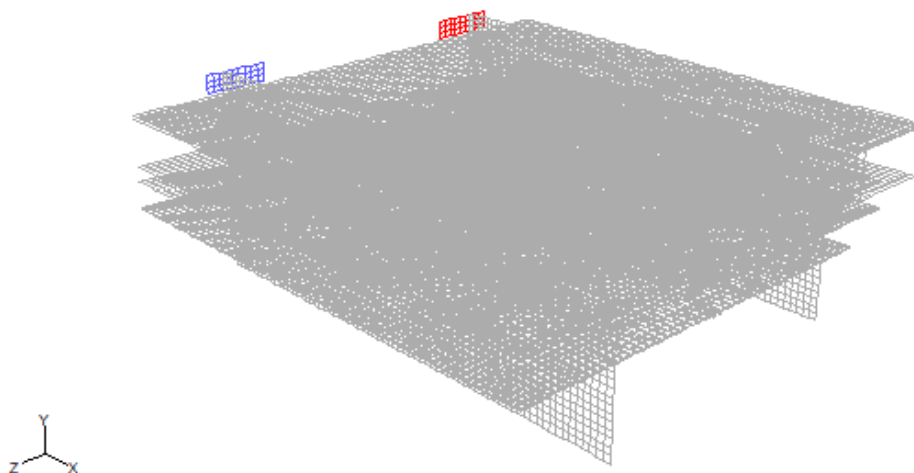


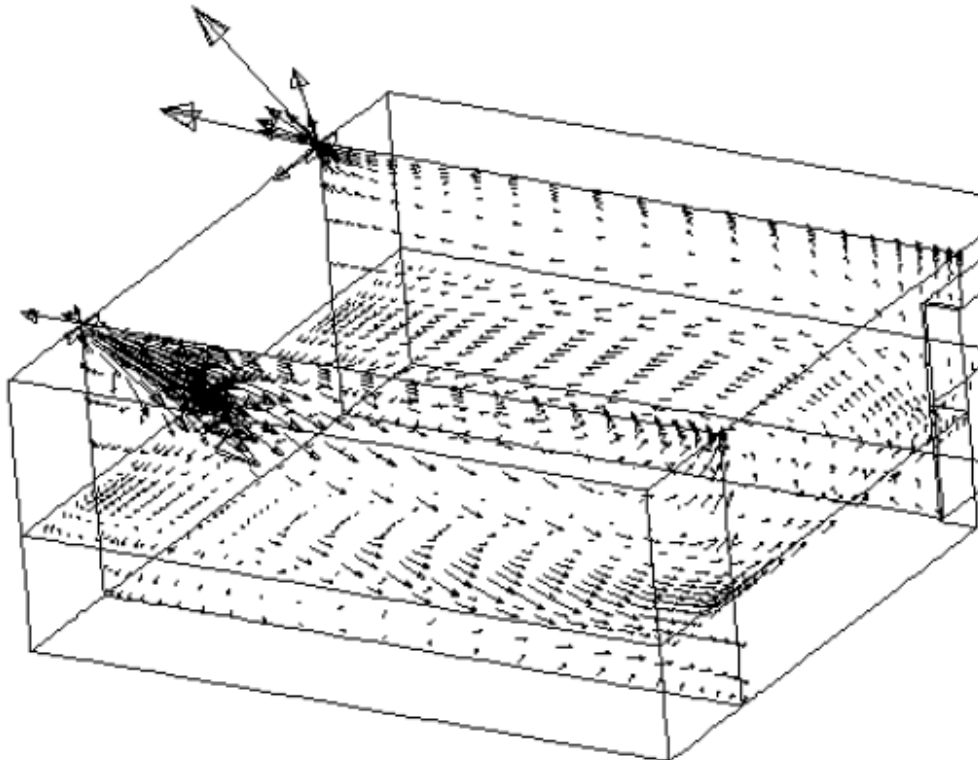
Figure III.1: Les plans de projection en (3D). ($z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$, $y=1.23m$, $y=1.60m$, $y=1.80m$, $y=2.46m$, $y=2.50m$)

III.1.2. Cas où la vitesse d'entrée est de 1.39m/s, les murs isothermes à 27°C, et le jet de soufflage horizontal, puis incliné de -45°.

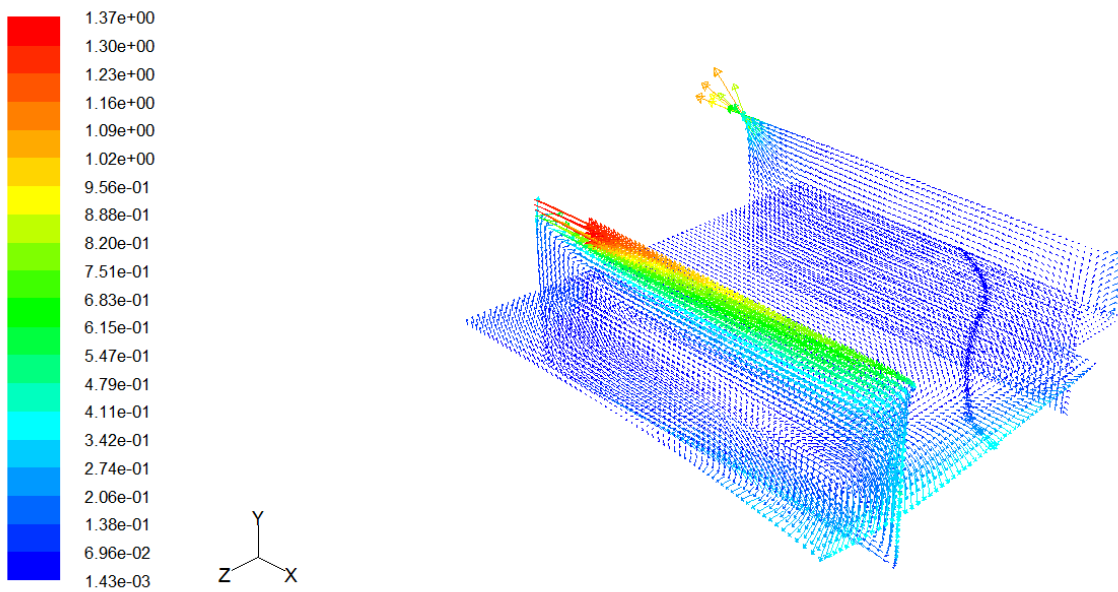
Comme nous allons le voir, les résultats fournis par le code de champs **Fluent**, avec le modèle RANS (k- ϵ) dans le cas d'un jet de soufflage incliné de -45°, semblent en accord avec les observations numériques et expérimentales obtenues par **REGARD** (**REGARD (1996)**), (Voir **Figure III.2**).

Dans le cas d'un jet horizontal (0°), les résultats fournis par notre modèle sont montrés sur la **Figure III.3** Elle permet de visualiser l'allure des écoulements obtenus à l'aide de ce modèle pour un maillage de (70x28x70) nœuds.

La **Figure III.4** permet de montrer l'allure des écoulements obtenus à l'aide de code **Fluent** pour un maillage de la même taille.



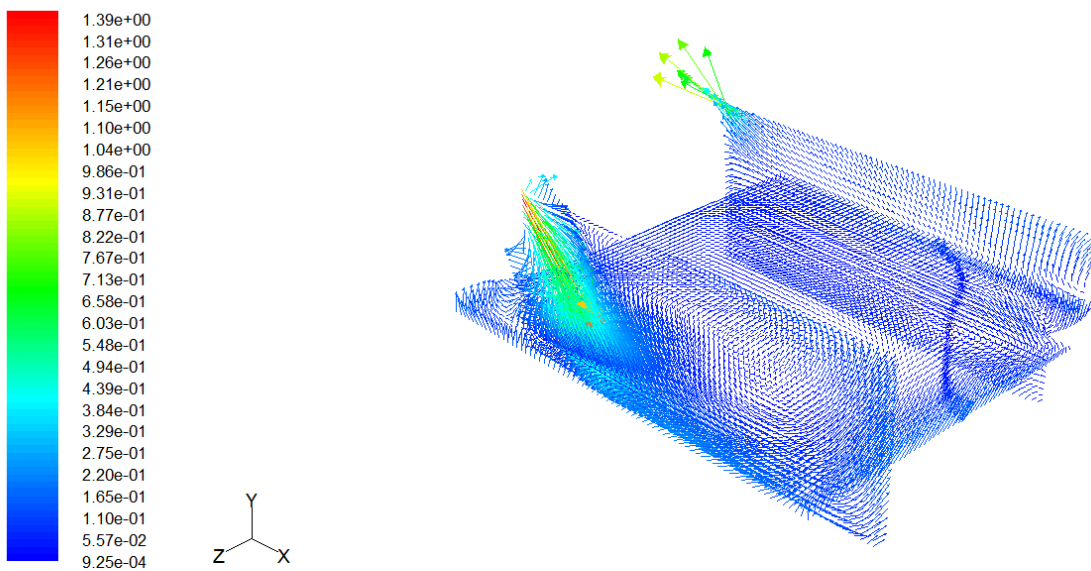
*Figure III.2: Structure de l'écoulement dans la salle, plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$)
Avec l'inclinaison du jet de 27° (REGARD, 1996)*



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)

Figure III.3: Résultats fournis par Fluent, RNG (k-ε), plan (z= 1.26 m, z= 5.70 m, y= 1.21 m) Inclinaison du jet 0° - Nos résultats



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

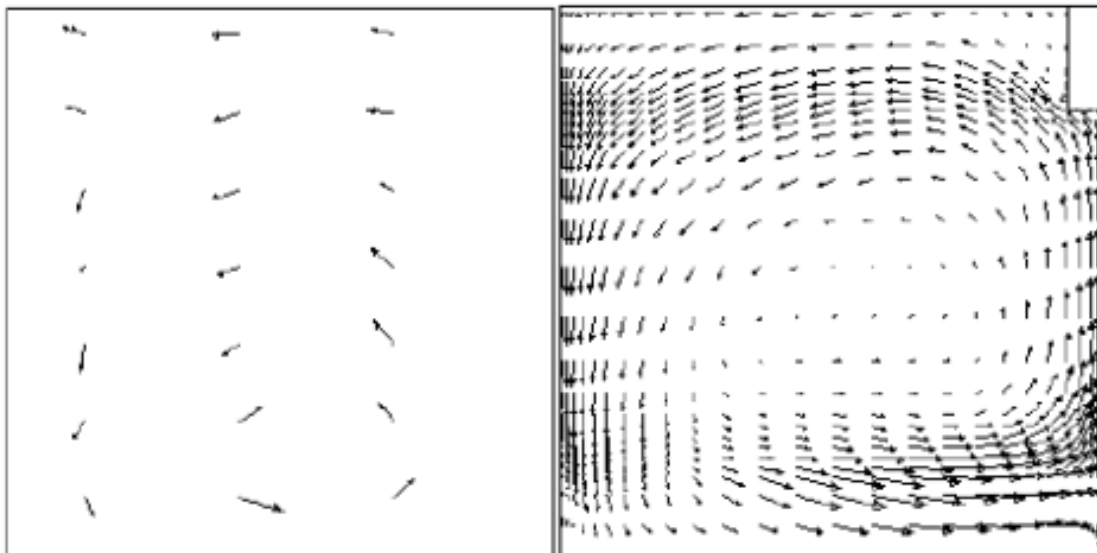
May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)

Figure III.4: Résultats fournis par Fluent CFD, RNG (k-ε), plan (z= 1.26 m, z= 5.70 m, y= 1.21 m) Inclinaison du jet- 45° - Nos résultats

III.1.3. Analyse des résultats.

Les mesures expérimentales des vitesses montrent l'existence dans le local 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 III.5, III.6, III.7, III.8 et III.9**).

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 étendue. Notons, également, que des différences importantes apparaissent entre les deux cas de l'inclinaison du jet



Figures III.5: Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal $y=1.23$ m, (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996)

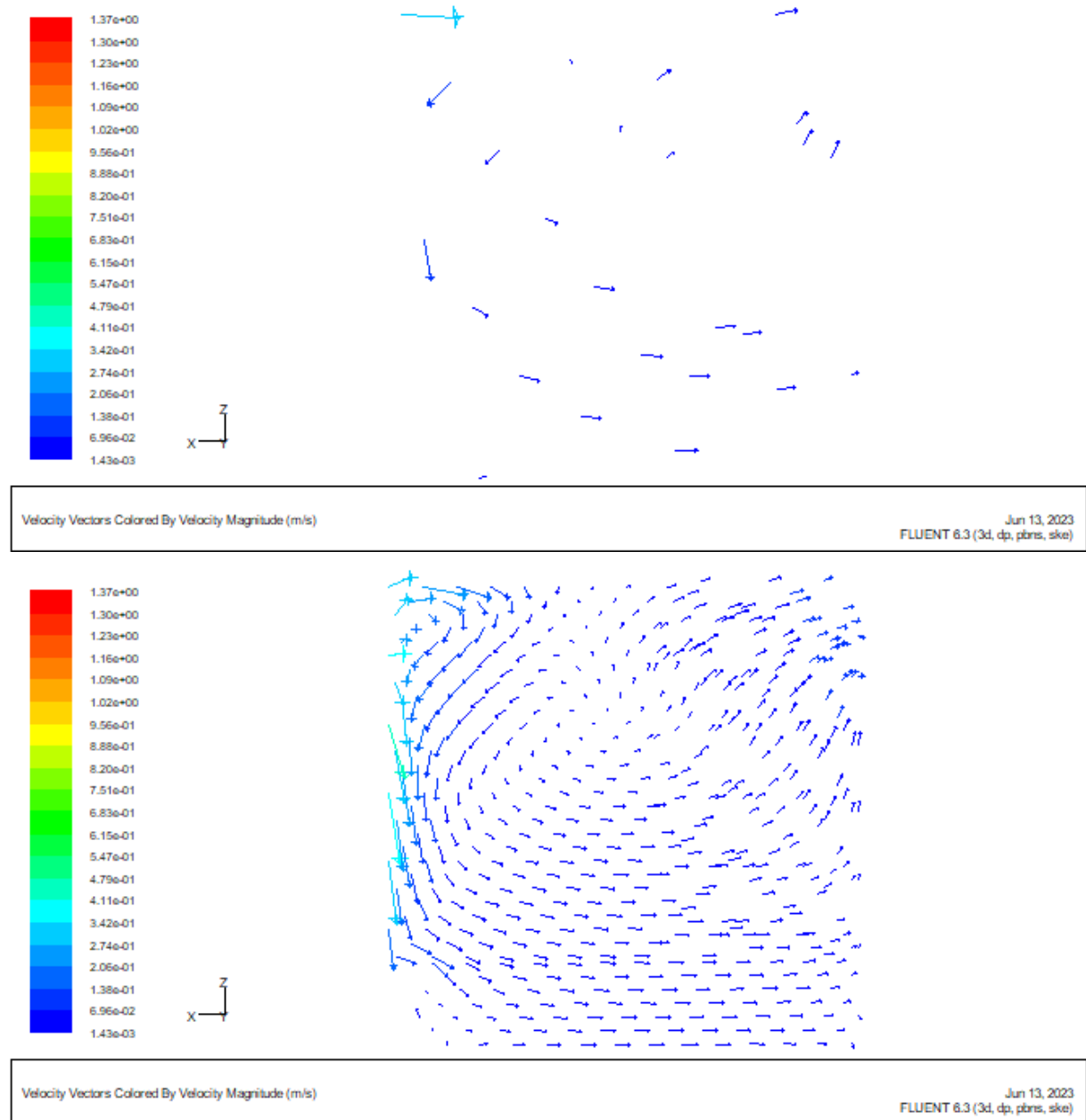


Figure III.6: Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal $y=1.23$ m (Nos résultat)

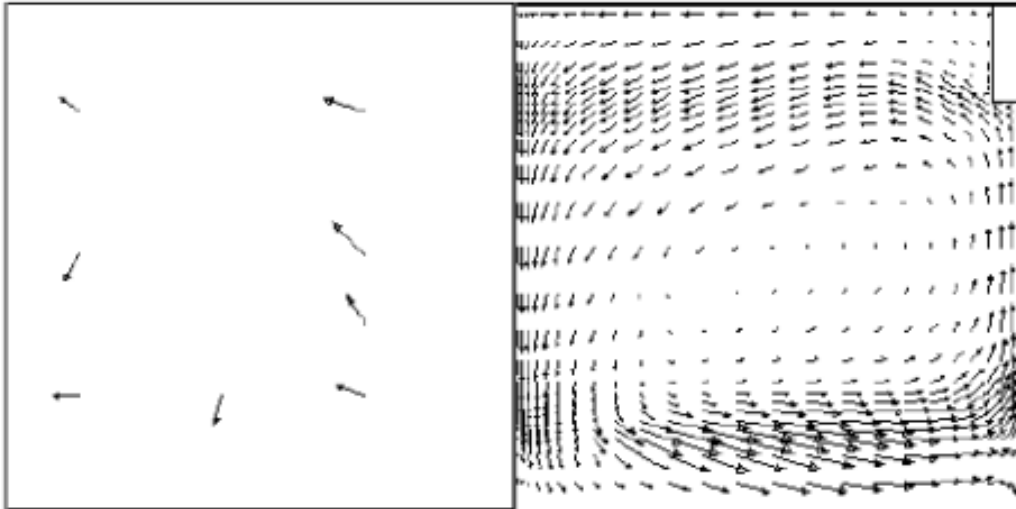
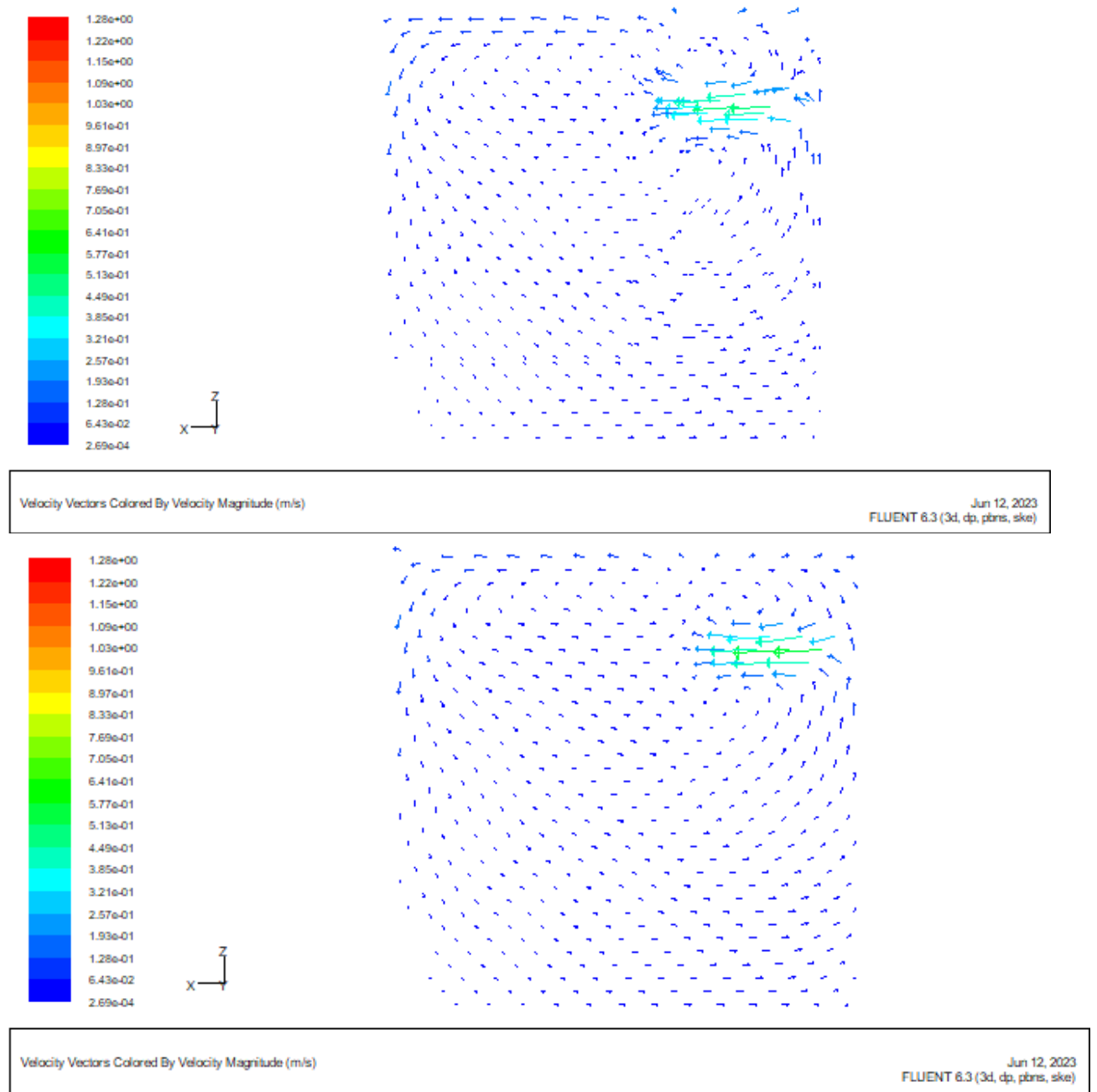
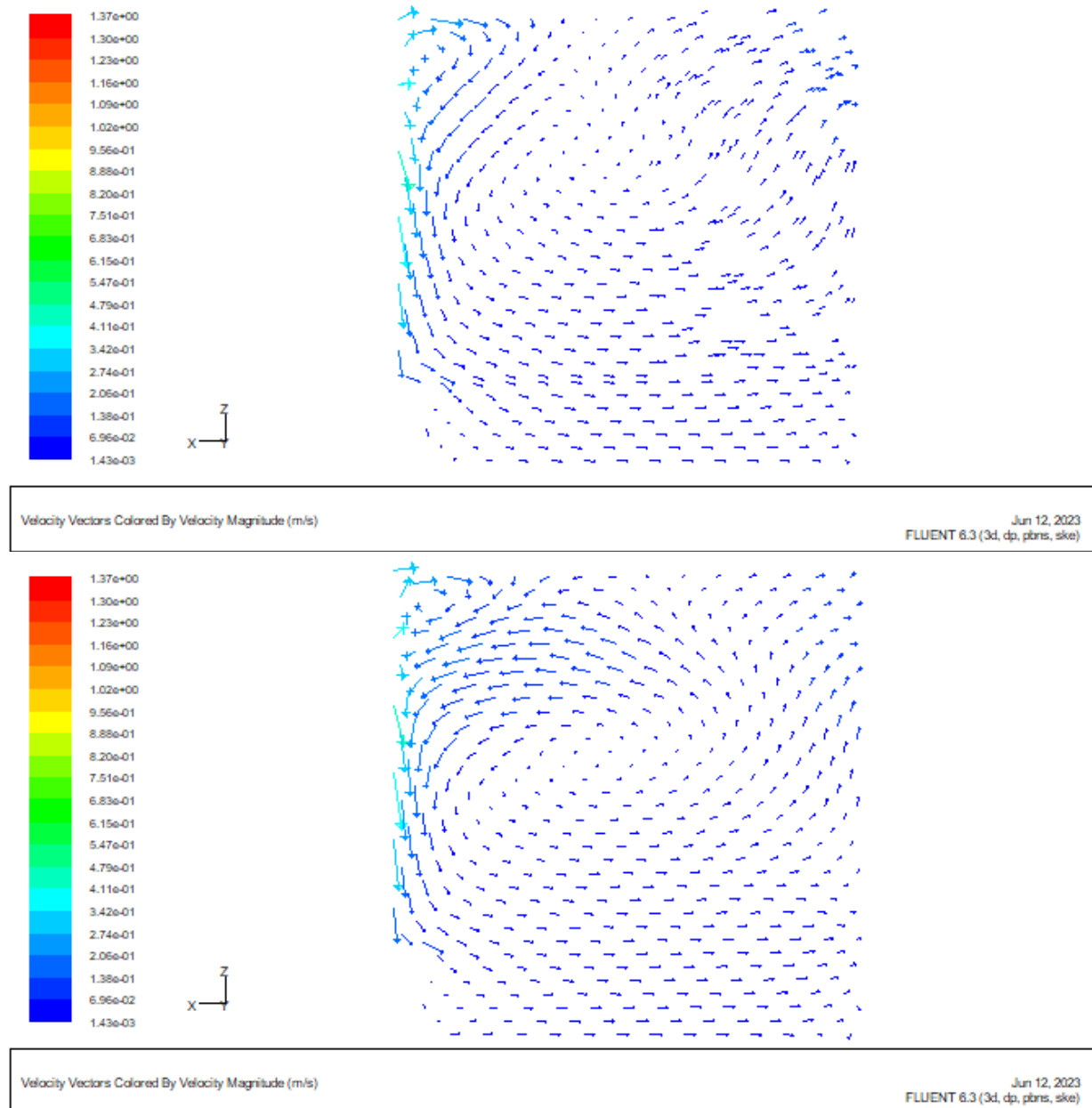


Figure III.7: Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal $y=1.60$ m (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).



*Figure III.8: Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal $y=1.23\text{ m}$, $y=1.60\text{ m}$.
Avec l'inclinaison du jet de 45° (Nos résultats)*



*Figure III.9: 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 III.10**). 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 III.11**)

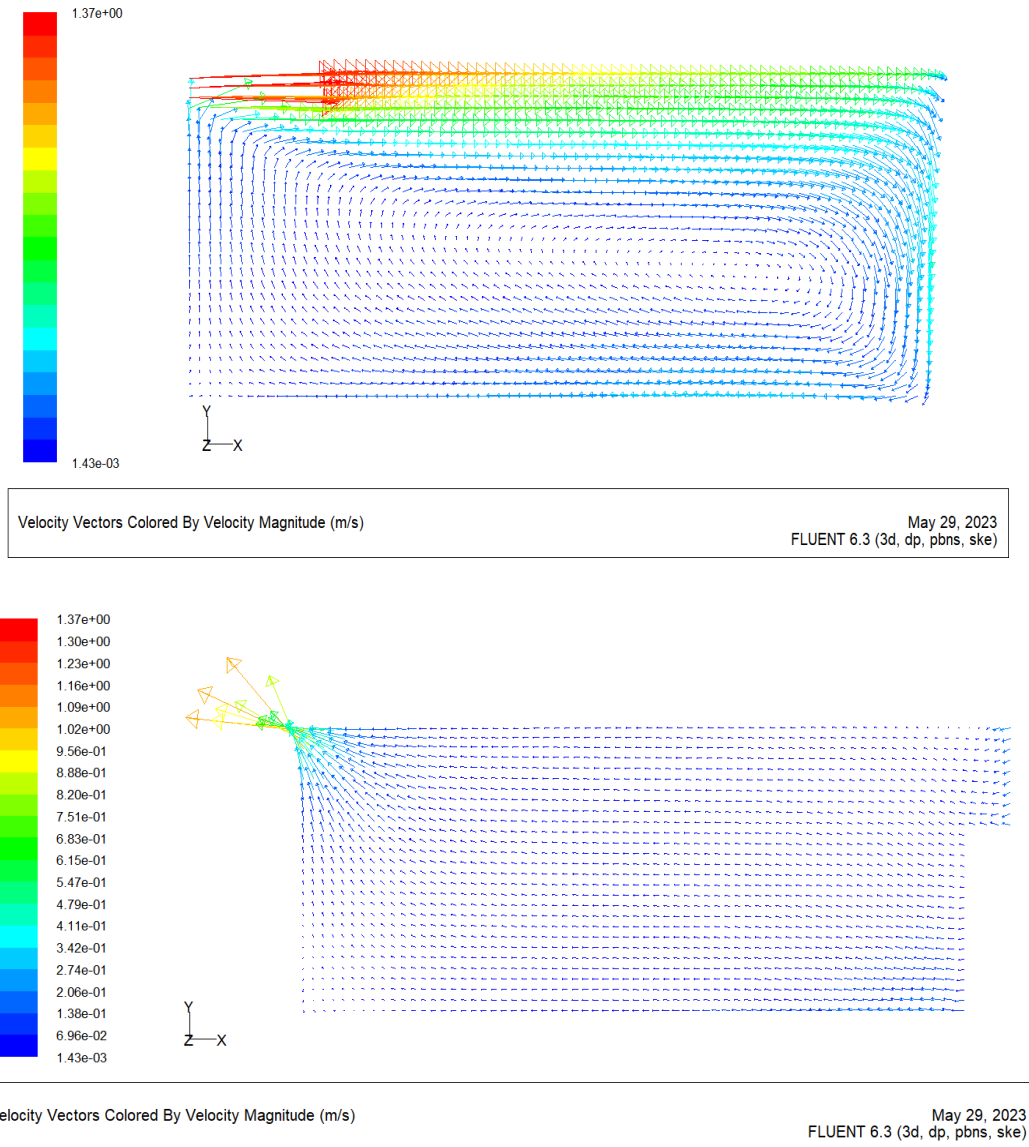
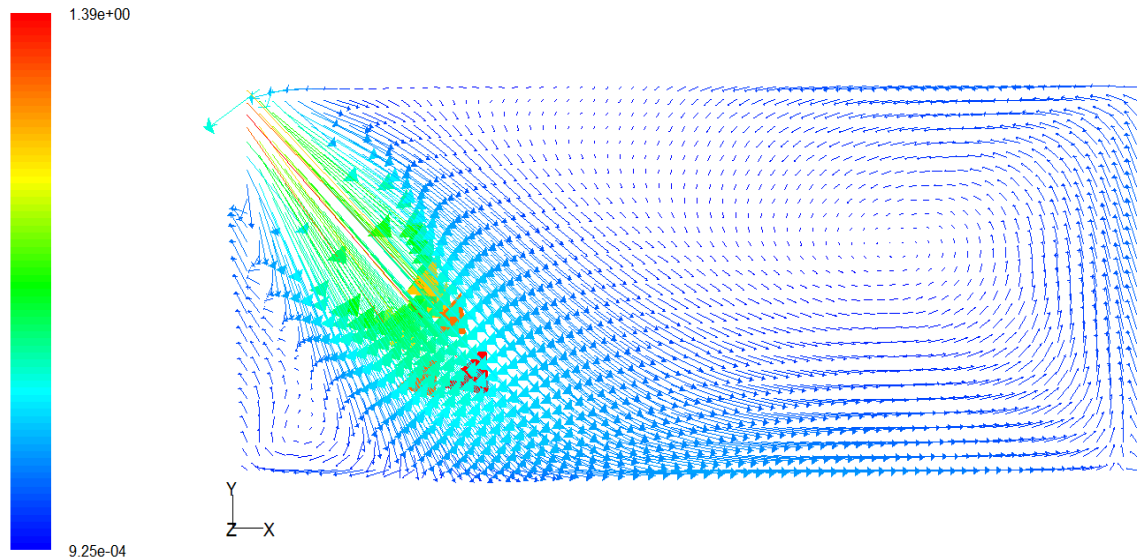
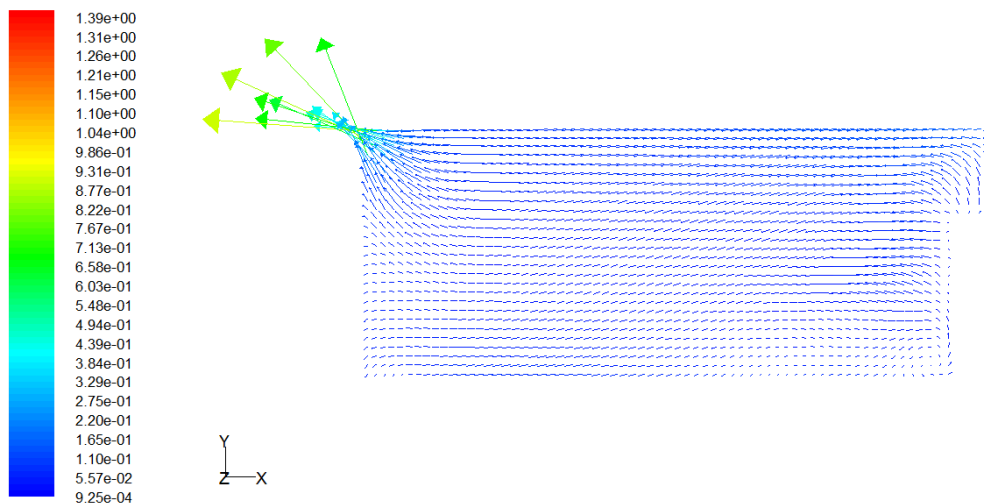


Figure III.10: Vecteurs de vitesse $Z=5.70m$, $Z=1.26m$. Avec l'inclinaison du jet de (0°) (Nos résultats).



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)

Figure III.11: Vecteurs de vitesse $Z=5.70m$, $Z=1.26m$. Avec l'inclinaison du jet de (-45°)
(Nos résultats)

Comme il est montré dans les résultats, 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.

Champ de vitesse et Champ de température

Le champ de vitesse obtenu dans différents plans horizontaux apparaît sur les Figures(III.12, III.13, III.14, III.15, III.16, III.17, III.18, III.19) 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.

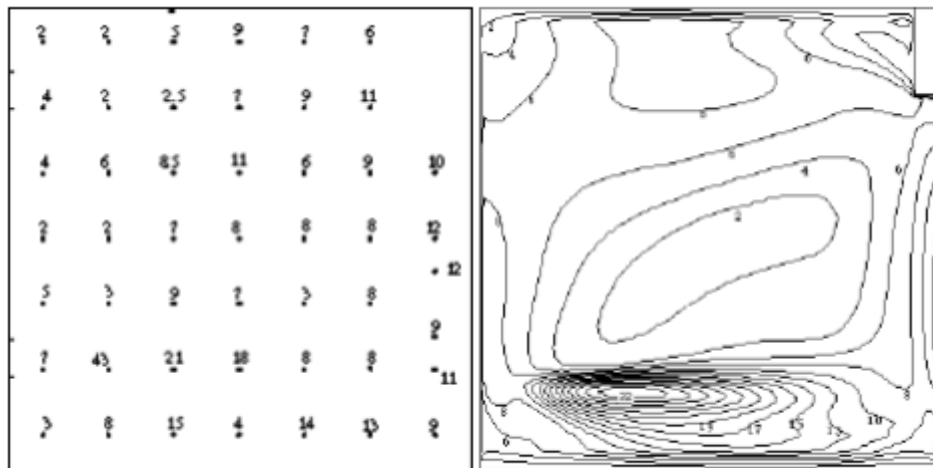


Figure III.12: Contours de vitesse dans un plan horizontal $y=1.80$ m (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996)

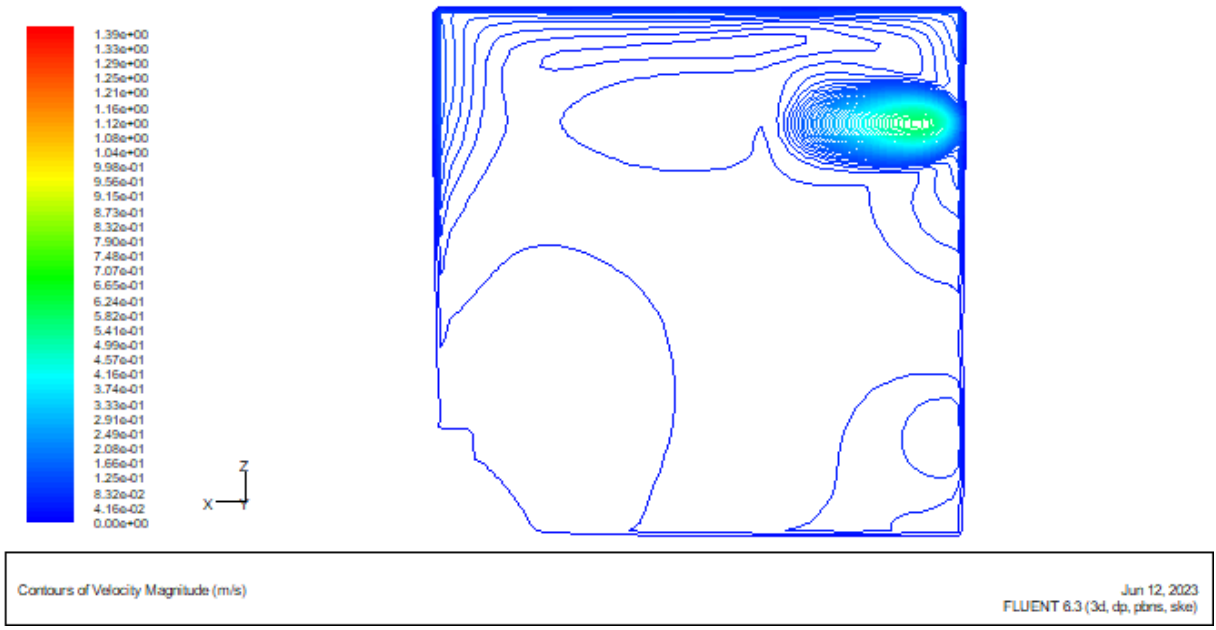


Figure III.13: Contours de vitesse dans un plan horizontal $y=1.80$ m (Nos résultats)

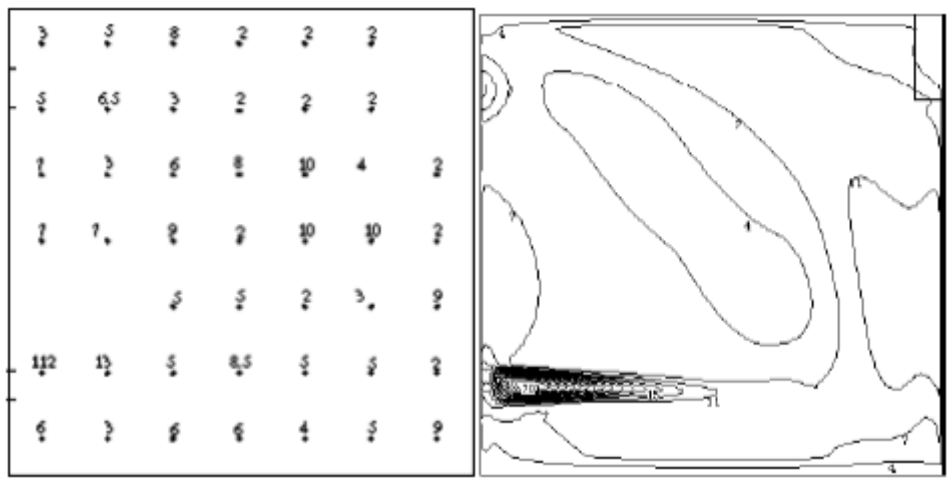


Figure III.14: Contours de vitesse en (cm/s) dans un plan horizontal $y=2.46$ m. (Expérimental, numérique) (REGARD, 1996).

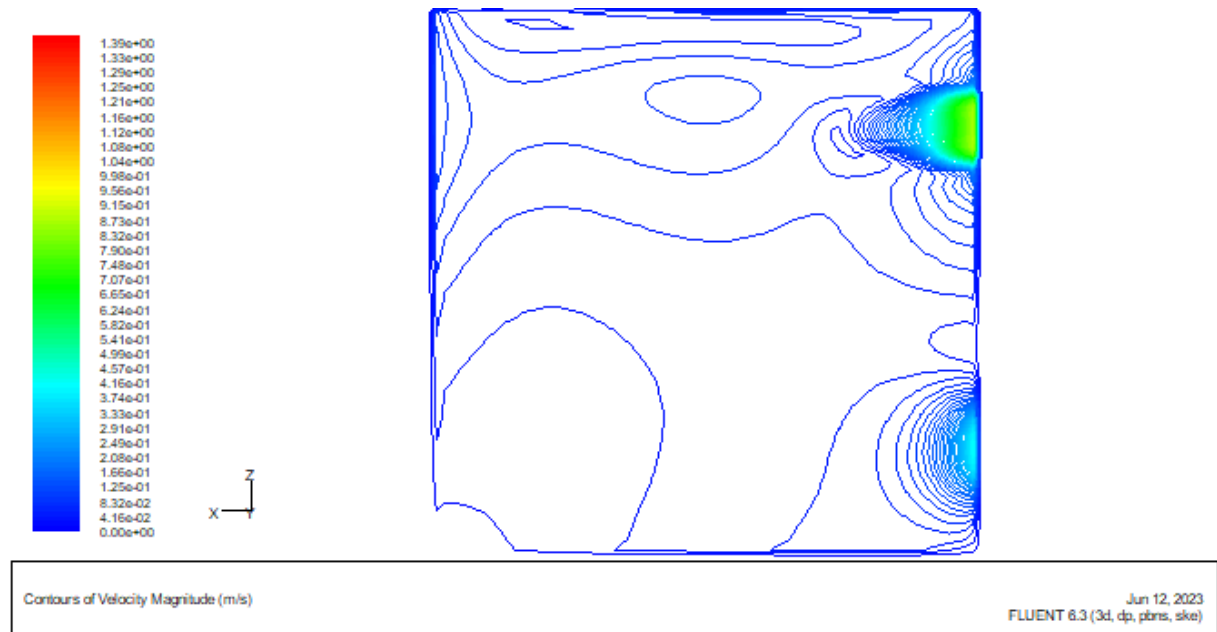
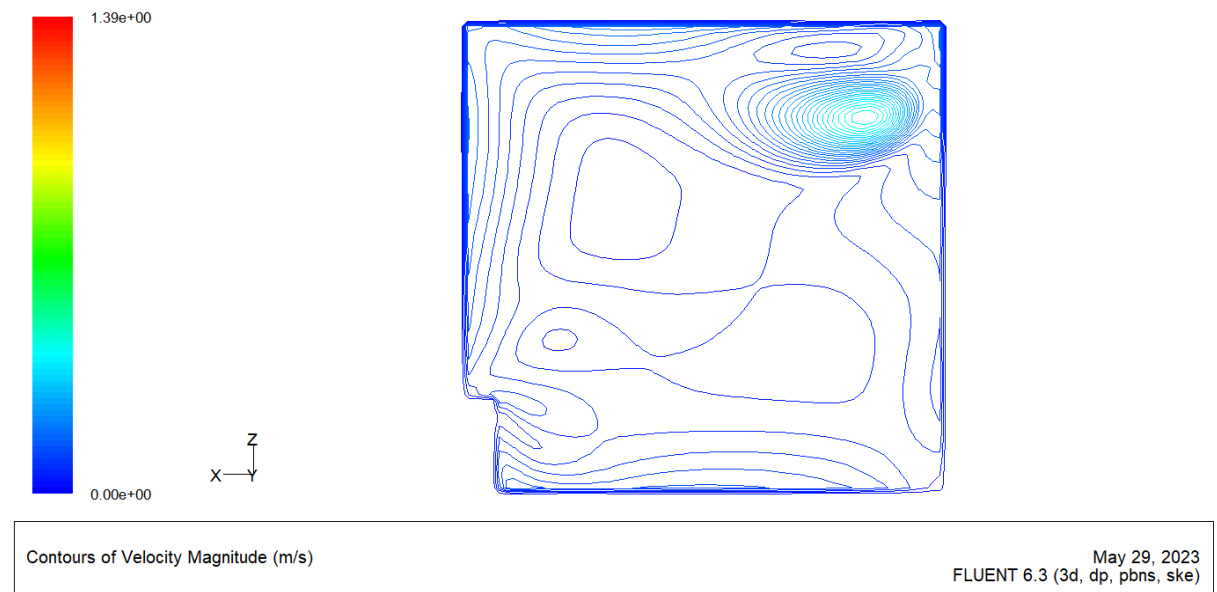
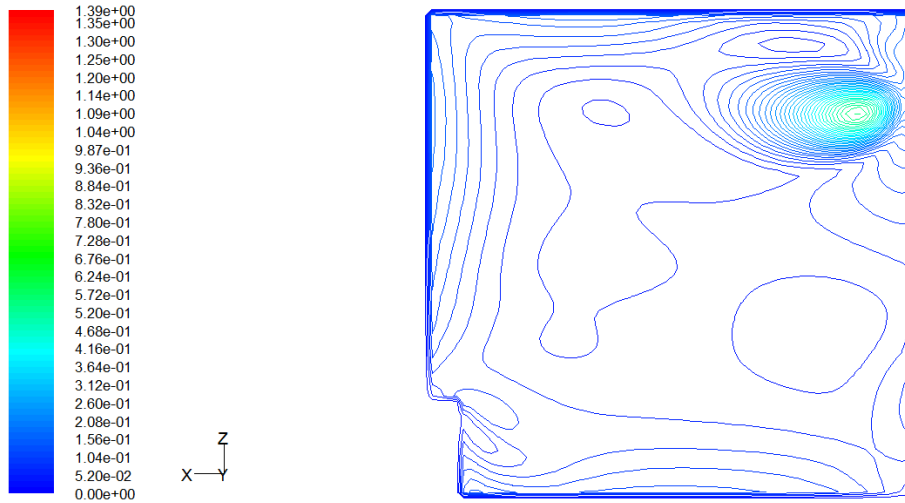


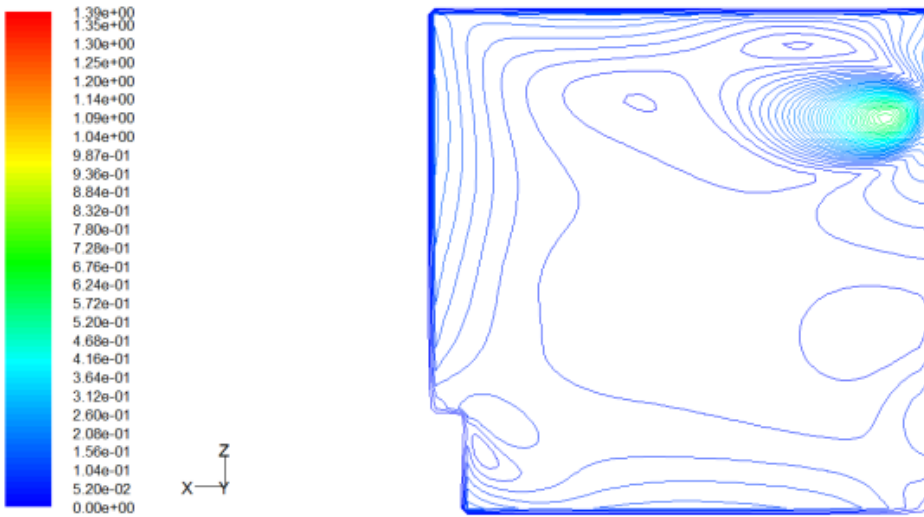
Figure III.15: Contours de vitesse en (m/s) dans un plan horizontal $y=2.46$ m (Nos résultats)





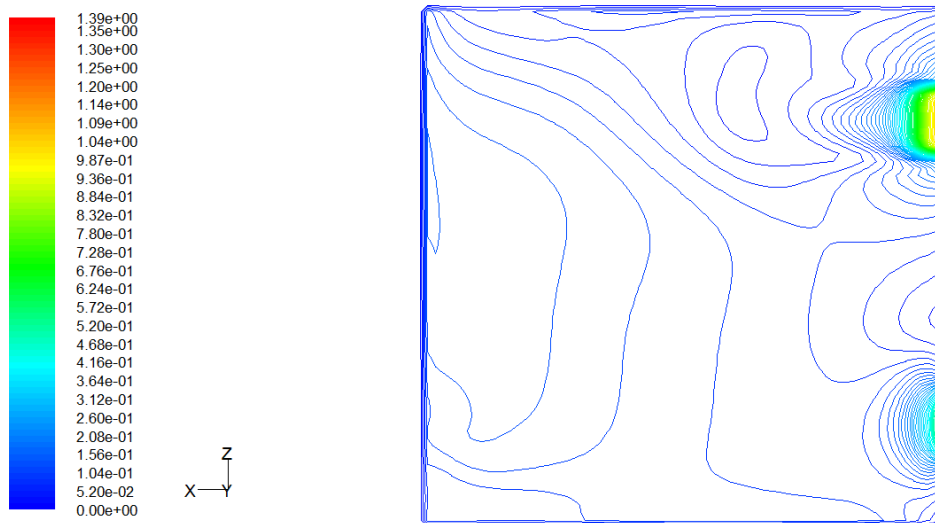
Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

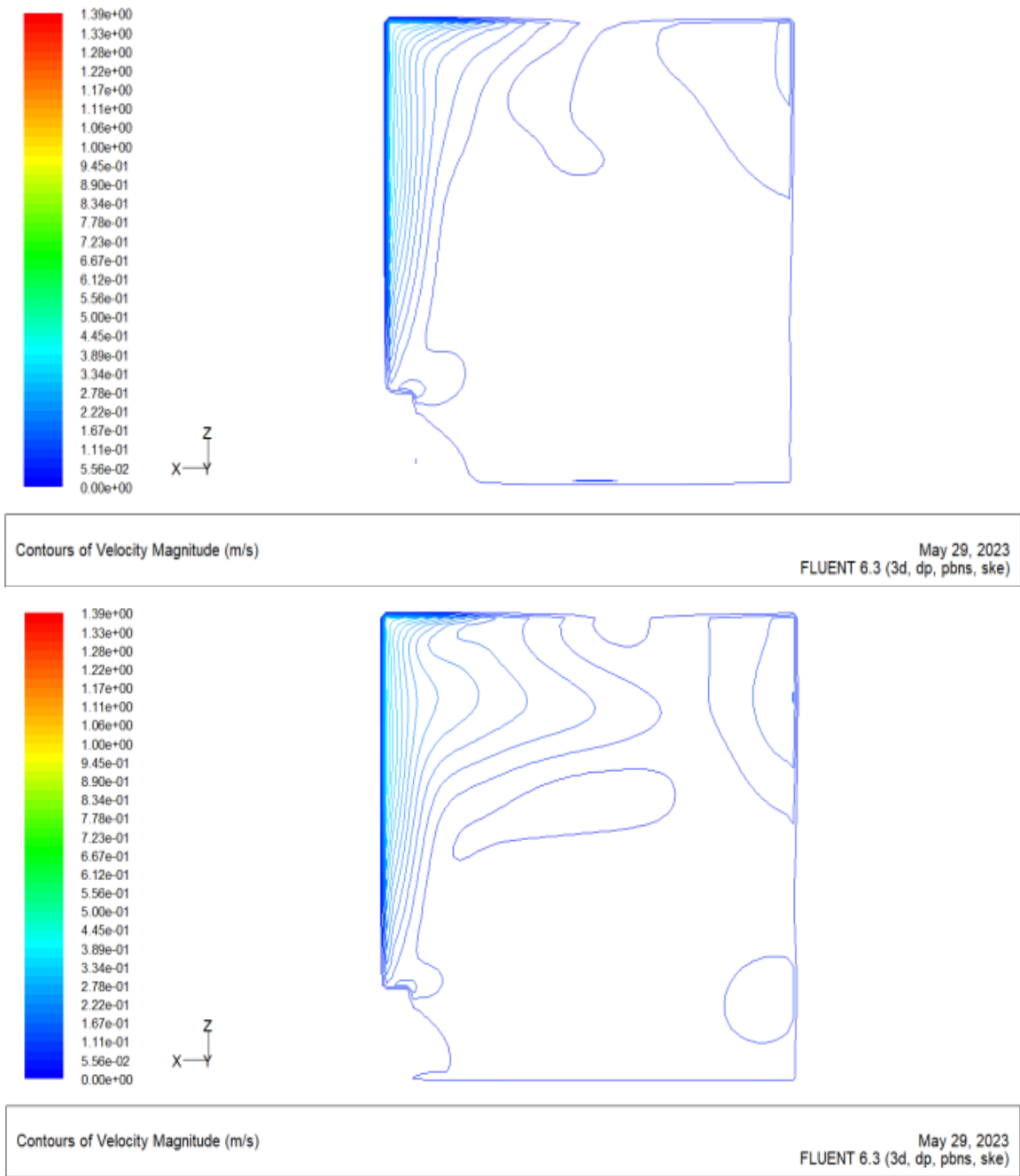
May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 29, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)

Figure III.16: Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de -45° (Nos résultats).



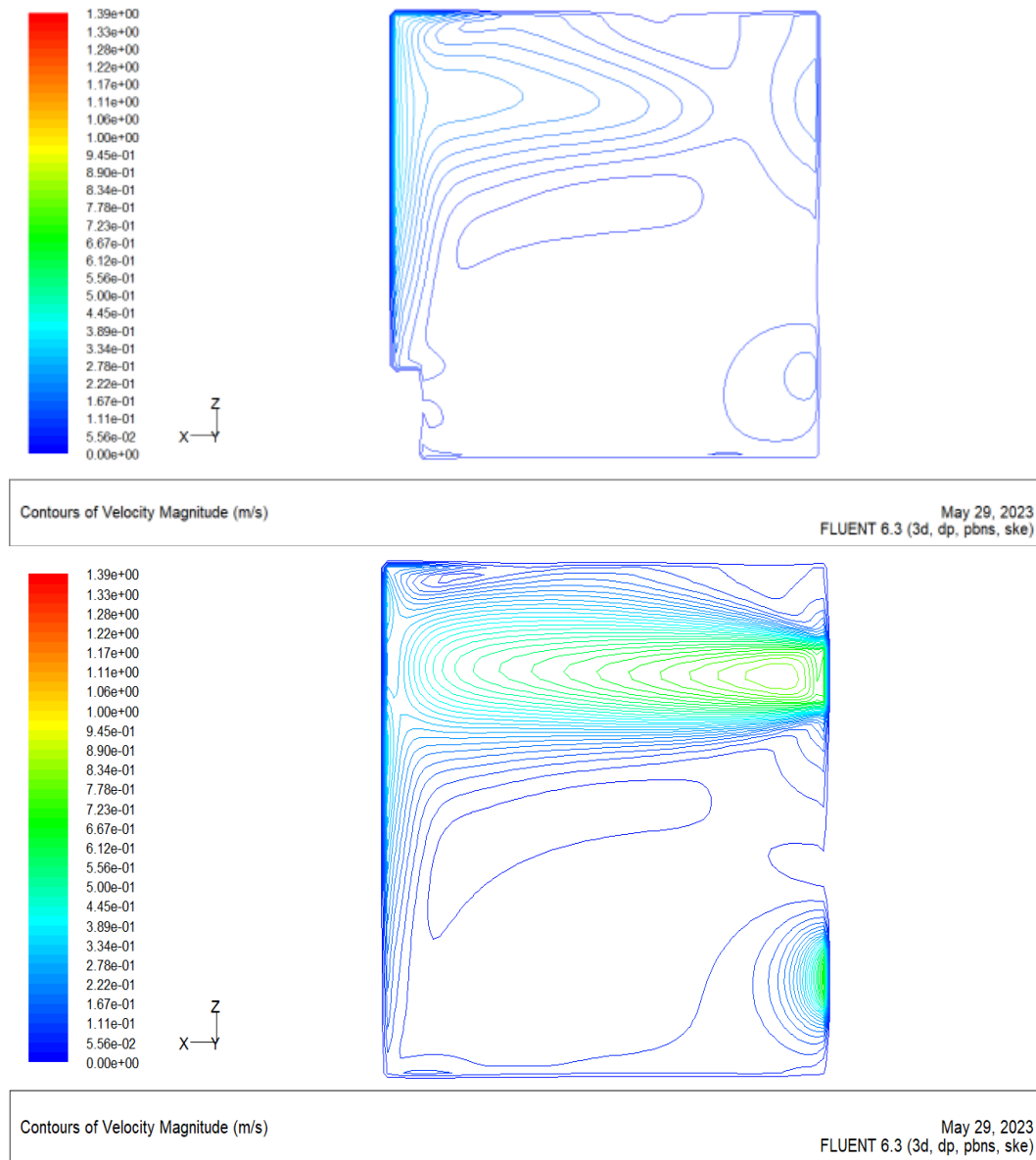
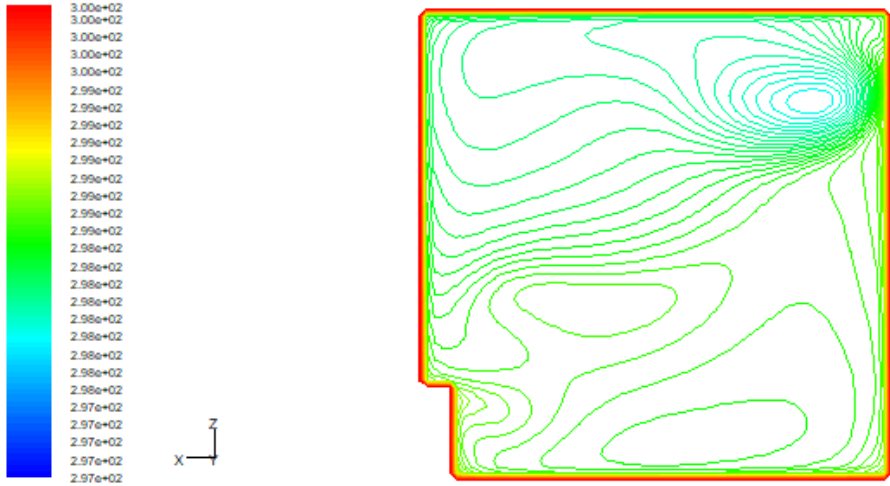
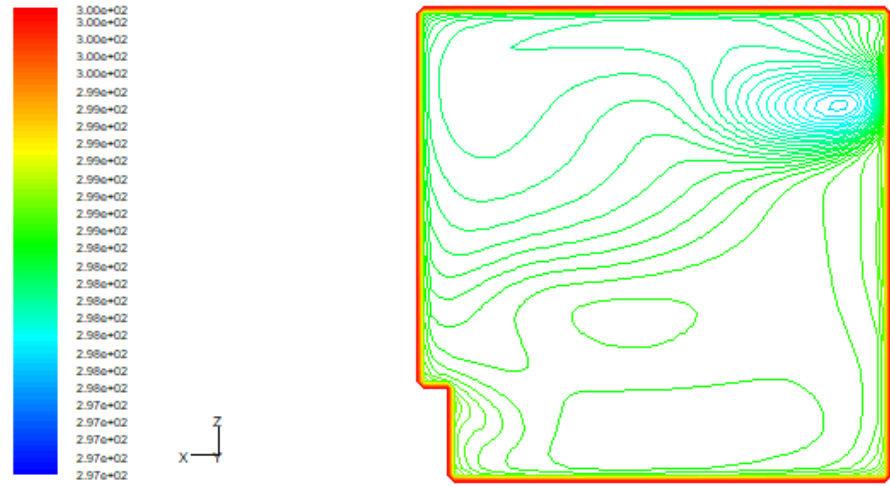


Figure III.17: Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats).



Contours of Static Temperature (k)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)



Contours of Static Temperature (k)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)

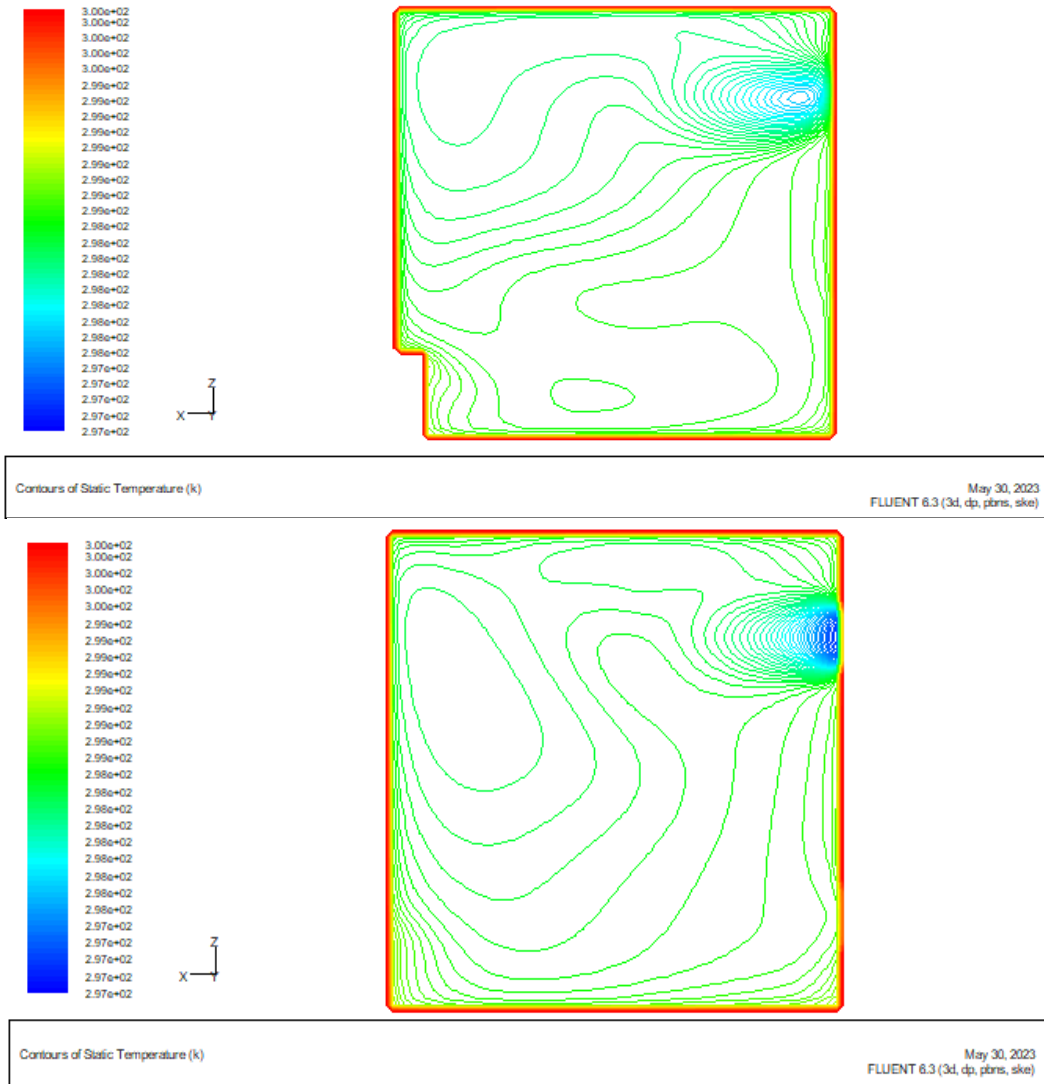


Figure III.18: Contours de température, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de -45° (Nos résultats)

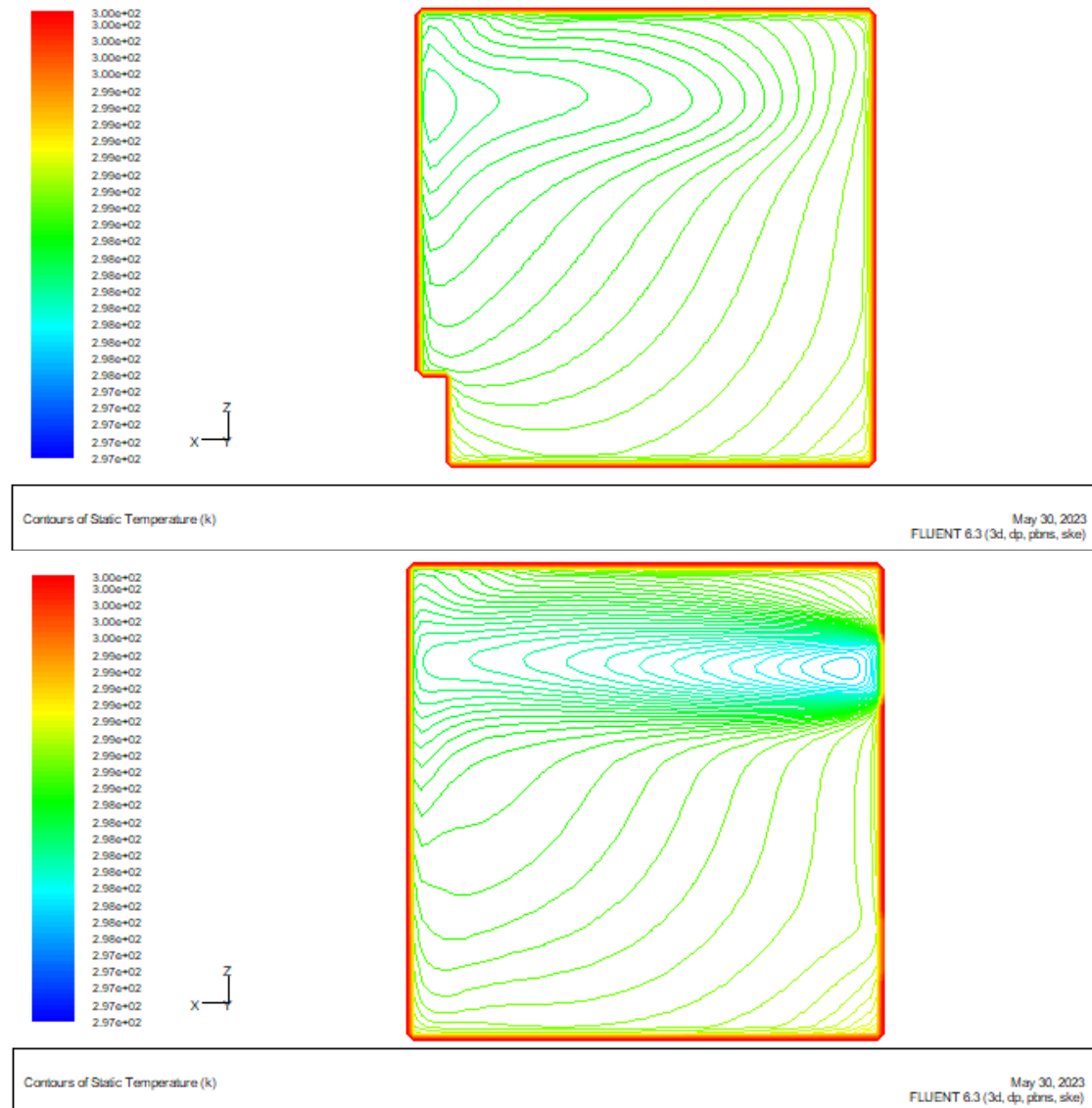


Figure III.19: Contours de température, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats)

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.

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.

III.1.3 Vitesse d'entrée de 1.39 m/s, murs isothermes de 27 °C, Intensité de la turbulence I=15% et le jet de soufflage incliné de -45°.

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 -45°, où les murs sont isothermes à 27 °C, sont représentés sur la **Figure III.20**. 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.

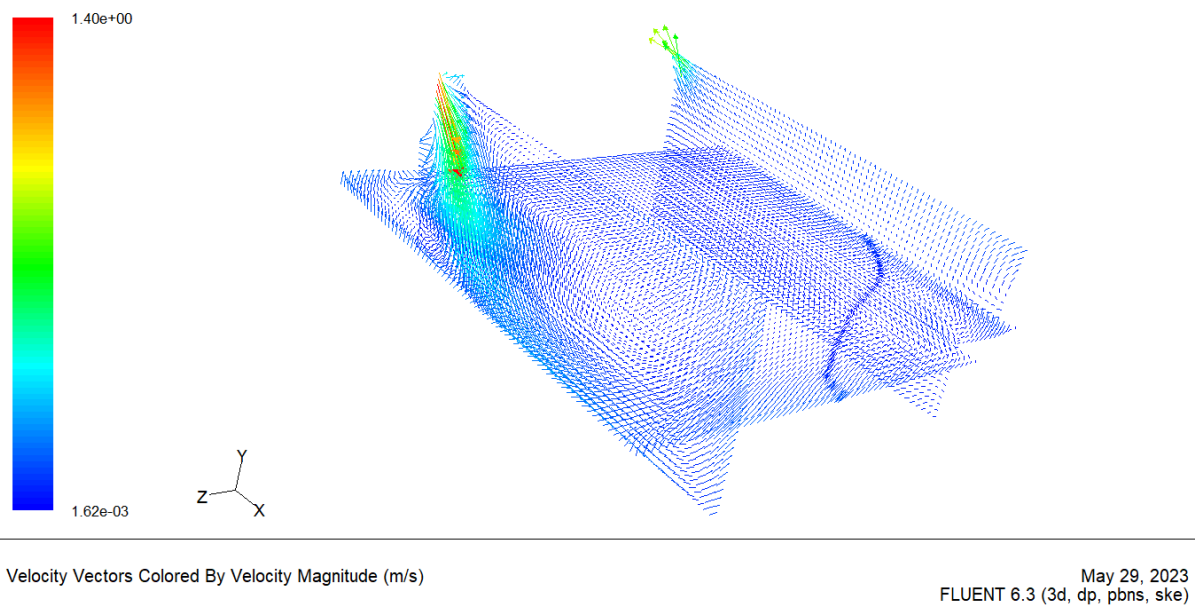


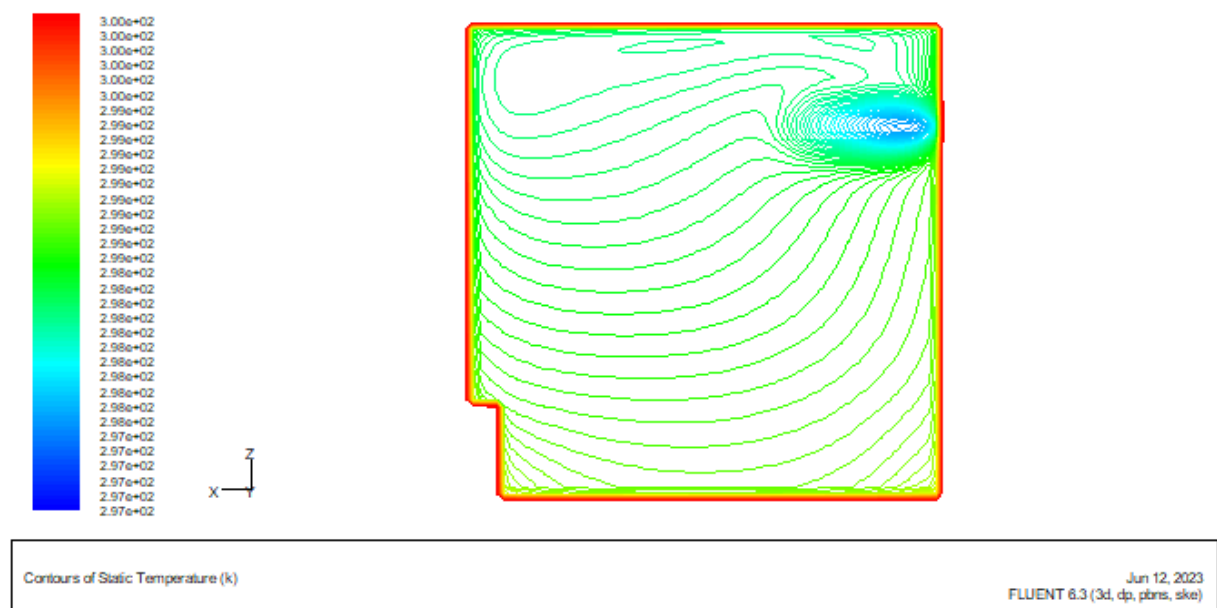
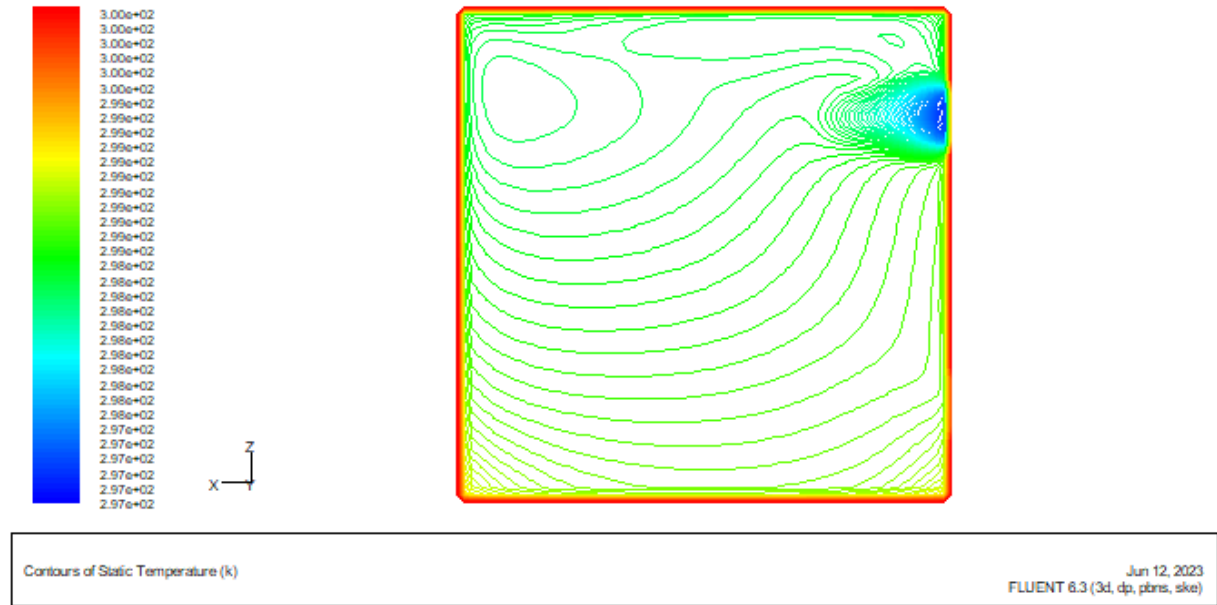
Figure III.20: Les résultats fournis par Fluent, plans $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs de 27 °C et l'inclinaison du jet de -45° ; Indice de turbulence de 15 % (Nos résultats).

III.1.3.1 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 27 °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 profond 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 III.21, III.22, III.23 et III.24**). Ceci correspond aux conditions de confort.



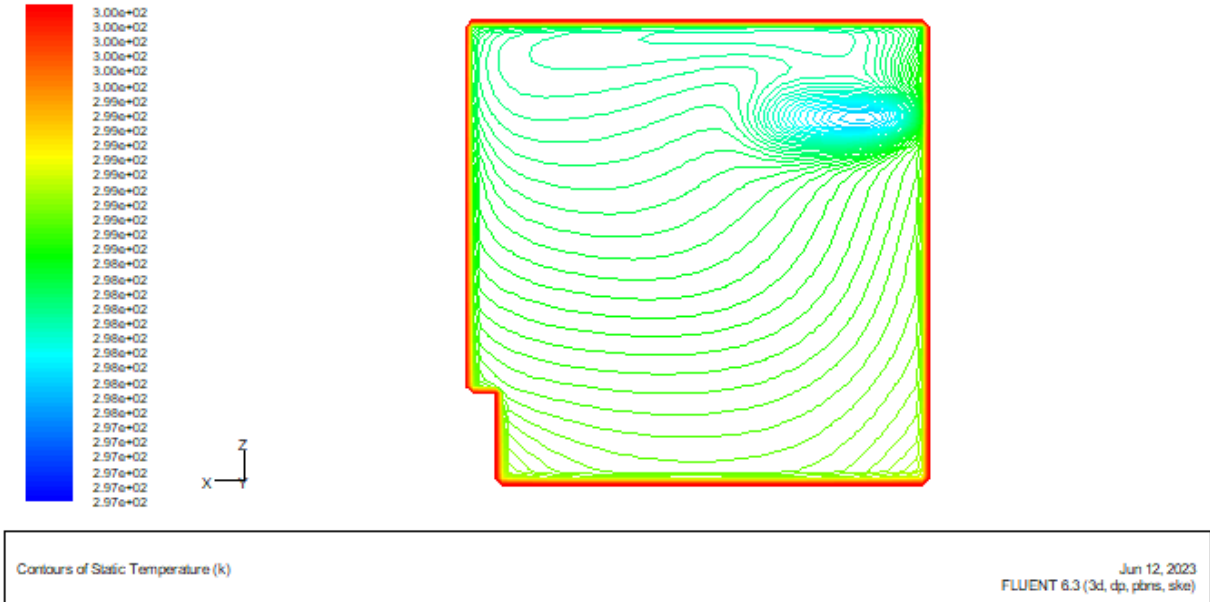
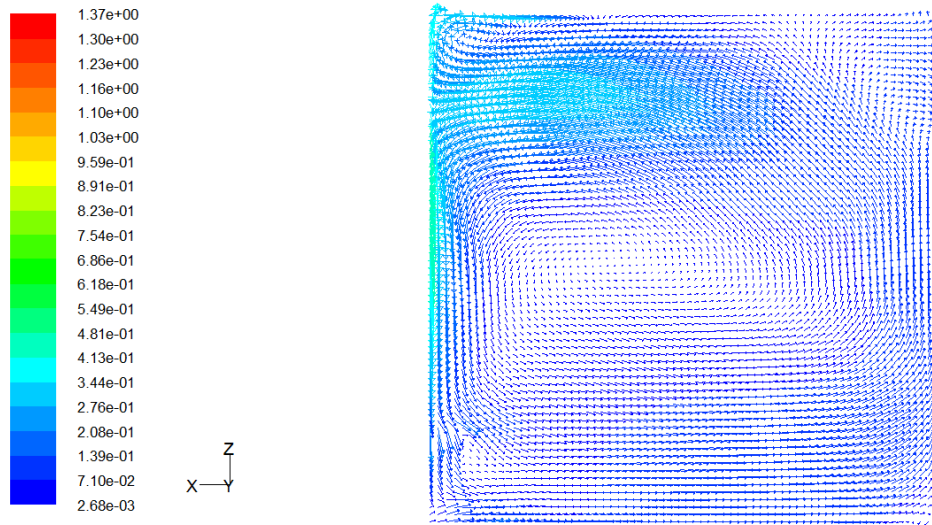
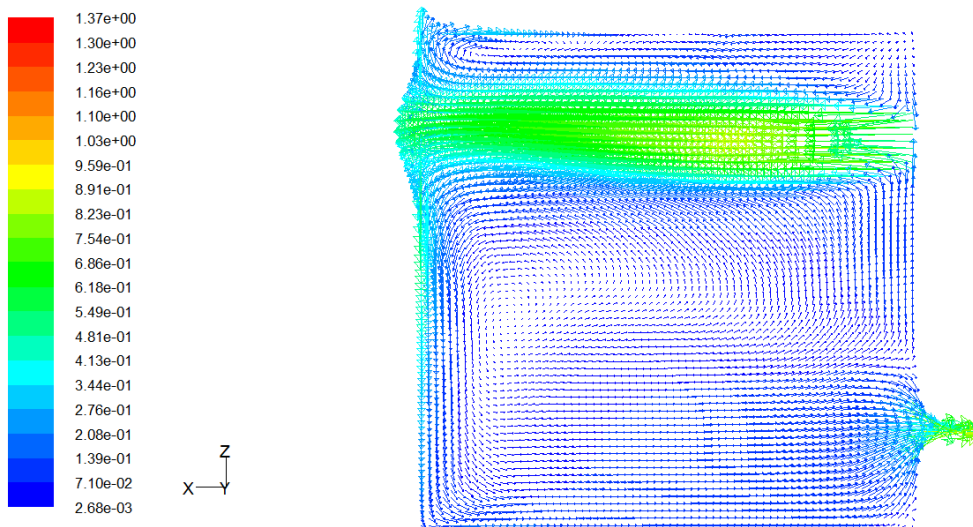


Figure. III.21: Les résultats fournis par Fluent, Contours de température Plans : $y=2.5m$, $y=1.8m$, $y=1.23m$. Avec la température des murs à $27\text{ }^{\circ}\text{C}$, et l'inclinaison du jet -45° (Nos résultats)



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, ske)

Figure III.22: Vecteurs de vitesse, Inclinaison du jet- 45° , $y = 1.80\text{ m}$, $y = 2.50\text{ m}$, $I = 15\%$
(Nos résultats)

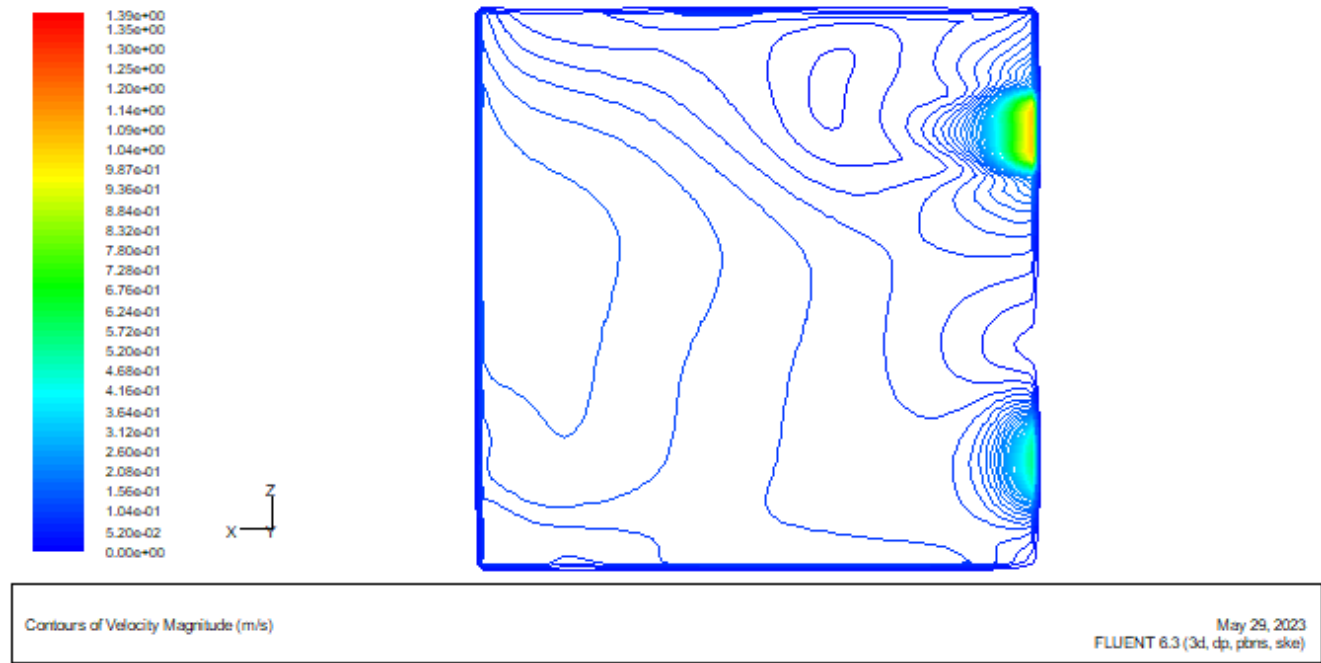
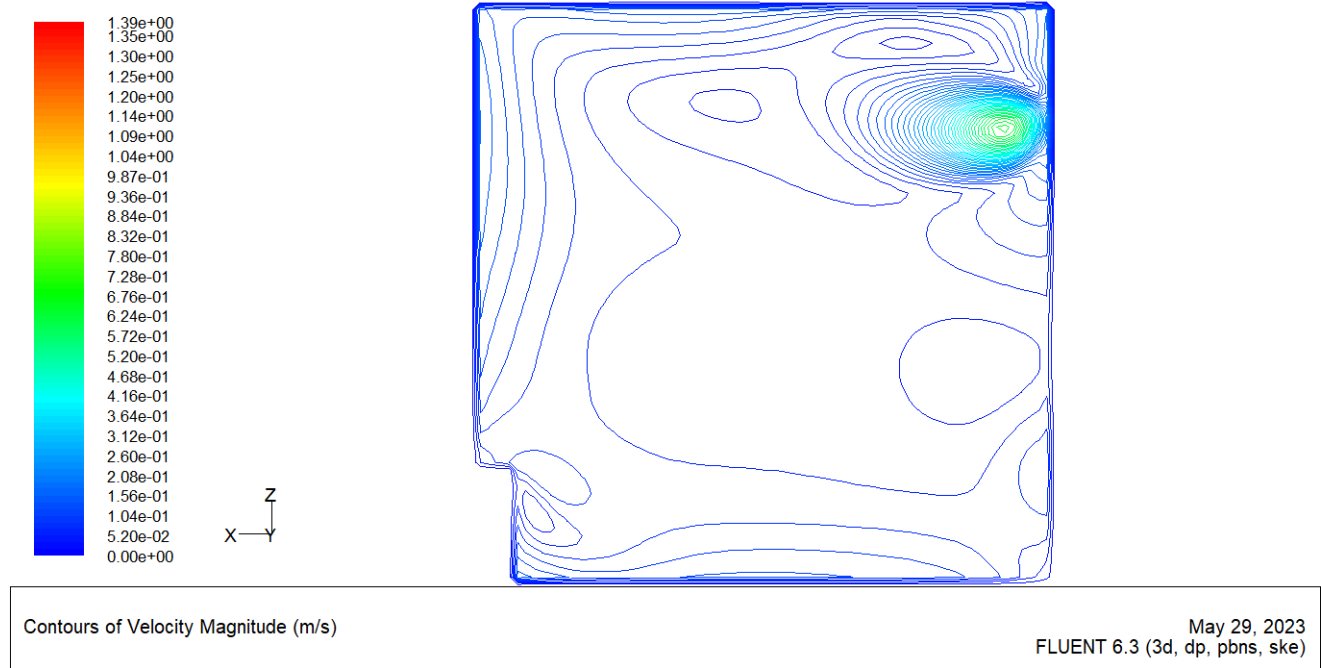


Figure III.23: Contours de vitesse, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80\text{ m}$, $y = 2.50\text{ m}$ $I = 15\%$
(Nos résultats)

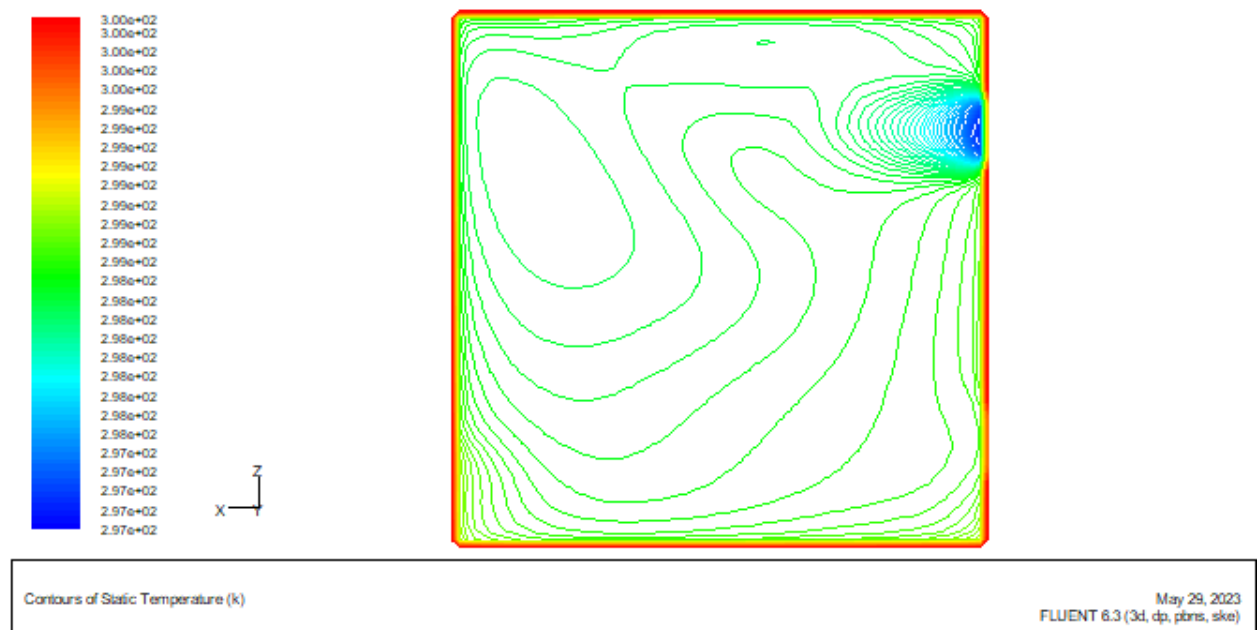
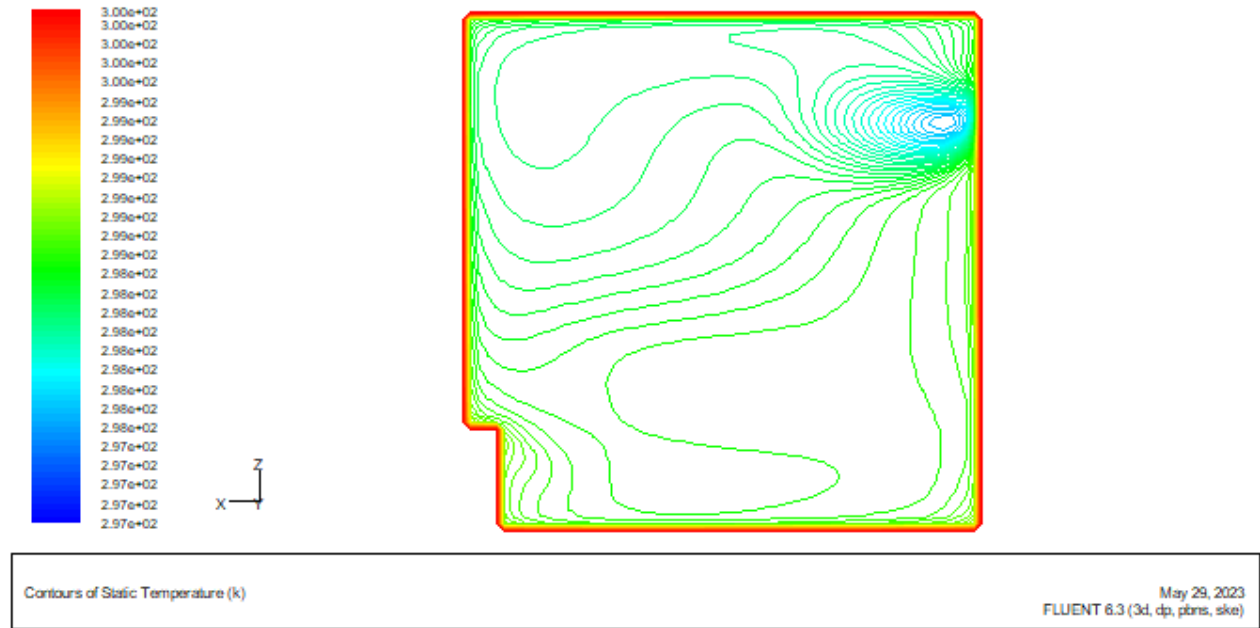
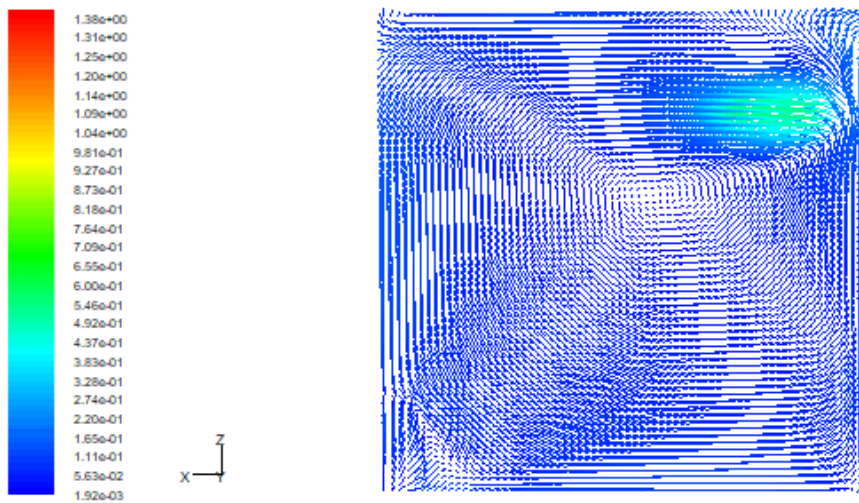


Figure III.24 : Contours de Température, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80\text{ m}$, $y = 2.50\text{ m}$
 $I = 15\%$ Nos résultats

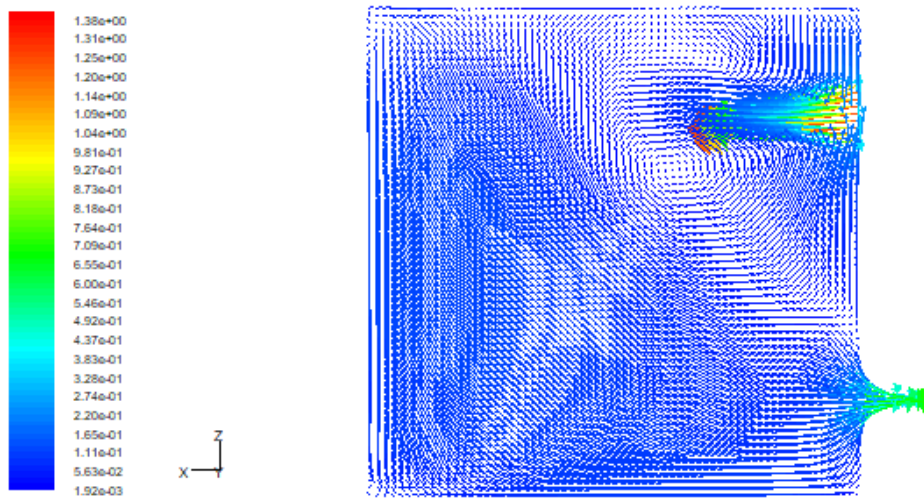
III.1.4. Vitesse d'entrée de 1.39 m/s, jet de soufflage -45° , turbulence = 30% et le jet de soufflage incliné de -45° .

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 -45° , avec une **Vitesse d'entrée de 1.39 m/s**, où les murs sont isothermes à 27°C dans le cas d'une turbulence de 30% sont représentés sur les **Figures suivantes** :



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)

Figure III.25 : Vecteurs de vitesse, Inclinaison du jet- 45°, y= 1.80 m, y = 2.50m, I = 30%
(Nos résultats)

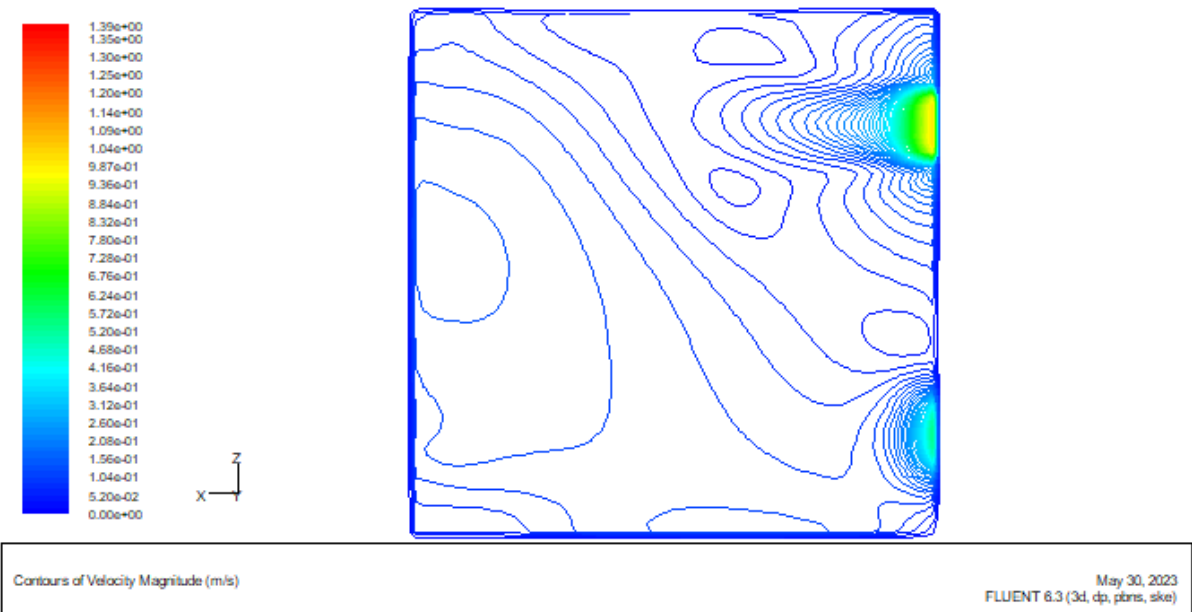
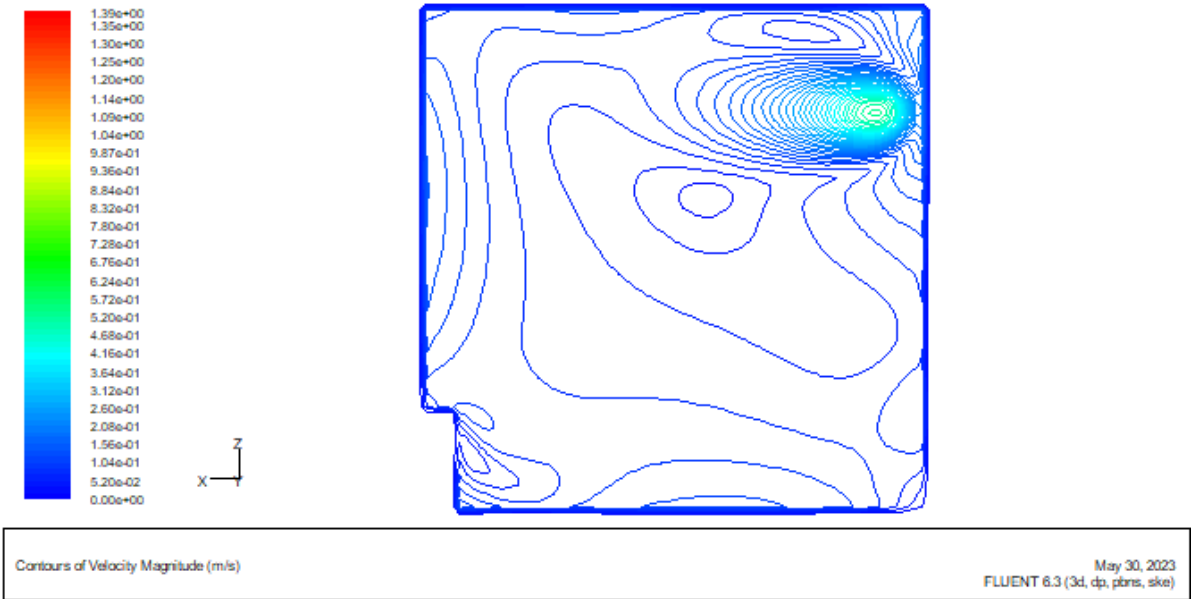


Figure III.26: Contours de vitesse, Inclinaison du jet- 45° : y = 1.80 m, y = 2.50 m I = 30%
Nos résultats

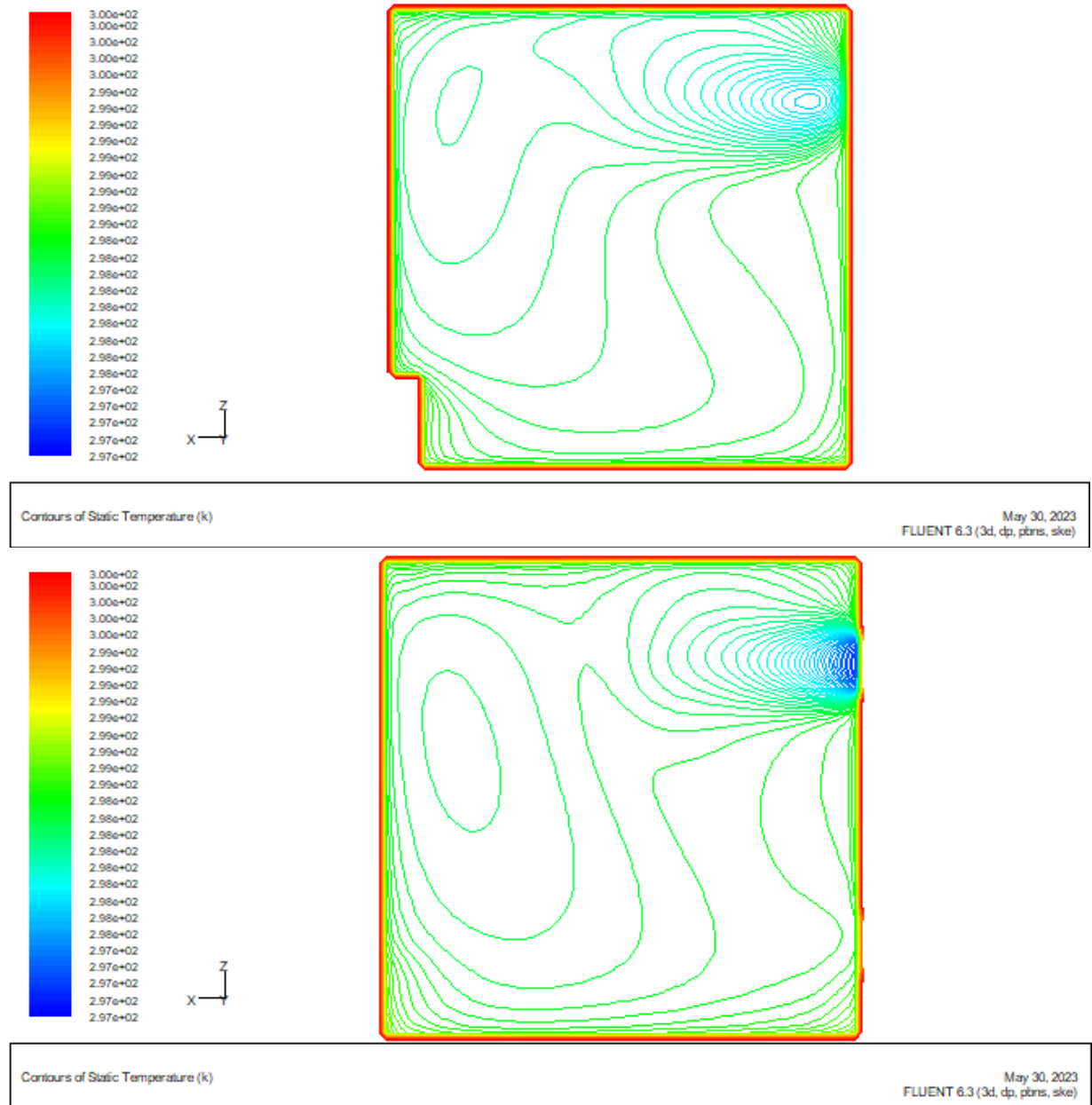


Figure III.27: Contours de Température, Inclinaison du jet- 45° : $y = 1.80\text{ m}$, $y = 2.50\text{ m}$ $I = 30\%$ Nos résultats

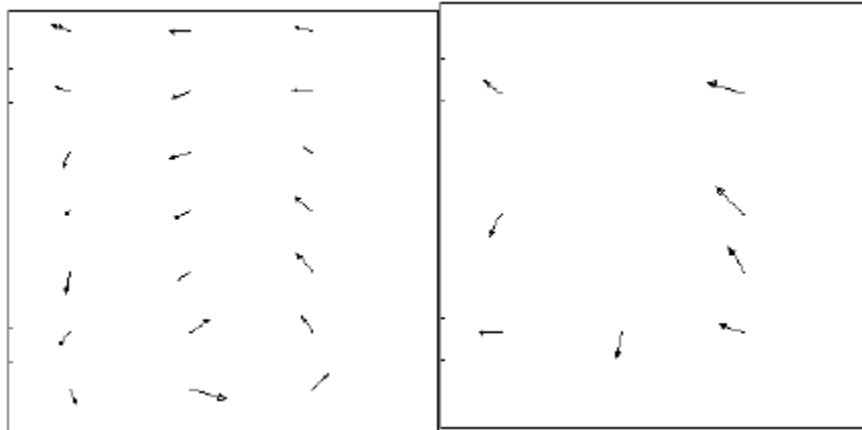


Figure III.28: Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23m$, $y=1.60 m$ et $I=20\%$ (expérimental) (REGARD ,1996).

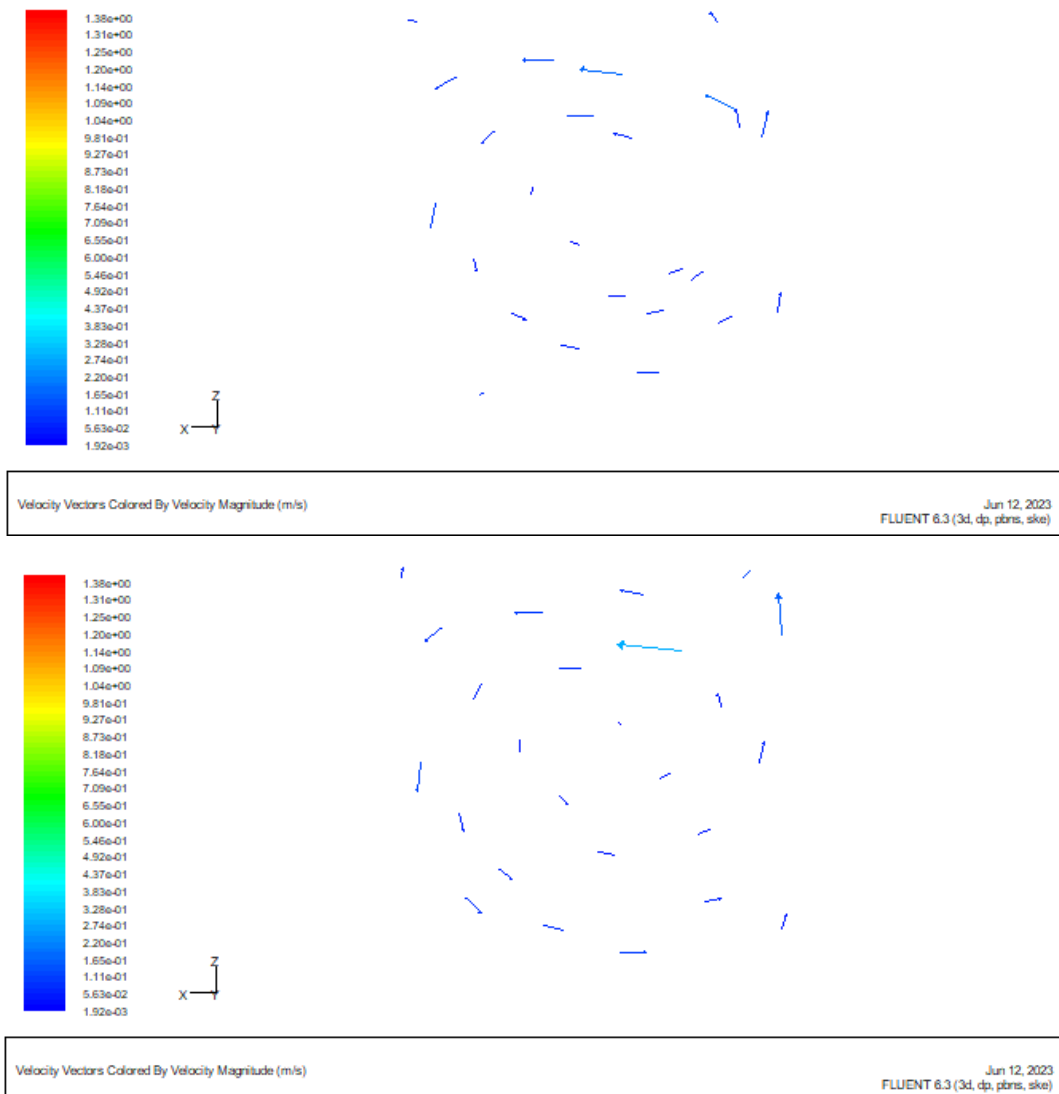


Figure III.29 : Vecteurs de vitesse dans un plan incliné 45° : $y=1.23m$, $y=1.60 m$ et $I=30\%$ (Nos résultat)

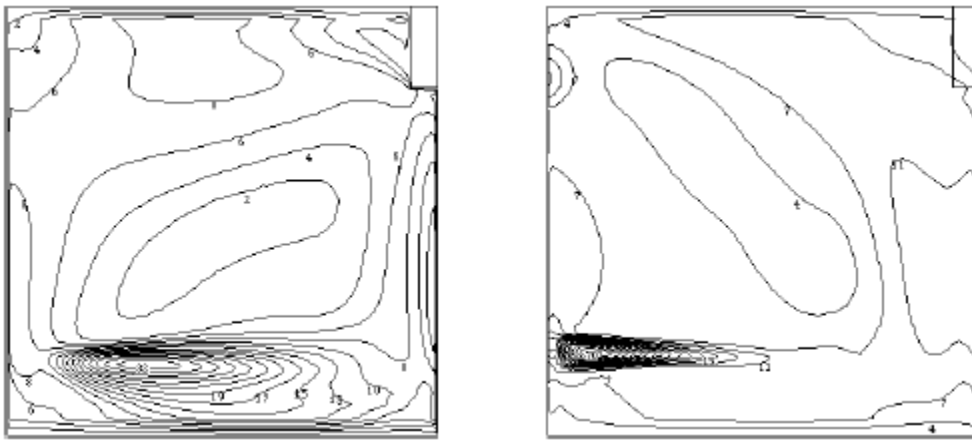
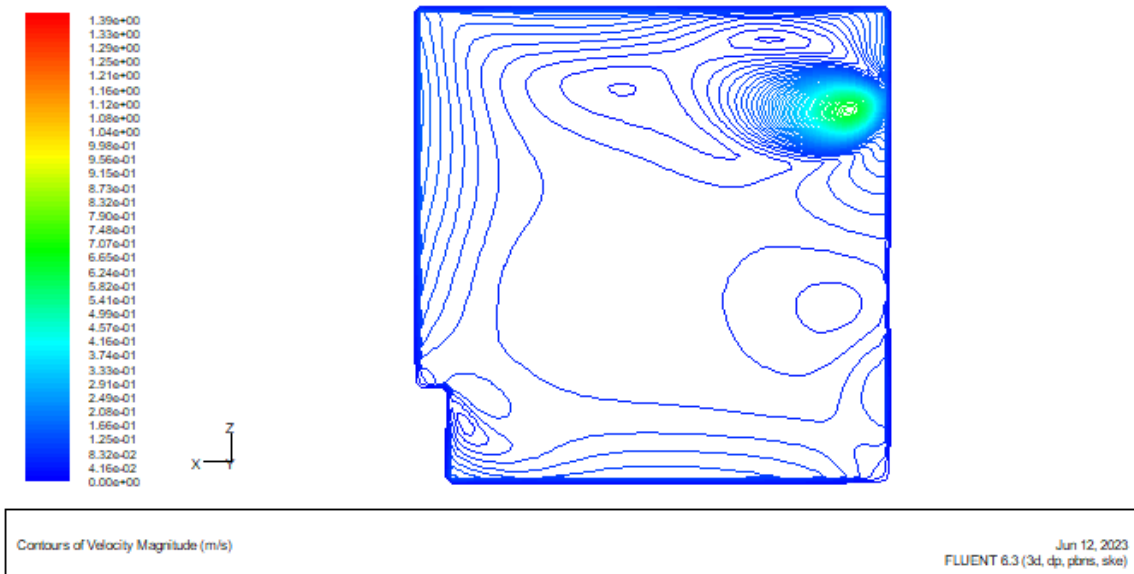


Figure III.30: Contours de vitesse dans un plan horizontal: $y=1.80\text{ m}$, $y=2.50\text{ m}$ et $I=10\%$ (numérique) (REGARD, 1996).



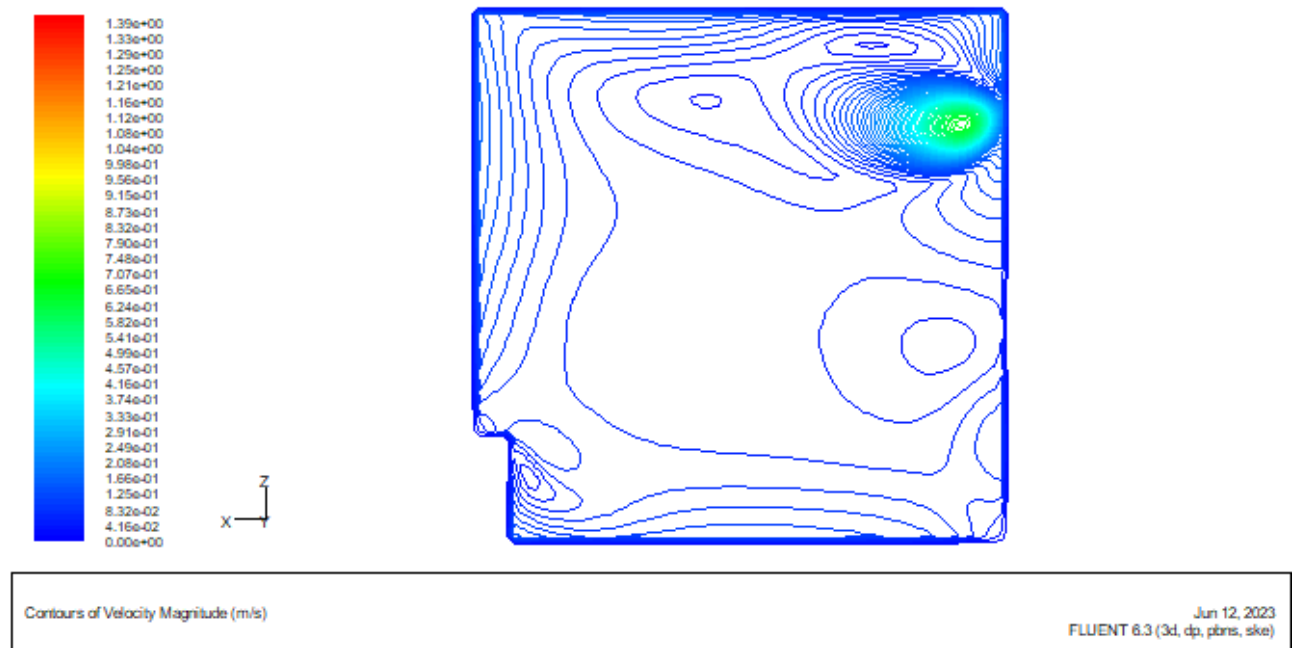


Figure III.31 : Contours de vitesse dans un plan incliné 45° : $y=1.80\text{ m}$, $y=2.50\text{ m}$
 et $I=15\%$ (Nos resultants)

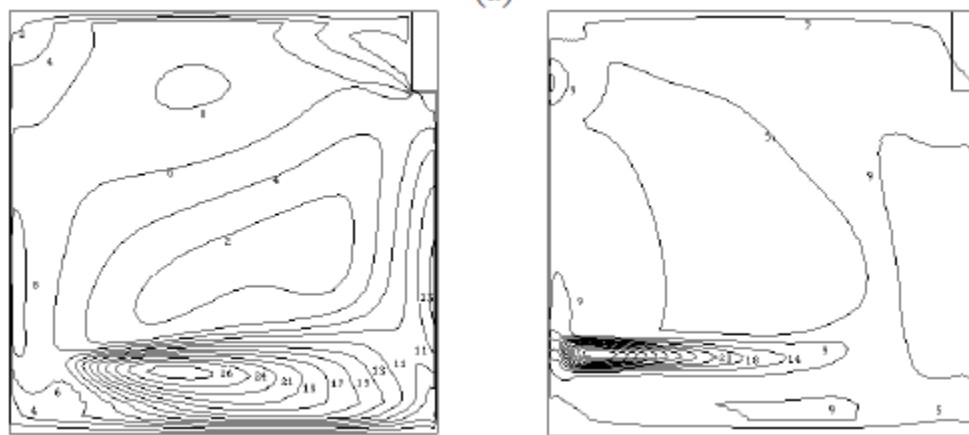


Figure III.32: Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.80\text{ m}$, $y=2.50\text{ m}$
 et $I=20\%$ (numérique) (REGARD, 1996).

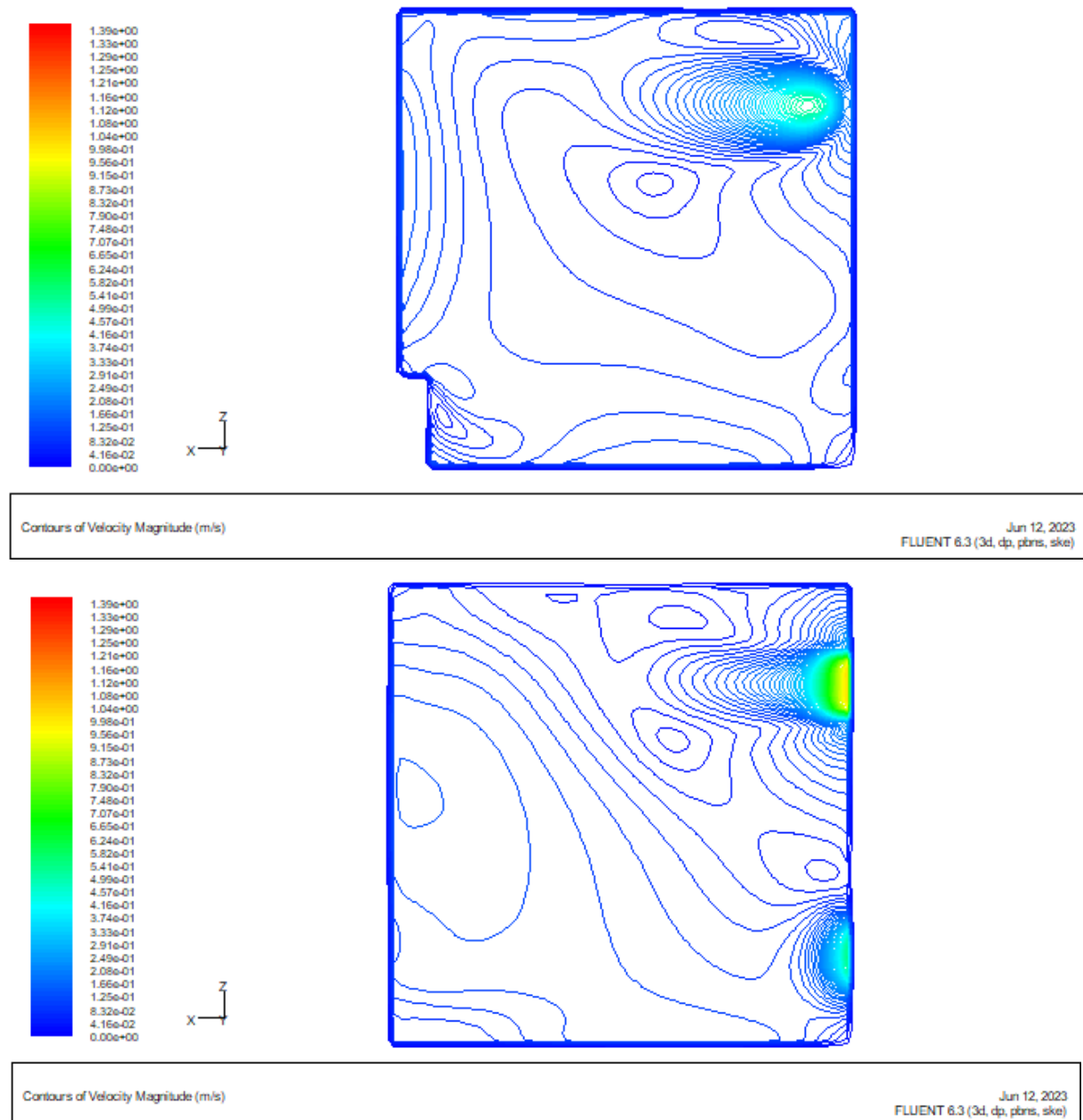


Figure III.33: Contours de vitesse dans un plan incliné 45° : $y=1.80$ m, $y=2.50$ m

et $I=30\%$ (Nos résultat)

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. Le relevé des températures dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes aussi.

Les résultats obtenus alors sont peu différents de ceux d'une turbulence de 15%, L'amplitude des variations de la température la plus élevée est celle constatée sur la bouche de soufflage du jet dans les deux cas (jet horizontal ou incliné avec turbulence de 15%, et 30%),

L'ensemble des températures de l'air du local se situe entre 298 K et 300 K (Voir **Figures de III.25 à III.33**). Ceci correspond aux conditions de confort.

Remarquant également que, les résultats de champ de vitesse et de température fournis par le code **Fluent**, dans le cas d'un jet de soufflage incliné ou horizontal, avec une **vitesse d'entrée de 1.39 m/s, et une turbulence de 15% ou 30%**, 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. Le pourcentage d'une **turbulence** alors, n'influe pas remarquablement sur les résultats de champ de vitesse et de température fournis par le code **Fluent**.

Mais on peut dire que 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.

III.1.3. Cas où la vitesse d'entrée est de 2m/s, les murs isothermes à 27°C, et le jet de soufflage horizontal.

Comme nous allons le voir, les résultats fournis par le code de champs **Fluent**, avec le modèle RANS (k-ε) dans le cas d'un jet de soufflage **horizontal** semblent en accord avec les observations numériques obtenues par notre étude dans le cas d'une vitesse de 1,39 m/s. (Voir **Figure III.34, III.35, et III.36**).

Commençons par :

- Vecteurs de Vitesse.

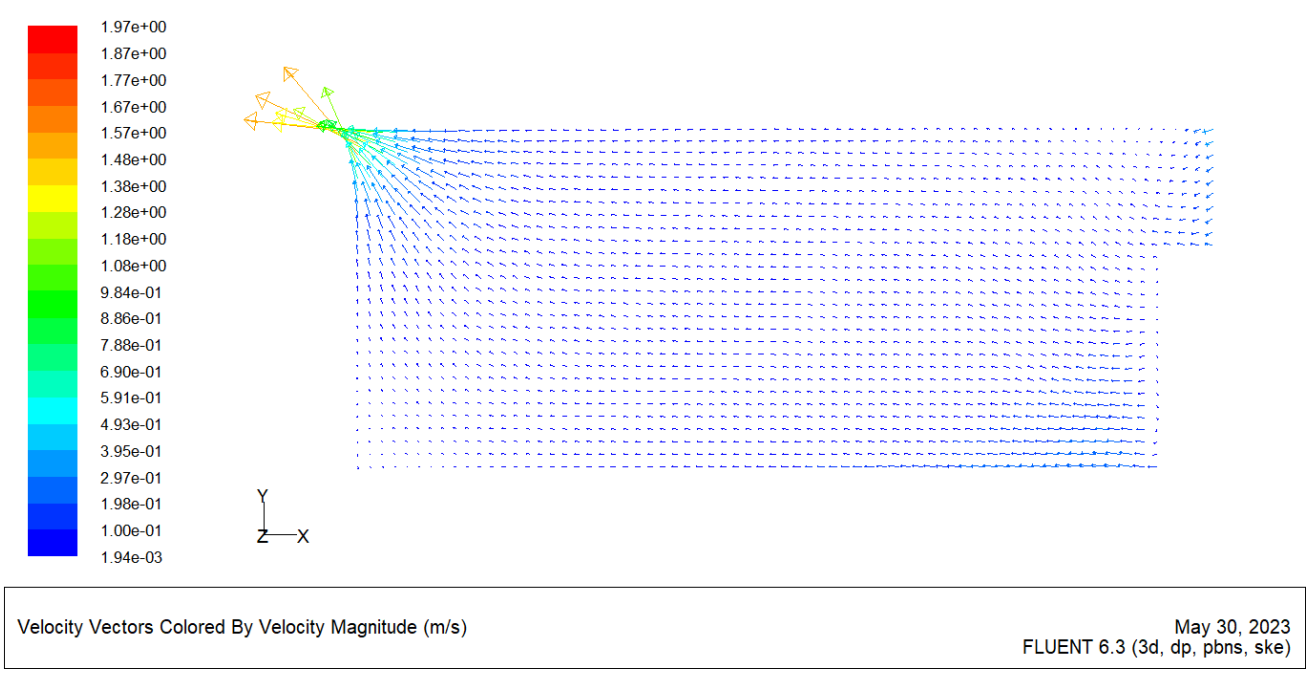
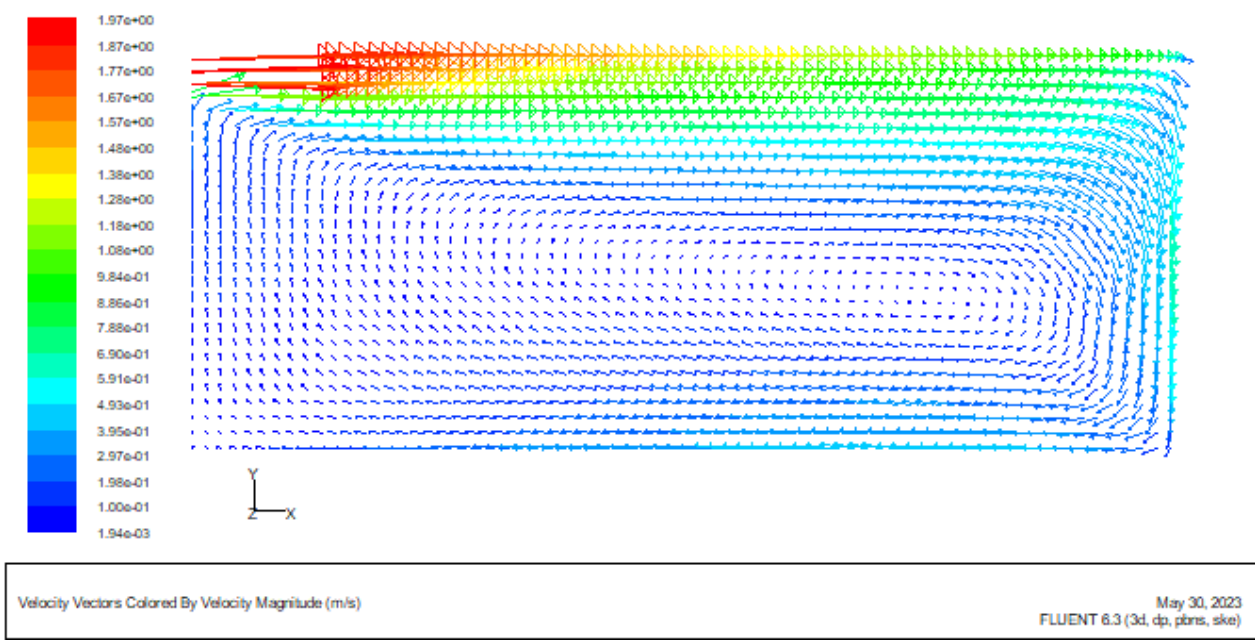
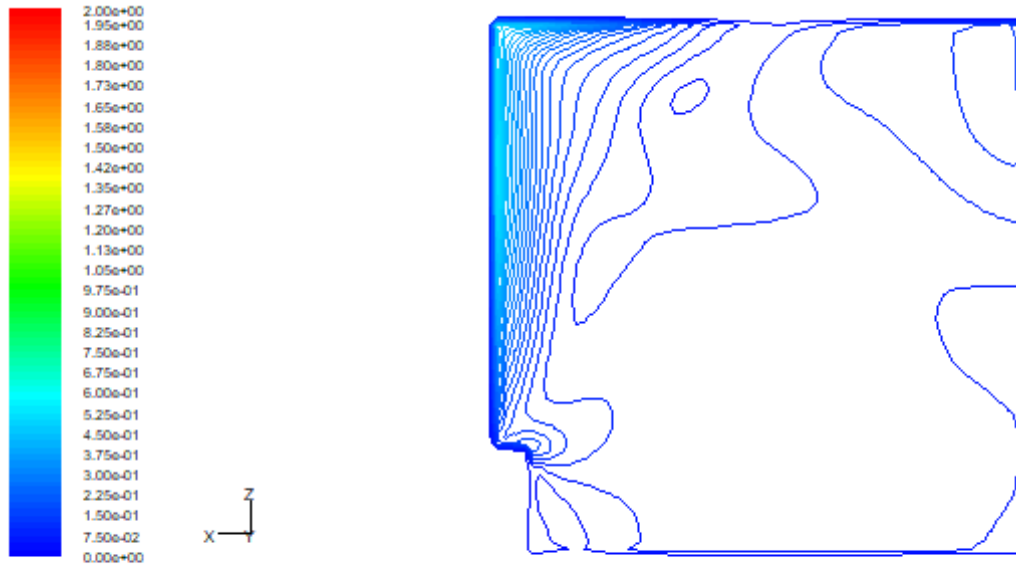


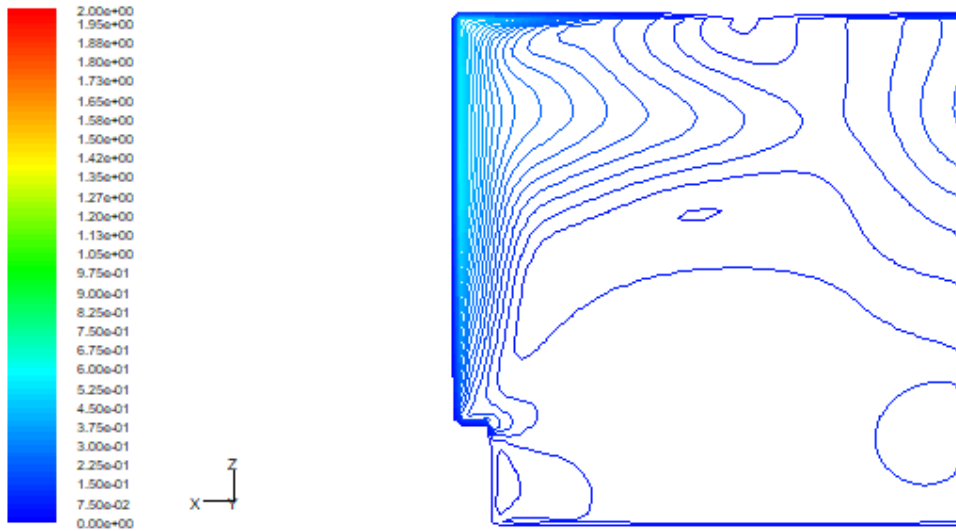
Figure III.34: Vecteurs de Vitesse $V=2\text{m/s}$, $Z= 5.70\text{ m}$, $Z= 1.26\text{ m}$ Inclinaison de jet 0°
(Nos résultats)

- Contours de Vitesse.



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)

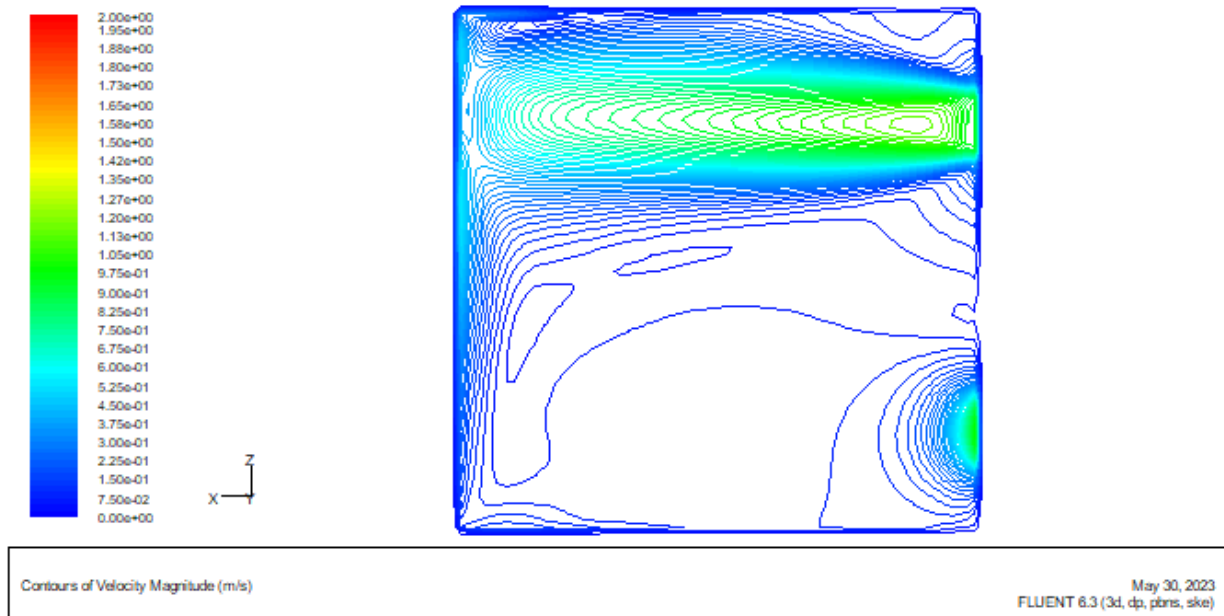
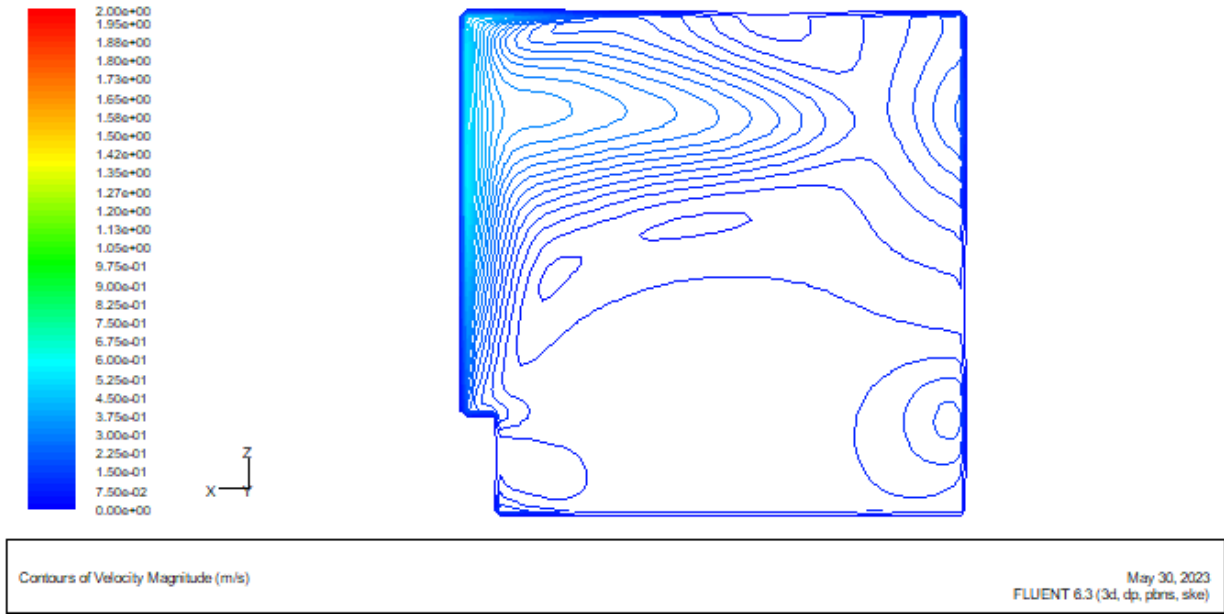
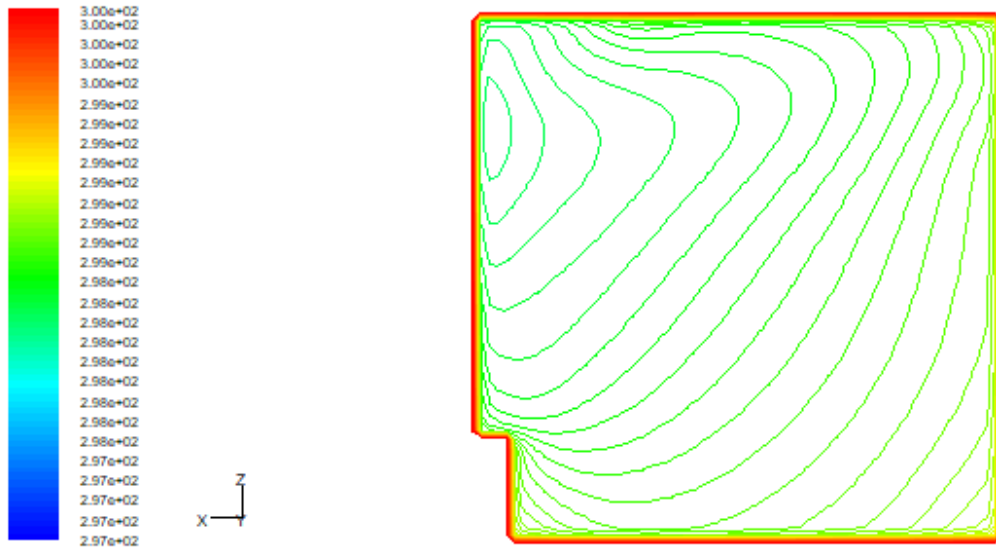
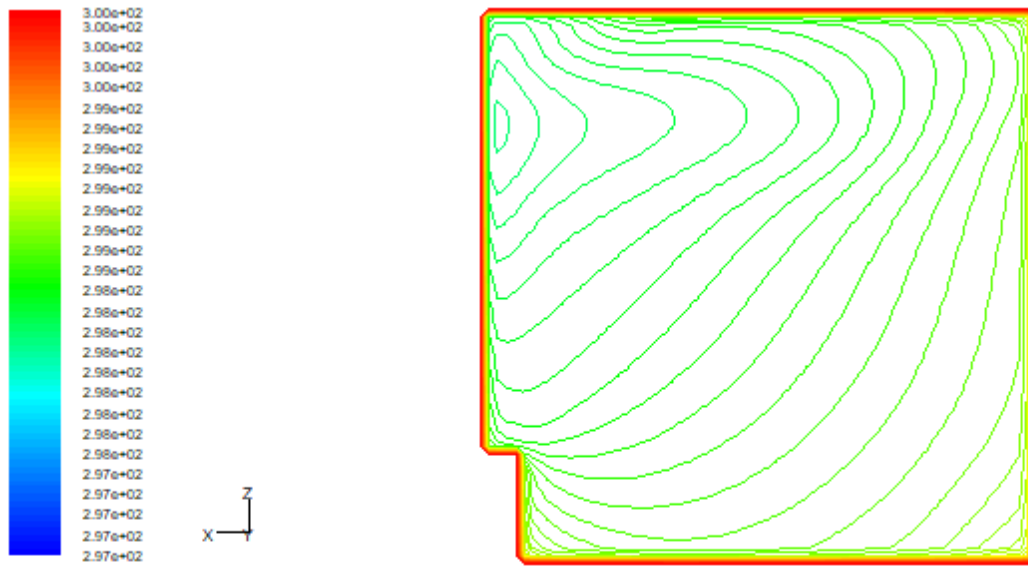


Figure III.35: Contours de Vitesse $V=2\text{m/s}$, $y = 1.21$, $y = 1.60$, $y = 1.80$, $y = 2.5$ Respectivement, Inclinaison du jet 0° (Nos résultats)

- Contours de Température.



Contours of Static Temperature (k) May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)



Contours of Static Temperature (k) May 30, 2023
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbrns, ske)

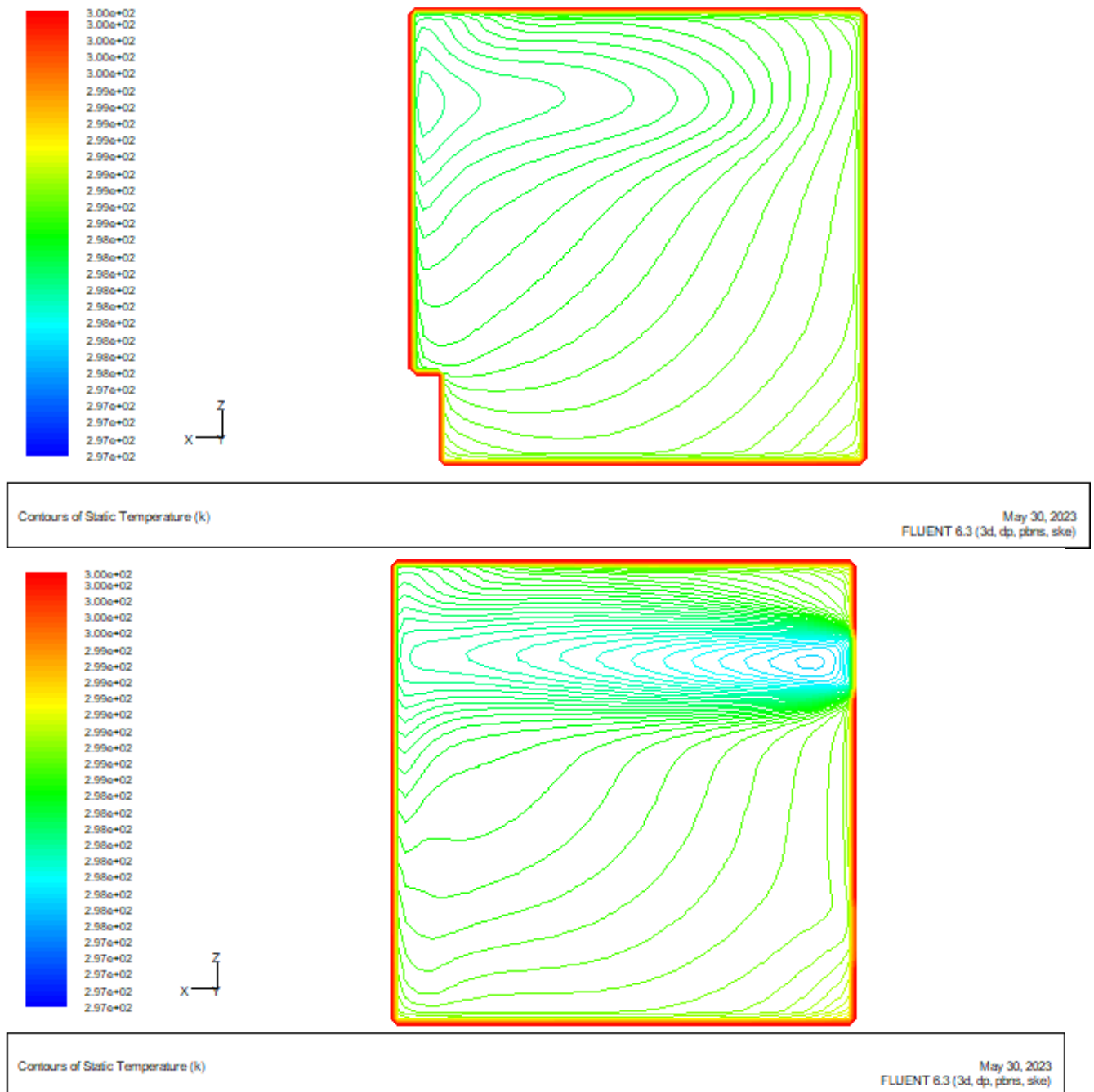


Figure III.36: Contours de Température $V=2\text{m/s}$, Inclinaison du jet 0° $y = 1.21$, $y = 1.60$, $y = 1.80$, $y = 2.5$ m (Nos résultats).

Dans cette partie, nous avons étudié en (3D), le même local. Mais, dans ce cas, 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 : qui est la vitesse de l'air qui est passée de $V=1,39$ m/s à $V= 2$ m/s. Et, 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.

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.

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.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Au cours de cette étude, nous avons tout d'abord présenté les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment. Pour chacun des objectifs de chacune des méthodes de modélisation (nodale, zonale et CFD). Et on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code champ (CFD), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. Pour cette raison que notre étude été à chaque fois limitée à un local qui fait partie d'un ensemble d'un bâtiment.

Pour cette raison nous sommes attachés à visualiser les écoulements d'air et à connaître les champs de vitesse et de température par une modélisation à l'aide d'un code de champs Fluent dans un local seulement. Et pour des raisons de validation avec les résultats expérimentales, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude, nous avons effectué une simulation numérique en (3D), des mouvements d'air dans une salle de classe par détailler les prédictions des profils de vitesses et températures, et les résultats sont en très bon accord avec ceux présentés par les résultats expérimentaux (site réel).

Et pour étudier de la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local, le type des murs, et l'intensité de la turbulence $I=15\%$, puis 30%). Nous avons montré que nos simulations numériques permettent de reproduire la structure de l'écoulement dans la salle de classe, cependant certaines différences notables sont constatées, comme par exemple les modules de vitesses calculées sont proches des vitesses mesurées, mais généralement inférieures. Cet écart de différence est dû au colmatage des sources possibles de fuites ou d'infiltrations, qui sont faux plafond, les coffres de volet roulant, ou les d'étalonnements sous portes et fenêtres.

Et nous avons montré que nos simulations numériques des mouvements d'air dans cette salle de classe se confrontent relativement bien avec les mesures expérimentales de vitesse réalisées, 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 CFD, RNG ($k-\epsilon$), 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.

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.

Concernant l'intensité de la turbulence, et indépendamment de la vitesse du jet, l'intensité de la turbulence détermine en effet la puissance de pénétration du jet dans l'air du local, ainsi que sa rapidité à s'infléchir.

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. Alors on peut juger que 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, est réalisable fiable, et pratique.

Enfin, nous dirons que ce travail nous a permis de maîtriser, surtout pour les écoulements dans les locaux fermés, un code de calcul plus qu'utile et d'entrevoir les immenses possibilités qu'il offre aux chercheurs et même aux industriels pour faire des recherches à moindres coûts.

Notre objectif, dans le futur, est de mener une étude d'un cas réel (bureau ou salle de classe), avec différents systèmes de chauffage et de climatisation, avec une simulation numérique, en insistant sur les points suivants :

On suppose que le nombre de Grashof est constant ainsi que la vitesse de soufflage et on fait varier la hauteur de la bouche de soufflage. (On réalisant une étude expérimentale du cas afin d'avoir un moyen de validation des résultats numériques).

On suppose que les parois sont adiabatiques et que la hauteur de la bouche est nulle (adjacente au sol). Et nous essayons de déterminer le comportement dynamique (distribution de vitesse à l'intérieur du local) en fonction de la vitesse de soufflage à l'entrée.

On suppose que les parois sont isothermes et que la vitesse de soufflage est constante, et nous varierons la différence de température entre l'entrée de l'air est celle des parois (variation du nombre de Gr).

On réalise une comparaison de plusieurs codes de calculs afin de comparer les outils mathématiques et numériques utilisés dans ces derniers (modèles de turbulences, méthodes numériques « éléments finis ou volumes finis », schémas de discrétisation, etc.).

Inclure dans l'étude du confort, en plus de la distribution de la température et de la vitesse, l'humidité et la qualité de l'air (les polluants).

REFERENCES

A

[16] Abdeljouad TOUAHRIA et al. '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)', Revue des Energies Renouvelables SIENR'14 Ghardaïa (2014) 243 – 257.

B

[15] Beausoleil-Morrison et al. 'FURTHER DEVELOPMENTS IN THE CONFLATION OF CFD AND BUILDING SIMULATION', Technical University of Sofia, Bulgaria, denev@cfcdhp2.vmei.acad.bg

C

[11] Charles G. Speziale, 'On nonlinear K-l and K- ϵ models of turbulence', Journal of Fluid Mechanics, Volume 178, Published online by Cambridge University Press: 21 April 2006.

[12] Catalin TEODOSIU et al. 'ANALYSE D'INCERTITUDES POUR UNE SIMULATION CFD D'UNE PIECE VENTILEE', Article CIFQ2003, VIe Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, 26-28 mai 2003, Québec.

[13] C. K. G. Lam et al. 'A Modified Form of the k- ϵ Model for Predicting Wall Turbulence', J. Fluids Eng. Sep 1981, 103(3): 456-460 (5 pages), Published Online: September 1, 1981.

H

[7] Hashemi-Tilehnoee et al. 'Simulation of the dynamic behavior of a rectangular single-phase natural circulation vertical loop with asymmetric heater', International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 139, August 2019, Pages 974-981.

I

[3] Ibrahim A. Fetuga et al. 'Numerical analysis of thermal performance of waste heat recovery shell and tube heat exchangers on counter-flow with different tube configurations', Alexandria Engineering Journal, Volume 64, 1 February 2023, Pages 859-875.

[17] Muriel REGARD, Contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ: application à la ventilation naturelle d'un local par une ou deux grandes ouvertures, 1996

J

[4] Jiali Huo et al. 'The CFD modeling of bund over topping phenomena and prediction of dynamic pressure on the bund', Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 74, January 2022, 104653.

K

[8] Kjeld Svidt1 et al. 'Initial studies on Virtual Reality Visualisation of 3D airflow in ventilated livestock buildings', Article, June 2012, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, Aalborg University, Denmark, it.civil.auc.dk/~i6ks.

N

[2] Nagehan Şahi et al. 'Hydrodynamic performance evaluation of screening on the physical unit operations in waste water treatment based on experimentally validated CFD computations', Process Safety and Environmental Protection, Volume 171, March 2023, Pages 136-151.

[1] Navneet Arya et al. 'Solar air heater performance enhancement with differently shaped miniature combined with dimple shape roughness: CFD and experimental analysis', Solar Energy, Volume 250, 15 January 2023, Pages 33-50.

Q

[9] Q. Chen, 'COMPARISON OF DIFFERENT $k-\epsilon$ MODELS FOR INDOOR AIR FLOW COMPUTATIONS', Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, Pages 353-369 | Received 24 Feb 1995, Accepted 03 May 1995, Published online: 25 Apr 2007.

R

[6] Rawaa Shaheed et al. 'A comparison of standard $k-\epsilon$ and realizable $k-\epsilon$ turbulence models in curved and confluent channels', Environmental Fluid Mechanics volume 19, pages 543–568 (2019).

[5] Ruiqing Shen et al. 'COMPARISON OF DIFFERENT $k-\epsilon$ MODELS FOR INDOOR AIR FLOW COMPUTATIONS', Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 67, September 2020, 104252.

S

[14] S. Gilani et al. 'CFD SIMULATION OF TEMPERATURE STRATIFICATION FOR A BUILDING SPACE: VALIDATION AND SENSITIVITY ANALYSIS', 13th Conference of

International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France, August 26-28-504.

Y

[10] Yu Fat Lun et al. 'Applicability of linear type revised $k-\varepsilon$ models to flow over topographic features', Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Volume 95, Issue 5, May 2007, Pages 371-384.