



HAL
open science

Etude expérimentale et numérique du traitement des ambiances par le vecteur air dans les bâtiments à très basse consommation d'énergie

Axel Cablé

► **To cite this version:**

Axel Cablé. Etude expérimentale et numérique du traitement des ambiances par le vecteur air dans les bâtiments à très basse consommation d'énergie. Autre. Université de La Rochelle, 2013. Français. NNT : 2013LAROS396 . tel-01066685

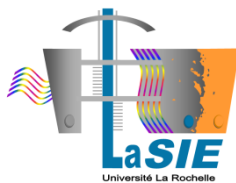
HAL Id: tel-01066685

<https://theses.hal.science/tel-01066685>

Submitted on 22 Sep 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Université de La Rochelle – UFR Science et Technologie
Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement

THÈSE

Présentée par

Axel CABLÉ

Pour l'obtention du grade de
Docteur de L'Université de La Rochelle
Spécialité Génie Civil

**ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE DU TRAITEMENT
DES AMBIANCES PAR LE VECTEUR AIR DANS LES BATIMENTS
A TRES BASSE CONSOMMATION D'ENERGIE**

Thèse soutenue le 19 avril 2013

Devant le jury composé de :

Mr	Serge	BUSEYNE	Chef de projets	ALDES Aéraulique	Examineur
Mr	Mohamed	EL-MANKIBI	HDR	ENTPE	Rapporteur
Mr	Christian	INARD	Professeur	Université de La Rochelle	Examineur
Mr	Ghislain	MICHAUX	Maître de Conférences	Université de La Rochelle	Examineur
Mr	Jean-Jacques	ROUX	Professeur	INSA de Lyon	Examineur
Mme	Françoise	THELLIER	Professeur	UPS Toulouse	Rapporteur

Remerciements

En premier lieu, je souhaiterais exprimer ma gratitude à Messieurs Christian INARD et Ghislain MICHAUX, pour toutes les heures consacrées à l'encadrement de cette thèse. J'aimerais souligner à quel point j'ai apprécié leur grande disponibilité, leurs qualités humaines d'écoute et de compréhension, ainsi que leurs conseils éclairés tout au long de ce travail doctoral.

Mes remerciements vont également à l'ensemble des membres du Jury : à Madame Françoise THELLIER et Monsieur Mohamed EL-MANKIBI pour avoir accepté de rapporter mon travail, à Monsieur Jean-Jacques ROUX pour avoir assuré la fonction de Président de Jury, ainsi qu'à Monsieur Serge BUSEYNE.

Je tiens également à remercier l'Agence Nationale de la Recherche pour le financement de ces travaux de thèse, dans le cadre du projet VABAT de l'édition 2008 du programme HABISOL.

Ce travail de recherche a été réalisé au LEPTIAB, dirigé par Monsieur Francis ALLARD, devenu Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement (LaSIE), dirigé par Monsieur Karim AIT-MOKTHAR. Je les remercie vivement pour leur accueil.

Ma reconnaissance va également à l'Ecole Doctorale, ainsi qu'au personnel administratif et technique du LaSIE, pour leur disponibilité.

Un grand merci à tous les collègues du laboratoire, à la fois pour l'excellente ambiance, leur ouverture d'esprit, et pour leurs judicieux conseils au quotidien: Vincent N., Salah, Juslin, Guilherme, Rameche, Abdelkrim, Antoine M, Antoine D, Pierre, Aliou, Adrien G., Adrien D., Kamilia, Nissrine, Ibrahim, Marie, Hassan, Aubin, Alexandra, Maxime, Mireille, Issa, Vincent B, Serge, Rémi, Jean-Louis, Rabah, Kevin, Rayan, Reymon... ainsi qu'à toutes les autres personnes qui ont compté pour moi durant ces trois années à La Rochelle.

Le dernier remerciement, mais non le moindre, va à ma famille et à mes parents pour leur soutien.

Résumé

Les bâtiments à très basse consommation d'énergie bénéficient d'une isolation thermique performante et d'une bonne étanchéité à l'air, souvent couplées à un système de récupération de chaleur sur l'air extrait. L'apport d'énergie nécessaire au chauffage et au rafraîchissement de l'ambiance s'en trouve considérablement réduit. Dans ce contexte, il devient possible d'utiliser l'air comme unique vecteur d'énergie, à des débits suffisamment faibles pour permettre son intégration dans le système de ventilation sanitaire, et avec un écart de température réduit entre l'ambiance et l'air soufflé. Une unité terminale de soufflage, ou diffuseur d'air, a alors pour rôle d'assurer un mélange optimal de l'air neuf avec l'air ambiant, de façon à obtenir une répartition homogène de température et de vitesse dans les pièces d'habitation et un bon renouvellement de l'air intérieur. Ce travail de thèse propose une étude du confort thermique et de l'efficacité de ventilation dans une cellule climatique à échelle 1 en conditions contrôlées, dans les conditions de soufflage propres aux bâtiments à très basse consommation d'énergie. Une stratégie de ventilation par mélange est mise en œuvre à l'aide d'un diffuseur d'air composé de douze buses lobées de géométrie complexe, et l'occupation est prise en compte par des mannequins cylindriques qui constituent des sources de chaleur sensible et de dioxyde de carbone. La vitesse d'air, ainsi que les températures d'air, de globe, des parois de la cellule et la concentration en CO₂ sont suivies expérimentalement pour différentes conditions de soufflage d'air chaud et froid. Les mesures sont complétées par des simulations numériques de mécanique des fluides (CFD), qui visent à expliquer les phénomènes observés expérimentalement et à caractériser l'écoulement dans la cellule. Cette approche fait intervenir une méthode de modélisation en deux temps afin d'intégrer correctement la géométrie complexe du diffuseur d'air dans les simulations. Des études paramétriques sont ensuite proposées pour des conditions non testées expérimentalement. Celles-ci visent à mettre en évidence l'impact des conditions de soufflage et des charges internes sur l'écoulement et sur le confort pour les conditions spécifiques aux bâtiments à très basse consommation d'énergie.

Mots-clefs : bâtiment à basse consommation d'énergie, BBC, ventilation, confort thermique, QAI, réhabilitation, expérimentations, CFD.

Abstract

Low-energy buildings benefit from good thermal insulation and air tightness, reducing the required heating and cooling power to a great extent. This allows the use of conditioned ventilation air as the only energy vector. The air is supplied into the rooms at low-velocity and low-temperature gradient through an air diffusion device, which aim is to provide a homogeneous distribution of temperature and velocity inside of the rooms, and an efficient disposal of the indoor air pollutants. In this prospect, the thermal comfort and ventilation effectiveness in a test room (scale 1) resulting from an integrated cooling and ventilation system is assessed both experimentally and numerically, for heating and cooling. The air is supplied close to the ceiling through a wall-mounted diffuser of complex geometry composed of twelve lobed nozzles, and the occupancy is modeled by two cylindrical manikins releasing sensible heat and carbon dioxide. Experimentally, the air velocity, CO₂ concentration, indoor air, wall and globe temperatures are monitored in order to assess the Predicted Mean Vote and draught rate in the occupied zone as well as the ventilation efficiency. Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations are then performed in order to provide valuable information on the airflow patterns in the room. The air diffuser's geometry being too complex for a direct simulation, a two-step modeling approach is adopted in order to take it into account in the simulations and to accurately represent the heat and mass transfers in the room. Furthermore, parametric studies are performed in order to investigate the influence of the supplying conditions and the internal heat gains on the airflow and on the resulting comfort, for particular conditions corresponding to those of low-energy buildings.

Keywords: low-energy buildings, ventilation, thermal comfort, indoor air quality, refurbishment, experiments, CFD.

Table des matières

INTRODUCTION	11
CHAPITRE I. ETAT DE L'ART	15
I.1 Bâtiments à basse consommation d'énergie.....	15
I.1.1 Définition.....	15
I.1.2 Caractéristiques techniques des BBC.....	16
I.1.3 Systèmes intégrés de ventilation/chauffage/rafraîchissement	18
I.2 Evaluation du confort thermique	21
I.2.1 Equilibre thermique.....	22
I.2.2 Indices de confort globaux.....	27
I.2.3 Sources d'inconfort local	29
I.3 Ventilation et diffusion de l'air.....	31
I.3.1 Qualité de l'air intérieur	32
I.3.2 Stratégies de ventilation	34
I.3.3 Jets et panaches	42
I.3.4 Efficacité de ventilation	46
I.4 Positionnement de l'étude.....	48
CHAPITRE II. APPROCHE EXPERIMENTALE	51
II.1 Cellule climatique	51
II.1.1 Composition de l'enveloppe	51
II.1.2 Conditionnement thermique.....	53
II.1.3 Unité terminale de diffusion d'air	55
II.2 Modélisation de l'occupation.....	56
II.2.1 Charges internes.....	56
II.2.2 Injection de gaz traceur.....	59
II.3 Métrologie	61
II.3.1 Mesure des conditions aux limites	61
II.3.2 Mesures en zone d'occupation	66
II.3.3 Système d'acquisition	71
II.4 Conditions des essais	72
II.4.1 Méthodologie.....	72
II.4.2 Essais réalisés.....	73
II.4.3 Stabilité des conditions aux limites	77
II.4.4 Stabilité des variables dans la zone d'occupation	79
II.4.5 Conclusion	84
CHAPITRE III. APPROCHE NUMERIQUE	85
III.1 Logiciels de mécanique des fluides numériques	85
III.1.1 Méthodes de résolution numérique	86
III.1.2 Modélisation de la turbulence.....	88
III.1.3 Choix d'un modèle de turbulence adapté à notre étude.....	96
III.2 Etude préliminaire.....	98
III.2.1 Cellule MINIBAT.....	99
III.2.2 Cas isotherme	103
III.2.3 Cas chaud	107
III.2.4 Cas froid.....	110

III.3	Modélisation du diffuseur d'air	115
III.3.1	Problématique	115
III.3.2	Méthodes existantes	116
III.3.3	Méthode retenue	121
III.4	Modélisation numérique de la cellule test.....	126
III.4.1	Conditions aux limites.....	126
III.4.2	Discretisation du domaine.....	127
III.4.3	Positions des résultats considérés	128
CHAPITRE IV. ETUDE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET NUMERIQUES		131
IV.1	Soufflage d'air chaud.....	131
IV.1.1	Confort au sens normatif	131
IV.1.2	Vitesse d'air et écoulement.....	135
IV.1.3	Efficacité de ventilation	138
IV.1.4	Homogénéité des grandeurs mesurées	139
IV.1.5	Stratification thermique	141
IV.1.6	Comparaison des mesures expérimentales aux prédictions CFD.....	142
IV.1.7	Stratégie de dilution du polluant.....	147
IV.2	Soufflage d'air froid	149
IV.2.1	Confort au sens normatif	149
IV.2.2	Efficacité de ventilation	152
IV.2.3	Vitesse d'air et écoulement.....	153
IV.2.4	Analyse de l'écoulement dans la cellule.....	155
IV.2.5	Comparaison des mesures aux prédictions CFD.....	158
IV.3	Etudes paramétriques	161
IV.3.1	Influence des conditions de soufflage sur l'écoulement.....	161
IV.3.2	Influence de la position des charges internes sur l'écoulement.....	170
IV.3.3	Influence de la puissance des charges internes sur l'écoulement	175
IV.3.4	Influence du confinement sur l'écoulement et la portée du jet.....	182
IV.4	Confrontation au cas de référence.....	184
IV.4.1	Soufflage d'air chaud	184
IV.4.2	Soufflage d'air froid.....	186
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES		189
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES		199
ANNEXE A : CALCUL DU VOTE MOYEN PREVISIBLE (PMV)		207
ANNEXE B : ETUDE PRELIMINAIRE (CELLULE MINIBAT)		208
ANNEXE C : MESURES EXPERIMENTALES.....		223

Nomenclature

Symboles

A	Surface totale des parois du local	$[m^2]$
A_0	Section de passage	$[m^2]$
A_{eff}	Section efficace	$[m^2]$
Ar_0	Nombre d'Archimède au soufflage	$[-]$
C	Concentration en dioxyde de carbone	$[ppm]$
C_0	Concentration en dioxyde de carbone au soufflage	$[ppm]$
C_r	Concentration en dioxyde de carbone à la reprise	$[ppm]$
C_{∞}	Concentration en polluant en régime établi	$[ppm]$
$C_{ep_{max}}$	Consommation en énergie primaire	$[kW_{hep}.m^{-2}.an^{-1}]$
c_p	Capacité calorifique massique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
CT	Charge thermique	$[W]$
C_{μ}	Constante du modèle k-e	$[-]$
C_{e1}	Constante du modèle k-e	$[-]$
C_{e2}	Constante du modèle k-e	$[-]$
D_e	Diamètre équivalent	$[m]$
D_i	Diamètre intérieur	$[m]$
D_{18}	Distance du jet	$[m]$
DR	Risque de courant d'air	$[\%]$
E	Perte de chaleur par évaporation	$[W]$
E_{dif}	Diffusion de la vapeur d'eau au travers de la peau	$[W.m^{-2}]$
E_{trans}	Evaporation de la transpiration à la surface de la peau	$[W.m^{-2}]$
g	Accélération de pesanteur	$[m.s^{-2}]$
HR	Humidité relative	$[\%]$
h_c	Coefficient d'échange superficiel convectif	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_r	Coefficient d'échange superficiel radiatif	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_0	Largeur de l'ouverture de soufflage	$[m]$
I_{elec}	Intensité électrique	$[A]$
I_{cl}	Résistance thermique du vêtement	$[m^2.K.W^{-1}]$
k	Energie cinétique turbulente	$[J.kg^{-1}]$
L	Longueur du local	$[m]$
L_{res}	Pertes de chaleur latente par respiration	$[W.m^{-2}]$
L_0	Longueur de l'ouverture de soufflage	$[m]$
l	Echelle de longueur	$[m]$
M	Métabolisme	$[W]$
P	Puissance totale des charges internes	$[W]$
P_0	Puissance apportée par l'air soufflé	$[W]$
PD	Pourcentage prévisible d'insatisfaits par différence verticale de température	$[\%]$
PMV	Vote Moyen Prévisible	$[-]$
p	Pression	$[Pa]$
p_a	Pression de vapeur d'eau	$[Pa]$
p_{abs}	Pression absolue	$[Pa]$

p_{sat}	Pression de vapeur saturante	[Pa]
Q_{CO_2}	Débit massique de CO_2 injecté	$[\text{kg}_{\text{CO}_2}\cdot\text{s}^{-1}]$
Q_r	Débit volumique d'air à la reprise	$[\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}]$
Q_0	Débit volumique d'air au soufflage	$[\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}]$
Q_{mr}	Débit massique d'air à la reprise	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$
$Q_{\text{m}0}$	Débit massique d'air au soufflage	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$
R	Constante universelle des gaz parfait	$[\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
R.A.	Taux de renouvellement d'air	$[\text{vol}\cdot\text{h}^{-1}]$
RES	Perte de chaleur par respiration	[W]
Re_0	Nombre de Reynolds au soufflage	[-]
R_{ij}	Composante du tenseur de Reynolds	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}]$
S	Source de polluant	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$
S_{res}	Pertes de chaleur sensible par respiration	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$
T	Température	[°C]
T_u	Intensité de turbulence	[%]
T_{air}	Température d'air	[°C]
T_{cl}	Température de surface des vêtements	[°C]
T_i	Température intérieure	[°C]
T_{globe}	Température de globe	[°C]
T_h	Température des parois horizontales	[°C]
T_{op}	Température opérative	[°C]
T_{peau}	Température moyenne de la peau	[°C]
T_r	Température d'air à la reprise	[°C]
T_{rm}	Température radiante moyenne	[°C]
T_v	Température des parois verticales	[°C]
T_{ZO}	Température d'air moyenne dans la zone d'occupation	[°C]
T_0	Température d'air au soufflage	[°C]
U	Module du vecteur de la vitesse d'air	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
U_{elec}	Tension électrique	[V]
U_m	Maximum de la vitesse d'air	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
U_{mm}	Vitesse imposée pour la « momentum method »	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
U_0	Vitesse d'air au soufflage	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
u	Composante de la vitesse suivant l'axe X	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
u+	Vitesse adimensionalisée	[-]
V	Volume du local	$[\text{m}^3]$
V_{air}	Vitesse d'air	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v	Composante de la vitesse suivant l'axe Y	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
W	Travail extérieur	[W]
w	Composante de la vitesse suivant l'axe Z	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
x	Distance suivant l'axe X	[m]
Y_s	Distance de séparation	[m]
Y_{18}	Portée du jet sur la partie supérieure de la zone d'occupation	[m]
y	Distance suivant l'axe Y	[m]
y+	Distance à la paroi adimensionalisée	[-]
z	Distance suivant l'axe Z	[m]

Symboles grecs

α	Angle d'inclinaison des buses	[°]
α_e	Taux d'entraînement	[-]
β_T	Coefficient d'expansion thermique	[K ⁻¹]
$\Delta T_{\text{air,v}}$	Ecart de température entre les chevilles et la tête	[°C]
ΔQ_{CO_2}	Bilan massique de CO ₂ sur la cellule test	[kg _{CO₂} .s ⁻¹]
Δ	Incertitude absolue	[-]
δ_{18}	Angle de déflexion du jet	[°]
ε_r	Emissivité	[-]
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[J.kg ⁻¹ .s ⁻¹]
ε_C	Efficacité d'extraction du polluant	[-]
ε_T	Efficacité de température	[-]
η	Rapport de recollement de maillage	[-]
λ	Conductivité thermique de l'air	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique de l'air	[Pa.s]
μ_t	Viscosité turbulente	[m ² .s ⁻¹]
ρ	Masse volumique de l'air	[kg.m ⁻³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
τ_w	Contrainte pariétale	[Pa]
Φ_c	Echanges de chaleur par convection	[W]
Φ_k	Echanges de chaleur par conduction	[W]
Φ_r	Echanges de chaleur par rayonnement	[W]
φ_r	Flux radiatif	[W.m ⁻²]
ω	Taux de dissipation spécifique	[s ⁻¹]

Indices

0	Au soufflage
r	A la reprise
ZO	Dans la zone d'occupation

Introduction

La physiologie de l'Homme n'est pas adaptée aux climats tempérés, et c'est pourtant dans ces régions que réside la majorité de la population mondiale. En effet, une température de 29°C environ est considérée comme confortable pour un Homme nu, caractère hérité de nos origines probables de la région africaine équatoriale. Lorsque nos ancêtres ont migré vers le nord et quitté ces conditions climatiques idéales, il a été nécessaire de se vêtir et de construire des abris pour se protéger des conditions climatiques plus rudes de nos latitudes. Les techniques de construction et les technologies employées se sont améliorées au fil des âges, de sorte à être plus durable, plus efficaces, et à apporter un meilleur confort et bien-être aux occupants. L'Homme s'est ainsi mis à passer de plus en plus de temps en environnement clos, durée qui atteint aujourd'hui 80% à 90% en moyenne, partagée entre les transports et les lieux de travail et d'habitation. On comprend alors l'importance capitale d'assurer un apport suffisant en air neuf en provenance de l'extérieur, et plus généralement, de s'intéresser de près à la qualité de l'air intérieur des bâtiments. Une part de plus en plus importante de la population a conscience de ces aspects, et aspire ainsi à un bien-être et à une qualité de vie sans cesse accrue dans les bâtiments d'habitation.

Cette hausse globale du niveau de vie a cependant des conséquences graves sur notre planète, avec un épuisement des ressources naturelles, et une augmentation drastique des émissions de gaz à effet de serre (GES), responsables avérés du réchauffement climatique. Afin de pouvoir conserver le même confort de vie, il apparaît indispensable d'opérer des changements importants dans nos manières de vivre et de consommer. La prise de conscience de ces faits s'est traduite par une réaction forte de la communauté internationale, et notamment par le protocole de Kyoto en 1997 avec des objectifs à court et moyen termes de réduction des consommations énergétiques et des émissions de GES. En France, les tables rondes du Grenelle de l'environnement à l'automne 2007 ont été conclus par l'adoption du Plan Climat et l'objectif du Facteur 4, c'est-à-dire une réduction par 4 des émissions de GES d'ici 2050.

Le secteur du bâtiment, responsable en France d'environ 43% de la consommation d'énergie finale et de 24% des émissions de GES [Ademe, 2012], est bien entendu concerné, avec l'adoption de la Réglementation Thermique 2012 qui définit la consommation énergétique maximale pour les bâtiments neufs construits à partir de janvier 2013 pour la plupart. Le secteur du bâtiment représente en effet la plus grande capacité de réduction des émissions de GES et ce, à moindre coût. Certaines mesures permettent ainsi de réduire les émissions de CO₂ et de faire des économies par la même occasion (voir Figure 1). La réhabilitation énergétique des bâtiments est l'une de ces mesures. En France, 1% du parc immobilier seulement est renouvelé chaque année [Ademe, 2012], la réhabilitation énergétique des bâtiments constitue donc un levier important pour la réduction de la consommation énergétique et des émissions de GES.

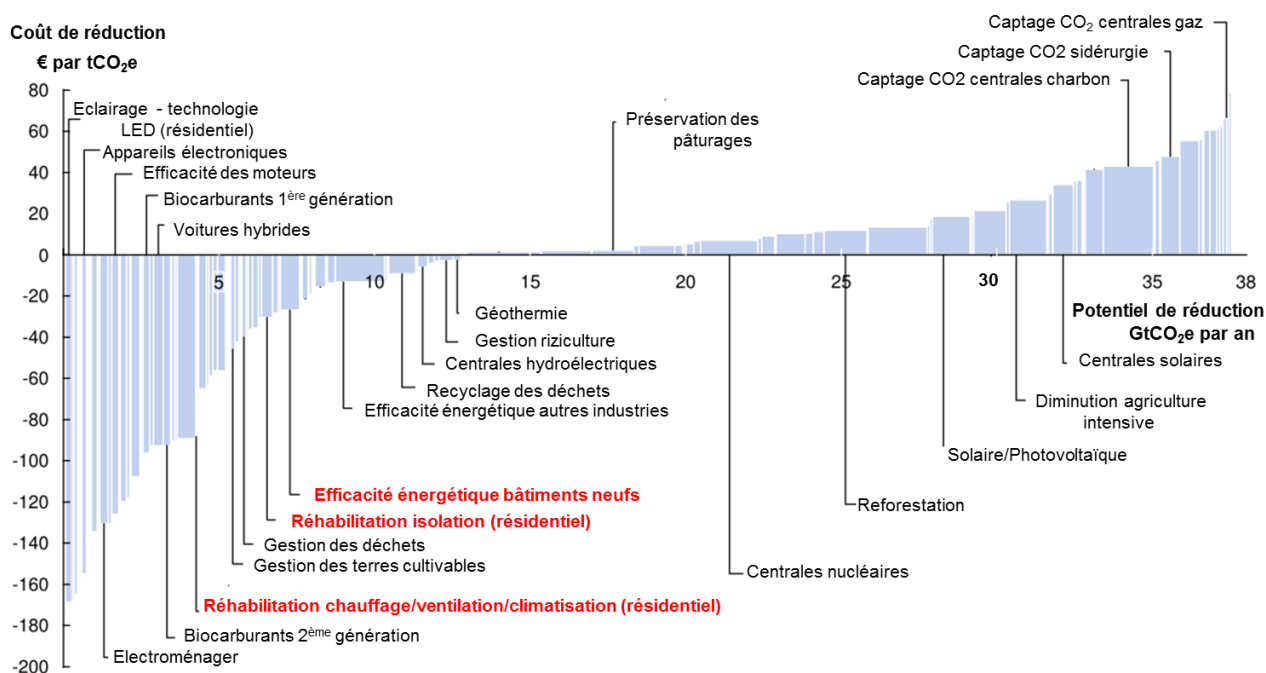


Figure 1 : Potentiel de réduction des émissions de GES en Europe pour différentes mesures et coût associé
[McKinsey, 2009]

De nombreux programmes de recherche visent ainsi à développer des solutions et des systèmes pour les bâtiments permettant de répondre aux objectifs du Grenelle de l'environnement. C'est le cas du programme HABISOL (Habitat intelligent et solaire photovoltaïque) de l'Agence Nationale de la Recherche [HABISOL, 2008]. Celui-ci a mobilisé à la fois la communauté scientifique et les industriels du secteur, afin de développer les énergies renouvelables ainsi que leur intégration dans le bâtiment, avec notamment des solutions adaptées à la réhabilitation énergétique des bâtiments existants.

La réhabilitation énergétique consiste à réduire les besoins de chauffage en limitant les déperditions thermiques par l'enveloppe du bâti, et à intégrer un système de production de chaleur et/ou de froid à haute efficacité. Elle soulève de nombreuses problématiques. Il apparaît tout d'abord que les économies d'énergie que permettent la réhabilitation ne doivent pas se faire au détriment du bien être des occupants. Ainsi, l'étanchéité à l'air accrue de l'enveloppe oblige à accorder d'autant plus d'importance au système de ventilation, afin de maintenir une qualité de l'air intérieur convenable. De plus, les performances élevées de l'enveloppe en termes d'isolation peuvent être source de surchauffe en saison estivale, car rendant difficile l'extraction des charges thermiques internes et des apports solaires par les baies. Il est alors souvent nécessaire de recourir à un système de rafraîchissement, passif ou actif. Enfin, la réhabilitation énergétique des bâtiments existants soulève la problématique de l'encombrement des systèmes de production de chaud et de froid employés, ainsi que des réseaux de distribution.

Dans ce contexte, et faisant suite à la recherche d'un système confortable, économique, et qui soit particulièrement adapté à la réhabilitation, la solution évaluée dans cette thèse est un système intégré de ventilation, chauffage et rafraîchissement. L'air chaud ou froid est insufflé dans les pièces via le réseau de ventilation, à bas débit (valeurs de débits réglementaires) et avec un faible écart de température par rapport à l'air intérieur. La problématique du traitement thermique des ambiances par le vecteur air et de la diffusion de l'air dans les pièces est alors abordée, dans les conditions nouvelles des bâtiments à très basse consommation d'énergie (BBC).

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet [VABAT, 2009] (Vecteur Air dans les BATiments à très haute efficacité énergétique) du programme HABISOL, qui fait intervenir un partenariat entre le laboratoire LaSIE de l'Université de la Rochelle, la société ALDES, et les laboratoires LASH-DGCB (CNRS-ENTPE).

Les principaux objectifs de la présente étude sont les suivants :

- Dans un premier temps, il s'agit de déterminer si le système combiné de ventilation, chauffage et rafraîchissement étudié constitue une solution pertinente dans les conditions spécifiques aux BBC. Dans ce but, il est nécessaire d'évaluer les performances du système à la fois en termes de confort thermique et d'efficacité de ventilation.
- Dans un second temps, l'objectif est d'étudier finement la diffusion de l'air dans une pièce de vie d'un logement BBC, pour ces mêmes conditions. Cela vise notamment à observer l'impact des conditions de soufflage et des charges thermiques internes sur l'écoulement et sur le confort.

Dans ce but, deux approches sont suivies :

- La première approche est expérimentale. Elle consiste à mesurer les grandeurs physiques permettant de déterminer les indices de confort thermique et d'efficacité de ventilation. Ces mesures sont effectuées au laboratoire LaSIE, en conditions contrôlées et en régime stationnaire, dans une cellule climatique qui vise à reproduire une pièce de vie d'un logement BBC.
- La seconde approche est numérique. Un code de mécanique des fluides numériques (CFD) est employé afin de prédire l'écoulement dans la cellule climatique, dans les mêmes conditions que celles des essais expérimentaux. Une comparaison des prédictions numériques aux mesures expérimentales constitue également une étape de l'étude, et vise à s'assurer de la pertinence des prédictions obtenues par CFD.

En parallèle, la société ALDES a développé, dans le cadre du partenariat du projet VABAT, des gaines de soufflage adaptées au système étudié, prenant en compte les contraintes aérodynamique, acoustique et de déperditions énergétiques. Les contraintes d'encombrement ont également été considérées, de sorte à ce que le système soit adapté à des opérations de réhabilitation. Les

performances du système ont également été évaluées dans une villa expérimentale en conditions réelles stationnaires par l'équipe du laboratoire LASH-DGCB (CNRS-ENTPE).

L'organisation de ce mémoire suit la chronologie des différentes étapes entreprises au cours de la thèse.

Dans un premier chapitre, les principes fondamentaux des BBC sont rappelés, puis un état de l'art des stratégies de ventilation et des indices de confort thermique et d'efficacité de ventilation communément utilisés pour évaluer les ambiances habitables est exposé. Le positionnement de la présente étude par rapport aux études récentes est également présenté.

Les approches employées dans cette thèse pour évaluer le confort thermique et l'efficacité de ventilation dans la cellule climatique font l'objet des deux chapitres suivants. Le second chapitre décrit ainsi les moyens expérimentaux qui ont été retenus : la cellule climatique y est décrite en détails, et la métrologie employée pour la mesure des grandeurs physiques est présentée et justifiée. Les conditions des essais expérimentaux qui ont menés y sont également consignées.

Le troisième chapitre vise à décrire la méthode de modélisation numérique utilisée pour prédire les champs thermo-aérauliques dans la chambre climatique. Le choix du modèle de turbulence employé pour les simulations y est justifié, et la modélisation des conditions aux limites d'entrée y est présentée en détail.

La synthèse et l'interprétation des résultats de la campagne expérimentale et des simulations numériques sont présentées dans le quatrième et dernier chapitre, ainsi que la confrontation entre les résultats obtenus par les deux approches.

Enfin, des conclusions sont données concernant la pertinence du système étudié et les limites des approches retenues. Des perspectives de recherche et de développement du système étudié sont également soulevées.

Chapitre I.

Etat de l'art

I.1 Bâtiments à basse consommation d'énergie

I.1.1 Définition

Le terme BBC désigne un bâtiment dont la consommation énergétique est réduite par rapport à un bâtiment standard, comme défini par la Règlementation Thermique (RT 2005 puis RT 2012). Un bâtiment bénéficiant du label BBC a une consommation en énergie primaire inférieure à 50 kWh_{ep}/m²/an pour le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire, le refroidissement, l'éclairage, et les auxiliaires (ventilateurs, pompes). Il est ainsi placé en catégorie A de l'étiquette énergie du Diagnostic de Performance Energétique (DPE) [Effinergie, 2009]. En Europe, de nombreuses certifications existent pour catégoriser les bâtiments en fonction de leurs performances énergétiques. En sus d'un objectif sur la consommation en énergie primaire ($C_{ep,max}$), elles font intervenir des critères tels que l'étanchéité de l'enveloppe, souvent exprimée en taux de fuite maximum pour une surpression de 50 Pa. La dénomination « habitat à très haute efficacité énergétique » fait référence aux certifications plus exigeantes que le label BBC, dont voici quelques exemples :

- BBC+ [Effinergie, 2011] : l'objectif en consommation d'énergie primaire maximale est réduit à 40 kWh_{ep}/m².an, et les exigences sont plus fortes en termes d'étanchéité de l'enveloppe.
- Minergie-P (Suisse) [Minergie, 2010] : l'objectif en consommation d'énergie primaire maximale pour le chauffage et le rafraîchissement est réduit à 30 kWh_{ep}/m².an, et la puissance de chauffage inférieure à 10 W/m².
- Minergie-A (Suisse), Passivhaus (Allemagne) [Feist, 2011] : l'objectif en consommation d'énergie primaire maximale pour le chauffage et le rafraîchissement est réduit à 15 kWh_{ep}/m².an, et la puissance de chauffage inférieure à 10 W/m². La perméabilité à l'air de l'enveloppe doit être inférieure à 0,6 vol/h sous 50 Pa (exemple sur la Figure I.1).

Dans la suite du document, nous emploierons le terme « BBC » pour décrire les bâtiments dont les performances énergétiques sont au moins égales à celles du label BBC.



Figure I.1. Habitats à très basse consommation d'énergie ($C_{ep_{max}} < 15 \text{ kWh}_{ep}/\text{m}^2/\text{an}$), Bergen, Norvège [Andersen et Dokka, 2007]

I.1.2 Caractéristiques techniques des BBC

Afin de satisfaire aux critères de la réglementation thermique, les caractéristiques des BBC diffèrent de celles des bâtiments usuels sur un nombre important de paramètres. Le concept de BBC peut être résumé en trois points :

- la réduction de l'ensemble des besoins énergétiques
- la production efficace du complément d'énergie nécessaire
- l'utilisation d'énergie renouvelable autant que possible

Un schéma représentant un exemple de logement à très basse consommation d'énergie est présenté sur la Figure I.2. La combinaison d'un ensemble de principes de construction et de technologies permet d'obtenir une bonne performance globale des bâtiments. Ces principes et technologies sont détaillés brièvement ci-dessous.

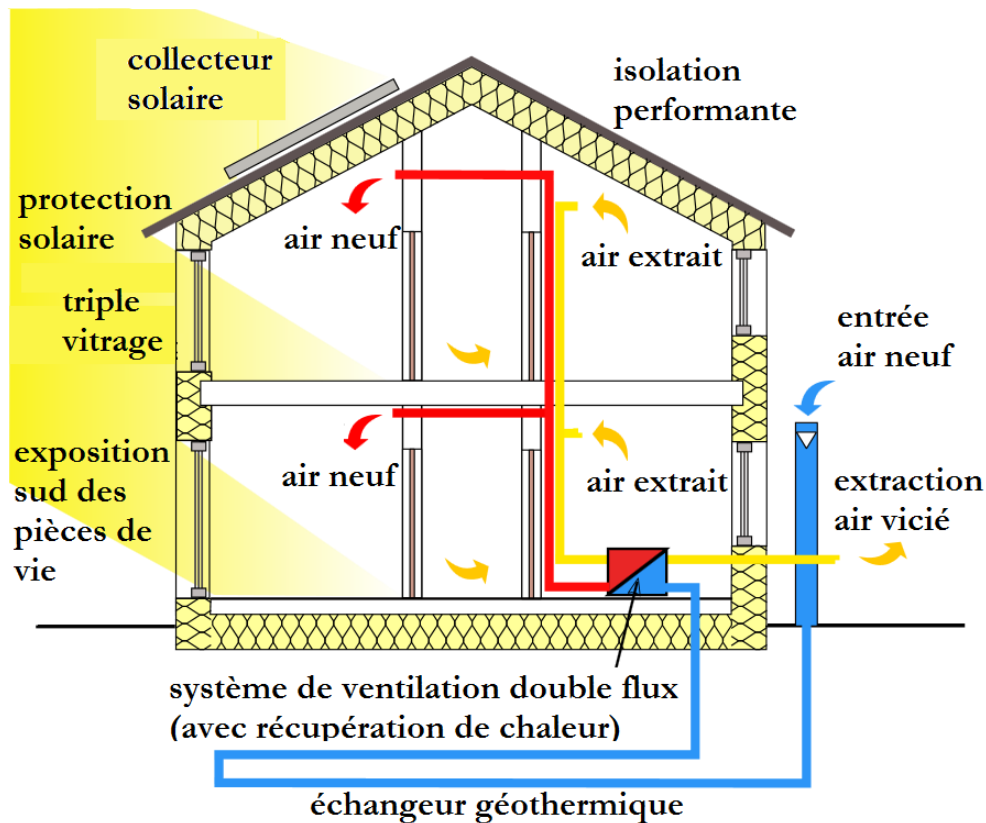


Figure I.2. Schéma d'un logement à très basse consommation d'énergie [Feist, 2011]

L'orientation du bâtiment

Une orientation optimale du bâtiment par rapport à la course du soleil est favorisée : les pièces de vie sont orientées au sud, et les chambres à coucher orientées au nord. Des protections solaires (casquettes, masques) permettent de réduire les apports solaires en période estivale afin d'éviter les surchauffes. La conception du bâtiment vise également à optimiser l'apport en lumière naturelle.

L'enveloppe (Isolation, Perméabilité)

Une enveloppe très performante est réalisée, grâce à une isolation thermique renforcée des toitures et des parois et une utilisation de triple vitrage à basse émissivité. Des matériaux d'origine renouvelable tels que la ouate de cellulose et les fibres de bois sont souvent utilisés pour l'isolation. Les ponts thermiques sont supprimés par une isolation par l'extérieur ou par l'emploi de rupteurs de ponts thermiques. Une étanchéité performante de l'enveloppe est assurée, permettant de réduire de manière significative les pertes d'énergie dues aux infiltrations ou exfiltrations incontrôlées.

Les équipements

Des équipements électroménagers à basse consommation sont choisis, permettant une économie d'énergie allant jusqu'à 50% par rapport à des équipements conventionnels, sans perte de confort pour les utilisateurs. Pour cela, des appareils de classe A+ sont employés, ainsi que des lampes

LED à basse consommation d'énergie, et des dispositifs de production d'eau chaude sanitaire pour le lave-linge et le lave-vaisselle.

La production

Des systèmes de production de chaleur et d'électricité à haute efficacité sont installés afin de couvrir les besoins réduits de l'habitation. Les énergies renouvelables sont favorisées. L'apport de chaleur est souvent couvert par des pompes à chaleur, des chaudières gaz à condensation, ou encore des poêles ou chaudières bois. Le solaire thermique est couramment employé pour la production d'eau chaude sanitaire, et le photovoltaïque pour la production d'électricité.

La ventilation

Une ventilation efficace est installée afin d'assurer l'apport d'air neuf dans les pièces de vie et l'extraction de l'air vicié dans les pièces de service. Un système de ventilation double flux avec récupération de chaleur sur l'air extrait est souvent installé afin de réduire les pertes d'énergie par extraction. En effet, avec la réduction des besoins énergétiques pour le chauffage, la ventilation prend une part de plus en plus importante dans la consommation énergétique totale des bâtiments. L'Agence internationale de l'énergie estime ainsi que la ventilation et les déplacements d'air constitueront le potentiel d'économie d'énergie le plus important dans les bâtiments au cours du 21^{ème} siècle [Jagpal, 2006]. L'air du réseau de ventilation peut également être employé comme vecteur d'énergie pour couvrir une partie ou la totalité des besoins en chauffage et en rafraîchissement. On parle alors de système intégré de ventilation/chauffage/rafraîchissement.

I.1.3 Systèmes intégrés de ventilation/chauffage/rafraîchissement

Le chauffage par air pulsé

L'utilisation de l'air comme vecteur énergétique pour chauffer les bâtiments est apparu dans les années 1950. Son développement dans le secteur résidentiel dans les années 1970 a été marqué par de nombreux problèmes d'inconforts, qui lui confèrent aujourd'hui encore une mauvaise réputation. On entend souvent à ce sujet que « cela provoque des courant d'airs », ou encore que « l'air soufflé est sec ». En effet, l'air n'est pas un fluide caloporteur efficace. Sa capacité calorifique massique est 4 fois inférieure à celle de l'eau, et sa masse volumique est 1000 fois plus faible. Ainsi, l'air ne constitue pas un vecteur énergétique approprié aux bâtiments peu ou pas isolés. Les inconforts rencontrés en conditions de chauffage dans de tels bâtiments s'expliquent alors facilement :

- Par un apport insuffisant de chaleur et en conséquence un inconfort global dû à une température d'air trop faible.
- Par une température de soufflage trop élevée, ou un débit d'air trop élevé afin d'apporter la puissance nécessaire. Il en résulte des inconforts locaux par courant d'air et par différence verticale de température.

- Par une température de plafond élevée, due à la température de soufflage trop élevée, ce qui provoque un inconfort par asymétrie de rayonnement.
- Par la carbonisation des poussières contenues dans l'air qui a lieu à partir de 50°C, source d'irritations pour la gorge et les poumons, et cancérigène suspecté.

Dans les BBC, les besoins en chauffage sont faibles, mais varient d'une habitation à une autre, de l'ordre de 15 à 30 kWh/m².an. La puissance spécifique des installations permettant de répondre aux pics de froid varient encore plus d'une installation à une autre, autour de 10 à 50 W/m². Sous certaines conditions, il devient alors envisageable d'employer un système de chauffage à air en insufflant de l'air avec un faible écart de température et un faible débit, ce qui permet d'éviter les inconforts cités précédemment. Une étude de cas effectuée par [Fraefel et al., 2000] sur une maison BBC illustre les conditions d'application du chauffage avec l'air de ventilation.

Etude de cas sur une maison BBC

Prenons l'exemple d'une maison individuelle de type BBC de 100 m² habitables, comprenant quatre pièces principales, une cuisine, une salle de bain et deux cabinets. Le débit réglementaire de renouvellement d'air Q_0 est alors de 180 m³/h. Considérons une puissance de chauffage nécessaire P_0 égale à 30 W/m². Si une température intérieure T_i de 20°C est souhaitée dans l'ensemble des pièces du bâtiment, la température de l'air insufflé T_0 doit alors être égale à 70°C (Equation (I.1)).

$$T_0 = \frac{P_0}{\rho Q_0 c_p} + T_i \quad (\text{I.1})$$

Où ρ et c_p sont respectivement la masse volumique et la capacité calorifique massique de l'air soufflé.

Une température de soufflage aussi élevée n'est pas convenable, du fait de l'ensemble des inconforts cités précédemment et de la difficulté à produire de la chaleur à haute température. Sans modification de la puissance demandée, et si l'on souhaite limiter la température de l'air soufflé à 30°C par exemple, un débit d'air de 900 m³/h est alors nécessaire. Cette valeur ne constitue pas un choix possible, du fait de la gêne acoustique provoquée par le passage de l'air dans les gaines, et des problèmes d'inconforts par courant d'air résultant de la vitesse débitante trop élevée.

Ainsi, seul un abaissement de la puissance de chauffage peut permettre d'envisager d'utiliser l'air de la ventilation comme unique vecteur d'énergie, pour assurer à la fois le renouvellement d'air et le chauffage de l'habitation. En effet, en considérant une puissance de 10 W/m², correspondant à la limite maximale d'une maison de type Passivhaus ou Minergie-P, et en conservant le même débit de renouvellement d'air, une température d'air soufflé de 37°C permet de couvrir la totalité des besoins en chauffage (Tableau I.1). Lorsque les besoins en chauffage sont plus importants, il devient nécessaire d'utiliser un système de chauffage d'appoint.

Type de bâtiment	BBC classique		Passivhaus
Surface	100 m ²	100 m ²	100 m ²
Puissance spécifique de chauffage	30 W/m ²	30 W/m ²	10 W/m ²
Puissance de chauffage nécessaire	3000 W	3000 W	1000 W
Débit volumique	180 m ³ /h	900 m ³ /h	180 m ³ /h
Température de soufflage	70 °C	30°C	< 37°C
Chauffage avec l'air de ventilation	Impossible sans chauffage d'appoint		Possible

Tableau I.1 : Potentiel d'utilisation du chauffage avec l'air de ventilation

Le rafraîchissement

Le confort d'été est un des problèmes clés des BBC. En effet, les performances de l'enveloppe en termes d'isolation et de perméabilité rendent difficile l'évacuation de la chaleur générée par les charges thermiques internes et les apports solaires par les baies. Si ce problème n'est pas traité, il y a risque de surchauffe dans l'habitation. Diverses solutions peuvent être considérées pour évacuer la chaleur accumulée durant la journée : une inertie importante du bâtiment, la surventilation nocturne, ou encore le stockage d'énergie par des matériaux à changement de phase constituent certaines d'entre elles. Le soufflage d'air frais par le biais du réseau de ventilation constitue une possibilité intéressante, et relativement économique dans la mesure où le réseau de gaines est d'ores et déjà existant. Des pompes à chaleur réversibles de type air-air, ou eau-air peuvent être employées pour refroidir l'air neuf qui est insufflé dans les pièces de vie à la température souhaitée. Là encore, les besoins en rafraîchissement doivent être suffisamment réduits pour pouvoir apporter l'ensemble de la puissance froide par le réseau de ventilation au débit de renouvellement d'air sanitaire. Pour les bâtiments de spécification Passivhaus ou Minergie-P, les besoins en rafraîchissement sont du même ordre que les besoins de chauffage. Il semble donc possible de recourir à un rafraîchissement de l'ambiance par le biais de l'air de ventilation, avec un écart de température réduit entre le soufflage et l'ambiance. Le cas échéant, la surventilation nocturne peut permettre de compléter le système, tout en permettant des économies d'énergie. Malgré le débit d'air neuf réduit, des risques d'inconfort par courant d'air peuvent survenir du fait des forces de poussée défavorables agissant sur l'air froid insufflé, qui peut, dans certaines conditions, chuter sur les occupants.

Avantages et inconvénients

Un tel système intégré de ventilation, chauffage et rafraîchissement présente de nombreux avantages, notamment dans le cadre de la réhabilitation énergétique d'un bâtiment :

- dans des habitations aux besoins inférieurs à 10W/m² (standard « maison passive »), le système suffit à couvrir la totalité des besoins en chauffage, d'autres systèmes de chauffage ne sont ainsi pas nécessaires
- le système a un faible coût et est aisé à mettre en place : le réseau des gaines de ventilation

est déjà installé ou est mis en place lors des opérations de réhabilitation, cela permet donc de s'affranchir d'une installation spécifique de distribution de chaleur

- il permet de contrôler l'apport d'air neuf dans chaque pièce, et de filtrer l'air neuf afin d'obtenir la qualité d'air souhaitée
- le même système peut permettre de rafraîchir l'ambiance en été, qui est un des problèmes clé des BBC
- le chauffage et le rafraîchissement des différentes pièces de l'habitation est très rapide et peut s'adapter rapidement aux besoins des occupants
- il est possible de contrôler le taux d'hygrométrie des pièces

Les inconvénients potentiels du système sont les suivants :

- risque de courant d'air dans la zone d'occupation
- risque de court-circuit de l'air neuf
- bruits gênants provoqué par le passage de l'air dans les gaines et au travers du diffuseur

Or, ces inconforts peuvent être évités. Le risque de gêne acoustique est réduit du fait des faibles débits employés. Néanmoins, le niveau de bruit doit être pris en compte lors de la conception des gaines de ventilation et des dispositifs terminaux de diffusion d'air, qui doivent être conçus de sorte à limiter les pertes de charges lors du passage de l'air dans celles-ci. Le système retenu doit également être capable d'assurer un bon confort thermique global, tout en évitant les inconforts locaux, ainsi qu'une bonne qualité de l'air dans les pièces par une extraction efficace de l'air vicié. Ces aspects sont abordés plus en détail dans les parties suivantes.

I.2 Evaluation du confort thermique

Le confort thermique est considéré par les occupants comme un des critères les plus importants d'un espace clos [Schellen et al., 2012]. Dans les BBC, l'étanchéité à l'air et l'isolation performante de l'enveloppe permettent de maintenir aisément une température intérieure confortable en saison de chauffage. Au contraire, la gestion de la température intérieure devient cruciale lors de la saison de rafraîchissement. En effet, il faut alors évacuer efficacement les apports de chaleur des charges internes (occupants, appareils électroniques...) et provenant de l'extérieur (apports solaires).

I.2.1 Equilibre thermique

Thermorégulation

L'Homme est un être homéotherme : il maintient sa température interne constante (36,5°C à 37,3°C de température rectale) indépendamment des variations extérieures de température et de sa propre production de chaleur. La régulation de la température corporelle est une fonction complexe, dirigée par le système nerveux central et par l'hypothalamus essentiellement. Le degré de température est mesuré par des thermorécepteurs au niveau de la peau et du système nerveux. Lorsque l'Homme a froid, les vaisseaux sanguins de la peau se contractent pour réduire la surface d'échange et le corps produit de la chaleur par oxydation des réserves de protéines et par contractions musculaires. Lorsqu'il a chaud, les vaisseaux sanguins de la peau se dilatent et la sudation permet des déperditions de chaleur par évaporation afin de maintenir la température à un niveau acceptable. L'équilibre thermique de l'homme avec son environnement est illustré sur la Figure I.3 et peut être représenté par l'Equation (I.2) [Fanger, 1972].

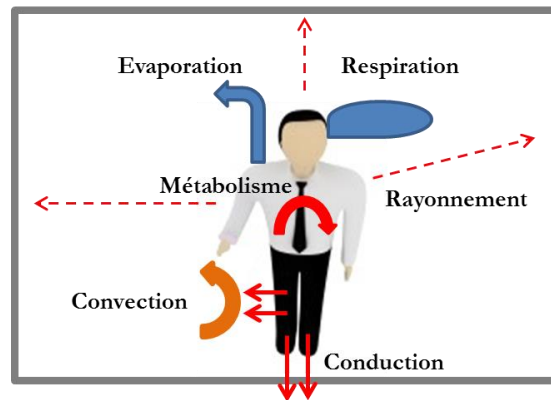


Figure I.3. Echanges thermiques de l'Homme avec son environnement

$$CT = M + W + \Phi_r + \Phi_c + \Phi_k - E - RES \quad (I.2)$$

Avec CT : charge thermique (W)

M : métabolisme (W)

W : travail extérieur (W)

Φ_r : échanges de chaleur par rayonnement (W)

Φ_c : échanges de chaleur par convection (W)

Φ_k : échanges de chaleur par conduction (W)

E : perte de chaleur par évaporation (W)

RES : perte de chaleur par respiration (W)

Quand $CT = 0$, le corps est en équilibre thermique. Une valeur positive de CT indique une hausse de la température corporelle et une chute de CT indique une baisse de celle-ci. Les différents termes de l'Equation (I.2) sont explicités ci-dessous. Pour plus de détails sur ces termes et les façons de les déterminer, nous invitons le lecteur à consulter l'ouvrage de [Fanger, 1972].

Métabolisme

Le métabolisme correspond à la chaleur produite par le corps du fait de l'oxydation de la nourriture. Sa valeur est différente pour chaque personne, et dépend notamment du régime alimentaire et du niveau d'activité. L'unité utilisée pour qualifier le métabolisme est le met, correspondant à $58,2 \text{ W/m}^2$. Le métabolisme correspondant à différentes activités est présenté dans le Tableau I.2.

Activité	Métabolisme (W.m^{-2})	Métabolisme (met)
Couché	46	0,8
Assis, détendu	58	1,0
Debout, détendu	70	1,2
Activité sédentaire (bureau, habitat, école, laboratoire)	70	1,2
Activité légère (shopping, laboratoire, industrie légère)	93	1,6
Activité moyenne (vendeur, travaux domestiques)	116	2,0
Activité lourde (travaux d'usine)	165	2,8

Tableau I.2 : Métabolisme correspondant à différentes activités [ISO 7730, 2005]

Rayonnement

Le rayonnement thermique est un échange de chaleur sans contact, par émission et absorption d'ondes électromagnétiques. Il intervient entre la surface du corps (les vêtements et la peau) et les surfaces environnantes, telles que les parois d'une pièce. A l'intérieur des bâtiments, les radiations courtes longueurs d'ondes ne sont pas prises en compte (les échanges se font essentiellement dans l'infrarouge). La densité de flux radiatif d'un individu peut être calculée à partir de l'équation de Stefan-Boltzmann, cf. Equation (I.3).

$$\varphi_r = f_{\text{eff}} f_{\text{cl}} \varepsilon_r \sigma (T_{\text{cl}}^4 - T_{\text{rm}}^4) \quad (\text{I.3})$$

Avec φ_r : densité de flux radiatif (W/m^2)

f_{eff} : facteur de réduction de surface d'échange dû aux échanges mutuels entre certaines parties du corps

f_{cl} : facteur de majoration de surface d'échange dû à la vêtue, estimé en fonction de l'importance du pouvoir isolant des vêtements

ε_r : émissivité (grande longueurs d'onde) combinée des vêtements et de la peau (environ 0,97)

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$)

T_{cl} : température de surface des vêtements (K)

T_{rm} : température radiante moyenne des surfaces environnantes (K)

La température radiante moyenne correspond à la température d'un corps noir qui n'échangerait de la chaleur que par rayonnement.

Une linéarisation de l'Equation (I.3) permet de déterminer le coefficient d'échange superficiel radiatif h_r :

$$h_r = 4f_{eff}f_{cl}\varepsilon\sigma\left(\frac{T_{cl} + T_{rm}}{2}\right)^3 \quad (I.4)$$

Convection

Le transfert de chaleur entre le corps et l'air ambiant se fait principalement par convection : à la fois naturelle (par les forces de poussée) et forcée, du fait de la vitesse relative de l'air par rapport au corps. Le flux de chaleur par convection Φ_c entre le corps et l'ambiance est donné par la loi de Newton (Equation (I.5)).

$$\Phi_c = f_{cl}h_c(T_{cl} - T_{air}) \quad (I.5)$$

Le coefficient d'échange superficiel par convection h_c peut être déterminé par la corrélation (I.6) en convection naturelle, et par la corrélation (I.7) en convection forcée [Awbi, 2003].

$$h_c = 2,38(T_{cl} - T_{air})^{0,25} \quad (I.6)$$

$$h_c = 12,1\sqrt{V_{air}} \quad (I.7)$$

Avec T_{air} la température de l'air, et V_{air} la vitesse de l'air relativement au corps.

Conduction

Les échanges de chaleur par conduction au travers des vêtements peuvent être déterminés par l'Equation (I.8).

$$\Phi_k = h_{cl}(T_{peau} - T_{cl}) \quad (I.8)$$

Avec Φ_k : flux conductif (W/m²)

h_{cl} : conductance du vêtement (W.m⁻²K⁻¹)

T_{peau} : température moyenne de la peau (K)

La résistance thermique du vêtement I_{cl} est définie à partir de la conductance suivant l'Equation (I.9). Son unité est le clo : 1 clo = 0,155 m².K.W⁻¹.

$$h_{cl} = \frac{1}{0,155I_{cl}} \quad (I.9)$$

Avec I_{cl} en clo. Des valeurs usuelles de I_{cl} pour différentes tenues vestimentaires sont fournies dans le Tableau I.3. Le facteur de vêtue dépend directement de la résistance thermique du vêtement, calculé à l'aide de l'Equation (I.10).

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 0,2I_{cl} & \text{pour } I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & \text{pour } I_{cl} \geq 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (I.10)$$

La température moyenne de la peau peut être dérivée de la relation empirique de [Fanger, 1972], qui lie la température moyenne de la peau à l'activité (Equation ((I.11), pour une activité comprise entre 1 et 4 met.

$$T_{peau} = 35,7 - 0,0275 (M - W) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (I.11)$$

Evaporation

Les pertes de chaleur par évaporation sont dues à la fois à la diffusion de la vapeur d'eau au travers de la peau E_{dif} , et à l'évaporation de la transpiration à la surface de la peau E_{trans} . Les pertes par diffusion dépendent de la différence entre la pression de vapeur saturante à la température de la peau p_{sat} , et la pression de vapeur d'eau de l'ambiance, p_a (Equation ((I.12)).

$$E_{dif} = 3,05 \cdot 10^{-3} (p_{sat} - p_a) \text{ W.m}^{-2} \quad (I.12)$$

Avec p_{sat} et p_a en Pa.

L'évaporation de la transpiration à la surface de la peau est un bon moyen de maintenir une température corporelle constante dans un environnement chaud et avec une activité élevée. [Fanger, 1972] propose une corrélation (Equation ((I.13)) reliant les pertes par transpiration au métabolisme, basée sur des mesures expérimentales. Celle-ci est valable pour un métabolisme de 1 à 4 met.

$$E_{\text{trans}} = 0,42(M - W - 58,15) \text{ W.m}^{-2} \quad (\text{I.13})$$

Tenue vestimentaire	I_{cl} ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)	I_{cl} (clo)
Nu	0	0
Short	0,015	0,1
Tenue tropicale	0,045	0,3
Tenue légère d'été	0,08	0,5
Tenue légère de travail	0,11	0,7
Tenue intérieure d'hiver	0,16	1,0
Tenue de travail traditionnelle européenne (costume)	0,23	1,5

Tableau I.3 : Résistance thermique de différentes tenues vestimentaires [ISO 7730, 2005]

Respiration

L'air inspiré est à la fois réchauffé et humidifié lors de son passage dans le système respiratoire. Les pertes de chaleur sensible et latente sont ainsi proportionnelles au volume d'air inspiré dans les poumons, qui dépend lui du métabolisme. Les pertes de chaleur sensible S_{res} sont données par l'Equation (I.14). Celles-ci ne représentent qu'un faible pourcentage des pertes par chaleur latente L_{res} , données par l'Equation (I.15).

$$S_{\text{res}} = 0,0014 (34 - T_{\text{air}}) \text{ W.m}^{-2} \quad (\text{I.14})$$

$$L_{\text{res}} = 1,72 \cdot 10^{-5} M (5867 - p_a) \text{ W.m}^{-2} \quad (\text{I.15})$$

Les pertes par respiration ne sont élevées que pour une activité importante et peuvent être négligées dans les autres cas.

I.2.2 Indices de confort globaux

De nombreux modèles ont été développés afin de modéliser les échanges entre l'homme et son environnement et de pouvoir ainsi prédire la sensation de confort thermique d'une personne, pour une activité et des conditions environnementales données. En effet, il est essentiel de pouvoir définir ce qui constitue des conditions confortables afin de pouvoir conditionner l'ambiance de manière adéquate.

Vote Moyen Prévisible (PMV) et Pourcentage Prévisible d'Insatisfaits (PPD)

Les travaux les plus connus dans le domaine du confort thermique sont ceux de [Fanger, 1972]. Fanger a développé un modèle empirique permettant de prédire le confort thermique du corps dans son ensemble, pour un groupe d'individus moyens : il s'agit du Vote Moyen Prévisible (PMV). Le modèle se base sur des équations de régression obtenues à partir de réponses subjectives d'individus situés dans une chambre climatique en conditions contrôlées. Différentes combinaisons de température d'air, température radiante moyenne, humidité relative, et de vitesse d'air ont été considérées, pour des niveaux d'activité et tenues vestimentaires variés. Les conditions permettant de satisfaire le plus grand nombre ont ainsi été définies, correspondant à la situation de la neutralité thermique de l'individu avec son environnement. Ces travaux servent de référence aux normes les plus utilisées concernant le confort des ambiances habitables dans le bâtiment : [EN15251, 2007], [ISO7730, 2005] [ASHRAE, 2010].

Le modèle de Fanger est basé sur une échelle physiologique à 7 niveaux :

Froid	Frais	Légèrement frais	Neutre	Légèrement chaud	Chaud	Très chaud
-3	-2	-1	0	1	2	3

Tableau I.4 : Echelle physiologique et valeur de PMV correspondante [EN 7730, 2005]

Le calcul de la valeur du PMV pour des conditions données est présenté dans l'Annexe A. A chaque valeur de PMV correspond un Pourcentage Prévisible d'Insatisfaits (PPD), qui a pour valeur minimale 5% lorsque la neutralité thermique est satisfaite (PMV = 0). Cela traduit le fait qu'il n'est pas possible de satisfaire l'ensemble de la population pour des critères d'ambiance donnés. Le modèle PMV a été critiqué dans la mesure où il n'est pas forcément valide en conditions changeantes de température et d'humidité, et d'autres modèles ont ainsi été développés pour pallier ce problème : « Adaptative model of comfort » [DeDear et Brager, 2001], « adaptative PMV » [Yao et al., 2009]. Cependant, lorsque le confort est évalué en régime permanent, et près de la neutralité thermique, l'indice PMV est tout à fait adapté [Schellen et al., 2012], il est donc retenu dans le cadre de notre étude.

La température opérative

La température opérative caractérise l'état convectif et l'état radiatif du local, et peut ainsi constituer une bonne indication du confort dans le local. Elle est obtenue par l'équation du bilan thermique, écrite pour un capteur sphérique de grande émissivité GLO échangeant de la chaleur par rayonnement et par convection. Pour une vitesse d'air inférieure à 0,4 m/s et une température radiante moyenne inférieure à 50°C, une approximation couramment employée consiste à calculer la température opérative par la moyenne arithmétique de la température radiante moyenne et de la température de l'air, cf. Equation (I.16).

$$T_{op} = \frac{T_{air} + T_{rm}}{2} \quad (I.16)$$

La norme EN 15251

Dans la norme [EN 15251, 2007], les ambiances intérieures sont classées en différentes catégories (Tableau I.5) en fonction des valeurs de température opérative (Tableau I.6) et de PMV (Tableau I.7). Celle-ci permettra d'évaluer la qualité des ambiances obtenues dans notre étude. Dans un contexte de rénovation énergétique ou de construction neuve de bâtiments d'habitation, l'objectif fixé est donc d'atteindre un confort thermique et une qualité d'air de catégorie I ou II.

Catégorie	Définition
I	Niveau élevé attendu qui est recommandé pour les espaces occupés par des personnes très sensibles et fragiles avec des exigences spécifiques comme des personnes handicapées, malades, de très jeunes enfants et des personnes âgées.
II	Niveau normal attendu qu'il convient d'utiliser pour les bâtiments neufs et les rénovations.
III	Niveau modéré acceptable attendu qui peut être utilisé dans les bâtiments existants.
IV	Valeurs en dehors des critères des catégories ci-dessus. Il convient que cette catégorie soit acceptée seulement pour une partie restreinte de l'année.

Tableau I.5 : Catégories définies dans la norme [EN 15251, 2007]

Type de bâtiment ou d'espace	Catégorie	Température opérative (°C)	
		Minimum pour le chauffage (saison hivernale) ~ 1 clo	Maximum pour le rafraîchissement (saison estivale) ~ 0,5 clo
Bâtiments d'habitation : pièces de séjour (chambres, séjour, cuisine, etc...) Activité sédentaire ~ 1 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	18,0	27,0

Tableau I.6 : Catégories déterminées en fonction de la température opérative [EN15251, 2007]

Catégorie	Etat thermique global du corps	
	PPD (%)	PMV
I	< 6	-0,2 < PMV < +0,2
II	< 10	-0,5 < PMV < + 0,5
III	< 15	-0,7 < PMV < +0,7
IV	> 15	PMV < -0,7 ; ou PMV > +0,7

Tableau I.7 : Catégories déterminées en fonction du Vote Moyen Prévisible [EN15251, 2007]

I.2.3 Sources d'inconfort local

Un bon confort thermique global (neutralité thermique du corps avec son environnement) ne suffit pas à garantir une situation confortable pour l'occupant. En effet, des phénomènes d'inconfort thermique locaux peuvent être ressentis, qu'il est indispensable d'éviter pour assurer un environnement confortable. Ceux-ci sont listés ci-dessous.

Courant d'air

Un courant d'air est un refroidissement local du corps humain non désiré, causé par un mouvement d'air. Le refroidissement a lieu par convection et dépend de la différence de température entre le corps et l'air, et non seulement de la valeur moyenne de la vitesse d'air, mais aussi de l'intensité de turbulence, c'est-à-dire de l'importance des fluctuations de la vitesse d'air. Un modèle a été mis au point par [Fanger et al., 1989] permettant de déterminer le pourcentage prévisible d'insatisfaits par courant d'air, DR, voir Equation (I.17).

$$\left\{ \begin{array}{l} DR = (34 - T_{\text{air}})(V_{\text{air}} - 0,05)^{0,62}(0,37 \cdot V_{\text{air}} \cdot Tu + 3,14) \\ \text{pour } V_{\text{air}} < 0,05 \text{ m/s, utiliser } V_{\text{air}} = 0,05 \text{ m/s} \\ \text{pour } DR > 100\%, \text{ utiliser } DR = 100\% \end{array} \right. \quad (\text{I.17})$$

Avec Tu : intensité de turbulence, en pourcentage, de 10% à 60% (si la valeur est inconnue, une valeur par défaut de 40% peut être utilisée).

Les prédictions de ce modèle sont valables pour une activité sédentaire ou modérée, avec une sensation thermique proche de la neutralité, et pour une prédiction du risque de courant d'air au niveau de la nuque. Au niveau des chevilles et des bras, le modèle pourrait surestimer le risque de courant d'air. La valeur maximale admissible de la vitesse moyenne en fonction de la température de l'air et de l'intensité de turbulence, pour différents pourcentage prévisible d'insatisfaits à ne pas dépasser est présentée sur la Figure I.4.

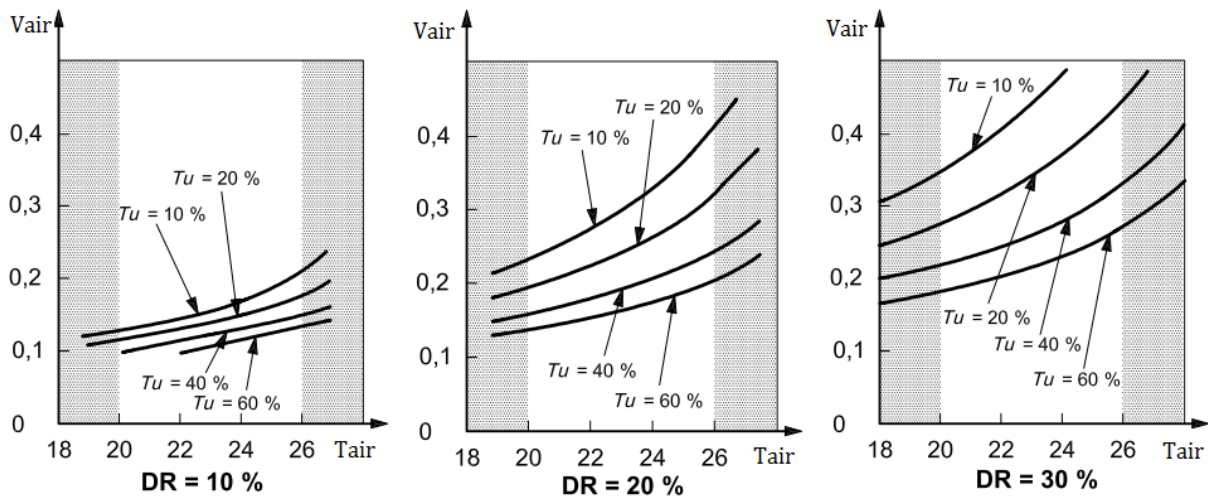


Figure I.4. Valeur maximale admissible de la vitesse moyenne en fonction de la température de l'air et de l'intensité de turbulence [ISO7730, 2005]

Différence verticale de température

Un écart de température important entre les chevilles et la tête peut être une source d'inconfort. Le pourcentage prévisible d'insatisfaits par différence verticale de température, PD, peut être déterminé à l'aide de l'Equation (I.18). Par exemple, un pourcentage d'insatisfaits inférieur à 10% correspond à un écart de température entre les chevilles et la tête ($\Delta T_{\text{air,v}}$) inférieur à 4,2°C.

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta T_{\text{air,v}})} \quad (\text{I.18})$$

Asymétrie de rayonnement

Une asymétrie de la température radiative des parois peut également provoquer un inconfort local, particulièrement lorsque celle-ci est causée par une fenêtre plus froide (effet de paroi froide) ou un plafond plus chaud que les autres parois. Le pourcentage prévisible d'insatisfaits dû à une telle asymétrie peut être déduit des courbes de la Figure I.5, pour les quatre configurations suivantes : plafond chaud, mur froid, plafond froid, mur chaud.

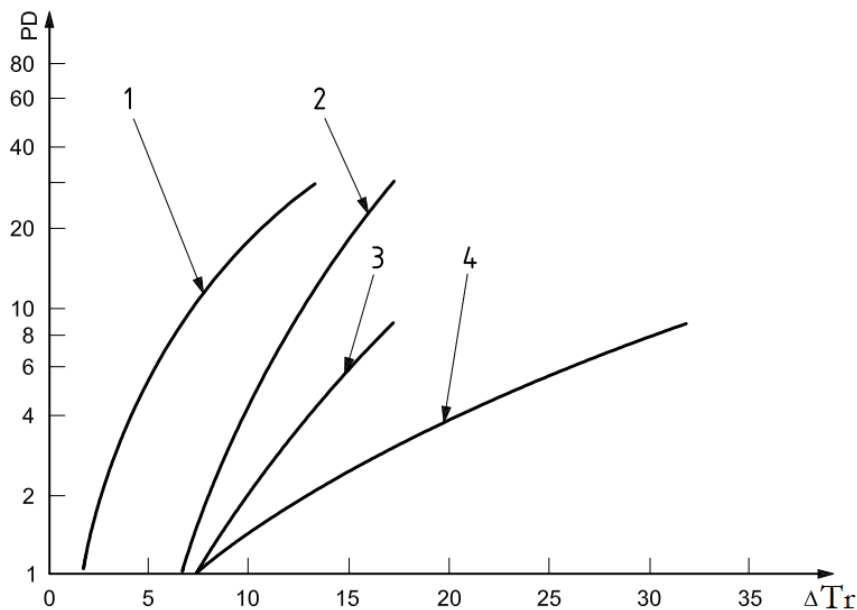


Figure I.5. Inconfort local par asymétrie de température radiante. 1 : plafond chaud, 2 : mur froid, 3 : plafond froid, 4 : mur chaud [ISO7730, 2005]

Ainsi, pour des activités, vêtures, géométries de pièce et position identiques, le confort thermique dépend de la vitesse et de la température de l'air, de la stratification thermique, de la température radiante moyenne, de l'humidité relative et de l'intensité de turbulence. Il convient donc de déterminer les valeurs de ces grandeurs physiques dans la zone d'occupation pour différentes conditions de soufflage afin de qualifier le confort thermique résultant du système intégré de ventilation, chauffage, et rafraîchissement étudié. Le second besoin que doit satisfaire le système intégré est une ventilation efficace.

I.3 Ventilation et diffusion de l'air

La ventilation a pour but principal d'apporter de l'air neuf dans les bâtiments de telle sorte à maintenir un niveau acceptable de qualité de l'air intérieur (QAI). Suivant le système utilisé, l'installation de ventilation peut également permettre de contrôler les variables d'état de l'air intérieur, telles que la température ou l'humidité. Un nombre important de systèmes et de stratégies de ventilation existe. Le choix du système se fait en fonction de la nature du bâtiment ventilé, des

conditions d'occupation et également des conditions climatiques du lieu considéré. Avant de décrire les différents systèmes et stratégies de ventilation, nous allons introduire la problématique de la QAI et présenter les indices d'évaluation de celle-ci.

I.3.1 Qualité de l'air intérieur

Une personne passe en moyenne 80% à 90% de son temps en environnement intérieur (logement, transport, lieu de travail...). Or, l'air intérieur est plus pollué que l'air extérieur. Une exposition à un air de mauvaise qualité a une conséquence néfaste sur les occupants, non seulement en termes de confort (odeurs désagréables), mais aussi en termes d'effets immédiats et à long terme sur la santé (problèmes oculaires et respiratoires, allergies, léthargie, cancers...) [Wargocki et al., 2002][Sundell et al., 2011]. De plus, plusieurs études ont montré qu'il existe un lien direct entre la QAI et la productivité [Wargocki et al., 2000][Wyon, 2004]. Maintenir une bonne QAI est donc essentiel. Pour cela, il convient dans un premier temps d'identifier les sources des polluants présents dans l'air intérieur, et la nature de ces polluants.

Polluants de l'air intérieur

La pollution de l'air intérieur a des origines multiples :

- L'air extérieur qui est insufflé dans le bâtiment par le système de ventilation et les infiltrations. Il consiste en des polluants chimiques et des particules, émis par les véhicules, les industries, et l'air extrait des bâtiments voisins.
- Les sources intérieures : les occupants, les matériaux de construction du bâtiment, les meubles, la literie, les appareils électroniques etc.
- Les infiltrations par le sol : radon, méthane etc.

Les principaux polluants présents dans l'air intérieur ainsi que leurs sources sont présentés dans le Tableau I.8. Il s'agit principalement des odeurs, du dioxyde de carbone (CO₂), des composés organiques volatiles (COV), de la fumée de tabac, de l'ozone (O₃), du radon, des oxydes d'azote (Nox) et des aérosols [Awbi, 2003]. Pour une étude exhaustive de la qualité de l'air dans les bâtiments, nous invitons le lecteur à consulter l'ouvrage de [Allard et al., 1998].

Ces dernières décennies, les problèmes liés à la QAI ont beaucoup augmentés avec la baisse de la perméabilité à l'air des bâtiments, et la réduction des taux de renouvellement d'air afin de réduire la consommation d'énergie. De plus, l'utilisation d'ordinateurs, imprimantes, et autres appareils dans les bureaux s'est amplifié. Les parquets, moquettes, et mobilier à forte émission de polluants sont également de plus en plus utilisés. De plus, la climatisation peut être à l'origine de développement bactérien lié à l'humidité. Afin de conserver une qualité de l'air acceptable, il est ainsi crucial d'utiliser un système de ventilation qui permette de diluer ou d'extraire efficacement les polluants, et de choisir un taux de renouvellement de l'air suffisamment élevé.

Sources	Composants émis par la source
Air	Particules, SO ₂ , CO, CO ₂ , O ₃ , NO _x , pollens
Terre	Radon, COV
Eau	COV
<u>Homme et ses activités</u>	
Homme (et animaux domestiques)	Vapeur d'eau, CO ₂ , bactéries, odeurs
Production d'énergie (combustion)	Vapeur d'eau, COV, particules, CO, CO ₂
Activités industrielles	Plomb, toluène, styrène...
Fumée de tabac	Idem production d'énergie + Nicotine, SO ₂ , NO ₂ , Arsenic, Nphtaline
Appareils d'impression	COV
Produits ménagers	COV
Pesticides	Chlordane
<u>Matériaux</u>	
Matériaux de construction, rénovation	COV (dont HCNO), fongicides, amiante et autres fibres, radon
Fourniture (moquette, contre-plaqué)	COV (dont HCNO)

Tableau I.8 : Principales sources de pollution intérieure, et polluants émis par celles-ci [Mosqueron et Nedellec, 2001]

Taux de renouvellement de l'air

Afin de maintenir la concentration de polluants sous un certain niveau, il est nécessaire d'apporter dans le local un certain débit d'air neuf en provenance de l'extérieur. Un bilan massique du polluant sur le local permet d'estimer la concentration d'un polluant C dans le local en fonction du temps, pour un débit d'air neuf donné Q_0 (m³/s) (Equation (I.19)).

$$V \frac{dC}{dt} = Q_0(C_0 - C_r) + S \quad (I.19)$$

Avec V le volume du local (m³), C_0 la concentration en polluant de l'air neuf (ppm), C_r la concentration en polluant en reprise d'air du local (ppm) et S la source de polluant (m³/s).

La concentration en polluant dans le local en régime établi C_∞ (ppm) peut alors être estimée :

$$C_\infty = \frac{S}{Q_0} + C_0 \quad (I.20)$$

L'Equation (I.20) montre que la concentration en régime établi (Figure I.6) est indépendante du volume du local et de la concentration initiale. Cependant, le volume du local influe sur le temps au bout duquel la concentration C_∞ est atteinte. Ainsi, une augmentation du taux de renouvellement d'air induit une amélioration globale de la qualité de l'air. Cependant, cela provoque également une

plus grande consommation d'énergie et un coût de fonctionnement des équipements de ventilation plus important. Il faut également noter que l'augmentation du débit d'air soufflé peut aussi accroître le taux de diffusion de certains polluants, tels que les COV. L'Equation (I.20) n'apporte donc pas une indication fiable de la qualité de l'air mais permet d'estimer le taux de renouvellement minimum nécessaire pour maintenir la concentration d'un polluant donné sous une valeur seuil.

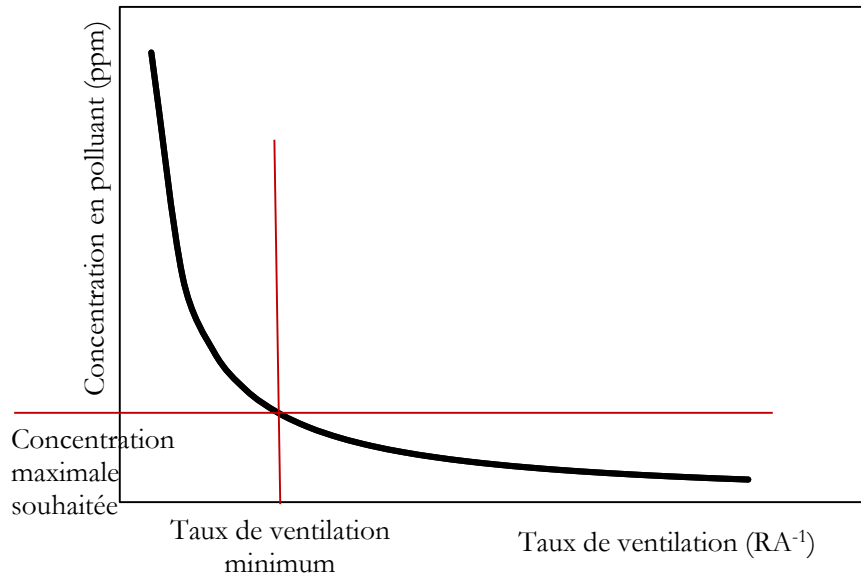


Figure I.6 : Variation de la concentration en polluant en fonction du taux de ventilation

I.3.2 Stratégies de ventilation

Les principes de ventilation employés dans le secteur résidentiel sont présentés succinctement dans cette section, ainsi qu'un résumé des systèmes de ventilations usuellement utilisés. Pour plus de détails concernant les systèmes de ventilation, nous invitons le lecteur à consulter la note technique de [Russell et al., 2005].

Les principes de la ventilation au niveau du logement

- La ventilation par balayage

En France, la ventilation des locaux d'habitation est régie par l'arrêté du 24 mars 1982 modifié par l'arrêté du 28 octobre 1983 [JOFR, 1983]. Celui-ci instaure le principe de ventilation par balayage, qui est l'un des plus utilisés en pratique. La ventilation par balayage consiste à introduire de manière permanente, naturellement ou mécaniquement de l'air neuf dans les pièces principales du logement, et à l'extraire dans les pièces de service (cf. Figure I.7).

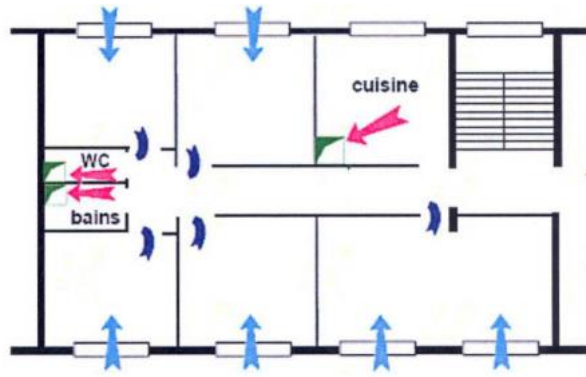


Figure I.7. Principe de ventilation par balayage dans l'habitat

L'air neuf pénètre dans les chambres et les pièces de séjour par des entrées situées en traversée haute des fenêtres ou en coffres de volets roulants. Il peut également être directement insufflé dans ces pièces par le système de ventilation. Un détalonnage en partie basse des portes permet à l'air de circuler vers les pièces de service : cuisine, toilettes, salle de bain. L'air vicié y est alors évacué vers l'extérieur à l'aide de bouches d'extraction. Le transfert des polluants s'effectue ainsi des zones les moins polluées vers les plus polluées. L'article 3 de l'arrêté du 24 mars 1982 [JOFR, 1983] fixe les débits d'air extraits des pièces de service pour chaque type de logement (Tableau I.9).

Nombres de pièces principales	Débits extraits (m ³ /h)				
	Cuisine	Salle de bain	Autre salle d'eau	Cabinet unique	d'aisance multiple
1	75	15	15	15	15
2	90	15	15	15	15
3	105	30	15	15	15
4	120	30	15	30	15
5 et plus	135	30	15	30	15

Tableau I.9 . Débit d'air extrait réglementaire des logements [JOFR, 1983]

Ces valeurs peuvent être diminuées lorsque des dispositifs individuels de réglage sont utilisés. Le débit total extrait et le débit réduit de cuisine doivent alors être au moins égaux aux valeurs données par l'article 4 (Tableau I.10).

Nombre de pièces principales	1	2	3	4	5	6	7
Débit total minimal (m ³ /h)	35	60	75	90	105	120	135
Débit minimal en cuisine (m ³ /h)	20	30	45	45	45	45	45

Tableau I.10 . Débits d'air minimaux dans le logement et la cuisine [JOFR, 1983]

- La ventilation par pièces séparées

Le principe de la ventilation par pièces séparées est illustré sur la Figure I.8. L'entrée d'air neuf et l'extraction d'air vicié se font dans la même pièce, soit par un seul orifice de grandes dimensions, tel qu'une fenêtre, soit par deux orifices en façade, ou encore par un système mécanique assurant l'amenée d'air neuf et l'extraction d'air vicié (système double flux). La cuisine est alors la seule pièce ventilée en permanence à l'aide d'un conduit d'extraction, les salles d'eau n'étant munies que d'ouvrants. En présence de vent, le logement est balayé par un vent traversant. Le renouvellement d'air est donc essentiellement assuré au travers des fenêtres et des défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Ainsi, la circulation de l'air dans le logement n'est pas contrôlée, et des transferts d'air vicié des pièces de service aux pièces de vie peuvent survenir.

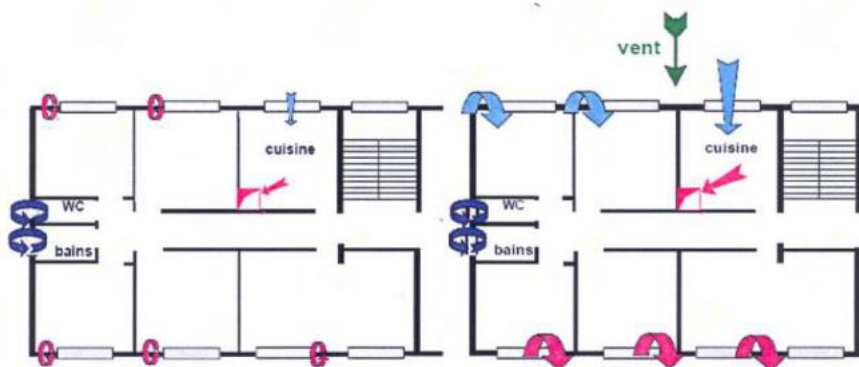


Figure I.8. Principe de ventilation par pièces séparées dans l'habitat

- La ventilation par balayage partiel

Il s'agit d'un principe hybride entre la ventilation par balayage et la ventilation par pièces séparées. L'apport d'air neuf et l'extraction sont dans des pièces différentes, mais l'écoulement de l'air dans le logement n'est pas réellement contrôlé. Par exemple, il peut y avoir une extraction dans la cuisine, mais uniquement des ouvrants dans les salles d'eau (Figure I.9), qui ne participent pas alors au renouvellement d'air du reste du logement.

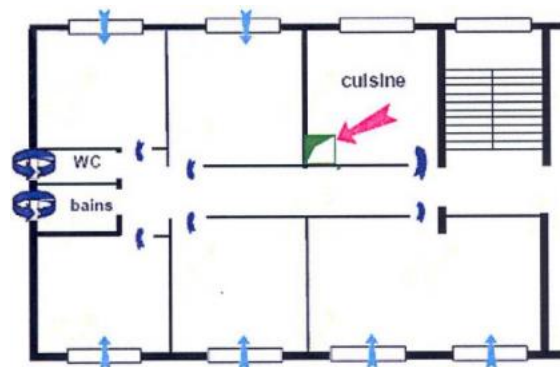


Figure I.9. Principe de ventilation par balayage partiel

Dans notre étude, nous avons choisi de considérer le principe de ventilation par balayage, qui est le plus répandu. Il est adapté à la réhabilitation énergétique des bâtiments dans la mesure où il est souvent déjà en fonctionnement dans les habitations. Un détalonnage en bas de porte sera ainsi considéré pour la reprise d'air du local étudié.

Les principes de la ventilation au niveau du bâtiment ayant été rappelés, il convient maintenant de présenter les stratégies de ventilation et de conditionnement thermique utilisés au niveau d'une pièce d'habitation.

Les stratégies de ventilation et de conditionnement thermique au niveau de la pièce

L'objectif des stratégies de ventilation et de conditionnement thermique est de maintenir un niveau convenable de confort thermique et de qualité de l'air dans une zone de la pièce, appelée zone d'occupation. Il s'agit d'une zone virtuelle, dont les limites sont à 0,5 m des murs et des obstacles dans la pièce, et dont la hauteur est de 1,8 m (Figure I.10). Dans le reste de la pièce, des valeurs moins bonnes de confort ont peu d'incidence et peuvent ainsi être tolérées [Nielsen, 2007].

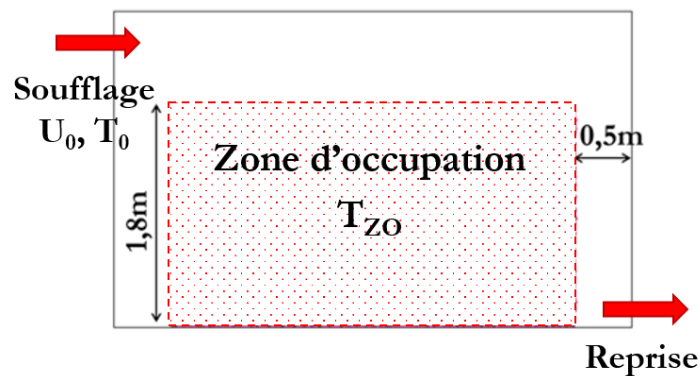


Figure I.10. Schéma de la zone d'occupation (vue en coupe d'une pièce de vie)

Pour cela, de l'air est insufflé dans la pièce à la température T_0 et à la vitesse U_0 . Il s'agit alors de choisir une stratégie de ventilation permettant d'obtenir l'écoulement d'air souhaité. Les paramètres définissant l'écoulement dans la pièce sont les suivants [Nielsen, 2011] :

- la configuration de chauffage ou de rafraîchissement
- le nombre d'Archimède au soufflage Ar_0 (ou débit d'air soufflé et écart de température entre l'air soufflé et l'air repris)
- les dimensions de la pièce, et notamment le ratio A_0/A , A étant la surface total des parois du local
- les positions du soufflage et de la reprise d'air, ainsi que leurs géométries

Le nombre d'Archimède au soufflage Ar_0 est le rapport des forces de poussée aux forces d'inertie, cf. Equation (I.21). Il permet de décrire de manière globale l'écoulement dans la pièce.

$$Ar_0 = \frac{g\beta_T|T_0 - T_{z0}| 2\sqrt{A_0/\pi}}{U_0^2} \quad (I.21)$$

Avec g : accélération de pesanteur

β_T : coefficient de dilatation thermique

T_{z0} : température d'air moyenne dans la zone d'occupation

A_0 : section de passage du soufflage d'air

Le principe des différentes stratégies de ventilation et de conditionnement thermique au niveau de la pièce sont présentés ci-après. Il faut noter qu'en fonction du débit de renouvellement d'air, une même position de soufflage et de reprise peut entraîner une stratégie de soufflage différente.

Ventilation par piston

La ventilation par piston consiste à créer un écoulement unidirectionnel dans la pièce. L'air neuf est insufflé au travers de l'ensemble d'une paroi (plafond perforé par exemple) et la reprise d'air est effectuée sur la paroi opposée (Figure I.11). Les polluants sont ainsi directement évacués et l'efficacité de ventilation est très bonne. Afin de s'assurer que la stratégie soit efficace, un taux de renouvellement d'air important est cependant nécessaire. Les avantages et les inconvénients de l'ensemble des stratégies de ventilation décrites, dont la ventilation par piston, sont listés dans le Tableau I.11. La très grande surface de soufflage requise par la ventilation par piston oblige d'utiliser un faux-plafond ou un faux-plancher, une alternative compliquée à mettre en œuvre dans le résidentiel, particulièrement en réhabilitation. De plus, le taux de ventilation élevé nécessaire en fait une stratégie de ventilation très coûteuse, et donc peu adapté à l'habitat.

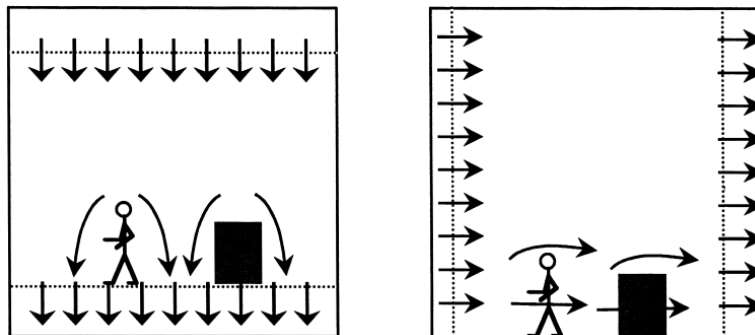


Figure I.11. Ventilation par piston [Hagström et al., 2000]

Ventilation par déplacement

La stratégie de ventilation par déplacement consiste à utiliser la différence de densité entre l'air soufflé et l'air à proximité des sources de chaleur, c'est-à-dire les forces de poussée, pour générer le mouvement d'air dans la pièce. La ventilation par déplacement consiste ainsi à remplacer l'air vicié par l'air neuf, et non à les mélanger. Souvent, le soufflage d'air est situé près du sol, et les reprises d'air au niveau du plafond, ou en hauteur (Figure I.12). Avec la ventilation par déplacement, il est ainsi important que les sources de polluants soient associées aux sources de chaleur, sans quoi l'efficacité de ventilation est moins bonne. Dans le cas d'air soufflé au niveau du sol, une température d'air soufflé de 17°C minimum est nécessaire afin d'éviter des risques de courant d'air. Cela peut ne pas suffire pour apporter la puissance froide nécessaire dans le cadre de BBC : il est alors nécessaire d'employer des débits de soufflage plus importants. En conséquence, les sections de soufflage sont plus grandes afin d'éviter une vitesse débitante trop élevée. Il faut de plus s'assurer que les occupants soient à au moins de 1 m à 1,5 m de la grille de soufflage afin d'éviter les risques de courant d'air, ce qui limite le choix du positionnement du diffuseur. Ces contraintes sont défavorables à l'utilisation de la ventilation par déplacement dans le résidentiel, d'autant plus dans un contexte de réhabilitation énergétique. La ventilation par déplacement semble ainsi mieux adaptée au tertiaire ou aux bâtiments de plus grandes dimensions, dans la mesure où les besoins en air neuf et en rafraîchissement y sont plus élevés (du fait de l'occupation et des sources internes plus importantes : ordinateurs, machines etc...).

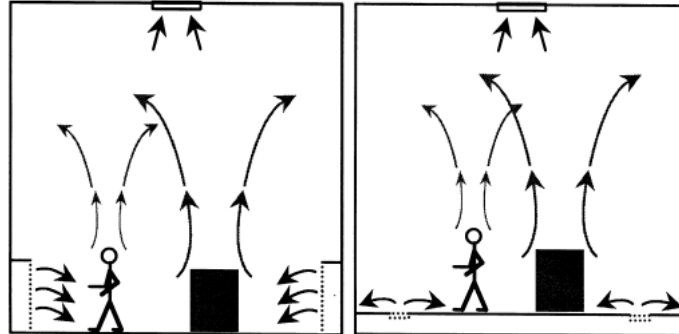


Figure I.12. Ventilation par déplacement [Hagström et al., 2000]

Ventilation par mélange

La stratégie de ventilation par mélange consiste à diluer l'air ambiant, pollué, à l'air neuf soufflé par le diffuseur d'air. Une vitesse débitante importante est nécessaire, génératrice d'une grande intensité de turbulence, de telle sorte à assurer un mélange efficace et une distribution uniforme de température et de polluant dans la zone d'occupation. Pour cela, une section de soufflage réduite est nécessaire. Typiquement, des valeurs du rapport de la section de soufflage à la surface totale des parois du local A_0/A de l'ordre de 10^{-3} sont constatées. La vitesse débitante importante oblige à placer le diffuseur en dehors de la zone d'occupation afin d'éviter des risques de courant d'air.

Ainsi, le soufflage est souvent effectué en partie haute de la pièce (cf. Figure I.13.)

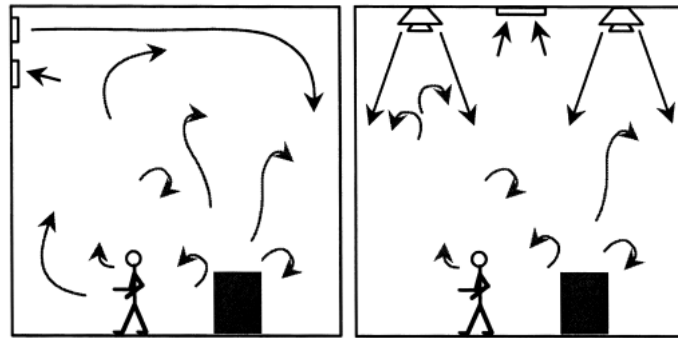


Figure I.13. Ventilation par mélange [Hagström et al., 2000]

Choix de la stratégie de ventilation

Le choix de la stratégie de ventilation et de conditionnement de l'ambiance doit être fait en prenant en compte la position du soufflage d'air neuf et de la reprise de l'air vicié. Dans le cas de la ventilation par balayage que nous avons retenu pour notre étude, l'évacuation de l'air vicié dans les pièces de vie se fait en partie basse des portes. La ventilation par déplacement s'en trouve éliminée. En effet, elle fait intervenir un soufflage d'air neuf en partie basse du local, le risque d'évacuation de l'air neuf avant qu'il ne puisse réchauffer ou refroidir l'ambiance (court-circuit) serait donc important dans notre cas. De plus, en soufflage chaud, la ventilation par déplacement n'est pas aussi efficace du fait de la stratification thermique réduite dans le local. Une stratégie de ventilation par mélange est donc retenue pour notre étude. Elle présente l'avantage de permettre l'emploi d'une position de soufflage unique proche du plafond, à la fois pour le chauffage et pour le rafraîchissement, solution qui est moins coûteuse, et techniquement plus aisée à mettre en œuvre que deux positions de soufflage séparées.

Stratégie de ventilation	Avantages	Inconvénients
Ventilation par piston	<ul style="list-style-type: none"> • L'efficacité d'extraction du polluant est maximale • La vitesse de l'air est réduite, ce qui limite les risques de courant d'air 	<ul style="list-style-type: none"> • Un taux de renouvellement d'air important est nécessaire • Une très grande surface de soufflage est requise
Ventilation par déplacement	<ul style="list-style-type: none"> • Une concentration en polluants très faible peut être obtenue dans la zone d'occupation • La section de soufflage plus grande limite les risques de bruit à fort débit de soufflage 	<ul style="list-style-type: none"> • Le soufflage au niveau du sol peut provoquer un court-circuit de l'air neuf en cas de reprise en position basse • Des zones stagnantes avec des concentrations élevées en polluant peuvent exister • La température de soufflage ne peut pas être trop basse en rafraîchissement, sous peine de provoquer des courants d'air froid
Ventilation par mélange	<ul style="list-style-type: none"> • Le soufflage est effectué en position haute : bonne accessibilité en réhabilitation • Les risques de courant d'air sont a priori limités car le soufflage se fait en dehors de la zone d'occupation • Les sources de polluants peuvent être découplées des sources de chaleur 	<ul style="list-style-type: none"> • L'efficacité de ventilation est de 1 au maximum • Il y a un risque de gêne sonore du fait de la section de soufflage réduite • Il y a un risque de chute du jet dans la zone d'occupation en soufflage d'air froid

Tableau I.11. Avantages et inconvénients des stratégies de ventilation par piston, par déplacement, et par mélange

I.3.3 Jets et panaches

Afin de pouvoir appliquer efficacement une stratégie de ventilation, il convient de s'intéresser aux phénomènes de jets d'air issus des diffuseurs d'air employés, et de panaches thermiques s'épanouissant au voisinage des sources de chaleur dans le local. Ces phénomènes sont présentés succinctement ci-dessous.

Les jets isothermes libres

Un jet libre est un écoulement issu d'une ouverture (fente ou buse de diffuseur d'air) et injecté dans un autre fluide au repos. Dans le cas de la ventilation des bâtiments, il s'agit du même fluide : l'air. Le jet libre se développe dans un milieu considéré comme infini, c'est-à-dire loin de tout obstacle susceptible d'influencer l'écoulement. Au niveau de la frontière du jet a lieu un phénomène de mélange avec le fluide ambiant nommé « entraînement », qui est responsable de la création de turbulence. En conséquence, plus le jet s'éloigne de l'ouverture, plus il s'épanouit jusqu'à être complètement dissipé. Des études expérimentales [Rajaratnam, 1976] ont permis de caractériser les différentes zones d'un jet libre et les lois d'évolution de la vitesse maximale dans le sens longitudinal. Celles-ci sont présentées sur la Figure I.14.

Dans la première zone en aval de l'ouverture, nommée « noyau potentiel », la vitesse axiale du jet U_m est égale à la vitesse initiale. Il s'agit d'un lieu de forme conique où l'écoulement est en régime laminaire. Elle correspond à la région de développement du jet. En limite du noyau potentiel, une zone de mélange d'épaisseur croissante est générée au niveau de la frontière avec le milieu ambiant. Sa longueur dépend de la géométrie de l'ouverture, ainsi que de la turbulence de l'air en entrée. Dans une seconde région, la vitesse décroît en fonction de la distance et de la vitesse initiale. Il s'agit de la région d'écoulement établi. Celle-ci peut être décomposée en trois zones.

- La zone caractéristique du jet

La vitesse axiale U_m y évolue suivant une loi du type :

$$\frac{U_m}{U_0} = K_{v2} \frac{1}{x^n} \quad (I.22)$$

Avec K_{v2} un coefficient qui dépend de la géométrie du diffuseur, et n un coefficient compris entre 0,33 et 1,0. Il s'agit d'une zone dont la distance dépend aussi de la géométrie du diffuseur. Sa distance est importante pour des ouvertures rectangulaires, dont le rapport de forme L_0/h_0 est grand (L_0 et h_0 étant respectivement la longueur de l'ouverture et sa largeur), mais négligeable pour des ouvertures circulaires, ou des diffuseurs avec un rapport de forme L_0/h_0 petit.

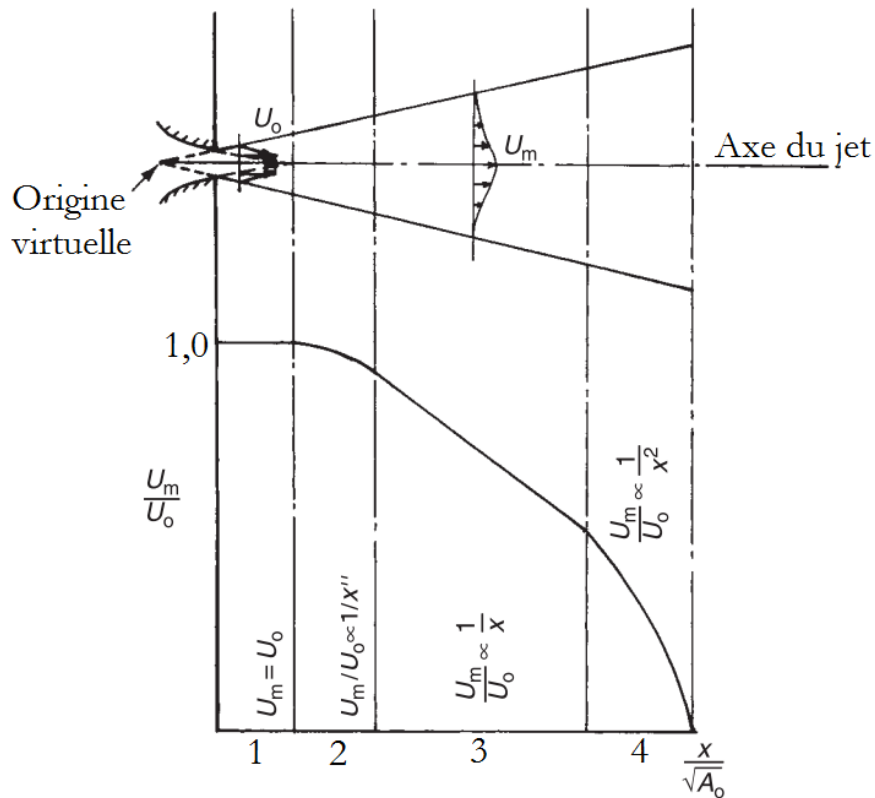


Figure I.14. Les quatre zones d'un jet isotherme libre. 1 : noyau potentiel. 2 : zone caractéristique. 3 : zone axisymétrique. 4 : région terminale [Awbi, 2003].

- La zone axisymétrique du jet

La vitesse axiale y évolue suivant une loi du type :

$$\frac{U_m}{U_0} = K_{v3} \frac{1}{x} \quad (\text{I.23})$$

Au contraire de la zone précédente, la zone axisymétrique est prépondérante pour des ouvertures circulaires ou des diffuseurs à rapport de forme L_0/h_0 petit, mais négligeable pour des ouvertures dont le rapport de forme L_0/h_0 est grand.

- La région terminale du jet

Il s'agit de la région où le jet devient non distinguable de l'air ambiant. La vitesse axiale y décroît avec le carré de la distance :

$$\frac{U_m}{U_0} = K_{v4} \frac{1}{x^2} \quad (\text{I.24})$$

Le jet issu du diffuseur d'air étudié

Le jet isotherme libre correspond à un cas idéal. Dans le cas de la ventilation et du traitement des ambiances par le vecteur air, la géométrie du diffuseur d'air et le jet qui en résulte sont d'une plus grande complexité. Ce dernier présente les caractéristiques suivantes :

- Proximité de paroi (Figure I.15) : le jet est soufflé à proximité du plafond, qui joue un rôle sur le développement du jet. En effet, il y a attachement du jet au plafond à partir d'une certaine distance (effet Coanda) et la surface de mélange est donc réduite, permettant au jet d'aller plus loin dans la pièce.

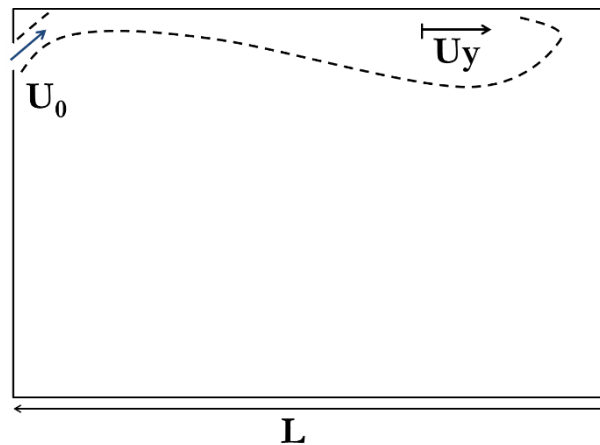


Figure I.15. Jet de paroi dans une pièce ventilée

- Confiné : le confinement joue également un rôle sur le développement du jet, par le biais de l'écoulement de retour faisant suite à l'impact du jet contre le mur opposé qui agit sur le jet lui-même.
- Tridimensionnel : le jet est issu d'un diffuseur d'air de géométrie complexe.
- Anisotherme : la température de l'air soufflé est différente de celle de l'ambiance. Dans le cas d'un soufflage d'air froid, il peut y avoir un détachement du jet et une chute de celui-ci dans la pièce lorsque les forces d'inertie et les forces de poussée défavorable s'égalisent. La distance à laquelle ce phénomène se produit se nomme distance de séparation, notée Y_s (Figure I.16). Ce phénomène peut être responsable de courant d'air dans la zone d'occupation, il est ainsi désirable d'obtenir une portée aussi longue que possible, i.e. aussi longue que la dimension L de la pièce [Farquharson, 1952].

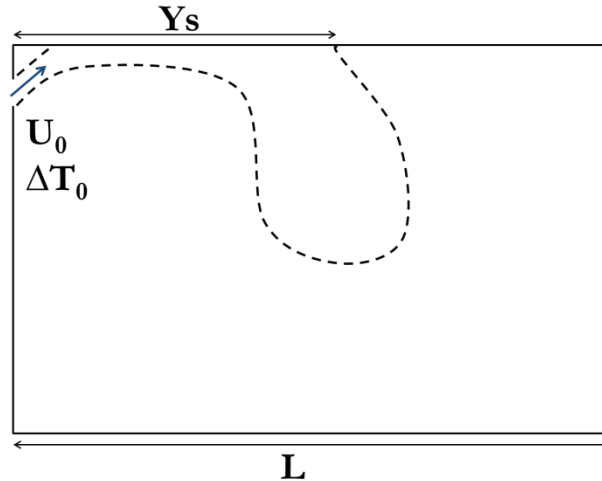


Figure I.16. Distance de séparation Y_s pour un jet de paroi chutant dans la pièce

De plus, le diffuseur étudié, qui est présenté dans le Chapitre II, est composé de plusieurs buses. Il en résulte un phénomène d'interaction des jets issus de chaque buse. Ainsi, le cas étudié est particulièrement complexe. La prédiction de la portée du jet pour ce diffuseur peut être une information précieuse afin d'éviter le phénomène de courant d'air dû à une chute du jet dans la zone d'occupation, et constitue ainsi l'un des objectifs de cette étude. Cependant, une étude fine et exhaustive du jet issu du diffuseur serait particulièrement coûteuse en temps et en moyens, et sort ainsi du cadre de cette thèse.

Les panaches thermiques

Les panaches thermiques sont produits par convection naturelle et sont une conséquence des forces de poussée résultant de la différence de température entre l'air ambiant et l'air en contact avec une source de chaleur. L'air ambiant est ainsi entraîné dans le panache thermique avec un taux d'entraînement, noté α_e , de 0,10 à 0,16, comme défini par l'Equation (I.25). Celui-ci est supérieur à celui des jets qui est de 0,065 à 0,080 [Carazzo et al., 2006].

$$\alpha_e = \frac{Q_Y - Q_0}{Q_0} \quad (\text{I.25})$$

Avec Q_0 : débit à l'origine du jet ou du panache

Q_Y : débit à la distance y en aval de l'origine du jet ou du panache

L'écoulement dans la pièce est grandement influencé par les panaches thermiques qui se forment au voisinage de toutes les sources de chaleur dans la pièce (occupants, chauffages, ordinateurs, parois...). Leur influence dépend du système de ventilation retenu, et est particulièrement importante dans les cas de soufflage à basse vitesse (ventilation par déplacement). Cependant, des

études sur la ventilation par mélange ont montré que les panaches thermiques pouvaient également avoir une influence importante sur les jets au niveau du plafond et donc sur l'écoulement de l'air dans la pièce [Cho et Awbi, 2002]. Il convient donc d'étudier leur influence dans notre étude, en considérant des sources de chaleur dans le local.

Les phénomènes gouvernant l'écoulement dans la pièce ayant été décrits, il convient de présenter les indices permettant d'évaluer l'efficacité de ventilation.

I.3.4 Efficacité de ventilation

L'Equation (I.20) suppose un mélange parfait des polluants dans l'air ambiant. Or, cela est rarement le cas en pratique. La plupart du temps, l'air neuf ne se mélange pas parfaitement avec l'air dans la zone d'occupation, et quitte parfois la pièce avant d'avoir pu se mélanger avec celui-ci (phénomène de court-circuit). Il en résulte une concentration en polluant variable selon la position dans la pièce. Ainsi, le débit d'air neuf nécessaire pour maintenir la concentration sous une valeur seuil dans la zone d'occupation est supérieur à la valeur calculée en supposant un mélange parfait, et il est nécessaire d'évaluer l'efficacité de ventilation des différents systèmes utilisés. Pour cela, de nombreux indices ont été développés, tels que l'efficacité d'extraction du polluant et l'efficacité de température.

Efficacité d'extraction du polluant

La fonction d'un système de ventilation est d'apporter de l'air neuf et d'extraire efficacement les polluants se trouvant dans la pièce, et en particulier dans la zone d'occupation. [Sandberg, 1981] a défini l'efficacité d'extraction du polluant comme le rapport entre la concentration du polluant à l'extraction et la concentration moyenne dans la zone d'occupation, voir Figure I.17 et Equation (I.26).

$$\varepsilon_c = \frac{C_r}{C_{ZO}} \quad (I.26)$$

Où C_r est la concentration du polluant à la reprise et C_{ZO} la concentration moyenne dans la zone d'occupation. Dans le cas où le polluant est présent dans l'air insufflé, comme c'est le cas pour le dioxyde de carbone, cette équation prend en compte la concentration du polluant dans l'air insufflé C_0 (I.27).

$$\varepsilon_c = \frac{C_r - C_0}{C_{ZO} - C_0} \quad (I.27)$$

L'efficacité d'extraction du polluant peut prendre une valeur allant de 0 à l'infini, un système de ventilation performant correspondant à une valeur d'efficacité d'extraction du polluant supérieure ou égale à 1. Dans le cas d'une stratégie de ventilation par mélange, on considère qu'un mélange parfait est obtenu lorsque l'efficacité d'extraction du polluant est égale à 1. En effet, la

concentration à la reprise est alors égale à la concentration dans la zone d'occupation. En revanche, lorsqu'une partie de l'air insufflé quitte la pièce sans séjourner dans la zone d'occupation (phénomène de court-circuit), la concentration à la reprise est inférieure à la concentration dans la zone d'occupation, et l'efficacité d'extraction du polluant est inférieure à 1. Une valeur supérieure à 1 peut être obtenue pour certaines stratégies de ventilation, lorsqu'un polluant émis dans la zone d'occupation est immédiatement entraîné par la reprise. Lorsque la position des sources de polluant est connue, l'efficacité d'extraction du polluant constitue un indicateur pertinent de la qualité de l'air intérieur [Novoselac et Srebric, 2003], cet indice a donc été retenu pour la présente étude.

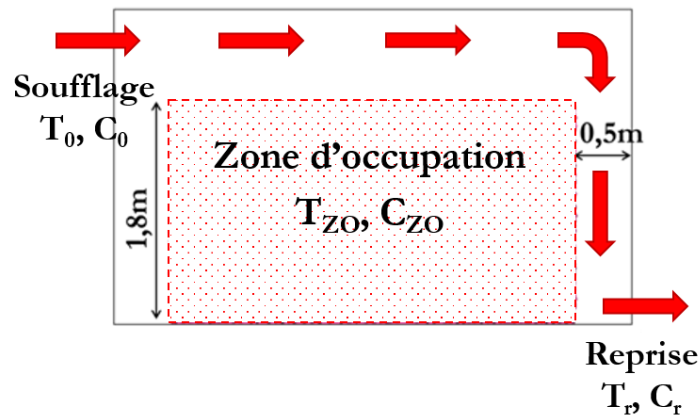


Figure I.17. Evaluation de l'efficacité de ventilation dans la zone d'occupation

Efficacité de température

De façon équivalente, l'efficacité de température permet d'évaluer l'efficacité d'un système à réchauffer l'ambiance en configuration de chauffage, et son efficacité à refroidir l'ambiance en configuration de rafraîchissement. Lorsque la zone d'intérêt est la zone d'occupation de la pièce, l'efficacité de température est définie comme suit [Awbi, 1994] :

$$\varepsilon_T = \frac{T_r - T_0}{T_{ZO} - T_0} \quad (I.28)$$

Dans le cas d'une stratégie de ventilation par mélange, une efficacité de température de 1 correspond de même à une situation de mélange parfait. Une valeur inférieure à 1 signifie qu'une partie de l'air apporté par le soufflage est court-circuité, quittant la pièce sans réchauffer ou refroidir la zone d'occupation. L'objectif est donc de parvenir à obtenir une efficacité de température la plus proche possible de 1, ou supérieure à 1. En effet, de même que pour l'efficacité d'extraction du polluant, l'efficacité de température peut prendre une valeur supérieure à 1 dans certains cas, notamment lorsque des charges thermiques internes sont prises en compte. A titre d'exemple, le calcul de l'efficacité de température pour des valeurs hypothétiques d'un cas de chauffage et d'un cas de rafraîchissement est présenté dans le Tableau I.12. Le cas de chauffage fournit une valeur d'efficacité de température de 0,66, signe qu'une partie de l'énergie apportée par le soufflage quitte

la pièce sans bénéficier à la zone d'occupation. Une telle valeur signifie que la stratégie de ventilation retenue n'est probablement pas adaptée. En revanche, la valeur de 0,91 obtenue pour le cas de rafraîchissement peut être considérée comme acceptable.

Désignation	Chauffage	Rafrâichissement
Température de soufflage	$T_0 = 24^\circ\text{C}$	$T_0 = 15^\circ\text{C}$
Température de reprise	$T_r = 22^\circ\text{C}$	$T_r = 25^\circ\text{C}$
Température moyenne dans la zone d'occupation	$T_{ZO} = 21^\circ\text{C}$	$T_{ZO} = 26^\circ\text{C}$
Efficacité de température	$\varepsilon_T = \frac{22 - 24}{21 - 24} = \frac{-2}{-3} = 0,66$	$\varepsilon_T = \frac{25 - 15}{26 - 15} = 0,91$

Tableau I.12 . Efficacité de température en chauffage et en rafraîchissement

L'efficacité de température apparaît donc comme un indice adapté à la fois aux situations de chauffage et de rafraîchissement de l'ambiance, et est utilisé dans la présente étude pour évaluer les performances du système intégré de ventilation, chauffage et rafraîchissement.

I.4 Positionnement de l'étude

L'étude bibliographique a permis de définir qu'une stratégie de ventilation par balayage au niveau du logement, et par mélange au niveau de la pièce semblent être les mieux adaptées pour les logements BBC neufs et réhabilités ayant recours à un système combiné de ventilation, chauffage et rafraîchissement. Des indices de confort thermique et d'efficacité de ventilation adaptés à l'étude ont alors été présentés, et il a été mis en évidence qu'il est nécessaire d'évaluer à la fois les grandeurs physiques (température, vitesse d'air, concentration en polluant) et leurs gradients dans la pièce afin d'évaluer les performances du système. Il convient ainsi d'étudier la distribution des différentes grandeurs physiques dans la pièce, et donc la diffusion de l'air dans celle-ci.

Une étude bibliographique a alors été réalisée sur les travaux traitant de l'étude des écoulements en cavité ventilées, afin de positionner la présente étude. L'état de l'art a mis en évidence un nombre relativement important de travaux concernant la prédiction des écoulements, et l'évaluation du confort thermique et de la qualité de l'air dans les pièces des bâtiments. Les objets de ces travaux sont très divers et concernent soit l'étude globale de la diffusion de l'air au niveau du local, soit la modélisation d'un phénomène en particulier (mesures dans le jet issu d'un diffuseur d'air spécifique, étude du panache thermique issu d'un occupant, comparaison des modèles de turbulence pour les prédictions numériques des écoulements...). Les méthodes employées consistent en :

- des mesures en laboratoire en conditions climatiques contrôlées : échelle 1 [Catalina et al., 2009] ou échelle réduite avec lois de similitudes [Van Hooff et al., 2012]. Les mesures des différentes variables sont faites soit localement avec mise en place d'un maillage de mesure ou encore par anémométrie laser.

- des mesures en conditions réelles, dans des bâtiments occupés ou non [Dhalluin, 2012].
- des questionnaires remplis par des occupants en conditions réelles ou lors d'expériences en conditions contrôlées [Fanger, 1972].
- des simulations numériques de l'écoulement en résolvant les équations de conservation dans la pièce divisée en volumes plus ou moins petits : modèles zonaux [Inard et al., 1996] et codes de mécanique des fluides numériques [Cehlin et Mosfegh, 2010].

Une liste non exhaustive d'études récentes portant sur l'étude de l'écoulement en cavité dans le but de déterminer la qualité de l'environnement intérieur est présentée dans le Tableau I.13. Les méthodes employées sont précisées dans les colonnes « Etude expérimentale » et « Etude numérique ». Dans la plupart des études recensées, au moins un élément semble ne pas être pris en compte par rapport la présente étude (cf. colonne « Limites de l'étude ») : étude en deux dimensions [Nielsen, 1989], soufflage isotherme [Meslem et al., 2010][Nielsen 1989], géométrie de diffuseur simple [Castanet, 1998][Nielsen, 1989], étude limitée à la zone directement en aval du diffuseur [Meslem et al., 2010], étude de ventilation par déplacement [Cehlin et Mosfegh, 2010].

Ainsi, la valeur ajoutée de la présente étude par rapport aux travaux existants réside tout d'abord dans les conditions étudiées qui correspondent au contexte nouveau des bâtiments à haute performance énergétique. Le nombre important de paramètres considérés (étude en trois dimensions, anisotherme, prise en compte d'un polluant, diffuseur de géométrie complexe, prise en compte de charges thermiques internes...) contribue également à l'originalité de l'étude.

De plus, de nombreux travaux effectués dans ce domaine ont une approche soit numérique, soit expérimentale, mais bénéficient rarement de la contribution des deux approches. Il semble pourtant essentiel de valider les résultats numériques, dont la précision peut être entachée par un nombre important de paramètres [Li et Nielsen, 2011]. Cela conforte le choix qui a été pris dans notre étude d'effectuer dans un premier temps des mesures en conditions contrôlées, puis dans un second temps des simulations CFD, avec une confrontation des résultats obtenus par les deux approches.

Auteur	Année	Sujet	Etude expérimentale	Etude numérique	Limites de l'étude
Skovgaard et Nielsen Heikinnen Chen et Moser Rong et Nielsen Olmedo et Nielsen Le Dreau et al.	1991 1991 1991 2008 2010 2012	Conditions contrôlées (cavité de l'Annexe 20 de l'IEA)	Anémométrie thermique	CFD : RANS	Isotherme. Conditions de soufflage simplifiées.
Castanet Kuznik Catalina et al.	1998 2005 2009	Conditions contrôlées (cellule MINIBAT)	Mât mobile : jet et ZO	Modèle zonal CFD : RANS CFD : RANS	Géométrie de soufflage simple (fente, bouche circulaire)
Rutman	2000	Etude de l'écoulement en conditions contrôlées	Mât mobile : jet et ZO	Modèle zonal	Pas de CFD
He	2005	Confort thermique et QAI	Anémométrie thermique	CFD : RANS	
Cehlin et Mosfegh	2010	Écoulement et confort	Anémométrie thermique	CFD : RANS	Ventilation par déplacement
Rohdin et Mosfegh	2011	Écoulement et confort dans un bâtiment d'industrie	Anémométrie thermique	CFD : RANS	Bâtiment industriel
Van Hooff et al.	2010	Conditions contrôlées échelle réduite	PIV	CFD : RANS	
Meslem et al.	2010 2011	Conditions contrôlées Écoulement issu d'un ou plusieurs orifices	PIV	Non CFD : RANS	Isotherme Uniquement zone de jet

Tableau I.13 . Liste d'études des écoulements en cavité

Chapitre II.

Approche expérimentale

II.1 Cellule climatique

Les essais expérimentaux ont été menés dans la cellule climatique « Qualité de l'environnement intérieur » située dans l'enceinte du laboratoire LaSIE, à La Rochelle. L'ensemble des travaux expérimentaux, comprenant : la période d'aménagement de la cellule, l'installation de la métrologie, la campagne d'essais de mise au point de la cellule, et la campagne de mesure des essais finaux, a duré une année, de juin 2011 à juin 2012. Cette thèse constitue la première étude menée dans la cellule.

II.1.1 Composition de l'enveloppe

La cellule climatique est composée de deux enceintes, nommées par la suite « cellule test » et « garde thermique » (cf. Figure II.1.). Les mesures sont effectuées dans la cellule test. Celle-ci est composée de panneaux en acier inoxydable amovibles. De la sorte, il est possible de sélectionner la position du caisson de soufflage de l'air et du caisson d'extraction d'air parmi de nombreuses positions au niveau des parois et du plafond de la cellule. Des joints en silicone permettent d'assurer l'étanchéité au niveau des panneaux constituant les cloisons de la cellule test. Les dimensions de la cellule test sont spécifiées sur la Figure II.2. L'introduction d'air neuf est effectuée à proximité du plafond sur la paroi Est. La reprise d'air est quant à elle effectuée sur la paroi opposée (Ouest), proche du sol.

La garde thermique entoure la cellule test : elle est contrôlée en température et permet ainsi de soumettre les parois de la cellule test à la température souhaitée. Les parois de la garde thermique sont composées de panneaux isolants d'une épaisseur de 15 cm afin de se soustraire aux conditions de température extérieures. Le soufflage d'air dans la garde thermique s'effectue contre la paroi Ouest de la cellule test, et la reprise d'air est assurée sur la paroi opposée de la garde thermique en partie haute, afin d'assurer un brassage efficace de l'air et une température homogène dans la garde thermique. En conséquence, les parois de la cellule test ont également une température homogène.

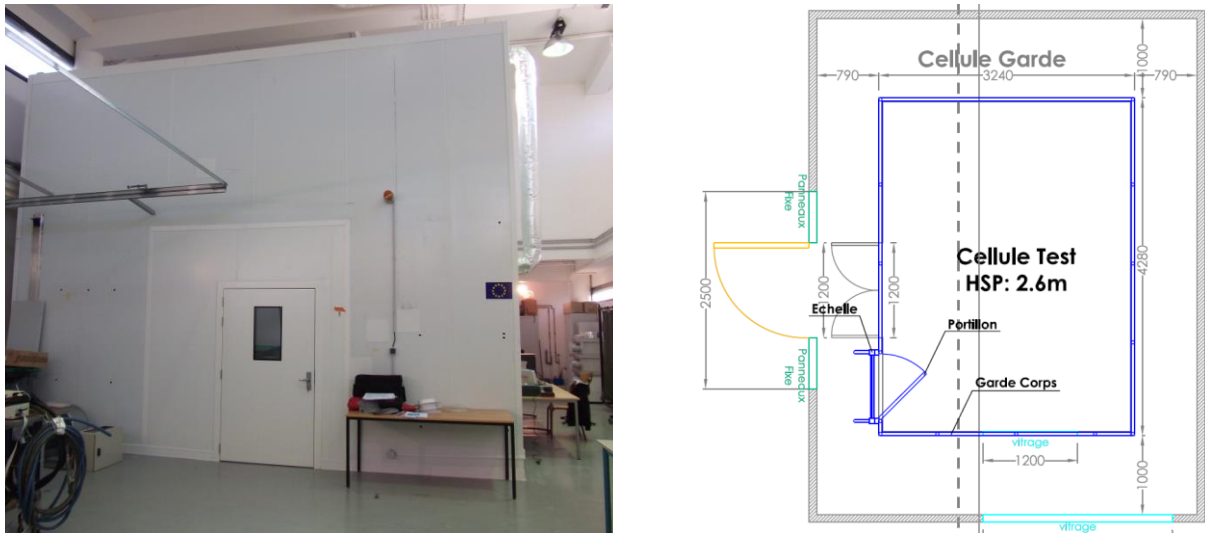


Figure II.1. Vue extérieure de la cellule « Qualité de l'environnement intérieur », et schéma de la cellule test et de la garde thermique

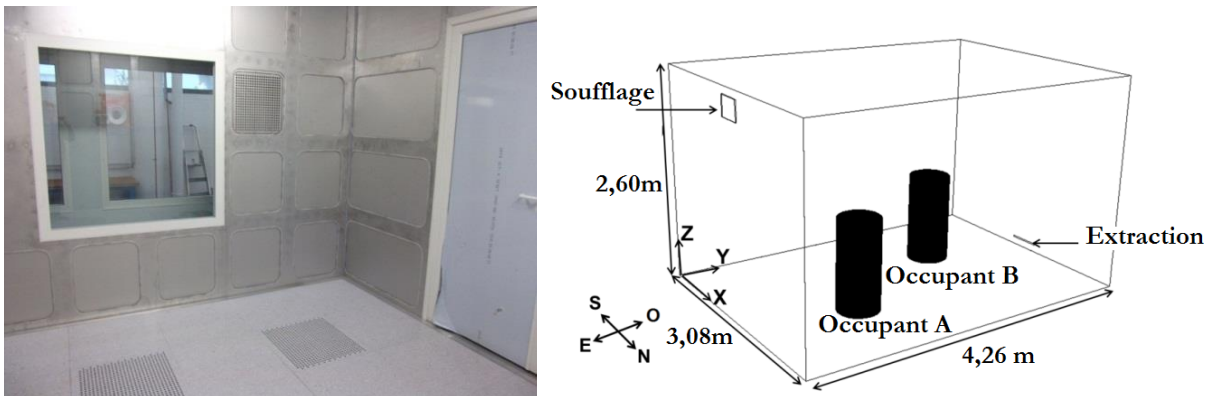


Figure II.2. Vue intérieure et schéma et de la cellule test

La cellule test et la garde thermique sont contrôlées en pression. Une dépression de 20 Pa est maintenue entre la garde thermique et le hall d'essais. De même, une surpression de 5 Pa est maintenue entre la cellule test et la cellule garde afin de ne pas introduire d'air en provenance de la cellule garde dans la cellule test, qui est la plus faible valeur mesurable. Sans cette précaution, l'air introduit par les infiltrations entraînerait des erreurs dans les mesures par introduction d'air en provenance de la garde thermique, ce qui pourrait avoir pour conséquence de surestimer l'efficacité d'extraction du polluant et de sous-estimer l'efficacité de température. La faible valeur de la surpression maintenue vise à limiter les fuites par exfiltration qui peuvent également être source d'erreur.

II.1.2 Conditionnement thermique

Le conditionnement thermique de la cellule test et de la garde thermique est assuré par une centrale de traitement d'air (CTA). Le schéma aéraulique de celle-ci est présenté sur la Figure II.3. La CTA peut fonctionner soit entièrement en air neuf en provenance de l'extérieur, soit en air partiellement recyclé en provenance de la cellule test (① sur la Figure II.3). Pour tous les essais faisant intervenir de l'injection de polluant, le mode « tout air neuf » a été retenu.

Le refroidissement de l'air soufflé est assuré par un groupe de production d'eau glacée d'une puissance frigorifique de 75kW fonctionnant à un régime 8/12°C et associé à une vanne trois voies afin d'obtenir la température d'air souhaitée en sortie de CTA (②). Une batterie électrique d'une puissance de 12 kW permet quant à elle de chauffer l'air soufflé (③). Une température de sortie de CTA de 12,6°C à 35°C est ainsi atteignable, avec un débit variable de 35 m³/h à 300m³/h. L'air traité est ensuite amené au niveau d'un caisson de soufflage, puis insufflé dans la cellule test à la position souhaitée (④). Un extracteur situé en aval de la cellule test permet alors de contrôler la surpression dans la cellule (⑤). Un extracteur général est quant à lui chargé d'évacuer l'air extrait de la cellule test et de la garde thermique (⑥). Un certain nombre de fonctions de la CTA est dédié aux études de la qualité de l'air (filtre à particules, filtre à charbon actif, caisson d'injection de polluants...) et n'est pas utilisé dans le cadre de cette étude.

Afin de pouvoir obtenir des températures de soufflage plus extrêmes, une isolation complémentaire de 10 cm d'épaisseur a été placée sur les gaines souples menant au soufflage et passant par la garde thermique. Ces modifications ont permis d'atteindre des températures de soufflage d'air de 14,9°C et de 32°C dans la cellule test, pour une température d'air de 27°C et 18°C dans la garde thermique, respectivement.

Un automate est associé à la CTA et permet d'atteindre et de maintenir la consigne de température. Un logiciel associé à l'automate permet de spécifier les consignes de débit et de température d'air soufflé, de température de garde, et de surpression dans la cellule test. L'humidité relative de l'air à l'intérieur de la cellule n'est pas contrôlée. Cependant, elle est mesurée ce qui nous a permis de vérifier qu'elle est globalement constante durant l'essai en cours et d'un essai à un autre.

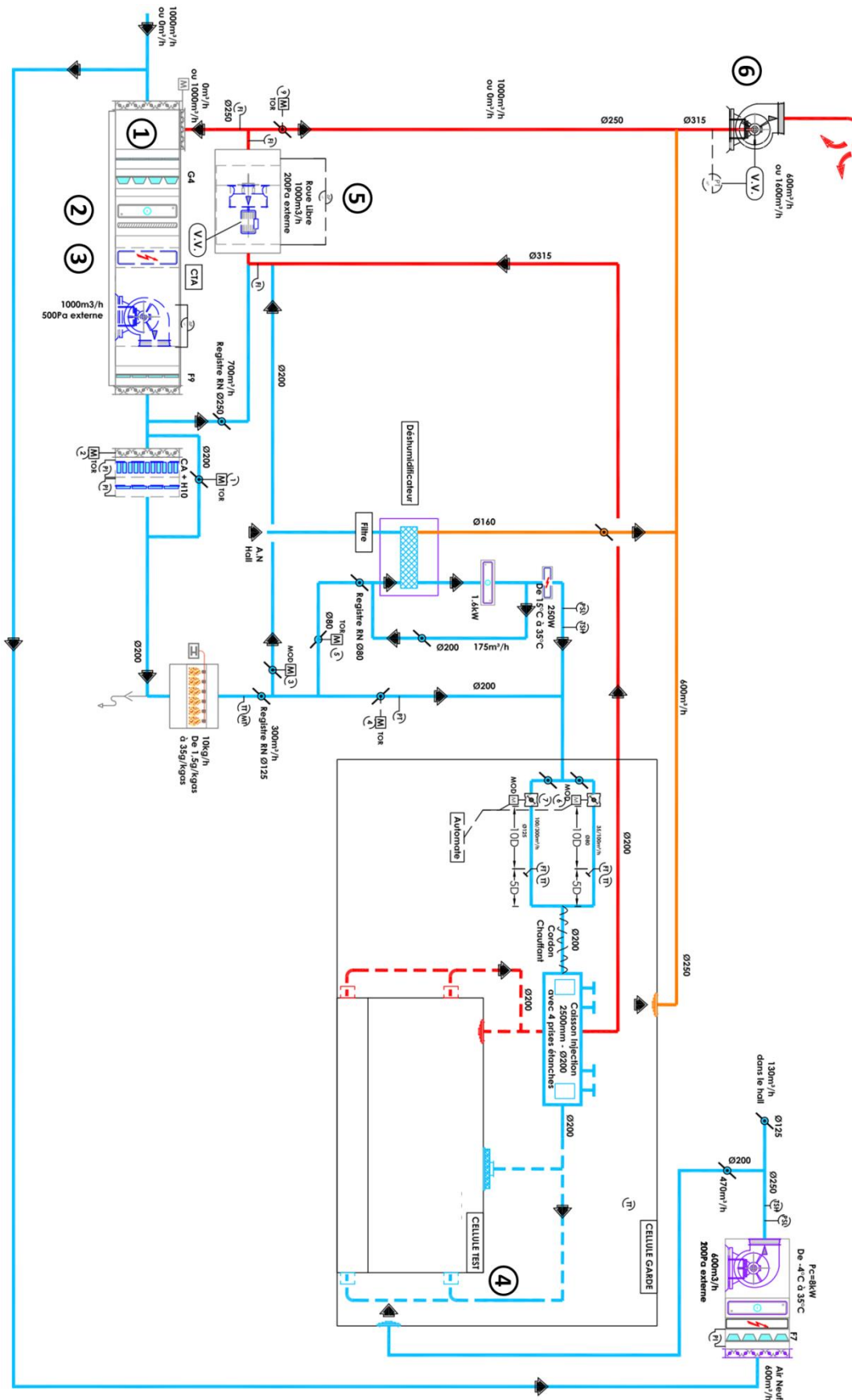


Figure II.3. Schéma aéraulique de la centrale de traitement d'air

II.1.3 Unité terminale de diffusion d'air

Diffuseur d'air étudié

La stratégie de ventilation par mélange retenue amène à employer un dispositif terminal de diffusion d'air compatible (cf. Chapitre I). Le diffuseur d'air étudié dans cette thèse est présenté sur la Figure II.4. Il a été retenu d'un commun accord avec ALDES, le partenaire industriel du projet. Il est composé de 12 buses de soufflage de géométrie complexe, qui ont été développées et fournies par ALDES. Celles-ci sont distantes de 0,08 m de centre à centre. Le diffuseur d'air est placé près du plafond afin de bénéficier de l'effet Coanda et d'éviter la chute du jet d'air dans la zone d'occupation, particulièrement en soufflage froid. La distance du centre de la première rangée de buses au plafond est ainsi de 0,16 m. La section de passage de l'air au travers du diffuseur a été déterminée par la géométrie DAO et est égale à $3,64 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ pour une buse, et à $4,37 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ pour l'ensemble du diffuseur à 12 buses. L'optimisation de l'espacement et de la géométrie des buses de soufflage n'est pas traitée dans cette étude. C'est un aspect qui a fait l'objet de nombreux travaux [Khan, 2007] [Meslem et al., 2012] et qui constitue une des perspectives de cette étude.

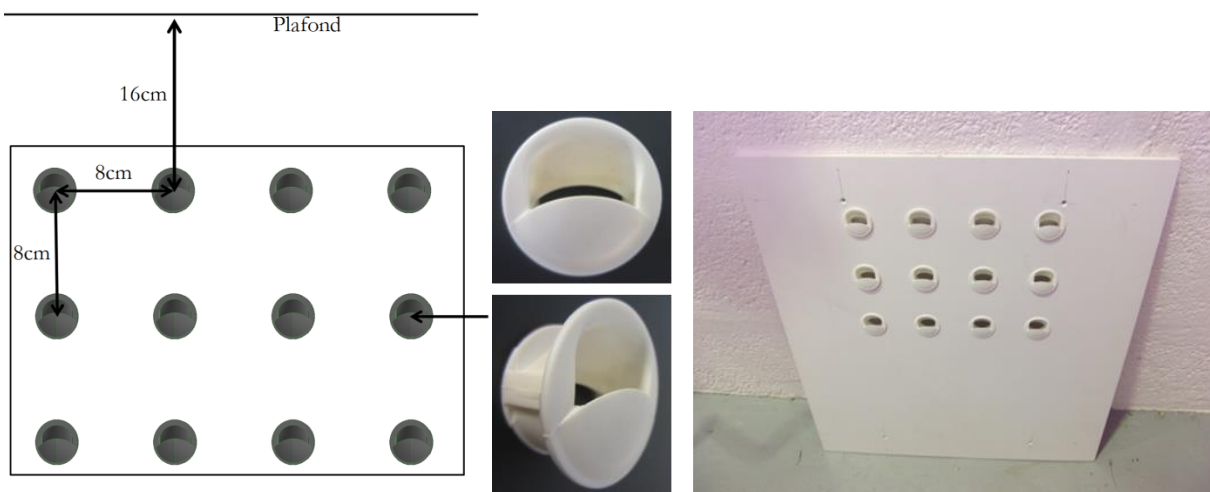


Figure II.4. Vues du diffuseur composé de 12 buses et des buses de soufflage

Reprise d'air

La reprise d'air s'effectue en position basse de la paroi Ouest, de sorte à reproduire l'extraction par un détalonnage en bas de porte. Une dimension standard de porte intérieure est considérée : 0,83 m de largeur, avec un détalonnage de 0,01 m, soit une section de reprise de $0,0083 \text{ m}^2$. La forme de la reprise d'air retenue est rectangulaire, de dimensions 0,02 m x 0,415 et est située à 0,05 m du sol (Figure II.5), de sorte à s'adapter aux dimensions des panneaux de la cellule tout en conservant la même section que pour une porte standard.

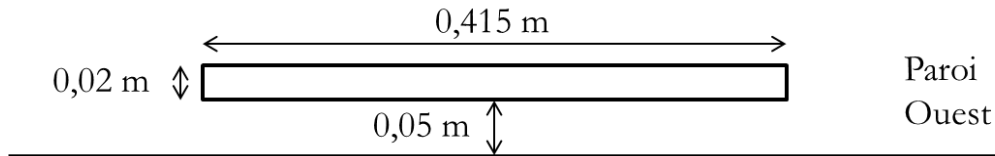


Figure II.5. Dimensions de la reprise d'air

Bouche de référence

Afin d'estimer les performances du diffuseur d'air à 12 buses, des essais avec une bouche de référence ont été menés. Celle-ci est couramment utilisée en pratique pour l'insufflation d'air dans les habitats, notamment en réhabilitation, et a également été fournie par ALDES. Elle possède un becquet orientable, permettant de diriger le jet (Figure II.6). Celui-ci a été orienté vers le haut, avec une direction de soufflage similaire à celle des buses du diffuseur à 12 buses. Les essais avec bouche de référence ont été menés dans les mêmes conditions de température et de débit d'air soufflé qu'avec le diffuseur à 12 buses. Cependant, sa section de soufflage est plus faible, à savoir égale à $1,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ contre $4,37 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ pour le diffuseur à 12 buses.



Figure II.6 : Vues de la bouche de référence avec becquet en position de soufflage haute

II.2 Modélisation de l'occupation

II.2.1 Charges internes

Dans un bâtiment, les charges internes thermiques proviennent de l'éclairage, des équipements électriques, des occupants et des animaux. Elles jouent un rôle crucial dans les BBC. En période de chauffage, elles permettent de couvrir en grande partie les besoins de chaleur. En période de rafraîchissement, elle représente un apport de chaleur qu'il est crucial d'évacuer, sous peine d'obtenir une surchauffe de l'ambiance. Dans cette étude, les charges internes sont prises en compte par la présence de mannequins cylindriques chauffés.

Géométrie des mannequins

La géométrie d'une source de chaleur a une grande importance sur le panache thermique issu de celle-ci [Menchaca et Glicksman, 2011]. Les mannequins ont ici une forme cylindrique, avec une hauteur de 1,1 m et un diamètre de 0,5 m (Figure II.7). La surface d'échange est par conséquent de 1,92 m², correspondant à la surface de la peau d'un homme de 1,78 m et de 75 kg (aire de DuBois). Cette forme de mannequin simplifiée a été choisie pour les raisons suivantes :

- la position des sources de chaleur et des occupants dans la pièce et leur posture (assis, couché...) sont inconnues : il s'agit ici de représenter des sources de chaleur quelconques, d'une part afin d'apporter des charges internes qui expliquent la nécessité de recourir à un rafraîchissement de l'ambiance, d'autre part afin d'observer l'effet de ces charges internes sur l'écoulement et le confort. Pour cela, il n'est ainsi pas nécessaire de représenter de façon précise les détails d'un Homme.
- la mise en œuvre expérimentale est simplifiée par rapport à un mannequin de forme complexe : le flux de chaleur est imposé de façon globale et non localement à l'aide de plusieurs circuits électriques. Le suivi des températures de surface en plusieurs positions des mannequins permet de s'assurer que leur température est homogène.
- l'intégration de la géométrie du mannequin est simplifiée dans les simulations CFD : moins de mailles sont nécessaires et la convergence des calculs est facilitée par rapport à un mannequin de forme complexe. En effet, le diffuseur modélisé est particulièrement complexe, et requiert d'ores et déjà un nombre important de mailles.

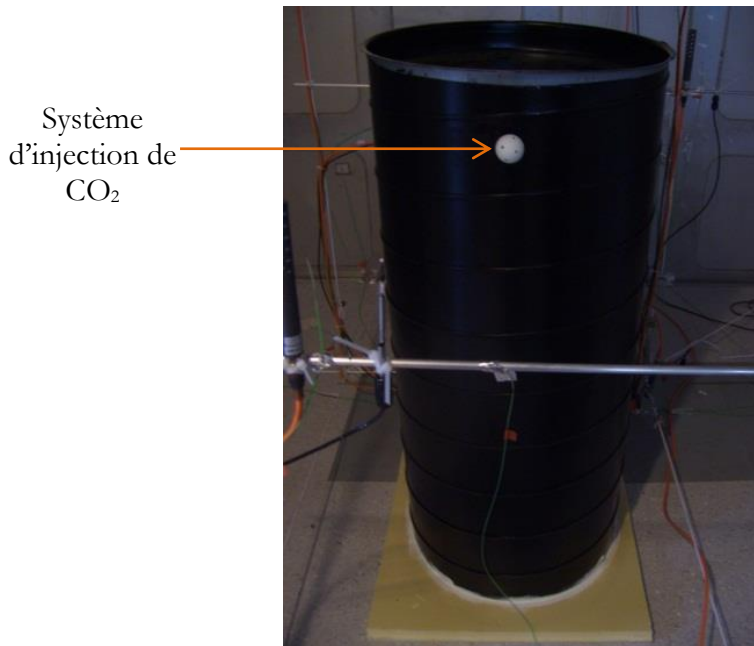


Figure II.7 : Vue d'un mannequin et du système d'injection de CO₂

Position des mannequins

La position des mannequins dans la pièce est présentée sur la Figure. Leur position a été choisie de façon non symétrique par rapport au plan médian, de sorte à faire apparaître l'influence des sources de chaleur sur l'écoulement.

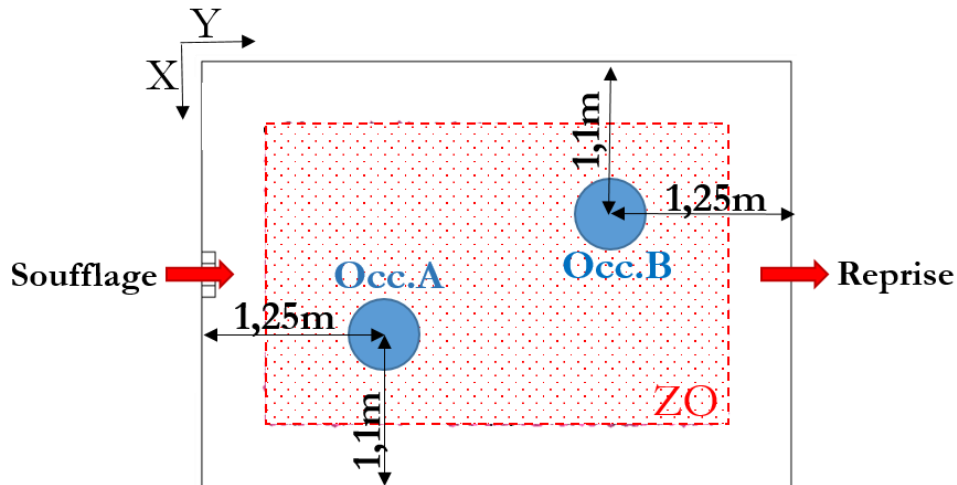


Figure II.8 : Position des mannequins (vue dans le plan X-Y)

Puissance des charges internes

La puissance des charges internes considérée a été choisie de telle sorte à correspondre à une activité sédentaire (1,2 met) et à une vêtue de 1 clo en période de chauffage (tenue hivernale), et à 0,5 clo en période de rafraîchissement (tenue légère d'été). Une lampe de 125 W est ainsi placée dans chaque mannequin, et un variateur à triac est employé pour faire varier la puissance émise par chaque mannequin, de 0 à 125 W, en fonction du scénario considéré (Tableau II.1). Les échanges de chaleur latente ne sont pas considérés. Or, ceux-ci constituent une part plus importante des échanges en période estivale. Cela explique la puissance moindre (106 W) considérée pour les essais en situation de rafraîchissement, comme préconisé par [Courtin, 2001].

Activité	Vêtue	Température intérieure	Puissance
1,2 met	1 clo	21°C	125 W
1,2 met	0,5 clo	26°C	106 W

Tableau II.1. Puissance considérée en fonction du métabolisme, de la vêtue, et de la température intérieure [Courtin, 2001]

Une pince ampèremétrique et un voltmètre permettent de mesurer la tension électrique U_{elec} et l'intensité électrique I_{elec} afin de calculer la puissance P à l'aide de l'Equation (II.1).

$$P = U_{\text{elec}} \cdot I_{\text{elec}} \quad (\text{II.1})$$

L'incertitude relative est de 1% de la mesure pour la mesure de l'intensité et de 1,5% de la mesure pour la mesure de la tension. L'incertitude relative pour la mesure de la puissance $\Delta P/P$ est donc de 2,5% de la mesure (Equation (II.2)), soit une incertitude absolue de $\pm 3,2$ W pour une puissance mesurée de 126 W et de $\pm 2,7$ W pour une puissance mesurée de 106 W.

$$\frac{\Delta P}{P} = \left(\frac{\Delta U_{\text{elec}}}{U_{\text{elec}}} + \frac{\Delta I_{\text{elec}}}{I_{\text{elec}}} \right) \quad (\text{II.2})$$

Le suivi de la température de surface du mannequin en quatre positions différentes permet de s'assurer que la répartition de la charge est homogène. En outre, le mannequin repose sur un isolant de 5 cm, de sorte à ce que la chaleur ne soit pas évacuée par le sol, mais bien par le mannequin.

Le mannequin est recouvert d'une peinture noire. Son émissivité a été mesurée égale à $0,95 \pm 0,02$ à l'aide d'un émissiomètre, et est ainsi proche de l'émissivité moyenne de la peau et des vêtements (0,97). De la sorte, les échanges par rayonnement entre les parois de la cellule et les mannequins sont pratiquement identiques aux échanges ayant lieu entre les parois de la cellule et un occupant réel.

II.2.2 Injection de gaz traceur

La technique d'injection de gaz traceur consiste à injecté un gaz inerte dans le local étudié, qui joue le rôle de polluant. Sa concentration est alors suivie au niveau du soufflage, de la zone d'occupation et de l'extraction. Cela permet d'une part d'évaluer l'efficacité de ventilation du système, et d'autre part, en fonction de la densité de la grille de mesure dans la zone d'occupation, d'obtenir une représentation de l'écoulement dans le local étudié.

Choix du gaz traceur

Le gaz traceur retenu pour cette étude est le dioxyde de carbone (CO_2). En effet, il présente l'avantage d'avoir une densité qui est relativement proche de celle de l'air (à une température de 20°C , la masse volumique du CO_2 est de $1,81 \text{ kg/m}^3$ contre $1,20 \text{ kg/m}^3$ pour celle de l'air), et permet ainsi de suivre la diffusion de l'air dans la pièce. De plus, il n'est pas dangereux aux concentrations employées, et est peu coûteux. L'inconvénient est que le CO_2 est présent dans l'air extérieur, à une concentration de 350-400 ppm environ (valeur qui peut varier en fonction des rejets des bâtiments environnants). Il est ainsi nécessaire de mesurer la concentration en CO_2 dans l'air provenant de l'extérieur et insufflé dans la cellule. Celle-ci est alors retranchée à la concentration mesurée de sorte à estimer l'efficacité d'extraction du polluant (cf. Equation (I.27)).

Modélisation de l'air expiré

Le choix du CO₂ comme gaz traceur permet également de modéliser l'air expiré par les occupants. Il est ainsi injecté au niveau des mannequins, à une hauteur de 1,1 m. Afin de reproduire plus fidèlement le phénomène d'expiration, un système de dispersion du CO₂ injecté est installé sous la forme d'une balle en plastique percée de nombreux trous (Figure II.7). Ce dispositif permet de réduire grandement la vitesse de soufflage, et obtenir ainsi un entraînement du CO₂ expiré par le panache thermique issu de l'occupant, qui correspond à un comportement plus réaliste [Gao et Niu, 2006]. Un débit de 18 l/h de CO₂ pur à 99,999% est ainsi injecté par occupant [Awbi, 2003]. Pour cela, un régulateur de débit massique de CO₂ est associé à chaque mannequin. Il permet la mesure de ce débit avec une incertitude de 3% de la pleine échelle (qui est de 18 l/h) soit une incertitude absolue de 0,54 l/h pour chaque régulateur de débit massique.

Indice de qualité de l'air intérieur

Le CO₂ est régulièrement utilisé comme un indicateur de la qualité de l'air intérieur. En effet, il représente bien le niveau de confinement d'une ambiance, dans la mesure où il est produit par les occupants, et il ne s'absorbe/adsorbe pas. La concentration en CO₂ au-dessus de celle de l'air extérieur fait ainsi partie des critères permettant de qualifier la qualité des ambiances habitables dans la norme [EN15251, 2007] (Tableau II.2).

Catégorie	Concentration maximale en CO ₂ au-dessus de celle à l'extérieur (ppm)
I	350
II	500
III	800
IV	> 800

Tableau II.2. Catégorie déterminée en fonction de la concentration en CO₂.

La concentration en CO₂ dans l'air intérieur n'est toutefois pas le meilleur indicateur de la qualité de l'air intérieur. En effet, des études récentes ont montré que d'autres polluants de l'air intérieur peuvent avoir un impact au moins aussi important que le CO₂ sur la santé [Jones, 1999]. Or, ces polluants (COV, formaldéhyde, particules...) ont une densité différente du CO₂, et ne sont pas forcément couplés aux sources de chaleur. Leur diffusion dans la pièce et leur extraction n'est donc pas la même que pour le CO₂. De plus, il est à noter qu'un renouvellement d'air supérieur augmente l'efficacité de ventilation pour le CO₂ mais peut être néfaste pour d'autres raisons : il induit une augmentation du taux de diffusion de certains polluants (COV) [Sundell et al., 2011], et une augmentation du brassage de la poussière et autres particules. Ainsi, une bonne efficacité de

ventilation pour le CO₂ n'est pas un élément permettant seul de conclure à une bonne qualité de l'air intérieur en pratique, mais les autres sources de polluant doivent également être considérées.

II.3 Métrologie

Le choix de la métrologie à employer pour la mesure des conditions aux limites de la cellule test et des variables dans le volume d'occupation fait intervenir de nombreux paramètres : l'aptitude des capteurs à mesurer la variable souhaitée (technologie, échelle de mesure), leur aptitude à mesurer une valeur proche de la valeur réelle (précision), la facilité de mise en place et le caractère non intrusif de la mesure, ainsi que le coût de l'appareil. Quels que soient les capteurs employés, les sources d'erreur sont multiples. Elles consistent en : les incertitudes de mesure liées au capteur, l'étalonnage du capteur, la mise en place des capteurs par l'opérateur (position du capteur, orientation du capteur), l'acquisition et l'analyse des données, etc. Il est difficile d'estimer l'ensemble de ces erreurs. En conséquence, seule l'incertitude de mesure est précisée pour chaque variable mesurée.

II.3.1 Mesure des conditions aux limites

La mesure des conditions aux limites est cruciale. En plus de permettre le contrôle des débits massiques d'air et de CO₂ sur la cellule test, elles permettent de fournir des valeurs servant à la définition des conditions aux limites des simulations CFD. L'ensemble de l'instrumentation employée pour la mesure des conditions aux limites est développé ci-dessous.

Débit d'air soufflé

Plusieurs méthodes peuvent être utilisées pour la mesure des débits d'air soufflé et repris. Trois principes de mesure sont présentés et évalués ci-dessous.

Capteur à moulinet

La technique de mesure du capteur à moulinet est basée sur une hélice dont la vitesse de rotation est proportionnelle à la vitesse d'air dans la conduite (Figure II.9). Un des avantages de ce principe de mesure est que la vitesse de rotation est pratiquement indépendante de la température, de la pression et de la densité du fluide. L'échelle de mesure est également élevée, de l'ordre de 0,4 m/s à 20 m/s. Cependant, l'incertitude de mesure relativement élevée à faible débit (1,5% pleine échelle + 0,15 m/s) fait que nous n'avons pas retenu ce capteur pour la mesure de débit d'air.

Capteur à effet vortex

Le principe de mesure du capteur à effet vortex est basé sur les tourbillons de Karman qui se forment lorsqu'un écoulement d'air rencontre un obstacle. La fréquence de formation des tourbillons est alors mesurée par ultrasons, et est proportionnelle à la vitesse de l'écoulement. Le capteur à effet vortex présente également l'avantage d'être insensible aux variations de densité, de

température et de pression. Son échelle de mesure couvre une large gamme de débits, de 0,5 m/s à 40 m/s, et l'incertitude de mesure est réduite par rapport au capteur à moulinet : 1% de la mesure + 0,03 m/s.

Capteur thermique

Le principe de mesure des anémomètres thermiques est basé sur le transfert de chaleur d'un corps chauffé électriquement dans l'air ambiant selon la vitesse relative entre ce corps et l'air. En conséquence, la mesure de vitesse d'air est dépendante de la température de l'air et de la pression. La valeur mesurée est donc une Normau Vitesse, c'est-à-dire une vitesse pour des conditions normales de température et de pression. Il faut donc opérer une correction de la valeur mesurée. Cependant, les capteurs thermiques présentent l'avantage de pouvoir mesurer de très faibles vitesses. L'échelle de mesure est ainsi de 0,2 m/s à 30 m/s, avec une incertitude de mesure faible : 2% mesure + 0,02 m/s. La faible vitesse mesurable combinée à la précision élevée à faible débit des capteurs thermiques a guidé le choix d'employer des anémomètres thermiques à film chaud Hoentzsch TA-10 [Hoentzsch, 2005] pour les mesures des débits d'air soufflé et repris.



Figure II.9: Vue de différentes méthodes de mesure de débit d'air : capteur à moulinet, capteur à effet vortex, capteur thermique [Hoentzsch, 2005]

Installation sur la cellule

Il a été choisi d'effectuer les mesures de débit d'air en amont du soufflage d'air et en aval de la reprise d'air. Pour cela, des gaines circulaires droites ont été installées pour remplacer les gaines flexibles initialement présentes. La section de ces gaines est faible (0,047 m de diamètre intérieur, D_i) de façon à augmenter la vitesse d'air et de réduire ainsi l'incertitude de mesure. Une longueur de gaine de 3 m a été retenue. En effet, afin d'obtenir un profil de vitesse développé à l'emplacement de la mesure dans la conduite, il est nécessaire d'effectuer la mesure à une certaine distance des obstacles présents en amont et en aval de la mesure, soit au minimum $15 D_i$ en amont

et $5 D_i$ en aval (Figure II.10). Dans notre cas, les distances sont de $20 D_i$ en amont de la mesure et $10 D_i$ en aval de la mesure. Un guide de sonde permet alors de positionner le capteur au centre de la gaine. Pour relier la vitesse moyenne à la vitesse maximale mesurée, un coefficient de profil est à prendre en compte, qui dépend de la section de la gaine. Dans notre cas, il est égal à 0,84 [Hoentzsch, 2005].

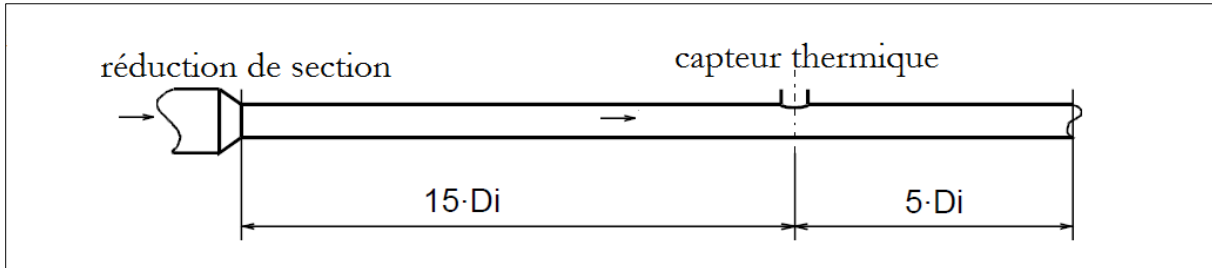


Figure II.10: Distance minimum recommandée en amont et en aval pour une mesure de débit

[Hoentzsch, 2005]

Température d'air soufflé et repris

Les températures d'air soufflé et repris sont mesurées au niveau du caisson de soufflage et au niveau du caisson d'extraction à l'aide de thermocouples de type K (chromel-alumel) à soudure apparente, d'échelle de mesure de 0°C à 250°C . Les thermocouples de type K présentent l'avantage d'être bon marché, relativement précis une fois étalonnés ($\pm 0,3^\circ\text{C}$), et ne nécessitent pas d'alimentation propre contrairement à des sondes à résistance platine.

Un thermocouple consiste en deux métaux différents reliés entre eux par deux jonctions (Figure II.11). Une différence de potentiel est alors générée au niveau du thermocouple, qui est proportionnelle à la différence de température entre les jonctions (effet Seebeck). Ainsi, les thermocouples ne mesurent pas une température, mais une différence de température. La jonction placée à l'endroit de la température à mesurer est qualifiée de soudure chaude. Pour mesurer cette température, l'une des deux jonctions doit être maintenue à une température connue (soudure froide). Dans notre cas, la température de référence est mesurée au niveau de la station de multiplexage de la centrale d'acquisition auquel est relié chaque thermocouple.

D'autres phénomènes physique interviennent au niveau des thermocouples qu'il s'agit de prendre en compte [Awbi, 2003]. Il s'agit de l'effet Peltier, responsable de l'absorption ou de création de chaleur au niveau d'une jonction où un courant électrique passe, et de l'effet Thomson, responsable de génération de chaleur au niveau d'un matériau conducteur où le courant électrique va dans le même sens que le flux de chaleur. Pour ces raisons, il est important d'étalonner les thermocouples dans la gamme de mesure où ils sont utilisés. En effet, seule la tension totale est mesurée lors de l'étalonnage, et les contributions des effets Peltier et Thomson sont regroupés à l'effet Seebeck.

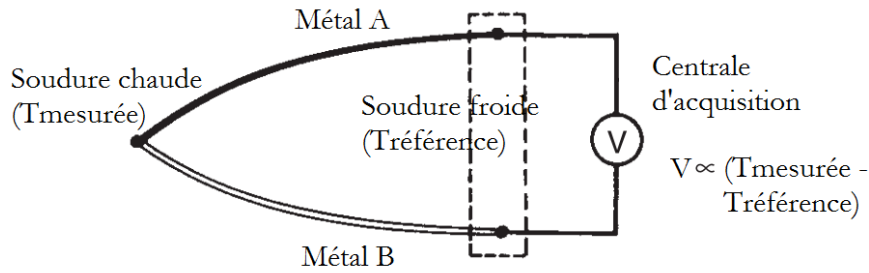


Figure II.11: Principe de fonctionnement des thermocouples [Anbi, 2003]

Les thermocouples employés ont ainsi été étalonnés à l'aide d'un bain d'huile thermostaté. Une sonde de platine Pt100 sert de référence, dont l'incertitude de mesure est donnée par le constructeur : $\pm 0,15^\circ\text{C}$. Les mesures sont effectuées par palier, pour des températures du bain d'huile de 10°C , 20°C , 30°C , 40°C , 50°C et 60°C , durant 20 minutes par palier, et avec une fréquence d'acquisition de 30 secondes. Le tracé de la courbe de mesure de température de la Pt100 en fonction de la température mesurée par les thermocouples permet alors de corriger la mesure des thermocouples à l'aide d'une régression linéaire. La courbe de mesure du thermocouple présentant l'écart le plus défavorable par rapport à la Pt100 parmi les thermocouples employés est présentée sur la Figure II.12.

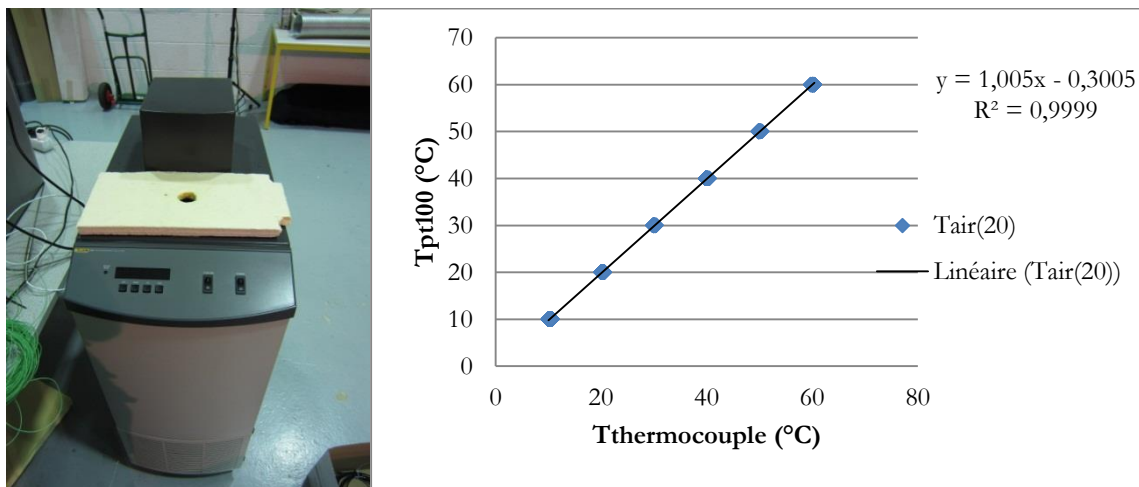


Figure II.12: Bain d'étalonnage des thermocouples et courbe de correction pour le thermocouple le moins précis

Pour le cas présenté sur la Figure II.12, la correction est la suivante :

$$T_{\text{air}} = 1,005(T_{\text{mesurée}}) - 0,3005 \quad (\text{II.3})$$

L'erreur est donc maximale pour les faibles températures d'air. Pour une température d'air de 14°C, elle est de $\pm 0,23^\circ\text{C}$. Pour une température d'air de 26°C, l'erreur de mesure est réduite à $\pm 0,17^\circ\text{C}$. Une fois la formule correctrice appliquée pour chaque thermocouple, l'incertitude est ramenée à celle de la sonde platine ($\pm 0,15^\circ\text{C}$), à laquelle il faut ajouter l'incertitude de la chaîne de mesure et d'acquisition, qui est de l'ordre de $\pm 0,1^\circ\text{C}$ [CampbellSc, 2006]. L'incertitude considérée est en conséquence de $\pm 0,3^\circ\text{C}$.

Températures des parois

Des thermocouples de type K à soudure apparente sont de même employés pour la mesure des températures de surface des parois. 5 thermocouples ont été placés par paroi, aux côtes indiquées sur les Figure II.13, Figure II.14 et Figure II.15.

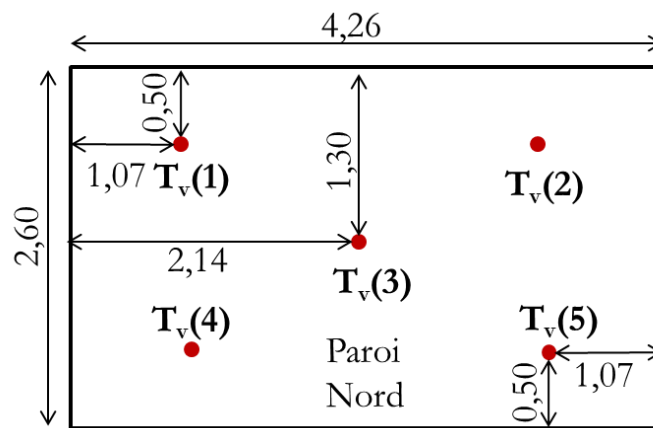


Figure II.13: Position des mesures de température de surface sur les parois Nord et Sud (en mètres)

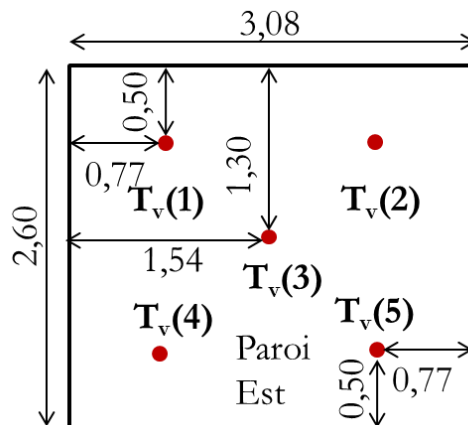


Figure II.14: Position des mesures de température de surface sur les parois Est et Ouest (en mètres)

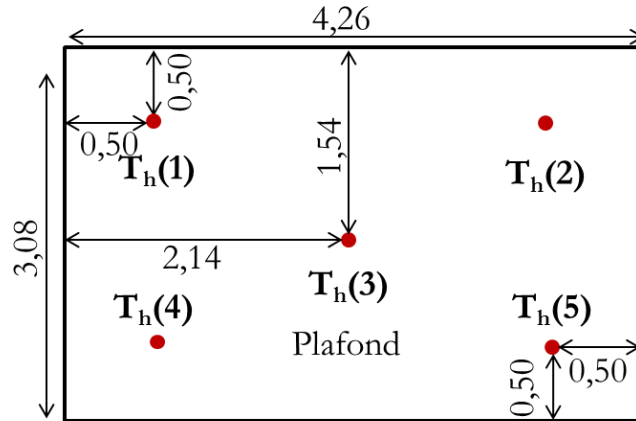


Figure II.15: Position des mesures de température de surface sur le plafond et le sol (en mètres)

Les thermocouples sont fixés à la paroi à l'aide d'un morceau de ruban adhésif en aluminium. L'émissivité de ce dernier a été mesurée à 0,05 à l'aide d'un émissiomètre, et est donc proche de l'émissivité des parois en acier inoxydable de la cellule test (mesurée à 0,15). La température mesurée est donc représentative de celle de la paroi.

Par la suite, une valeur moyenne des cinq températures est considérée par paroi. C'est également celle-ci qui est définie comme condition aux limites dans les simulations CFD. La distribution de température est verticale dans la cellule test (stratification thermique). Ainsi, une moyenne pondérée est considérée pour la température des parois verticales T_v (parois Nord, Sud, Est et Ouest). Celle-ci prend en compte la moyenne des températures des parois à chaque hauteur (Equation (II.4)). Au contraire, la température des parois horizontales T_h (plafond et sol) est pratiquement constante entre les différents thermocouples. Ils sont en effet tous situés à la même hauteur. L'Equation (II.5) est alors employée (moyenne non pondérée).

$$T_v = \frac{\left(\frac{T_v(1) + T_v(2)}{2} + T_v(3) + \frac{T_v(4) + T_v(5)}{2}\right)}{3} \quad (\text{II.4})$$

$$T_h = \frac{T_h(1) + T_h(2) + T_h(3) + T_h(4) + T_h(5)}{5} \quad (\text{II.5})$$

II.3.2 Mesures en zone d'occupation

La zone d'occupation consiste en un volume d'air dans la pièce qui est séparé du reste de la pièce par des frontières virtuelles. Il représente la zone où les occupants sont susceptibles de séjourner, c'est donc dans cette zone qu'il est crucial d'assurer un bon confort thermique global sans inconforts locaux et une bonne qualité de l'air. Les frontières de la zone d'occupation sont définies de la façon suivante :

- limites horizontales à 0,5 m des murs
- limite inférieure au niveau du sol
- limite supérieure à 1,8 m du sol

Ainsi, c'est dans ce volume que les mesures des grandeurs physiques intervenant dans les indices de confort thermique et d'efficacité de ventilation sont effectuées. Les grandeurs physiques sont mesurées au niveau de 27 stations de mesure distribuées dans le volume d'occupation. Un maillage de câble et de tiges rigides de faible épaisseur permet de positionner les stations de mesure aux coordonnées souhaitées (Figure II.16). Ce système de fixation a été choisi pour son faible caractère intrusif, et en conséquence son impact faible sur l'écoulement.



Figure II.16. *Vue des stations de mesure dans la zone d'occupation*

La position des stations de mesure est présentée sur la Figure II.17, dans le plan transversal X-Y. Au niveau de chacune des 9 verticales de mesures représentées par des points rouges sur la Figure II.17, trois hauteurs différentes sont considérées pour les mesures : 0,1 m ; 1,1 m ; 1,7 m, correspondant à la hauteur des chevilles, de la tête d'une personne assise, et de la tête d'une personne en station debout, comme préconisé dans la norme [ISO7726, 2001], totalisant donc 27 stations de mesure dans la zone d'occupation.

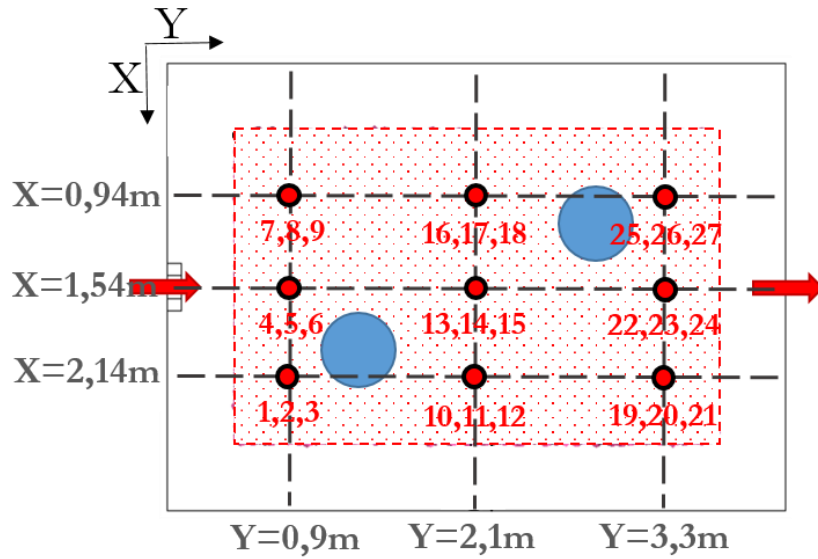


Figure II.17. Position des stations de mesure dans la zone d'occupation

L'instrumentation composant une des 27 stations de mesure est présentée sur la Figure II.18. L'écartement entre les capteurs a été choisi de telle sorte à limiter la perturbation de l'écoulement proche de l'anémomètre. Les capteurs utilisés pour mesurer les différentes variables sont détaillés ci-dessous.

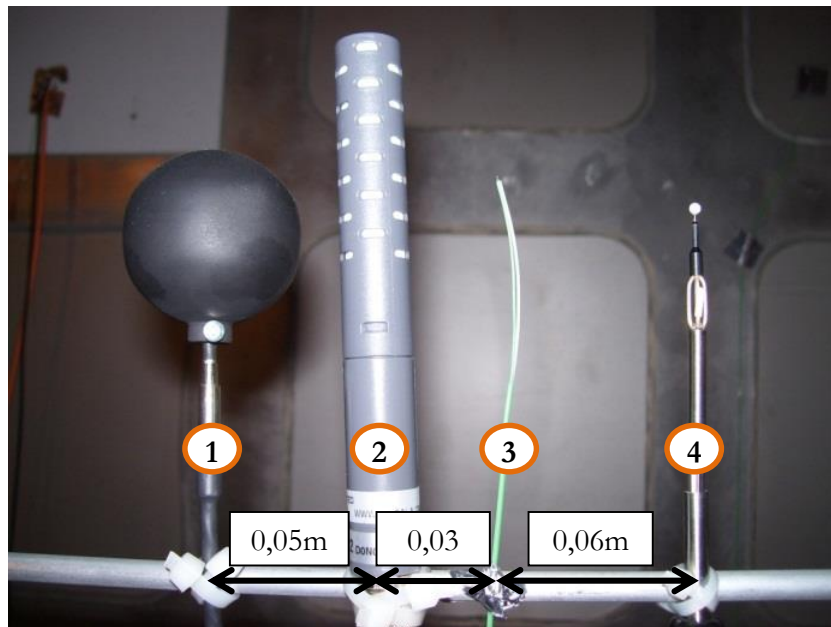


Figure II.18: Vue d'une station de mesure : 1) thermomètre à globe noire, 2) capteur de CO_2 , 3) thermocouple, 4) anémomètre omnidirectionnel à film chaud

Température d'air

De même que pour la température d'air soufflé et la température de surface des parois, des thermocouples de type K sont employés pour mesurer la température d'air dans la zone d'occupation. Un certain nombre d'erreurs peuvent entacher la précision des résultats :

- si la vitesse d'air est trop élevée et les capteurs non protégés, la température mesurée peut correspondre à la température de stagnation au lieu de la température statique. Aux vitesses d'air considérées dans la zone d'occupation, bien inférieures à 1 m/s, il n'est néanmoins pas nécessaire de protéger les thermocouples.
- les échanges par rayonnement entre le thermocouple et les parois environnantes. Dans notre étude, la taille du thermocouple est très réduite (0,3 mm). Ainsi, les échanges par convection sont prépondérants, et l'erreur liée aux échanges radiatifs avec les parois devient négligeable. Cela est d'autant plus vrai que la température des parois et de l'air ambiant sont très proches (particularité des BBC).
- l'inertie thermique du capteur et les transferts thermiques dans celui-ci peuvent provoquer des phénomènes d'amortissement et de déphasage entre la valeur mesurée et la valeur réelle à un instant t . Augmenter les échanges par convection et réduire l'inertie thermique permet de diminuer ce phénomène. Dans notre cas, la température d'air recherchée est la température d'air en régime permanent et non la température d'air instantanée. Ainsi, l'utilisation d'une moyenne glissante sur une certaine période permet d'obtenir une valeur représentative et constante de la température d'air.

Température de globe

La mesure de la température opérative (cf. Chapitre I) apporte une information essentielle sur le confort ressenti par les occupants. En effet, celle-ci prend en compte à la fois les échanges convectifs et les échanges radiatifs avec les parois de la cellule test. Pour la déterminer, une sphère est employée dans laquelle est inséré un thermocouple de type K. Afin d'augmenter l'absorptivité de la sphère, celle-ci est peinte en noir. Le principe du thermomètre à globe est alors l'équilibre des échanges par convection et des échanges par rayonnement sur la surface de la sphère. La norme [ISO7726, 2001] recommande l'emploi d'une sphère de diamètre 150 mm. En effet, la surface d'échange du globe est importante car elle intervient sur les échanges par convection et par rayonnement et donc sur la valeur mesurée. Cependant, [Humphreys, 1977] a mis en évidence que 40 mm était le diamètre optimal permettant de reproduire au mieux la température ressentie par un occupant dans des conditions de vitesse faible. L'inertie réduite d'une sphère de 40 mm de diamètre permet de surcroît d'atteindre l'équilibre thermique plus rapidement. C'est donc ce diamètre qui est retenu pour les 27 thermomètres à globe dans la zone d'occupation.

Vitesse d'air

Le suivi de la vitesse d'air dans la zone d'occupation sert deux objectifs : l'estimation du risque de courant d'air et l'apport d'informations concernant l'écoulement dans la pièce. Les principes d'évaluation de la vitesse d'air ont été présentés, en partie, dans la description de la mesure du débit d'air soufflé et repris. L'anémométrie laser peut également être employée pour la mesure du champ de vitesse dans la pièce, mais son utilisation est coûteuse en matériel et en temps de traitement des données. Ainsi, des anémomètres à fil chaud sont couramment employés pour la mesure de la vitesse dans la zone d'occupation (Figure II.19). Ils consistent en un ou plusieurs fils très fins, composés de platine ou de tungstène, et chauffés électriquement. Le refroidissement du fil dépend alors de la vitesse du fluide environnant.

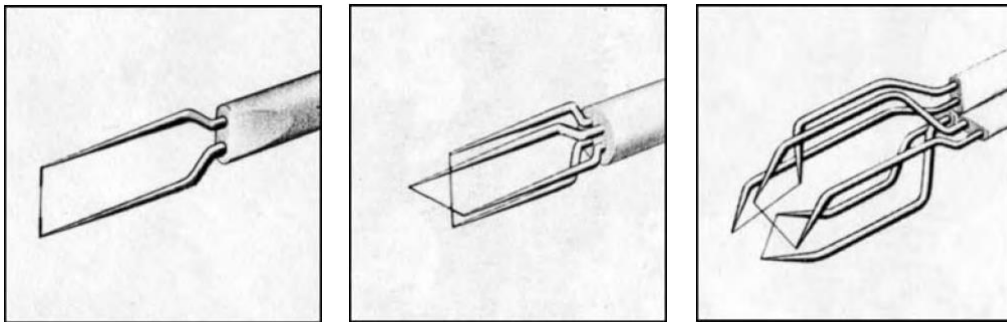


Figure II.19: Anémométrie à fil chaud pour l'évaluation de 1 composante, 2 composantes, et 3 composantes de la vitesse [Awbi, 2003]

Comme précisé dans le Chapitre I, l'intensité de turbulence de l'air, c'est-à-dire l'importance des fluctuations des composantes de la vitesse, joue également un rôle essentiel dans l'évaluation du risque de courant d'air. Pour la déterminer, il est alors nécessaire de mesurer simultanément les trois composantes de la vitesse. Pour cela, un anémomètre composé de 3 fils chauds peut être employé. Dans notre étude, une autre approche est considérée. Des anémomètres omnidirectionnels composés d'une sphère chaude sont employés, et placés au niveau des 27 stations de mesure. Ils permettent de mesurer le module de la vitesse. En conséquence, les trois composantes de la vitesse ne sont pas accessibles. Cependant, ces anémomètres sont particulièrement adaptés à la présente étude puisqu'ils permettent de mesurer des vitesses d'air faibles, de l'ordre de 0,05 m/s. Le risque de courant d'air est ainsi évalué en supposant une valeur d'intensité de turbulence de 40%, comme suggéré dans la norme [ISO7730, 2005]. Les valeurs de vitesse d'air obtenues permettront également d'apporter des informations globales sur l'écoulement qui pourront être confrontées aux informations plus fines de l'écoulement issues des résultats de simulations numériques.

Concentration en dioxyde de carbone

Le CO₂ étant utilisé comme gaz traceur, le suivi de la concentration en CO₂ est effectué au niveau du soufflage et de la reprise d'air, ainsi que dans la zone d'occupation. Des capteurs de CO₂ Vaisala GMM222 sont employés dans ce but. Ils sont constitués d'un émetteur et d'un récepteur infrarouge, et leur principe de fonctionnement repose sur l'absorption importante par le CO₂ de l'énergie infrarouge de longueur d'onde 4,2 μ m. La quantité d'énergie parvenant au récepteur permet alors de déduire la concentration en CO₂ dans l'air. La gamme de mesure des capteurs de CO₂ est de 0 à 3000 ppm, avec une incertitude de 1,5% de la pleine échelle, et de 2% de la mesure. A titre d'exemple, l'incertitude absolue est donc de 65 ppm pour une mesure de 1000 ppm.

Humidité

L'humidité relative est suivie dans la cellule test au niveau des trois stations de mesure situées sur le mât de mesure central. Ces mesures visent à vérifier que l'humidité varie peu au cours d'un essai, et également qu'elle varie peu d'un essai à un autre. Pour cela, des modules Vaisala HMP45C ont été utilisés. Ils permettent de mesurer l'humidité relative à l'aide d'un élément capacitif dont l'impédance varie avec l'humidité. La gamme de mesure des sondes est de 0,8 à 100% avec une incertitude de 2% sur la mesure d'humidité relative.

II.3.3 Système d'acquisition

Deux centrales d'acquisition Campbell Scientific CR1000 ont été utilisées pour l'acquisition des mesures (Figure II.20). Quatre modules de multiplexage ont été reliés à chaque centrale d'acquisition de sorte à étendre le nombre de capteurs connectables. La communication avec les capteurs se fait par un signal analogique de 0 à 5V. Une fréquence d'acquisition de 5 secondes a été choisie pour toutes les variables mesurées.

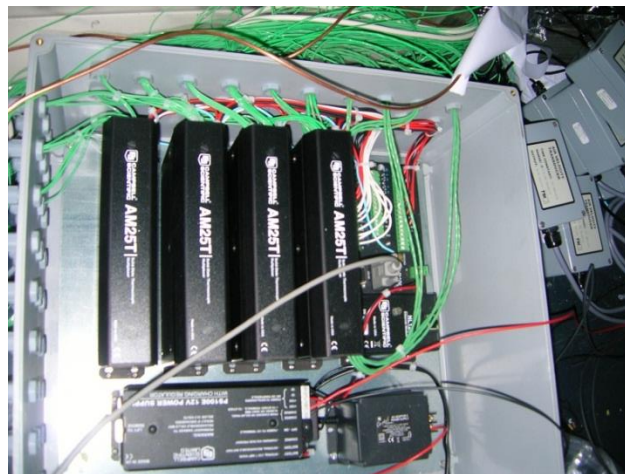


Figure II.20: Vue d'une centrale d'acquisition et des quatre modules de multiplexage

II.4 Conditions des essais

II.4.1 Méthodologie

La méthodologie adoptée pour l'ensemble des essais est la suivante :

- La température de la garde thermique est maintenue constante lors des essais. L'objectif de la garde thermique est de simuler les déperditions thermiques par l'enveloppe et les baies pour les essais de soufflage d'air chaud. Sa température est alors fixée à environ 18,6°C pour l'ensemble des essais de chauffage. Pour les essais de soufflage d'air froid, elle vise à simuler les apports thermiques par l'enveloppe et les baies. Sa température est fixée pour ces essais à environ 28,0°C.
- 3 scénarios d'occupation sont considérés pour les essais de soufflage d'air chaud et froid, qui sont présentés sur la Figure II.21. La puissance sensible des mannequins (125 W en chaud et 106 W en froid) et le débit d'injection de CO₂ (18 l/h) sont alors réglés pour chaque mannequin en accord avec le scénario considéré. De plus, il faut noter que les deux mannequins sont présents physiquement dans l'ensemble des essais même lorsqu'ils ne sont pas « actifs », dans le souci d'avoir une géométrie identique pour les différents cas.

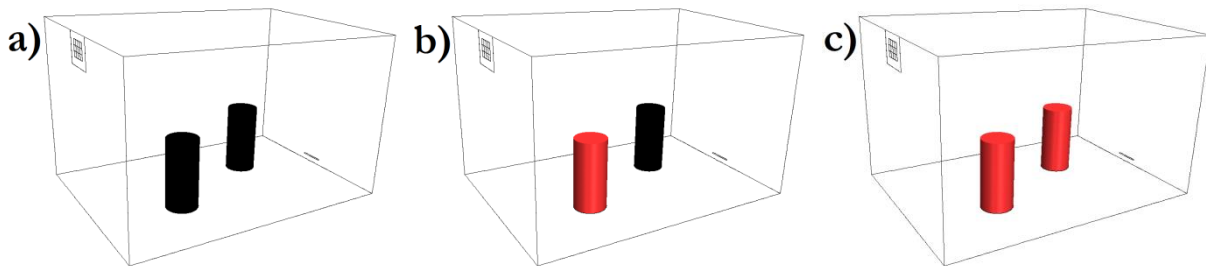


Figure II.21. Scénarios d'occupation considérés pour les essais de soufflage d'air chaud et froid.

a) sans occupant, b) occupant A uniquement, c) occupants A et B.

- Le débit d'air neuf souhaité est alors défini comme consigne. Deux taux de renouvellement d'air sont ainsi considérés pour les essais de soufflage d'air chaud : 1 vol/h correspondant à une utilisation régulière et 1,6 vol/h correspondant à la situation où davantage de puissance de chauffage est nécessaire, ou lorsqu'un débit d'air neuf plus important est requis pour maintenir un niveau de CO₂ convenable. Tous les essais de soufflage d'air froid sont menés avec le même taux de renouvellement d'air (1,6 vol/h). En effet, ce choix est pris afin d'apporter la puissance froide requise tout en maintenant une température au soufflage qui ne soit pas trop faible. Cela est nécessaire notamment pour des raisons de contraintes techniques concernant la limite basse de la température de l'air soufflé, à la fois en ce qui concerne la plateforme expérimentale (la température de l'air minimale en sortie de CTA est de 12,6°C) et l'utilisation du système en conditions réelles.

- La température de l'air soufflé est alors ajustée afin de compléter les charges internes pour les essais de soufflage d'air chaud, et compenser les charges internes et les apports par l'enveloppe pour les essais de soufflage d'air froid. L'objectif est d'obtenir ainsi une température intérieure satisfaisante correspondant aux catégories I et II de la norme [EN15251, 2007], soit une température opérative supérieure à 20°C pour les cas de chauffage, et inférieure à 26°C pour les cas de rafraîchissement.
- Le suivi de l'ensemble des valeurs mesurées est effectué en temps réel afin de déterminer lorsque le régime permanent est atteint (qui correspond à une asymptote horizontale pour l'ensemble des grandeurs physiques mesurées). L'acquisition de l'ensemble des grandeurs physiques est alors effectuée, avec un pas d'échantillonnage de 5 secondes. Puis, une moyenne des résultats sur 15 minutes est réalisée afin d'obtenir les résultats finaux qui sont présentés et discuté dans le Chapitre IV. De plus, les bilans massiques d'air et de CO₂ sur la cellule test sont systématiquement contrôlés.

II.4.2 Essais réalisés

Les conditions des essais effectués avec soufflage d'air chaud sont consignées dans le Tableau II.3. Les bilans massiques d'air et de CO₂ sont pour ces essais sont présentés dans le Tableau II.4 et le Tableau II.5, respectivement. Les conditions des essais de soufflage d'air froid, et les bilans massiques d'air et de CO₂ sur la cellule pour ces essais sont consignés dans le Tableau II.6, le Tableau II.7, et le Tableau II.8, respectivement.

La nomenclature des essais réalisés est la suivante : la lettre C distingue les essais de soufflage d'air chaud des essais de soufflage d'air froid (lettre F). Le chiffre qui suit cette lettre précise le scénario d'occupation considéré : 0, 1, ou 2 occupants dans la pièce. Enfin, le débit d'air soufflé est renseigné par les signes « - » et « + » qui désignent respectivement un renouvellement d'air (RA) d'approximativement 1 vol/h et 1,6 vol/h.

Le nombre de Reynolds au soufflage Re_0 (Equation (II.6) caractérise le régime de l'écoulement (laminaire, transitoire ou turbulent). Il est calculé sur la base du diamètre équivalent D_e correspondant à la surface totale des 12 buses du diffuseur (Equation (II.7)).

$$Re_0 = \frac{\rho U_0 D_e}{\mu} \quad (II.6)$$

$$D_e = 2 \sqrt{\frac{A_0}{\pi}} \quad (II.7)$$

Avec A_0 la section de passage du diffuseur.

Nous rappelons également la définition du nombre d'Archimède Ar_0 , qui représente le rapport des forces de poussée aux forces d'inertie. Il fait intervenir la différence de température entre le

soufflage et la zone d'occupation et est calculé sur la base du même diamètre équivalent :

$$Ar_0 = \frac{g\beta_T|T_0 - T_{ZO}| 2\sqrt{A_0/\pi}}{U_0^2} \quad (II.8)$$

Le choix de la prise en compte de la température dans la zone d'occupation pour le calcul du nombre d'Archimède plutôt que de la température de sortie se justifie par le fait que lorsque la température à la reprise peut être différente à la température dans la zone d'occupation dans certains cas correspondant à une mauvaise efficacité de température. Un nombre d'Archimède basé sur la température de reprise dans ces cas-là n'est pas représentatif du rapport des forces ayant lieu entre le jet d'air soufflé et l'air dans la zone d'occupation, qui est la zone d'intérêt.

P correspond à la puissance des charges internes, et P_0 correspond à la puissance apportée par l'air soufflé par rapport à l'ambiance, rapporté à la surface au sol de la cellule, comme défini par l'équation (II.9).

$$P_0 = \frac{Q_{m_0} c_p (T_0 - T_r)}{A_{sol}} \quad (II.9)$$

Désignation	Grandeur	Unité	Essais			
			C0+	C1-	C2-	C2+
Débit volumique d'air soufflé	Q_0	m ³ /h	56,5	35,6	35,4	56,8
Débit massique d'air soufflé	Q_{m_0}	kg/h	65,4	41,5	42,4	68,2
Renouvellement d'air	R.A.	vol/h	1,65	1,04	1,04	1,67
Température de soufflage	T_0	°C	31,9	29,2	21,8	21,3
Température de reprise	T_r	°C	19,3	19,9	20,6	20,7
Ecart de température au soufflage	$T_0 - T_{ZO}$	°C	11,9	8,5	0,7	0,3
Nombre d'Archimède au soufflage	Ar_0	-	2,2.10 ⁻³	4,0.10 ⁻³	3,4.10 ⁻⁴	5,3.10 ⁻⁵
Nombre de Reynolds au soufflage	Re_0	-	16517	10567	10989	17716
Puissance apportée par le soufflage	P_0	W/m ²	18	8	1	1
Puissance totale des charges internes	P	W	0	123	246	247
Température de la garde thermique	T_{garde}	°C	18,5	18,6	18,8	18,6
Température moyenne de la paroi nord	T_{nord}	°C	19,7	20,1	20,4	20,3
Température moyenne de la paroi sud	T_{sud}	°C	19,5	19,8	20,1	20,0
Température moyenne de la paroi est	T_{est}	°C	19,5	19,9	20,0	19,9
Température moyenne de la paroi ouest	T_{ouest}	°C	19,5	19,7	20,3	20,2
Température moyenne du plafond	$T_{plafond}$	°C	20,8	20,5	20,5	20,3
Température moyenne du sol	T_{sol}	°C	18,9	19,5	19,9	20,0
Débit de CO ₂ injecté	Q_{CO_2}	l/h	0,0	18,0	36,0	36,0

Tableau II.3. Conditions des essais en soufflage d'air chaud

Désignation	Grandeur	Unité	Essais			
			C0+	C1-	C2-	C2+
Débit massique d'air soufflé	Q_{m_0}	kg/h	$65,4 \pm 1,5$	$41,5 \pm 1,0$	$42,4 \pm 1,0$	$68,2 \pm 1,5$
Débit massique d'air repris	Q_{m_r}	kg/h	$65,5 \pm 1,5$	$41,0 \pm 1,0$	$41,3 \pm 1,0$	$66,2 \pm 1,5$
Ecart absolu	$Q_{m_0} - Q_{m_r}$	kg/h	-0,1	0,5	1,1	2
Ecart relatif	$(Q_{m_0} - Q_{m_r})/Q_{m_0}$	%	0,2	1,2	2,4	2,9

Tableau II.4. Bilan massique d'air sur la cellule test pour les essais de soufflage d'air chaud

Désignation	Grandeur	Unité	Essais		
			C1-	C2-	C2+
Ecart absolu	ΔQ_{CO_2}	kg _{CO₂} /s	$4,5 \cdot 10^{-7}$ $\pm 2,3 \cdot 10^{-6}$	$2,3 \cdot 10^{-6}$ $\pm 2,5 \cdot 10^{-6}$	$3,1 \cdot 10^{-6}$ $\pm 3,7 \cdot 10^{-6}$
Ecart relatif	$\Delta Q_{CO_2} / (Q_{CO_{20}} + Q_{CO_2})$	%	2,8	8,6	10,0

Tableau II.5. Bilan massique de CO₂ sur la cellule test pour les essais de soufflage d'air chaud (il n'y a pas d'injection de CO₂ pour le cas C0+, les concentrations en CO₂ mesurées au soufflage et à la reprise sont donc identiques)

En ce qui concerne le bilan massique d'air sur la cellule, on peut constater que l'écart entre les valeurs des débits mesurés au soufflage et à la reprise est globalement inférieur aux incertitudes de mesure, excepté pour les valeurs de débit d'air des cas C2- et C2+, qui présentent un écart légèrement supérieur aux incertitudes de mesure (1,1 kg/h d'écart pour $\pm 1,0$ kg/h d'incertitude pour le cas C2-, et 2,0 kg/h d'écart pour $\pm 1,5$ kg/h d'incertitude pour le cas C2+, respectivement). De plus, on note que l'écart est plus faible pour les cas où la température de soufflage est plus élevée, c'est-à-dire les cas C0+ ($T_0 = 31,9^\circ\text{C}$) et C1- ($T_0 = 29,2^\circ\text{C}$) et légèrement hors de la gamme d'incertitude pour les cas C2- ($T_0 = 21,8^\circ\text{C}$) et C2+ ($T_0 = 21,3^\circ\text{C}$). Cela s'explique par le fait que les anémomètres utilisés pour la mesure du débit d'air au soufflage ne sont pas compensés en température. Or, la température utilisée pour corriger la valeur du débit d'air mesuré correspond à celle au niveau du caisson de soufflage, alors que le débitmètre est situé plusieurs mètres en amont. L'air pour les cas C0+ et C1- se réchauffe donc dans les gaines, lors de son cheminement du débitmètre au caisson de soufflage où la mesure est effectuée. Il en résulte une légère sous-estimation de la température et donc du débit d'air soufflé, ce qui explique les valeurs plus faibles obtenues pour ces deux essais. La tendance à avoir un débit de reprise plus faible que le débit de soufflage s'explique par la légère surpression entre la cellule test et la garde thermique afin d'éviter des infiltrations en provenance de cette dernière. L'écart par rapport au bilan massique de CO₂ est quant à lui systématiquement inférieur aux incertitudes de mesure (Tableau II.5).

Désignation	Grandeur	Unité	Essais		
			F0+	F1+	F2+
Débit volumique d'air soufflé	Q_0	m ³ /h	55,6	57,0	56,6
Débit massique d'air soufflé	Q_{m_0}	kg/h	66,7	69,4	69,4
Renouvellement d'air	R.A.	vol/h	1,63	1,67	1,66
Température de soufflage	T_0	°C	21,5	17,0	14,9
Température de reprise	T_r	°C	24,9	25,3	24,8
Ecart de température au soufflage	$T_0 - T_{zo}$	°C	-3,7	-8,3	-10,3
Nombre d'Archimède au soufflage	Ar_0	-	$7,3 \cdot 10^{-4}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$2,0 \cdot 10^{-3}$
Nombre de Reynolds au soufflage	Re_0	-	17303	18215	18330
Puissance apportée par le soufflage	P_0	W/m ²	5	12	15
Puissance totale des charges internes	P	W	-	107	213
Température de la garde thermique	T_{garde}	°C	28,0	28,0	27,2
Température moyenne de la paroi nord	T_{nord}	°C	25,9	26,2	25,8
Température moyenne de la paroi sud	T_{sud}	°C	26,3	26,3	25,8
Température moyenne de la paroi est	T_{est}	°C	26,0	26,3	25,7
Température moyenne de la paroi ouest	T_{ouest}	°C	26,2	26,4	26,0
Température moyenne du plafond	$T_{plafond}$	°C	27,0	26,9	26,6
Température moyenne du sol	T_{sol}	°C	22,6	23,2	22,8
Débit de CO ₂ injecté	Q_{CO_2}	l/h	-	18,0	36,0

Tableau II.6. Conditions des essais en soufflage d'air froid

Désignation	Grandeur	Unité	Essais		
			F0+	F1+	F2+
Débit massique d'air soufflé	Q_{m_0}	kg/h	$66,7 \pm 1,5$	$69,4 \pm 1,5$	$69,4 \pm 1,5$
Débit massique d'air repris	Q_{m_r}	kg/h	$64,8 \pm 1,4$	$68 \pm 1,5$	$68,2 \pm 1,5$
Ecart absolu	$Q_{m_0} - Q_{m_r}$	kg/h	1,9	1,3	1,2
Ecart relatif	$(Q_{m_0} - Q_{m_r})/Q_{m_0}$	%	2,9	1,9	1,8

Tableau II.7. Bilan massique d'air sur la cellule test pour les essais de soufflage d'air froid

Désignation	Grandeur	Unité	Essais	
			F1+	F2+
Ecart absolu	ΔQ_{CO_2}	kgCO ₂ /s	$3,2 \cdot 10^{-6} \pm 3,5 \cdot 10^{-6}$	$2,7 \cdot 10^{-6} \pm 3,9 \cdot 10^{-6}$
Ecart relatif	$\Delta Q_{CO_2} / (Q_{CO_{20}} + Q_{CO_2})$	%	14,1	8,4

Tableau II.8. Bilan massique de CO₂ sur la cellule test pour les essais de soufflage d'air froid (il n'y a pas d'injection de CO₂ pour le cas F0+, les concentrations en CO₂ mesurées au soufflage et à la reprise sont donc identiques)

Pour les essais de soufflage d'air froid, les bilans massiques d'air et de CO₂ sont également vérifiés

pour chaque essai, et présentent des valeurs systématiquement inférieures aux incertitudes de mesure.

II.4.3 Stabilité des conditions aux limites

De sorte à illustrer la pertinence de la plateforme expérimentale retenue à fournir des résultats adaptés à notre étude, la stabilité des conditions aux limites et des grandeurs physiques mesurées dans la zone d'occupation en régime permanent est illustrée ci-après pour l'essai F2+.

Débit d'air soufflé et repris/bilan massique

Afin d'illustrer la stabilité du débit d'air soufflé et l'étanchéité de la cellule test, les valeurs des débits d'air soufflé et repris au cours d'une période d'acquisition sont présentées sur la Figure II.22.

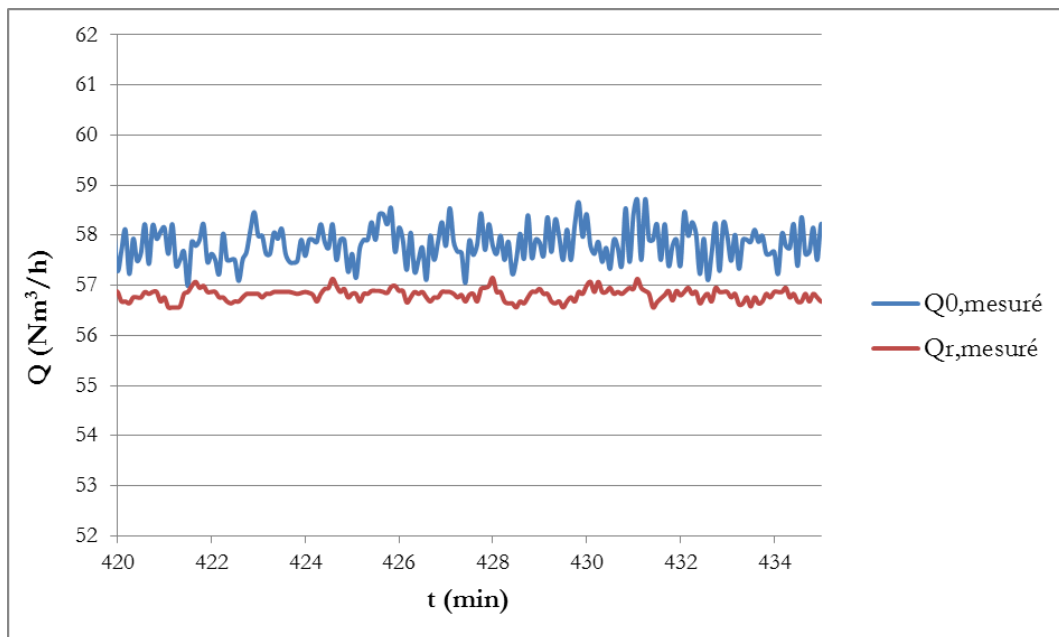


Figure II.22: Débits d'air soufflé (Q_0) et repris (Q_r) en fonction du temps en régime établi

Les anémomètres n'étant pas compensés en température, les valeurs de débit d'air mesurées au soufflage $Q_{0,\text{mesuré}}$ et en sortie de cellule $Q_{r,\text{mesuré}}$ ont pour unité des $\text{N m}^3/\text{h}$ (normaux mètres cubes par heure), c'est-à-dire des m^3/h pour des conditions normales de pression et de température : $T_{\text{ref}} = 21^\circ\text{C}$ et $p_{\text{ref}} = 1014\text{hPa}$. Pour des conditions de service différentes, la loi des gaz parfaits permet d'aboutir au débit d'air soufflé et repris en m^3/h , cf. Equation (II.10) et (II.11), où l'hypothèse d'une pression à la mesure égale à la pression atmosphérique est prise.

$$\frac{Q_0}{T_0} = \frac{Q_{0,\text{mesuré}}}{T_{\text{ref}}} \quad (\text{II.10})$$

$$\frac{Q_r}{T_r} = \frac{Q_{r,\text{mesuré}}}{T_{\text{ref}}} \quad (\text{II.11})$$

La moyenne sur les 15 minutes sélectionnées fournit alors les résultats suivants :

	m ³ /h	kg/h
Q₀	56,6 ± 1,3	69,4 ± 1,6
Q_r	57,6 ± 1,3	68,2 ± 1,6

Tableau II.9 . Débit d'air soufflé et repris

Le bilan massique d'air sur la cellule est donc vérifié. Le débit massique légèrement inférieur obtenu en sortie de la cellule test s'explique par les exfiltrations entraînées par la surpression de 5Pa environ de la cellule test par rapport à la garde thermique.

Température d'air au soufflage

La régulation a été modifiée de telle sorte à privilégier la stabilité de la température d'air au soufflage, T₀. Celle-ci est en conséquence très stable lors des essais, avec une variation de ± 0,1°C par rapport à la valeur moyenne (Figure II.23).

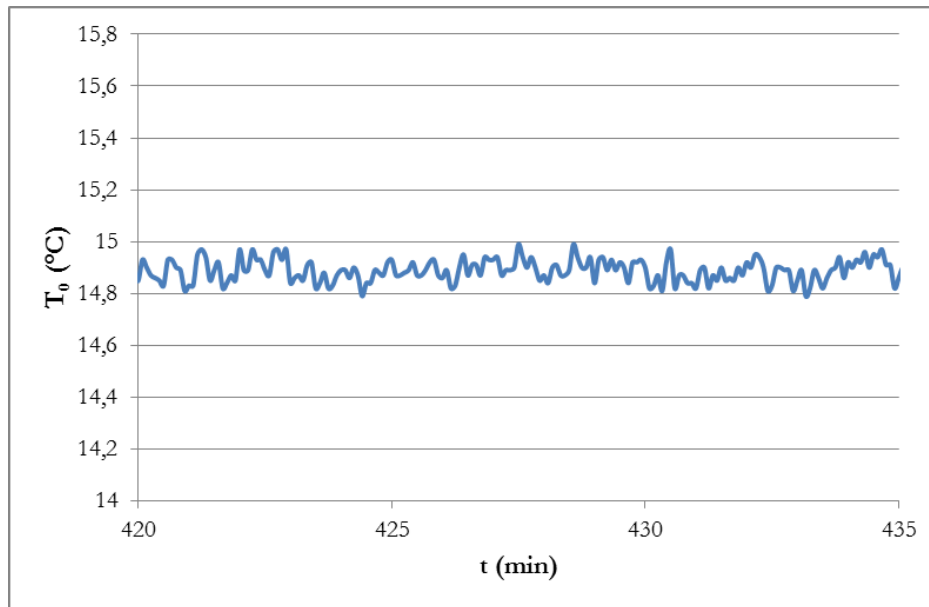


Figure II.23: Température de soufflage en fonction du temps en régime établi

Température des parois

Les évolutions de la température de la garde thermique ainsi que de la température moyenne des différentes parois en fonction du temps sont présentées sur la Figure II.24. Une très bonne stabilité de la température de la garde thermique est obtenue (variation de ±0,2°C), et en conséquence, les températures de surface des parois sont également stables. La température de surface est plus élevée pour le plafond, ce qui s'explique par la stratification thermique dans la garde et dans la cellule test, et la température de surface du sol est la plus faible, ce qui s'explique par le fait que l'air en dessous du sol de la cellule test n'est pas directement contrôlé en température car séparé de la garde

thermique par une paroi en acier.

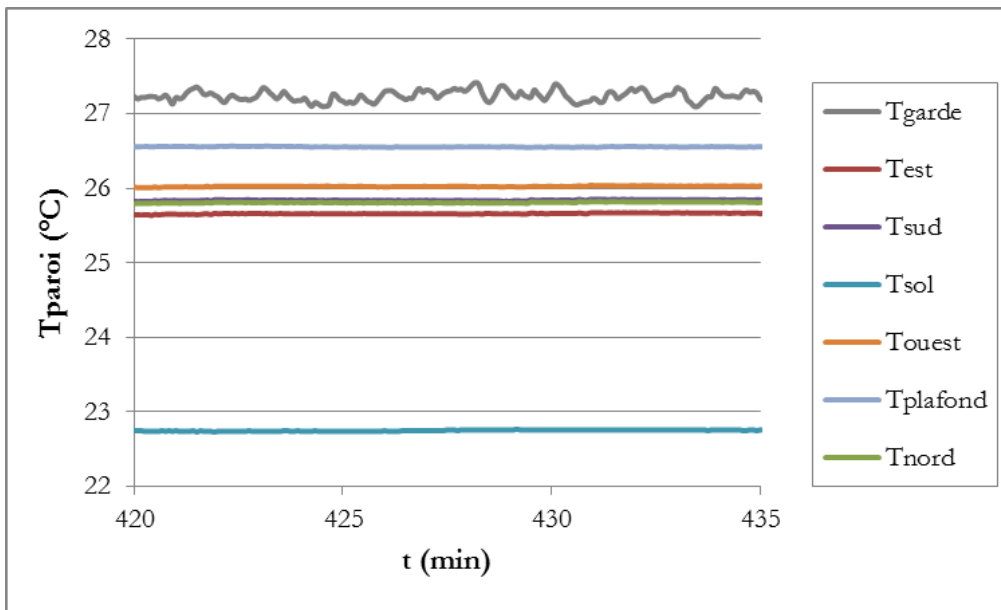


Figure II.24: Température de la garde thermique et des parois en fonction du temps en régime établi

II.4.4 Stabilité des variables dans la zone d'occupation

Température d'air et température de globe

La température de globe en fonction du temps de six stations de mesure (positions 1, 2, 3, 25, 26 et 27) en régime établi est présentée sur la Figure II.25. Celle-ci est très stable, avec des variations de température inférieures à $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

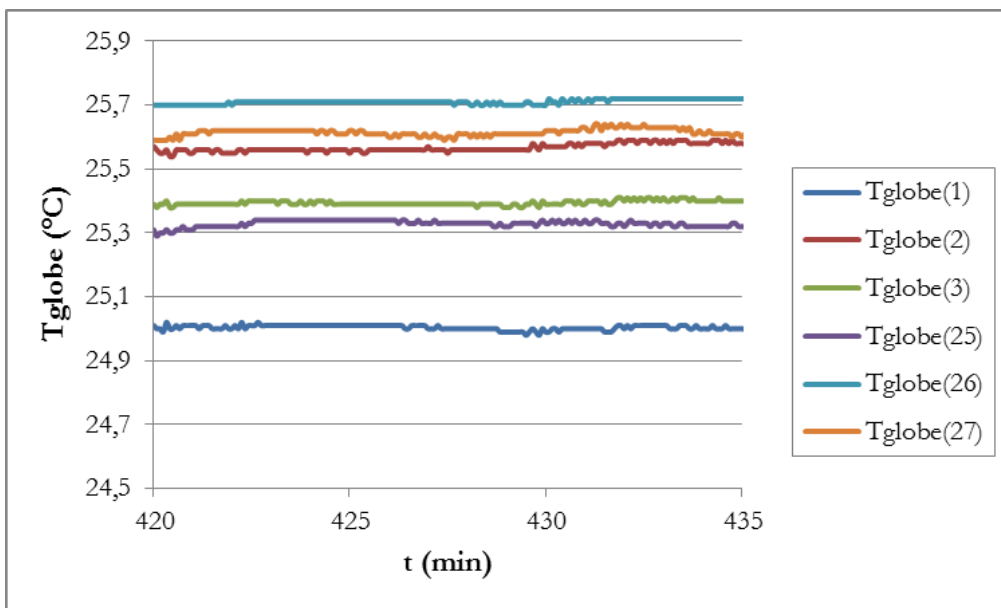


Figure II.25: Température de globe en fonction du temps en régime établi

La fluctuation de la température d'air instantanée est plus importante, particulièrement en position haute, et atteint au maximum $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ (Figure II.26). Elle est probablement due aux fluctuations du débit d'air soufflé et de l'écoulement de l'air dans la cellule en fonction du temps, ce qui expliquerait les variations plus importantes au niveau des stations de mesure les plus proches de la zone de jet. Une moyenne glissante des températures d'air sur une période de 30 secondes permet alors d'affirmer que le régime permanent est atteint (Figure II.27).

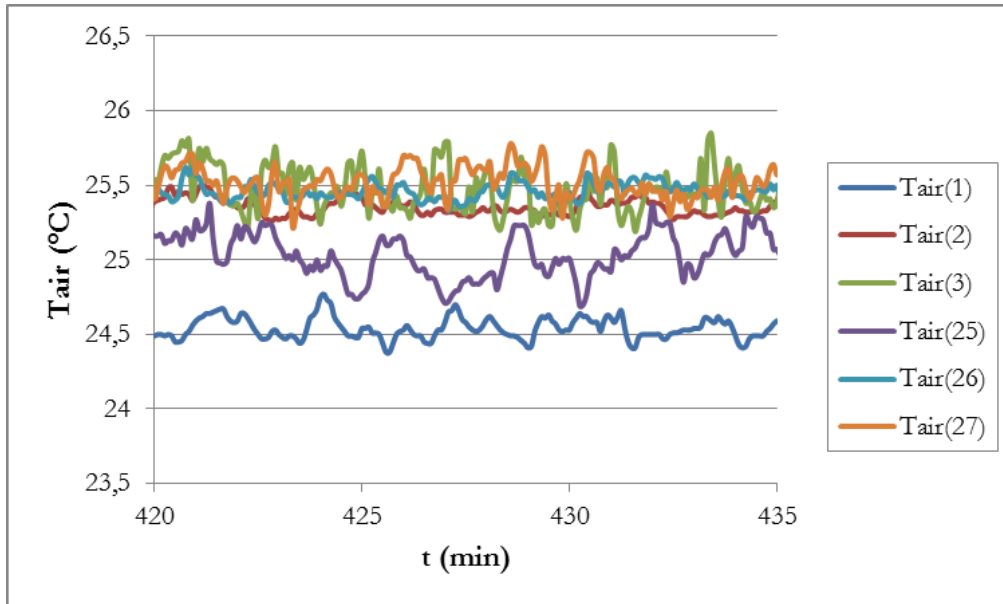


Figure II.26: Température d'air en fonction du temps en régime établi

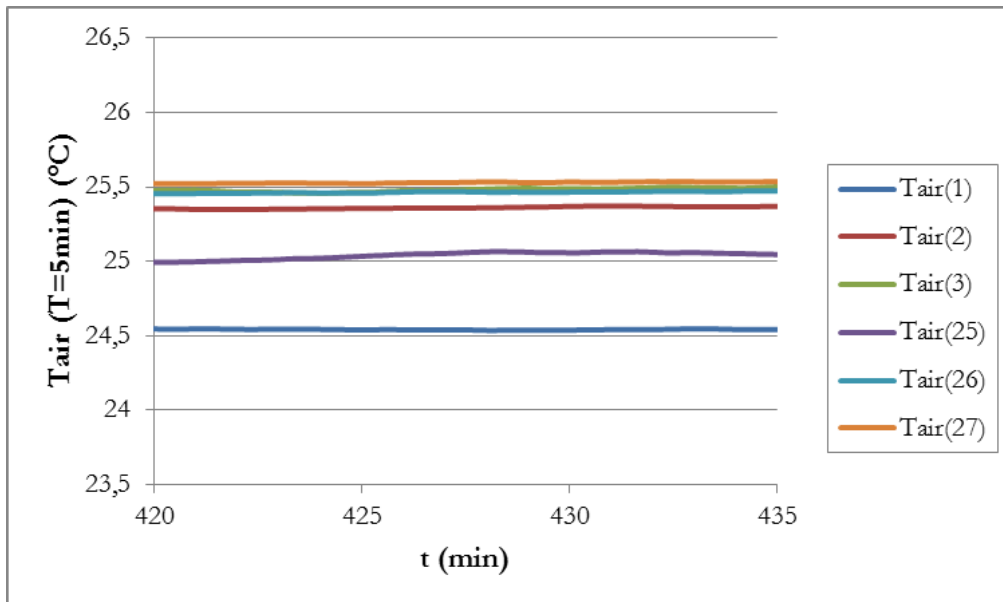


Figure II.27: Moyenne glissante sur 5 minutes de la température d'air en fonction du temps en régime établi

Vitesse d'air

La fluctuation de la vitesse d'air dans la zone d'occupation est également importante, en particulier au voisinage des panaches thermiques issus des occupants et en position haute dans la zone d'occupation ($Z=1,7\text{m}$), voir Figure II.28. De même que pour la température d'air, la cause probable est la fluctuation du débit d'air soufflé et en conséquence de l'écoulement d'air dans la pièce et des moyennes glissantes permettent de déterminer que le régime établi est effectivement atteint. La moyenne glissante sur une durée de 5 minutes est présentée à titre d'exemple sur la Figure II.29. Il faut également noter que les anémomètres à film chaud employés sont prévus pour des mesures de vitesses d'air supérieures à $0,05\text{ m/s}$, et qu'une plus grande stabilité des mesures est ainsi observée lorsque la vitesse d'air mesurée est plus importante que les valeurs obtenues pour cet essai.

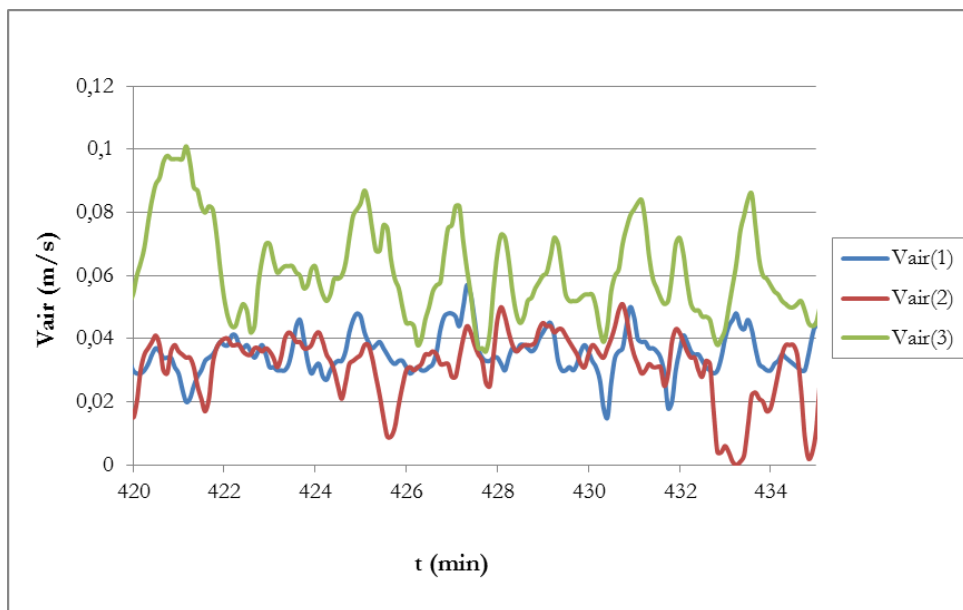


Figure II.28: Vitesse d'air en fonction du temps en régime établi sur les trois premières stations de mesure

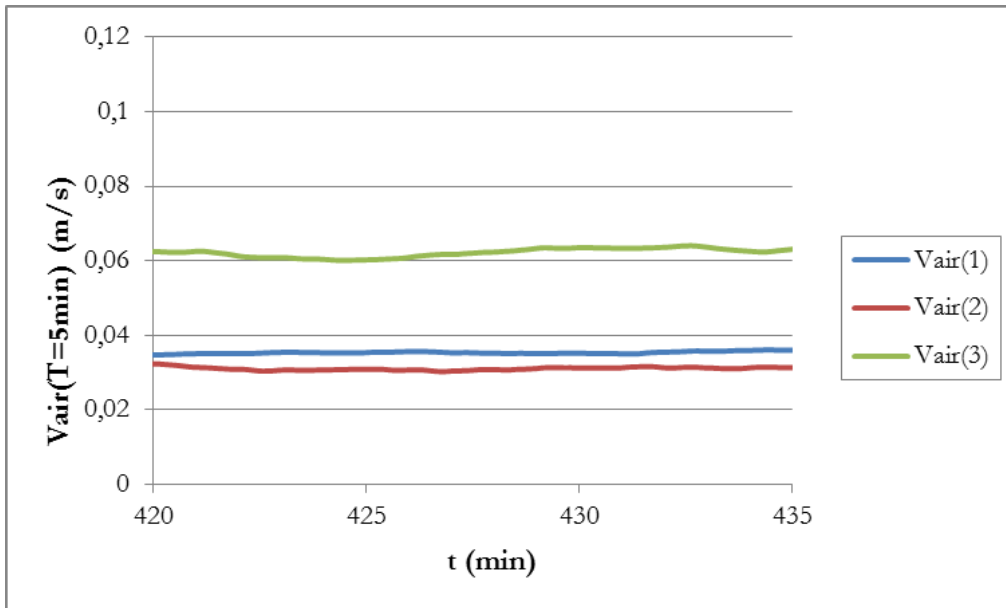


Figure II.29: Moyenne glissante sur 5 minutes de la vitesse d'air en fonction du temps sur les trois premières stations de mesure

Concentration en CO_2

Les évolutions des concentrations en CO_2 au soufflage, à la reprise, et à la station de mesure 27 en fonction du temps sont présentées sur la Figure II.30 et sur la Figure II.31 en régime établi. Le volume réduit de la pièce permet d'atteindre le régime permanent relativement rapidement (environ 230 minutes). La concentration en CO_2 mesurée est stable, avec une variation de ± 30 ppm dans la pièce.

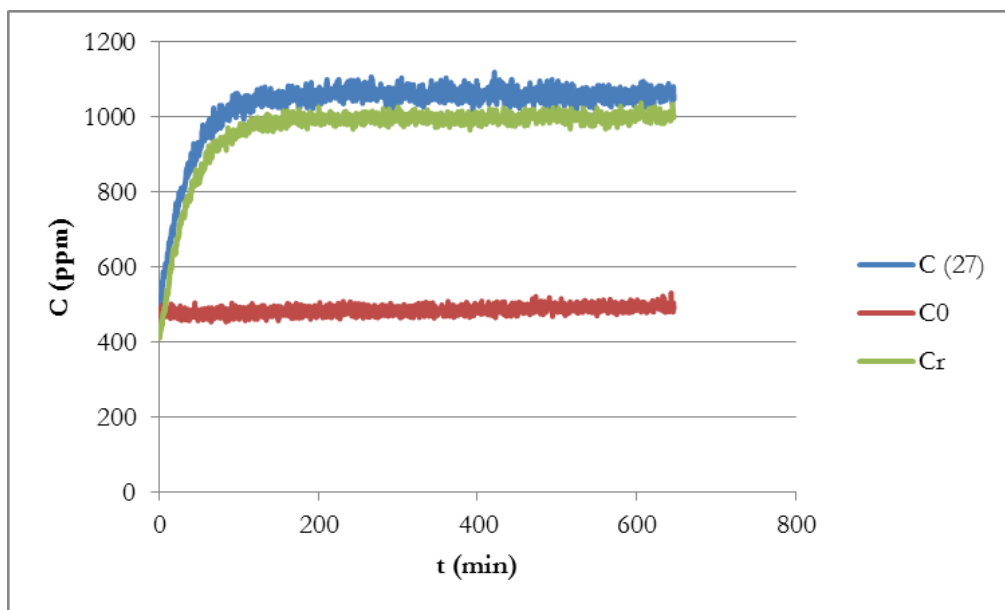


Figure II.30: Concentration en CO_2 en fonction du temps lors de l'essai

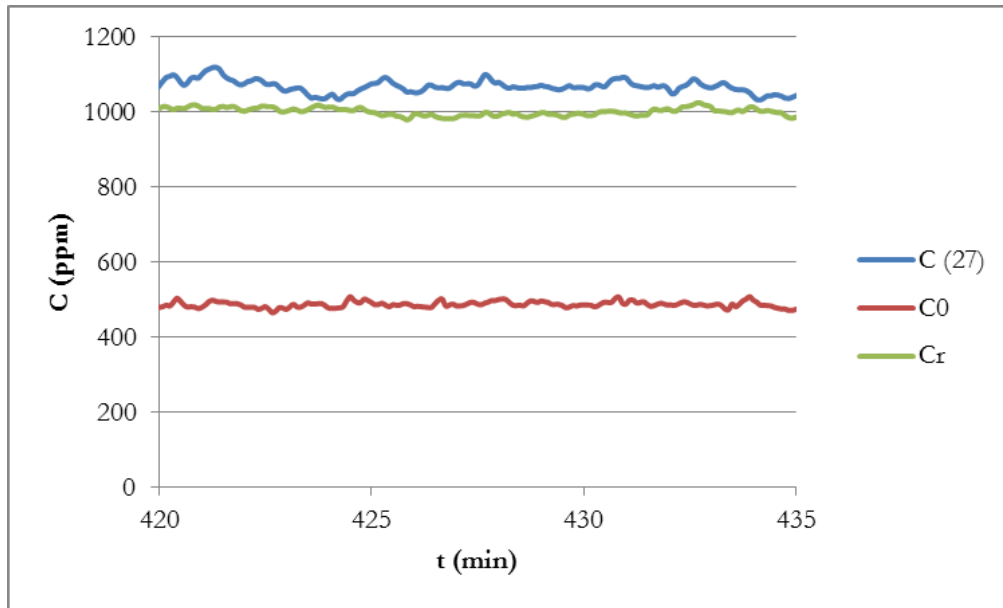


Figure II.31: Concentration en CO_2 en fonction du temps en régime établi

Humidité relative

L'humidité relative est pratiquement constante au cours du temps, et diffère de moins d'1% entre les trois hauteurs de mesure considérées (Figure II.32).

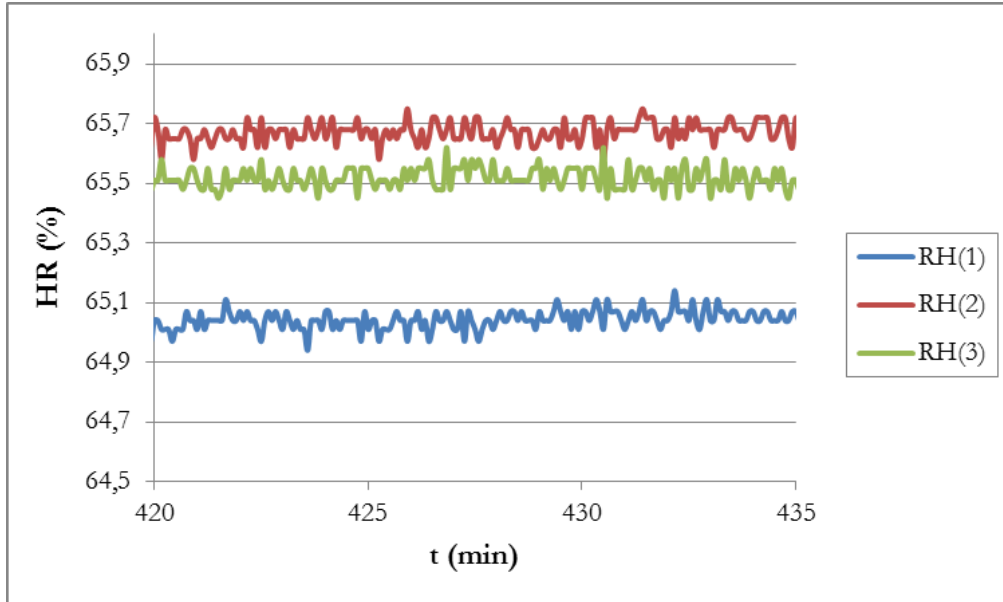


Figure II.32: Humidité relative dans la cellule test en fonction du temps en régime établi pour trois hauteurs différentes (0,1m ; 1,1m ; 1,7m)

II.4.5 Conclusion

La centrale de traitement d'air et la garde thermique permettent d'obtenir des conditions aux limites stables dans la cellule test, dans une large gamme de température et de débit d'air soufflé. De plus, l'instrumentation retenue permet de mesurer avec précision ces conditions aux limites, ainsi que les grandeurs physiques dans la zone d'occupation dont dépendent le confort thermique et l'efficacité de ventilation. Les mesures dans la zone d'occupation varient peu en régime établi, et fournissent des résultats fiables sur le confort résultant du diffuseur d'air et des conditions aux limites étudiées. Les valeurs globales et locales des grandeurs physiques mesurées dans la zone d'occupation pour les différentes conditions de soufflage sont présentées dans le Chapitre IV.

En outre, les résultats obtenus dans la zone d'occupation dépendent en grande partie de la nature du jet d'air issu du diffuseur et des échanges de ce dernier avec l'ambiance. Or, les mesures expérimentales sont limitées à la zone d'occupation dans cette étude. La vélocimétrie laser permettrait d'analyser le jet issu du diffuseur. Cette technologie, coûteuse en temps et en matériel n'est pas employée dans le cadre de cette thèse, et semble mieux adaptée aux études visant à optimiser la géométrie des dispositifs terminaux de soufflage. La voie choisie dans la présente étude pour étudier l'écoulement dans la cellule climatique consiste en des simulations de l'écoulement à l'aide d'un code de mécanique des fluides numérique. Cette approche est décrite dans le Chapitre III.

Au-delà de l'évaluation du confort pour différentes conditions de soufflage, il faut noter que les essais expérimentaux effectués ont une utilité vis-à-vis des simulations numériques. D'une part, ils permettent de fournir des conditions aux limites réalistes pour les simulations. D'autre part, ils permettent de mettre en évidence la fiabilité des résultats numériques en comparant les résultats dans la zone d'occupation obtenus par les deux approches. La confrontation des résultats expérimentaux et numériques est également présentée dans le Chapitre IV.

Chapitre III.

Approche numérique

III.1 Logiciels de mécanique des fluides numériques

Les logiciels de mécanique des fluides (CFD pour « Computational Fluid Dynamics ») constituent un outil puissant pour la prédiction des écoulements d'air. Ils consistent à résoudre les équations de transport de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie sur le domaine de calcul et fournissent ainsi une prédiction des champs de vitesse, de température et de polluant dans l'espace et dans le temps dans le bâtiment ou la pièce considérée. Ils peuvent ainsi permettre d'étudier la qualité de l'air intérieur, le confort thermique, ou encore la dispersion de polluant.

La difficulté dans la prédiction de la diffusion de l'air dans une pièce réside dans le fait qu'elle dépend d'un nombre important de paramètres : géométrie de la pièce, géométrie de l'entrée d'air, position de l'entrée et de la reprise d'air, occupation, charges internes, température des parois... Il est ainsi coûteux en temps et en moyens de tester expérimentalement toutes les configurations que l'on souhaite étudier pour une géométrie donnée. Les simulations CFD constituent alors une alternative précieuse, et permettent d'obtenir des résultats en l'espace d'une semaine pour un utilisateur expérimenté et une géométrie de complexité moyenne. Il faut toutefois prendre garde à la confiance que l'on accorde à ces résultats. En effet, de nombreux obstacles s'opposent à la prédiction correcte de l'écoulement et constituent autant de verrous à lever par le modélisateur. Ceux-ci ont été répertoriés par [Li et Nielsen, 2011] dans un état de l'art de l'emploi de codes CFD dans le domaine de la ventilation des bâtiments.

Le premier challenge est la modélisation de la turbulence. En effet, les modèles de turbulence disponibles dans les codes CFD ont été développés principalement pour l'industrie aéronautique et les prédictions météorologiques dans les années 70. Ainsi, leur vocation première n'est pas de modéliser un écoulement dans un espace clos, et leurs limites apparaissent lorsqu'il s'agit de prédire l'écoulement dans les bâtiments [Chen, 2009]. Certaines modifications ont été apportées depuis à ces modèles pour corriger les erreurs observées, mais la performance des différents modèles est encore très inhérente à la géométrie et aux hypothèses physiques des cas considérés. De nombreux

travaux ont été menés afin de mettre au banc d'essai les différents modèles de turbulence pour des cas donnés (simulation d'un jet, d'un panache, d'un écoulement à bas nombre de Reynolds, etc.) et aboutissent parfois à des conclusions contradictoires pour peu que les conditions des essais varient d'une étude à l'autre. L'approche généralement adoptée consiste alors à comparer les prédictions fournies par le code CFD à des mesures expérimentales sur la même configuration. Cette étape permet de guider le choix du modèle de turbulence et de sélectionner celui permettant d'obtenir l'écart le plus faible avec les mesures pour les grandeurs physiques qui intéressent le modélisateur. Des simulations ultérieures pour des conditions non testées expérimentalement peuvent alors être menées avec une certaine confiance, et en ayant conscience des faiblesses du modèle de turbulence retenu.

Le second challenge concerne la nature multi-échelles de la prédiction de l'écoulement dans le bâtiment. En effet, les dimensions en jeu vont de l'ordre de plusieurs mètres pour les dimensions de la pièce, à des détails inférieurs au millimètre pour les dispositifs de diffusion d'air. En conséquence, la prise en compte fidèle des dispositifs de diffusion d'air, c'est-à-dire des conditions aux limites d'entrée, est rendue difficile, et nécessite une modélisation spécifique en fonction de la géométrie. Cet aspect est traité en détails dans la partie III.3.

III.1.1 Méthodes de résolution numérique

Le code de mécanique des fluides retenu pour cette étude est le code commercial STAR-CCM+v7.04 [CdAdapco, 2011]. Il offre des possibilités de discrétisation du domaine et de post-traitement supérieures aux codes de CFD libres, qui sont indispensables étant donné la complexité de la géométrie du diffuseur étudié.

Il convient de préciser les hypothèses adoptées lors du calcul : l'écoulement est supposé être incompressible, newtonien, et soumis à la pesanteur. Un régime stationnaire est considéré : de la même manière que pour les essais expérimentaux, les conditions aux limites demeurent constantes au cours du temps, et l'écoulement que nous cherchons à prédire est celui correspondant au régime permanent pour des conditions aux limites données.

Equations de Navier-Stokes

Les équations sont exprimées sous un système de coordonnées cartésiennes :

- Coordonnées (x, y, z)
- Vitesse (u, v, w) ou (u_1, u_2, u_3)

Pour un écoulement incompressible (l'hypothèse d'incompressibilité est généralement acceptable même pour un fluide compressible, tel que de l'air à température ambiante), les équations de continuité (III.1), de conservation de la quantité de mouvement (III.2) et de conservation de l'énergie (III.3) sont les suivantes :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.1})$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + g_i \quad (\text{III.2})$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} \quad (\text{III.3})$$

Avec ν la viscosité dynamique et g_i l'accélération de pesanteur.

A cela il faut ajouter l'équation des gaz parfaits qui traduit la variation de la masse volumique avec la température (Equation (III.4)).

$$\rho = \frac{p_{\text{abs}}}{RT} \quad (\text{III.4})$$

Où p_{abs} est la pression absolue, et R la constante universelle des gaz parfaits.

Schéma de discrétisation

Les équations aux dérivées partielles qui régissent l'écoulement sont non-linéaires, la résolution analytique de ces équations est donc impossible. Parmi les méthodes approchées de résolution, la méthode des volumes finis est la plus employée, et les schémas numériques utilisés sont en général de type différences finies. Pour l'ensemble des simulations, les méthodes de résolution numérique sont les suivantes. L'algorithme SIMPLE ("Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations") est employé pour résoudre de façon itérative les champs de pression et de vitesse. Les termes diffusifs et convectifs sont interpolés par un schéma amont du second ordre, de sorte à réduire les erreurs de diffusion numérique liées aux arrondis. Les coefficients de sous-relaxation employés sont les suivants :

- pression : 0,2
- quantité de mouvement : 0,7
- énergie : 0,7
- grandeurs turbulentes : 0,4
- autres paramètres 0,9

De sorte à vérifier la convergence des résultats, les résidus normalisés sont suivis (vitesses, continuité, énergie, grandeurs turbulentes), ainsi que l'évolution de la vitesse, de la température, et de la concentration de polluant dans la zone d'occupation. Les calculs sont considérés comme convergés lorsque les grandeurs physiques dans la zone d'occupation sont constantes (asymptote horizontale), et lorsque les résidus prennent des valeurs inférieures à 10^{-4} . De plus, la conservation

de la masse d'air et de CO₂ sur le domaine de calcul est systématiquement vérifiée.

Discrétisation du domaine

Les équations de transport discrétisées sont résolues sur le domaine de calcul, décomposé en un certain nombre d'éléments polyédriques. Un maillage polyédrique a été retenu dans la mesure où il présente de nombreux avantages en comparaison avec les maillages cubiques et tétraédriques [CdAdapco, 2011] :

- une maille polyédrique a de l'ordre de 10 voisins, permettant une meilleure approximation des gradients, et permettant d'éviter les problèmes de diffusion numérique liés à l'orientation des mailles
- une maille polyédrique ne peut pas être déformée comme peut l'être une maille tétraédrique, prévenant ainsi des problèmes numériques liés au maillage
- un nombre de mailles moins important est nécessaire comparativement à un maillage structuré ou tétraédrique

Le maillage au niveau des parois doit être choisi de telle sorte à être adapté au modèle de turbulence retenu (cf. section III.1.3). Le premier nœud de calcul proche de la paroi doit être situé soit dans la sous-couche visqueuse, soit en dehors de celle-ci, en fonction de la modélisation de l'écoulement en proche paroi retenu, et le maillage est construit en accord avec ce choix.

III.1.2 Modélisation de la turbulence

L'objectif de cette partie est de présenter succinctement les différents modèles de turbulence disponibles ainsi que leurs avantages respectifs pour la simulation d'écoulement en cavités ventilées.

Description de la turbulence

La turbulence est un phénomène chaotique et aléatoire qui s'observe dans un nombre important d'écoulements, que ce soit dans la nature ou dans des applications d'origine humaine. La turbulence se caractérise par un large spectre de dimensions de tourbillons. Les tourbillons les plus grands, porteurs d'énergie, sont décomposés en tourbillons de plus en plus petits, jusqu'à atteindre l'échelle de Kolmogorov, où les forces de viscosité dominent et où l'énergie cinétique turbulente est dissipée sous forme de chaleur. On parle de cascade énergétique (Figure III.1). L'interaction entre les tourbillons, et notamment l'étirement des tourbillons (« vortex stretching ») favorise les échanges de chaleur et de masse, qui sont beaucoup plus importants que pour un écoulement laminaire. La prédiction correcte du phénomène de turbulence est donc capitale afin de prédire correctement l'écoulement dans une cavité et le phénomène de mélange de l'air issu du diffuseur avec l'air ambiant. Cependant, la résolution directe de la turbulence (DNS pour "Direct Numerical Simulation") nécessite une taille de maille de discrétisation beaucoup plus petite que le plus petit tourbillon. En conséquence, la puissance de calcul nécessaire est très importante (typiquement

plusieurs centaines de millions de mailles pour un calcul). A l'heure actuelle, cette méthode est donc limitée à des géométries relativement simples et peu turbulentes. La résolution directe de la turbulence étant difficile, plusieurs méthodes ont alors été développées pour modéliser la turbulence. La modélisation RANS (Reynolds-Averaged-Navier-Stokes) est une des méthodes les plus utilisées en pratique.

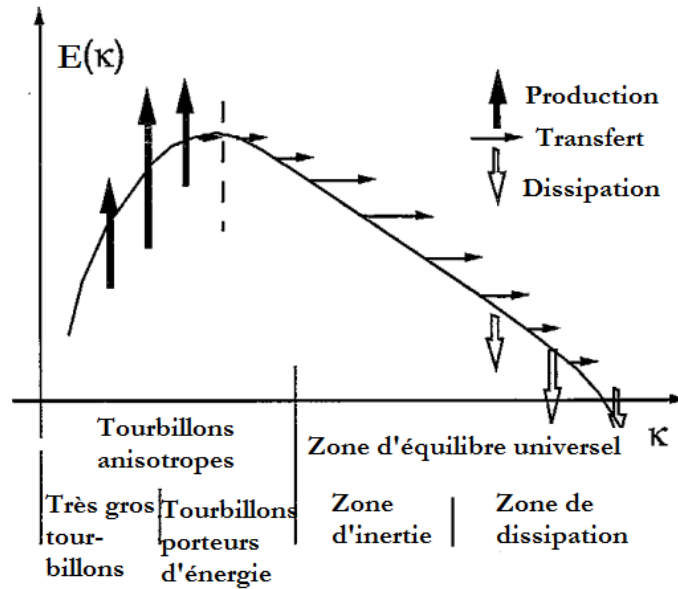


Figure III.1: Schéma du spectre d'énergie turbulente (« cascade énergétique ») [Schiestel, 1998]

Modélisation RANS

Les grandeurs de la turbulence fluctuent de manière aléatoire au cours du temps : il est alors possible d'utiliser des outils statistiques. La modélisation RANS consiste à décomposer les variables instantanées en une composante moyenne et une composante fluctuante (décomposition de Reynolds). Toute composante $f(\vec{x}, t)$ est ainsi décomposée suivant l'Equation (III.5).

$$f = \bar{f} + f' \quad (\text{III.5})$$

Avec \bar{f} la partie moyenne et f' la partie fluctuante.

La décomposition de Reynolds est appliquée aux équations de Navier-Stokes (III.1, III.2 et III.3). Les équations obtenues pour les quantités moyennées sont les suivantes :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.6})$$

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial (\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} + g_i \quad (\text{III.7})$$

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{T' u'_j} \right) \quad (\text{III.8})$$

Elles sont sensiblement les mêmes que les équations originales, à l'exception des termes $R_{ij} = \overline{u'_i u'_j}$ (tensions de Reynolds) et $\overline{T' u'_j}$ (flux de chaleur turbulent) qui apparaissent dans les équations de transport de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le tenseur des contraintes de Reynolds est défini de la façon suivante :

$$\mathbf{T}_t = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u' u'} & \overline{u' v'} & \overline{u' w'} \\ \overline{u' v'} & \overline{v' v'} & \overline{v' w'} \\ \overline{u' w'} & \overline{v' w'} & \overline{w' w'} \end{bmatrix} \quad (\text{III.9})$$

Le nombre d'inconnues du problème est alors supérieur au nombre d'équations disponibles et il devient nécessaire de modéliser le tenseur des contraintes de Reynolds à l'aide de modèles de turbulence, afin de fermer le problème et de relier le champ fluctuant au champ moyen. Ainsi, le but des modèles de turbulence est la prévision numérique des écoulements turbulents, et non pas d'expliquer la turbulence. En effet, ils ne permettent que de donner une description approchée des phénomènes turbulents. Pour plus de détails sur les écoulements turbulents et les modèles de turbulence, nous invitons le lecteur à consulter l'ouvrage de [Schiestel, 1998].

Modèles du 1^{er} ordre à deux équations de transport

Les modèles de fermeture du 1^{er} ordre utilisent le concept de viscosité turbulente pour relier le tenseur de Reynolds au champ moyen. L'approximation de Boussinesq est couramment utilisée :

$$R_{ij} = \overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{III.10})$$

où μ_t est la viscosité turbulente et k l'énergie cinétique turbulente. Or, l'équation de continuité du champ moyen impose que l'énergie cinétique turbulente $k = \frac{1}{2} (\overline{u' u'} + \overline{v' v'} + \overline{w' w'})$ soit nulle. Pour éviter cela, la trace du tenseur est retranchée et on aboutit à :

$$R_{ij} = \overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{III.11})$$

Le flux de chaleur turbulent est lui relié au gradient de température moyenne :

$$\overline{u'_j T'} = - \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (\text{III.12})$$

où Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent.

Il s'agit alors de trouver une relation entre μ_t et les autres variables afin de réaliser la fermeture du

problème.

Le modèle k-ε standard

La viscosité turbulente a été définie par Prandtl-Kolmogorov de la manière suivante :

$$\mu_t = C_\mu l \sqrt{k} \quad (\text{III.13})$$

où C_μ est une constante, l une échelle de longueur constante et k l'énergie cinétique turbulente qui permet d'obtenir une échelle de vitesse. Le modèle de turbulence k-ε est un modèle à deux équations, résolvant les équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente k et pour son taux de dissipation ε . Ce dernier est défini par :

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{III.14})$$

La viscosité turbulente est alors calculée par :

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.15})$$

Où C_μ est une constante, déterminée empiriquement, et dont la valeur est 0,09.

L'équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente est la suivante :

$$\bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{p}{\rho} + k \right) \bar{u}'_i - \nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j \partial x_j} \quad (\text{III.16})$$

La deuxième équation des modèles à deux équations de transport est relative à l'échelle de longueur l . Pour le modèle k-ε, la deuxième équation de transport est écrite pour la variable $\varepsilon = k^{3/2} l^{-1}$. L'équation de transport pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente est la suivante :

$$\bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(-\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\nu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (\text{III.17})$$

où les coefficients $C_{\varepsilon 1}$ et $C_{\varepsilon 2}$ sont déterminés empiriquement : $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ et $C_{\varepsilon 2} = 1,92$.

Le modèle k-ε realizable

Le modèle k-ε realizable est une modification du modèle k-ε standard qui satisfait certaines contraintes mathématiques sur le tenseur de Reynolds. Ainsi, l'hypothèse de Boussinesq donne :

$$\overline{u'u'} = \frac{2}{3}k - 2\mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (\text{III.18})$$

En associant cela avec la définition de la viscosité turbulente, on obtient que la contrainte normale peut devenir négative, si :

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3,7 \quad (\text{III.19})$$

Pour éviter cela, le coefficient C_μ n'est plus considéré comme constant mais est modélisé en tenant compte des déformations moyennes du fluide et de la turbulence. L'équation de transport du taux de dissipation de l'énergie turbulente est également reformulée de telle sorte à limiter le terme de dissipation par rapport au modèle classique.

k- ω SST

Le modèle k- ω utilise comme grandeur supplémentaire le taux de dissipation spécifique $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$. La viscosité turbulente est alors calculée par :

$$\mu_t = \frac{k}{\omega} \quad (\text{III.20})$$

Le modèle SST (Shear Stress Transport) est une variante du modèle k- ω qui combine le bon comportement du modèle classique proche de la paroi et les performances du modèle k- ε dans la zone pleinement turbulente en prenant en compte les effets du transport des composantes principales du tenseur de Reynolds.

Modèles du 2nd ordre

Les modèles RSM (« Reynolds-Stress-Models ») permettent d'assurer la fermeture du problème d'une manière différente, sans considérer les contraintes normales isotropes. Les équations de transport pour toutes les tensions de Reynolds sont alors résolues, et les moments d'ordre supérieur (de la forme $\overline{u'_j u'_k u'_l}$) sont modélisés. Ces modèles sont beaucoup plus coûteux en temps de calcul dans la mesure où sept équations supplémentaires doivent être résolues. En effet, le tenseur des contraintes de Reynolds étant symétrique, six des neuf composants du tenseur sont donc à déterminer. A ces six équations de transport des contraintes, s'ajoute une septième équation qui modélise le taux de dissipation turbulente isotropique ε (équation qui se retrouve dans le modèle k- ε standard).

L'équation de continuité moyennée et l'équation de l'énergie moyennée considérées sont les mêmes que pour les modèles du premier ordre. L'équation de conservation de la quantité de mouvement considérée est la suivante :

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial (\bar{u}_i)}{\partial x_j} - u'_i u'_j \right) + \rho g_i \quad (\text{III.21})$$

La fermeture se fait alors par les équations de transport des contraintes de Reynolds obtenues à partir des équations de Navier-Stokes (Equation (III.7)) et dont les différents termes sont illustrés sur la Figure III.2.

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k \bar{u}'_i u'_j) = P_{ij} + \Phi_{ij} + D_{T,ij} + D_{V,ij} + G_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (\text{III.22})$$

Dans cette équation :

- P_{ij} est le terme de production, liés aux inconnues du problème :

$$P_{ij} = -(\bar{u}'_i \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} + \bar{u}'_j \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k}) \quad (\text{III.23})$$

- $D_{V,ij}$ est le terme de diffusion moléculaire:

$$D_{V,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}'_i u'_j) \right] \quad (\text{III.24})$$

Les quatre autres termes de l'Equation (III.21) sont à modéliser. Il s'agit de :

- la corrélation avec la fluctuation de pression, dont la modélisation joue un rôle important dans la prédiction des écoulements cisailés :

$$\Phi_{ij} = -\frac{1}{\rho} \left(\bar{u}'_i \frac{\partial \bar{p}'}{\partial x_j} + \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{p}'}{\partial x_i} \right) \quad (\text{III.25})$$

- la diffusion turbulente :

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}'_i \bar{u}'_j \bar{u}'_k) \quad (\text{III.26})$$

- la production de contrainte de Reynolds due aux forces de poussée :

$$G_{ij} = -\beta (\bar{g}_i \bar{u}'_j \bar{T} + \bar{g}_j \bar{u}'_i \bar{T}) \quad (\text{III.27})$$

- le tenseur de "pseudo-dissipation" :

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \quad (\text{III.28})$$

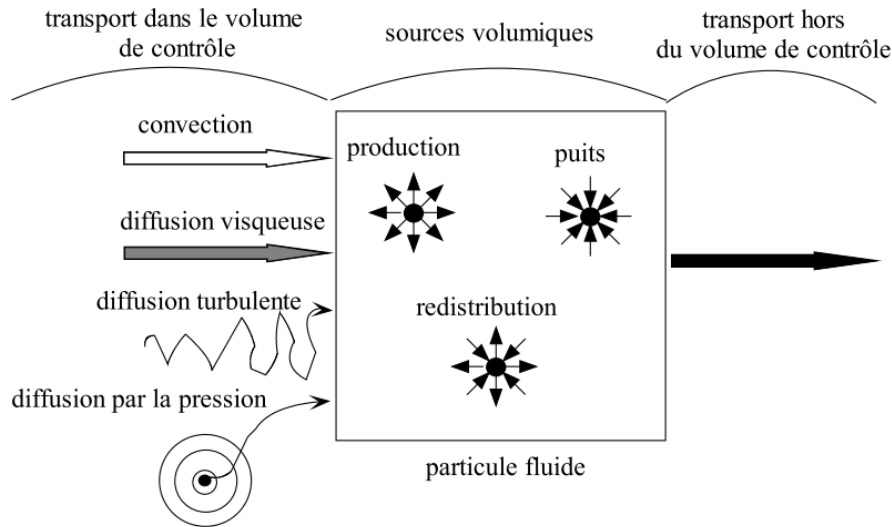


Figure III.2: Bilan de l'équation de transport des tensions de Reynolds [Schiestel, 1998]

Le propos de cette étude n'étant pas le développement de modèles de turbulence, nous invitons le lecteur à consulter l'ouvrage de [Schiestel, 1998] pour une description détaillée des méthodes de modélisation des différents termes.

Traitement de l'écoulement proche de la paroi

La couche limite dynamique se développant à la surface d'une paroi peut être divisée en plusieurs régions : une sous-couche visqueuse, une zone de transition (tampon) et une région logarithmique. Ces régions sont illustrées par la Figure III.3 où u^+ représente la vitesse adimensionnée. Elles peuvent être délimitées en fonction de la distance adimensionnée à la paroi y^+ , définie par l'Equation (III.29).

$$y^+ = \frac{y}{\mu} \sqrt{\tau_w} \quad (\text{III.29})$$

où y est la distance à la paroi et τ_w la contrainte pariétale.

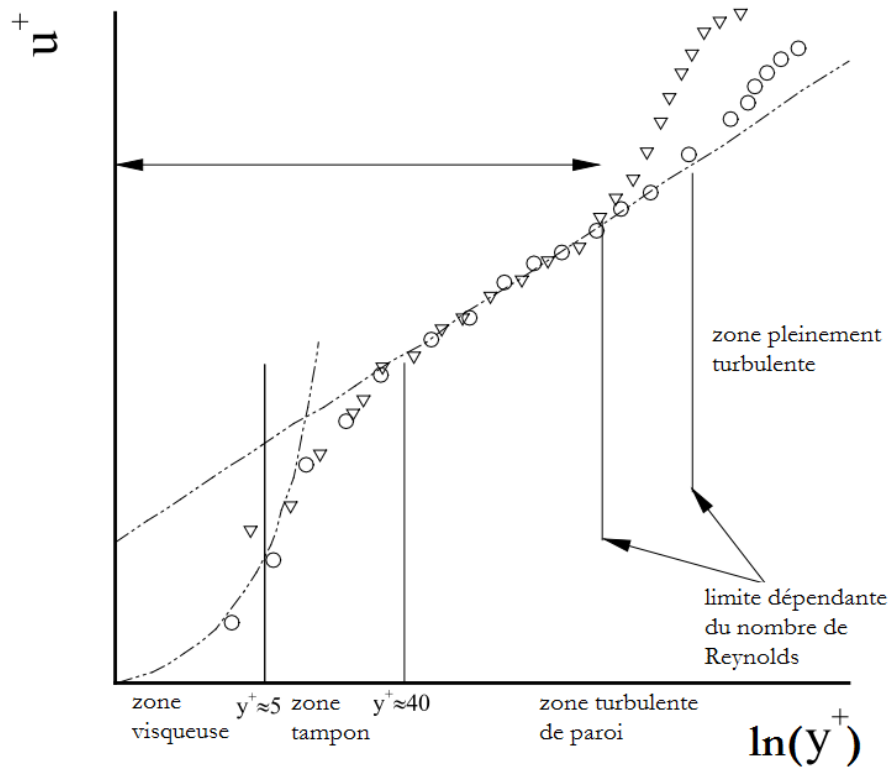


Figure III.3: Profils de vitesse dans la couche limite dynamique [Ambi, 2003]

Différentes approches sont possibles pour traiter l'écoulement à proximité des parois. Celles-ci varient en fonction des modèles de turbulence. La position du premier point de maillage proche de la paroi est capitale et doit être choisie en accord avec le modèle de turbulence retenu.

Fonctions de paroi

Avec cette approche, le modèle de turbulence n'est employé que hors de la zone visqueuse, et la première maille proche de la paroi est placée dans la zone logarithmique ($y^+ > 40$). À l'intérieur de la zone visqueuse, un ensemble de lois empiriques est adopté pour la distribution de la vitesse et de la température. Afin de représenter de manière correcte les couches limites dynamique et thermique, une fonction de paroi mélangeant les équations de la sous-couche visqueuse et de la zone logarithmique permet de rendre compte correctement de la zone tampon. Cette approche permet une économie de maillage conséquente, mais ne permet pas dans certains cas (par exemple lorsque le nombre de Reynolds local est élevé, en zone du jet au niveau du plafond) de représenter correctement les échanges thermiques avec la paroi. Pour cette raison, nous avons privilégié une approche consistant à résoudre l'écoulement à l'intérieur de la sous-couche visqueuse. La première maille doit alors être située à une distance à la paroi y^+ de 1 ou moins.

III.1.3 Choix d'un modèle de turbulence adapté à notre étude

Le choix du modèle de turbulence est à effectuer en fonction des spécificités de l'écoulement, qui dépendent des conditions aux limites et de la géométrie du diffuseur et de la pièce étudiée. La comparaison des différents modèles a ainsi pour but de définir lequel est a priori le mieux adapté au cas étudié, notamment en termes de fidélité pour la prédiction de la portée du jet et de l'évolution longitudinale du débit et de l'entraînement.

Le modèle choisi doit être capable de traiter à la fois les écoulements à haut nombre de Reynolds (à proximité du diffuseur) et à bas nombre de Reynolds (proche des parois et en particulier du sol, et au niveau des panaches thermiques des occupants). La spécificité de notre étude réside dans le fait que le modèle de turbulence retenu doit être capable de reproduire à la fois le phénomène d'interaction des jets issus des 12 buses du diffuseur, et l'écoulement dans la pièce.

Un certain nombre de travaux ont eu pour but de comparer l'efficacité des modèles de turbulence des codes CFD à prédire correctement les écoulements dans des cavités ventilées. L'étude bibliographique fait apparaître que les différents travaux mènent à des conclusions contradictoires. [Chen, 2009] a effectué une revue des études de modélisation de l'écoulement dans le bâtiment, et conclue de même qu'un modèle de turbulence peut être performant pour une géométrie et un type d'écoulement donné mais fournir de mauvaises prédictions pour une autre géométrie. Cependant, les performances du modèle k- ϵ réalisable sont relativement bonnes dans l'ensemble des études considérées.

L'écoulement dans une cavité a extensivement été étudié dans le cadre de l'Annex 20 de l'Agence Internationale de l'Energie [Nielsen, 1989]. Cette cavité est équipée d'un soufflage en position haute et d'une reprise en position basse, près du sol (Figure III.4). L'écoulement dans cette cavité a été étudié expérimentalement et numériquement par Nielsen dans le cadre de la définition des conditions aux limites d'entrée pour la modélisation des diffuseurs [Nielsen, 1989], et également récemment pour qualifier l'aptitude des différents modèles de turbulence à prédire l'écoulement dans un espace clôt ventilé [Rong et Nielsen, 2008] [Olmedo et Nielsen, 2010] [LeDreau et Nielsen, 2012]. Différents codes de calcul commerciaux ont ainsi été testés dont ANSYS CFX et STARCCM+, et les performances des modèles de turbulence du premier ordre ont été évaluées. Les conclusions de ces études confirment la difficulté des modèles de turbulence à prédire correctement l'écoulement, et notamment le phénomène de recirculation ayant lieu à l'endroit où le jet atteint la paroi opposée. Les plus grands écarts entre les mesures et les prédictions ont notamment été observés au niveau du sol. Globalement, les conclusions ne sont pas franches et ne permettent pas de guider le choix d'un modèle par rapport aux autres. Les auteurs mettent cependant en avant la complexité de la comparaison des résultats obtenus entre les différents modèles, et insistent sur la nécessité de devoir comparer les prédictions CFD à des mesures expérimentales afin de choisir un modèle convenable à la géométrie étudiée. Ils notent cependant que l'écoulement prédit par le modèle k- ω SST est globalement différent de celui obtenu expérimentalement, et par les autres modèles.

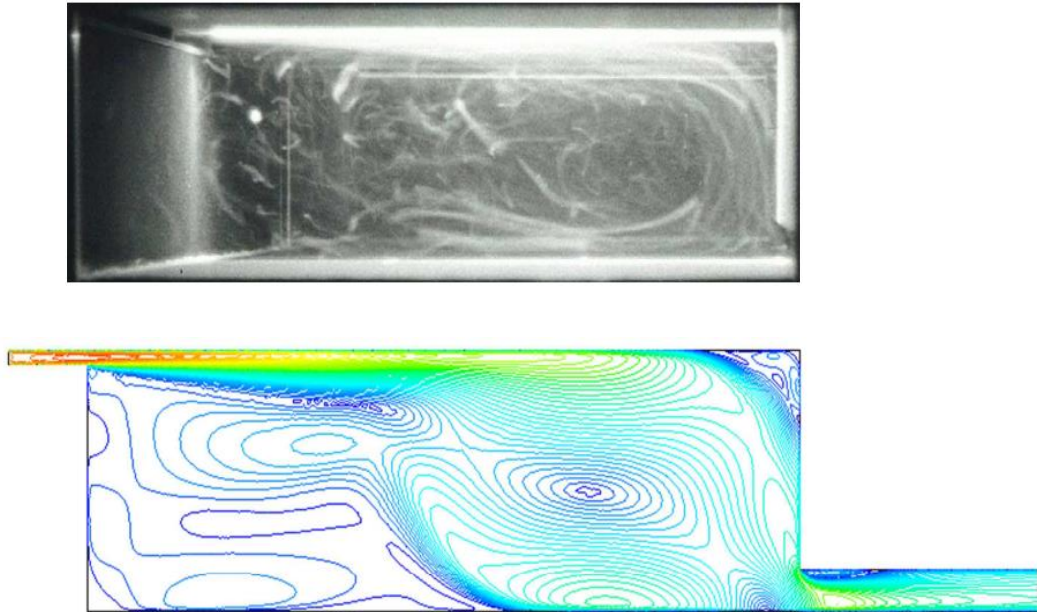


Figure III.4: Cavité de l'Annex 20 de l'IEA. Visualisation des lignes de courant par suivi de particules [Nielsen, 1989] et par modélisation CFD (modèle $k\text{-}\epsilon$ réalisable) [LeDreau et Nielsen, 2012]

[Kuznik, 2005] conclut que les échanges de chaleur entre le jet et la pièce sont mieux prédits par le modèle du second ordre RSM avec corrélation des fluctuations de pression quadratique, certainement en raison de la dynamique du jet qui est également mieux prédite par ce modèle. En effet, il note que les modèles du premier ordre induisent une erreur dans la prédiction de l'expansion du jet au voisinage des parois due à l'isotropie de la turbulence supposée par ces modèles.

D'autres travaux visent à déterminer quel modèle est le mieux adapté à la représentation du phénomène d'interaction de deux jets adjacents. [Dia, 2011] et [Meslem et al., 2011] comparent les performances des modèles $k\text{-}\epsilon$ standard, $k\text{-}\omega$ SST, et RSM, et leurs conclusions sont les suivantes. Ils insistent tout d'abord sur le fait que les modèles sont plus ou moins performants en fonction de l'information que l'on souhaite obtenir sur l'écoulement : les modèles $k\text{-}\epsilon$ et RSM fournissent ainsi une bonne prédiction de l'évolution de la vitesse maximale et du taux d'expansion. Le modèle RSM fournit cependant des résultats très similaires à ceux du modèle $k\text{-}\epsilon$ standard, bien que beaucoup plus coûteux en temps de calcul. L'interaction des jets est quant à elle mieux reproduite par le modèle $k\text{-}\omega$ SST. En effet, les modèles $k\text{-}\epsilon$ standard et RSM ont tendance à surestimer l'énergie cinétique turbulente au soufflage comparé à l'expérimental, ce qui conduit à une surestimation de l'induction. Les auteurs trouvent que le modèle $k\text{-}\epsilon$ standard est également le mieux à même de prédire la portée du jet, au contraire du modèle $k\text{-}\omega$ SST. Or, en cas de soufflage froid, la prédiction de la portée du jet est capitale afin d'éviter les inconforts provoqués par une chute du jet dans la zone d'occupation.

[Fernàndez et al., 2007] concluent qu'entre tous les modèles du premier ordre, le modèle $k-\epsilon$ réalisable fournit les résultats les plus proches des résultats expérimentaux (deux jets coalescents), et affirment qu'il représente un bon compromis entre coût de calcul et qualité des résultats. Le modèle $k-\omega$ standard fournit les moins bons résultats.

Globalement, il ressort que les modèles RSM sont mieux à même de prédire la dynamique du jet. Cependant, ils requièrent la résolution de 6 équations supplémentaires et demandent ainsi un coût de calcul bien plus important et des difficultés de convergence accrues qui ne se justifient pas forcément au vue des faibles améliorations constatées par rapport aux modèles du premier ordre [Zhai et al., 2007]. Les meilleurs résultats pour la prédiction du jet proviennent du modèle RSM avec données expérimentales imposées en conditions aux limites au niveau du plan de soufflage et non pas en amont (avec entre autres les 6 tensions de Reynolds mesurées) [Berg et al., 2006][Shamani et Birouk, 2009][Shamani et Birouk, 2010]. Néanmoins, [Kriaa et al., 2008] arrivent à la conclusion que le modèle RSM n'est pas meilleur que le modèle $k-\epsilon$ standard pour la prédiction de deux jets coalescents. Dans notre étude, il faut noter que nous ne disposons pas de mesures des trois composantes de la vitesse au niveau des buses de soufflage. Ainsi, il ne nous est pas possible d'imposer directement les valeurs des tensions de Reynolds en conditions aux limites. Celles-ci devront donc être déduites du nombre de Reynolds au soufflage et seront définies de façon isotrope, ce qui risque de nous empêcher de bénéficier des avantages du modèle du second ordre.

La revue de l'utilisation des modèles de turbulence permet de dire que parmi les modèles du premier ordre, le modèle $k-\epsilon$ réalisable semble le mieux à même de prédire l'écoulement à la fois dans la zone de jet puis dans la pièce, suivi du modèle $k-\epsilon$ standard, puis du modèle $k-\omega$ SST. Le modèle du second ordre RSM semble également fournir de bons résultats, mais a un coût de calcul élevé. Il apparaît ainsi nécessaire d'effectuer une étude préliminaire afin de procéder à la sélection d'un modèle de turbulence adapté à notre étude. Il faut également noter que ne disposant pas de mesures dans la zone de jet, il ne nous est pas possible d'effectuer une comparaison des performances des modèles de turbulence à prédire correctement le phénomène d'interaction des jets issus des douze buses composant le diffuseur de notre étude. Cependant, les mesures expérimentales permettront d'estimer la fiabilité des prédictions dans la zone d'occupation, qui dépendent directement de l'écoulement dans la zone de jet.

III.2 Etude préliminaire

Afin de vérifier les capacités du code de mécanique des fluides retenu à fournir des prédictions correctes pour le cas étudié, et de choisir un modèle de turbulence adapté à notre étude, nous avons effectué une modélisation de l'écoulement dans une cavité pour laquelle nous disposons d'un nombre important de mesures expérimentales, à la fois dans la zone de jet et dans la zone d'occupation. Il s'agit des résultats issus de la thèse de [Castanet, 1995] portant sur la cellule MINIBAT, située au laboratoire CETHIL. Les conditions des essais sont proches de celles considérées dans la présente étude, avec toutefois quelques différences majeures : le soufflage est

effectué au travers d'une fente simple alors qu'un diffuseur de géométrie complexe est considéré dans cette thèse. De plus, aucune charge interne n'est prise en compte à l'intérieur de la cellule MINIBAT. La position du soufflage et de la reprise d'air, ainsi que le nombre d'Archimède au soufflage sont toutefois similaires au cas étudié.

III.2.1 Cellule MINIBAT

Géométrie

Les caractéristiques de la cellule climatique MINIBAT sont présentées sur la Figure III.5. Il s'agit d'une cellule de dimensions 3,1m*3,1m*2,5m, de dimensions proches de celles de la cellule climatique utilisée dans cette thèse pour la campagne expérimentale (4,26m*3,08m*2,6m, cf. Figure II.2).

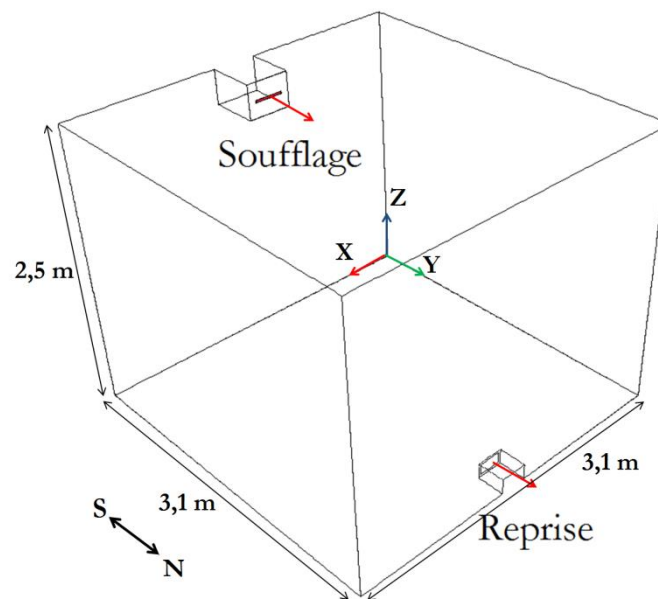


Figure III.5. Schéma de la cellule climatique MINIBAT

Le soufflage d'air se fait au voisinage du plafond au niveau de la paroi Sud, au travers d'une fente de soufflage ayant les dimensions suivantes : longueur $L_0 = 0,25\text{m}$ et largeur $h_0 = 0,02\text{m}$ (Figure III.6), soit une surface efficace de $A_0 = 0,005\text{m}^2$ et un rapport de forme $\frac{L_0}{h_0} = 12,5$ correspondant au cas d'un jet à trois dimensions [Farquharson, 1952]. La section de passage de la fente de soufflage est relativement proche de celle du diffuseur étudié dans la présente étude : $A_0 = 5,00 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$ ici contre $4,37 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$ pour le diffuseur à 12 buses. La distance au plafond est également similaire, avec 0,16 m du plafond au centre de la fente ici, et 0,16 m du plafond au centre de la première rangée de buses dans notre étude. Cependant, la géométrie de soufflage est bien plus simple dans ce cas que dans celui du diffuseur à 12 buses lobées étudié, pour lequel il est nécessaire de simuler le phénomène d'interaction des jets issus de chacune des 12 buses.

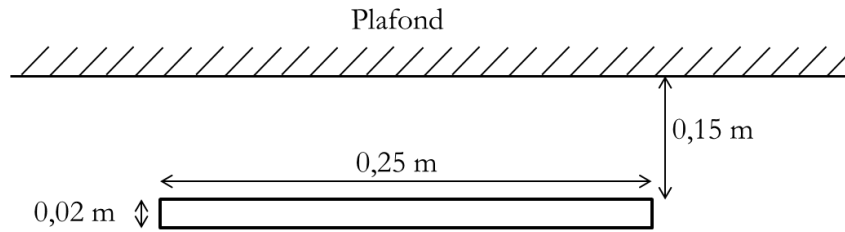


Figure III.6. Dimensions de la fente de soufflage d'air pour les essais MINIBAT

La reprise d'air est effectuée au travers d'une fente de dimensions 0,2 m x 0,1 m située à 0,02 m du sol (Figure III.7). Elle a donc une section plus importante que la reprise considérée dans notre étude. Cependant, la géométrie de la reprise d'air n'a généralement que peu d'influence sur la nature de l'écoulement en amont [Awbi, 2003], c'est-à-dire dans le local.

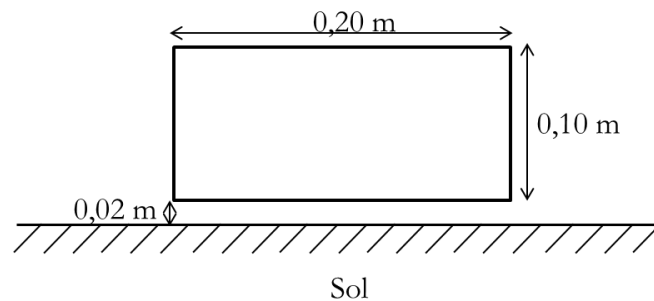


Figure III.7. Dimensions de la fente de reprise d'air pour les essais MINIBAT

Conditions aux limites

Un profil de vitesse uniforme est imposé en entrée du domaine, correspondant au rapport du débit mesurée sur la section de la fente de soufflage. Le nombre de Reynolds au soufflage, de section A_0 , est calculé sur la base du diamètre équivalent D_e (Equations(III.30) et (III.31)).

$$A_0 = \frac{\pi D_e^2}{4} \Rightarrow D_e = 2 \sqrt{\frac{A_0}{\pi}} \quad (\text{III.30})$$

$$\text{Re}_0 = \frac{\rho_0 U_0 D_e}{\mu} \quad (\text{III.31})$$

Les paramètres turbulents définis en entrée de domaine sont alors déduits de l'intensité de turbulence Tu_0 déterminée en supposant un régime pleinement établi (Equations (III.32) à (III.35)).

$$Tu_0 = 0,16(Re_0)^{-1/8} \quad (III.32)$$

$$k_0 = \frac{3}{2}(U_0 Tu_0)^2 \quad (III.33)$$

$$\varepsilon_0 = C_\mu^{3/4} \frac{k_0^{3/2}}{D_e} \quad (III.34)$$

$$\omega_0 = \frac{\sqrt{k_0}}{C_\mu^{1/4} D_e} \quad (III.35)$$

Avec k_0 l'énergie cinétique turbulente au soufflage, ε_0 le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente au soufflage, et ω_0 le taux de dissipation spécifique de l'énergie cinétique turbulente au soufflage.

Les conditions des simulations réalisées sont consignées dans le Tableau III.1.

Désignation	Grandeur	Unité	Essais		
			Isotherme	Chaud	Froid
Débit volumique d'air soufflé	Q₀	m ³ /h	25,4	24,2	25,1
Renouvellement d'air	RA	vol/h	1,06	1,01	1,04
Température de soufflage	T₀	°C	22,3	34	11,2
Température de reprise	T_r	°C	21,8	21,3	21,8
Ecart de température	T₀ - T_r	°C	0,5	12,7	10,6
Nombre d'Archimède au soufflage	Ar₀	-	5,0.10 ⁻⁴	1,6.10 ⁻²	1,3.10 ⁻²
Nombre de Reynolds au soufflage	Re₀	-	7348	6535	7772
Puissance apportée par le soufflage	P₀	W	4	99	92
Température moyenne de la paroi Nord	T_{nord}	°C	21,7	21,6	22,0
Température moyenne de la paroi Sud	T_{sud}	°C	22,3	19,6	24,8
Température moyenne de la paroi Est	T_{est}	°C	21,5	21,7	22,0
Température moyenne de la paroi Ouest	T_{ouest}	°C	21,7	21,5	22,0
Température moyenne du plafond	T_{plafond}	°C	21,8	22,5	22,2
Température moyenne du sol	T_{sol}	°C	21,5	21,2	22,1

Tableau III.1 . Conditions des essais réalisés dans la cellule MINIBAT

Les valeurs du nombre d'Archimède au soufflage sont consignées dans le Tableau III.2. A titre de comparaison, les valeurs des nombres d'Archimède au soufflage de l'ensemble des simulations considérées dans cette étude sont également indiquées. Pour les essais de soufflage chaud, l'essai MINIBAT se situe dans la gamme haute des valeurs du nombre d'Archimède au soufflage, comparé à l'ensemble des simulations effectuées dans le cadre de cette thèse. Pour les essais de soufflage froid, la valeur du nombre d'Archimède au soufflage de l'essai MINIBAT se situe au-dessus des valeurs de l'ensemble des simulations effectuées dans cette thèse. Une valeur élevée du nombre d'Archimède au soufflage implique une plus grande importance des forces de poussée et une

difficulté accrue à obtenir des prédictions correctes de l'écoulement à l'aide du code CFD. Les prédictions obtenues dans le cadre de cette thèse pour le soufflage d'air froid seront donc vraisemblablement de meilleure qualité que les prédictions obtenues pour le cas de soufflage froid de la cellule MINIBAT.

	Ar_0	
	MINIBAT	Présente étude
Chaud	$1,6 \cdot 10^{-2}$	$8,5 \cdot 10^{-4}$ à $3,4 \cdot 10^{-2}$
Froid	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$2,4 \cdot 10^{-4}$ à $8,9 \cdot 10^{-3}$

Tableau III.2 . Comparaison des valeurs du nombre d'Archimède au soufflage pour les essais MINIBAT et les simulations de la présente étude avec le diffuseur à 12 buses

Une valeur constante de pression est imposée en sortie du domaine, égale à la pression atmosphérique. La vitesse et la température en sortie sont des résultats des simulations et sont obtenues à partir des valeurs de la vitesse et de température à l'intérieur du domaine de calcul. Pour les autres variables, les gradients normaux à la section de sortie sont supposés être nuls. La température est définie au niveau des parois comme étant égale à la moyenne des températures mesurées expérimentalement pour chaque paroi. Un modèle à bas y^+ est employé, consistant à résoudre l'écoulement jusqu'à la sous couche visqueuse. Pour cela, un maillage est employé au niveau des parois, consistant en 15 couches de maillage (Figure III.8). Un maillage polyédrique est employé dans le reste du domaine.

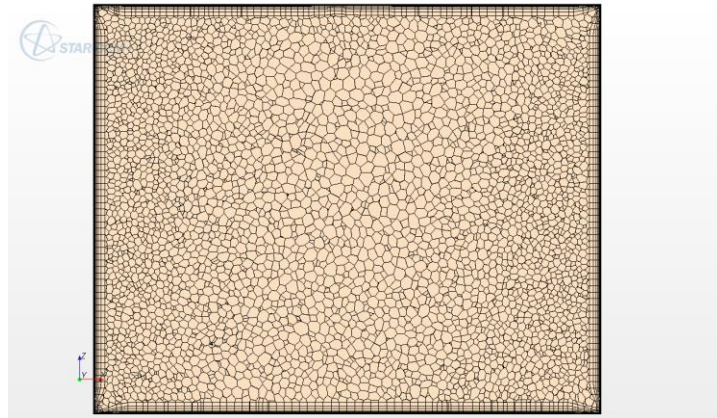


Figure III.8. Vue en coupe du maillage polyédrique retenu

Méthode de comparaison des valeurs de vitesse d'air

Les calculs CFD permettent de prédire le champ de vitesse moyen en tout point de la pièce :

$$U = \sqrt{\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2} \quad (\text{III.36})$$

Or, dans la réalité, le module et la direction de la vitesse instantanée en chaque point de la pièce varie au cours du temps (Equation (III.37)).

$$V_{\text{air}} = \sqrt{(\bar{u} + u')^2 + (\bar{v} + v')^2 + (\bar{w} + w')^2} \quad (\text{III.37})$$

Ainsi, la vitesse moyennée dans le temps V_{air} est différente de la vitesse moyenne U obtenue par CFD. Afin de pouvoir comparer les résultats numériques à ceux obtenus expérimentalement, il convient d'utiliser la corrélation de l'Equation (III.38), adaptée au cas des mesures de vitesse pour la détermination des critères de confort dans les ambiances habitées [Popiolek et Melikov, 2004].

$$V_{\text{air}} = \frac{U + 0,105\sqrt{k}}{1 - 0,94 e^{\left(\frac{-1,157U}{\sqrt{k}}\right)}} \quad (\text{III.38})$$

Avec k , l'énergie cinétique turbulente.

III.2.2 Cas isotherme

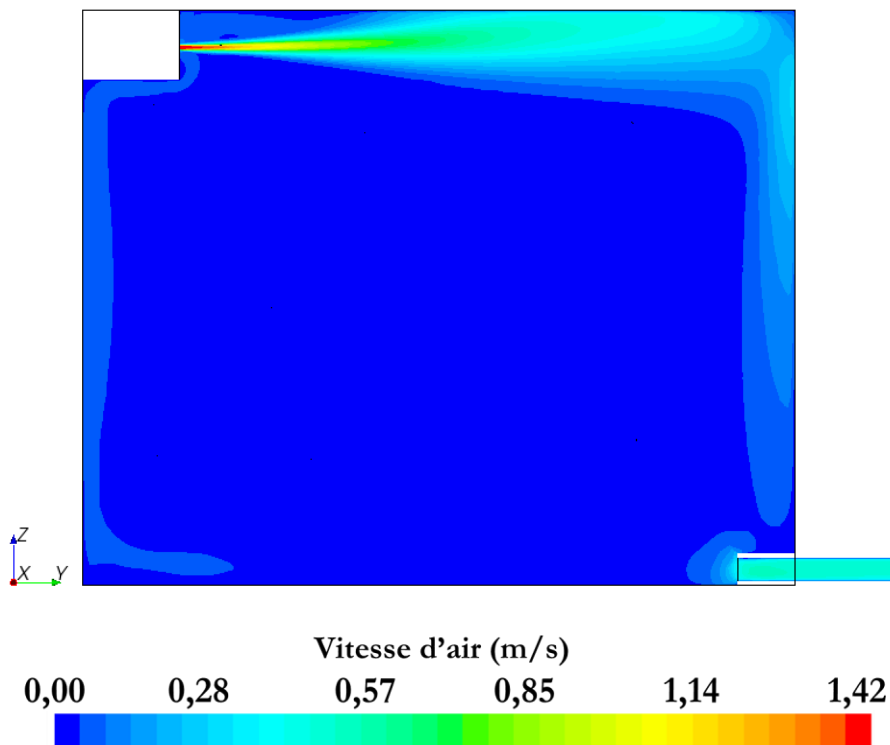


Figure III.9. Champ de vitesse dans le plan médian pour le cas isotherme (modèle $k-\varepsilon$ réalisable)

Le cas du jet isotherme est considéré en premier lieu. Le jet d'air isotherme soufflé à proximité du plafond adhère à celui-ci et atteint la paroi opposée (Figure III.9). Tout d'abord, une étude de sensibilité des résultats au maillage est effectuée, afin de choisir une densité de maillage suffisante pour capturer les phénomènes physiques et éviter les problèmes de diffusion numérique, tout en

permettant d'éviter un coût de calcul trop important. Trois densités de maillage polyédrique différentes sont considérées : 1.082.998 mailles (abrégé 1M par la suite), 3.132.495 mailles (3M), et 6.439.570 mailles (6M). L'ajout des mailles supplémentaires se fait principalement dans la zone du jet où sont situés les plus forts gradients de vitesse. Les mesures expérimentales issues de la thèse de Sophie Castanet et les prédictions numériques sont comparées au niveau du plan médian, sur 5 verticales dans le plan situé en aval du diffuseur. Seuls quelques profils représentatifs de l'ensemble des résultats obtenus sont présentés ici. Les autres résultats sont disponibles en Annexe B. A proximité du soufflage (Figure III.10), le profil de vitesse est globalement bien reproduit, et les valeurs obtenues sont très proches pour les 3 densités de maillage. La valeur du maximum de vitesse mesurée expérimentalement est plus faible dans la mesure où l'anémomètre n'est pas forcément positionné à l'emplacement exact du maximum de vitesse sur la verticale étudiée. Plus loin en aval du soufflage, à 2,08 m (Figure III.11), le profil de vitesse prédit correspond également bien avec les mesures expérimentales, avec des valeurs prédites dans l'intervalle d'incertitude des capteurs.

On observe néanmoins une légère tendance à la surestimation de l'épanouissement vertical du jet dans les simulations. Cela est vraisemblablement dû au modèle de turbulence $k-\epsilon$ réalisable qui a tendance à surestimer la diffusion de la turbulence. Les profils obtenus avec 3 millions de mailles et 6 millions de mailles sont pratiquement identiques, et le profil avec 1 million de mailles fournit des valeurs de vitesse d'air légèrement inférieures. Le maillage de 3 millions de mailles est donc retenu pour les simulations ultérieures.

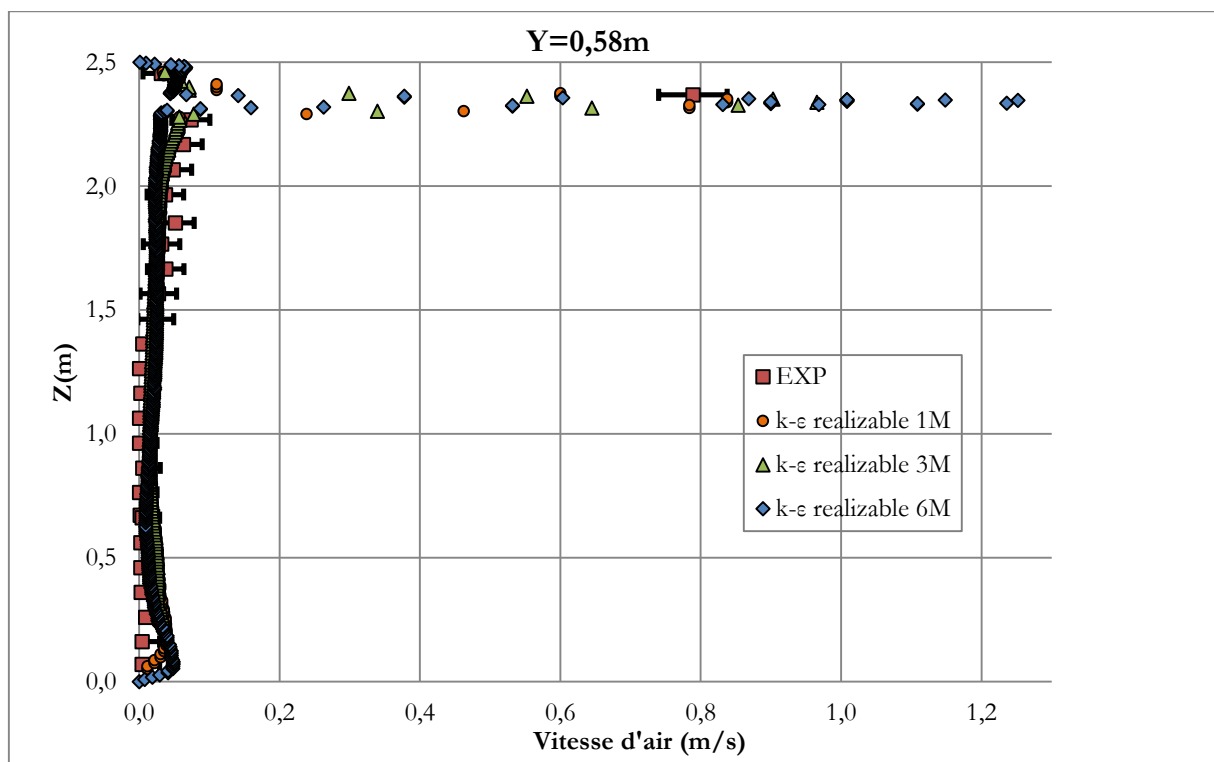


Figure III.10. Choix du maillage : profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas isotherme, $Y=0,58m$

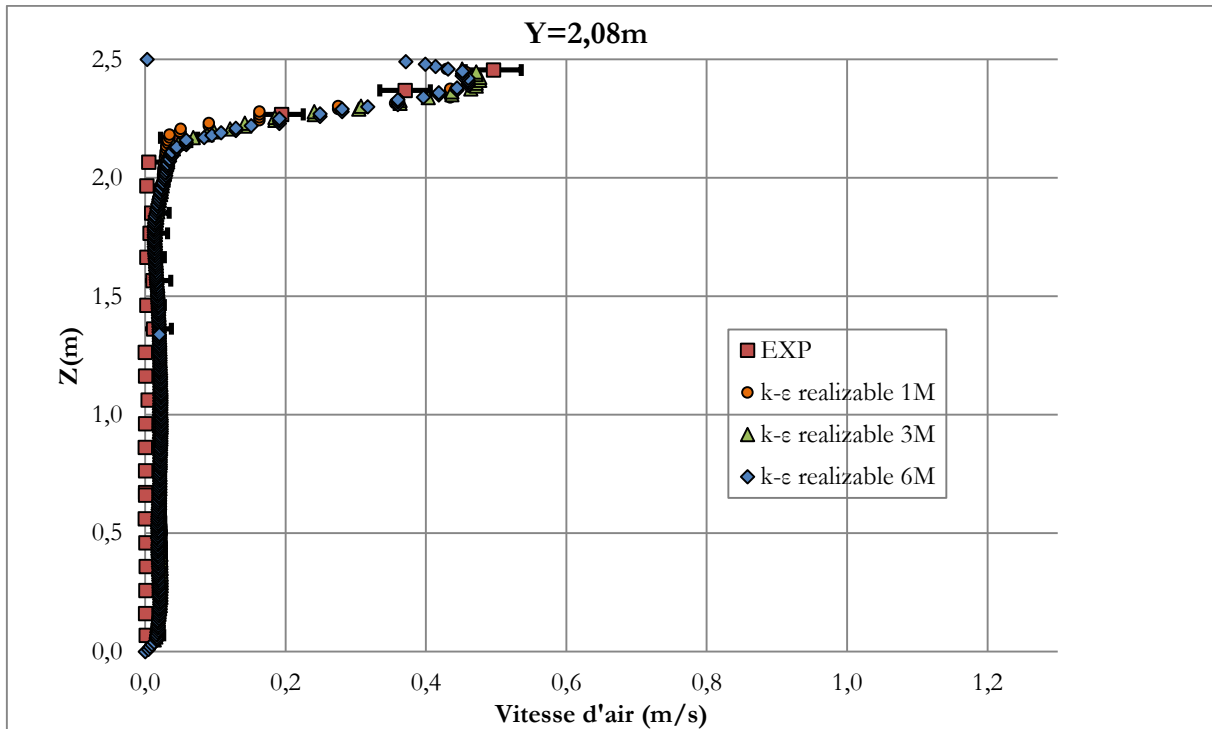


Figure III.11. Choix du maillage : profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas isotherme, $Y=2,08m$

Dans un second temps, les prédictions CFD obtenues avec différents modèles de turbulences sont comparées aux mesures expérimentales. Les modèles de turbulences du premier ordre suivants sont considérés : k- ϵ standard, k- ϵ réalisable, et k- ω SST. A proximité du soufflage (Figure III.12), tous les modèles de turbulence fournissent des résultats équivalents, et donnent une bonne prédiction du profil de vitesse et de la valeur du maximum de vitesse. Cependant, loin en aval du soufflage (Figure III.13), les modèles k- ϵ standard et k- ω SST sous-estime la vitesse maximale du jet, au contraire du modèle k- ϵ réalisable. En effet, ce dernier surestime moins la diffusion de la turbulence que les autres modèles. Ce modèle sera donc retenu pour les simulations proches des conditions isothermes, et il ne semble pas nécessaire d'avoir recours à un modèle de turbulence du second ordre, plus coûteux en temps de calcul et pour lequel il est plus difficile d'aboutir à la convergence des résultats.

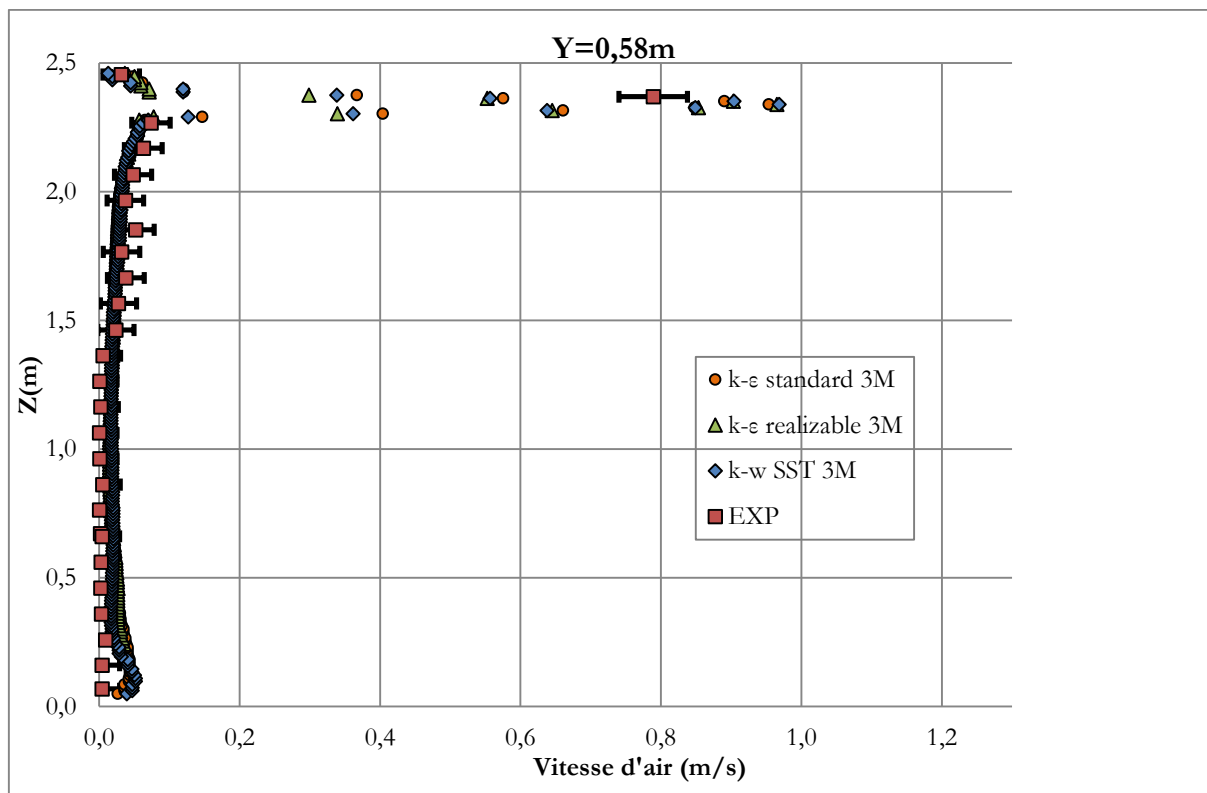


Figure III.12. Profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas isotherme, $Y=0,58\text{ m}$

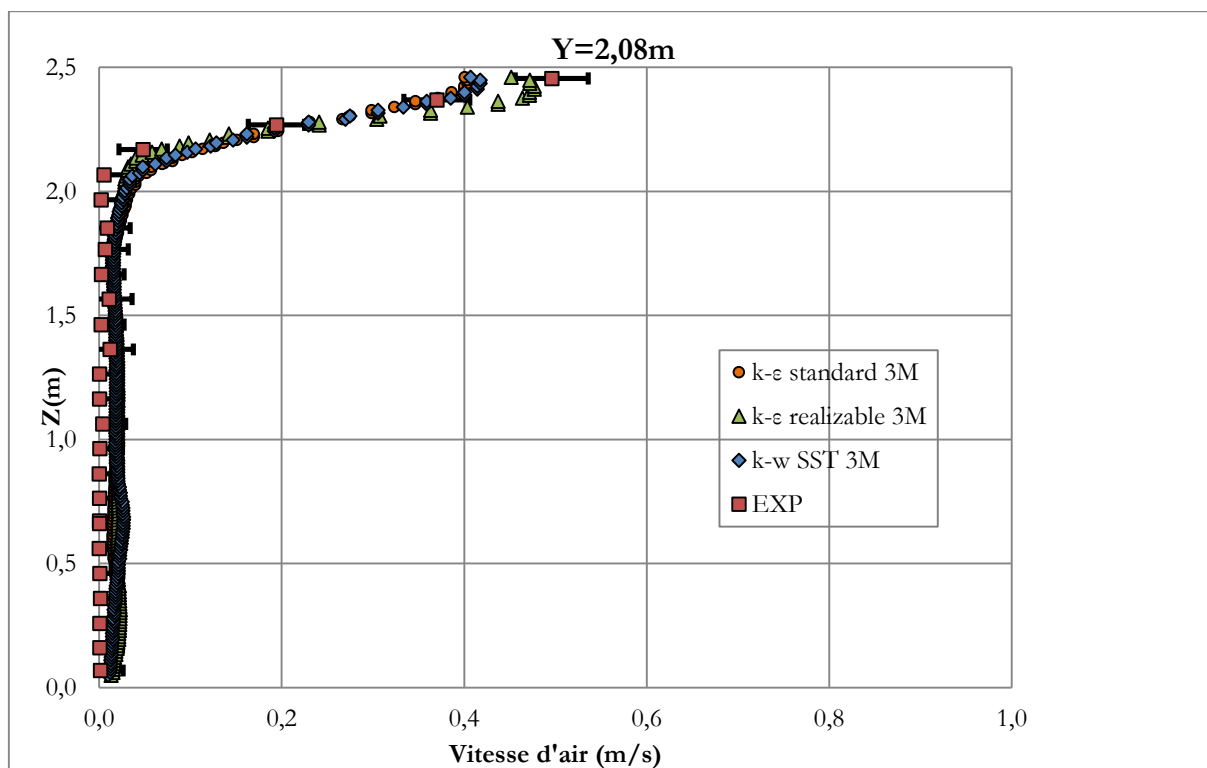


Figure III.13. Profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas isotherme, $Y=2,08\text{ m}$

III.2.3 Cas chaud

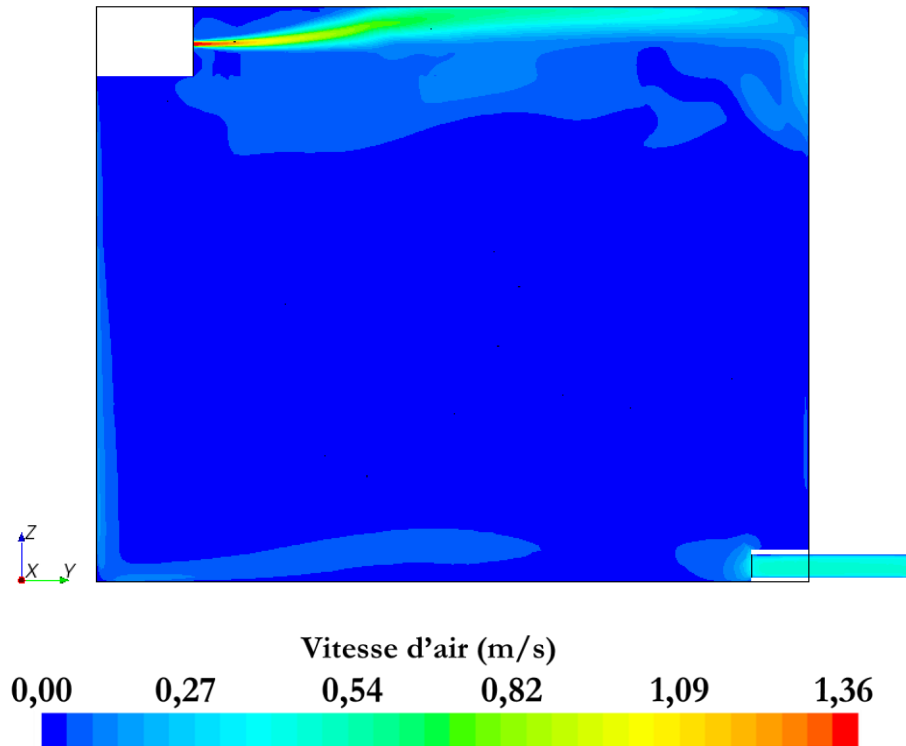


Figure III.14. Champ de vitesse dans le plan médian pour le cas de soufflage d'air chaud (modèle $k-\varepsilon$ réalisable)

Le jet d'air chaud issu du soufflage bénéficie des forces de poussée favorables en sus de l'effet Coandă, ce qui lui permet d'atteindre la paroi opposée malgré le faible débit considéré (Figure III.14).

Les prédictions des mêmes modèles de turbulence du premier ordre que ceux employés pour le cas isotherme sont comparés : $k-\varepsilon$ standard, $k-\varepsilon$ réalisable, et $k-\omega$ SST. A proximité du soufflage, la prédiction de la valeur maximale de la vitesse dans le jet est bien prédite par l'ensemble des modèles de turbulence (Figure III.15). Le phénomène de surestimation de l'épanouissement vertical du jet est plus marqué ici que pour le cas isotherme, et traduit là encore la surestimation de la diffusion de la turbulence par les modèles. Loin du soufflage, la prédiction de la vitesse maximale est correcte avec le modèle $k-\varepsilon$ réalisable et moins bonne avec les autres modèles (Figure III.16). Le profil de vitesse est globalement correctement reproduit à l'exception de la partie basse du jet, où l'épanouissement du jet reste surestimé. L'observation des profils de température montre une prédiction correcte des valeurs de température à la fois à proximité du soufflage (Figure III.17) et loin en aval de celui-ci (Figure III.18). L'écart maximum par rapport aux mesures est en effet inférieur à $0,5^{\circ}\text{C}$ pour l'ensemble des modèles, pour une incertitude de mesure de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$. Le modèle $k-\omega$ SST semble fournir les moins bons résultats, avec une légère surestimation de la température. Le modèle $k-\varepsilon$ réalisable est ainsi retenu pour les simulations de soufflage d'air chaud.

Il est à même de prédire correctement la valeur du maximum de vitesse du jet à la fois près et loin en aval du soufflage, ce qui est important en termes de prédiction de l'inconfort par courant d'air et de l'entraînement de l'air ambiant dans le jet. Il semble de même fournir une bonne prédiction des échanges de chaleur entre le jet et l'ambiance, ainsi qu'entre les parois et l'ambiance. Ainsi, et de même que pour le cas isotherme, nous ne jugeons pas nécessaire d'employer un modèle de turbulence du second ordre pour les simulations de soufflage d'air chaud.

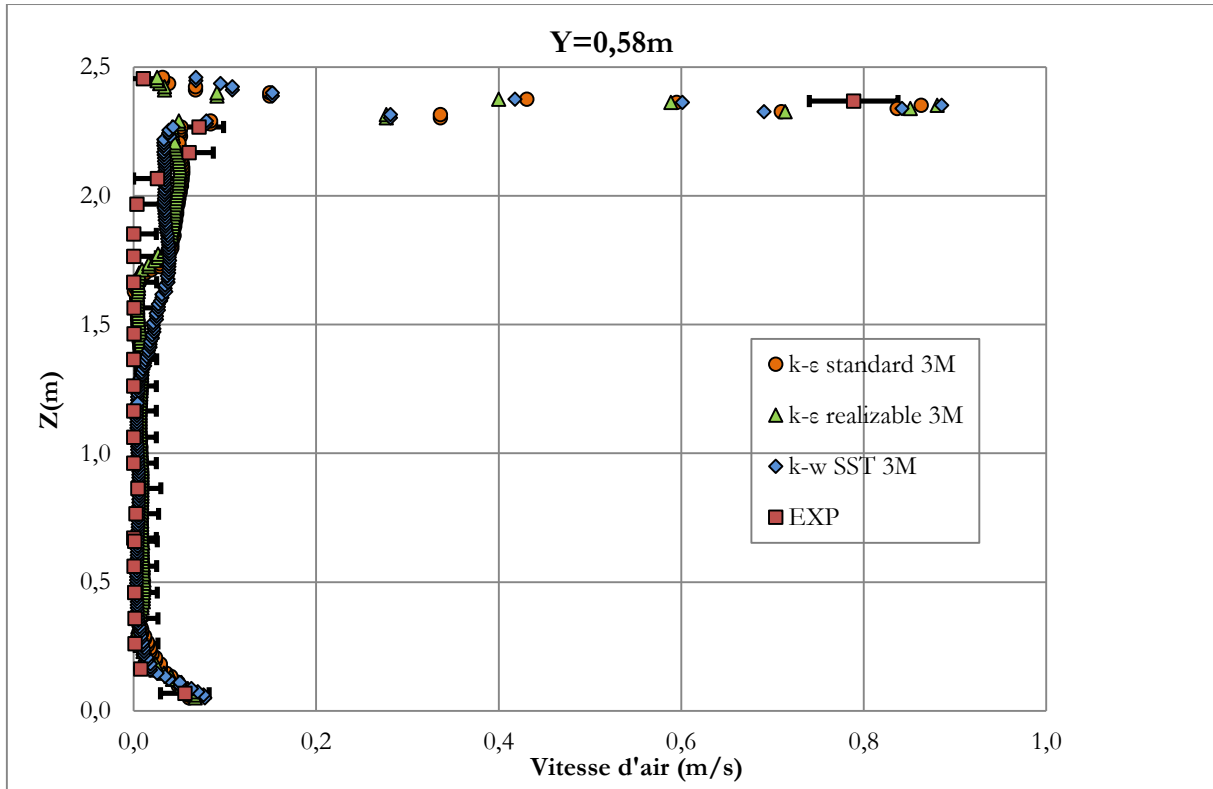


Figure III.15. Profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas chaud, $Y=0,58m$

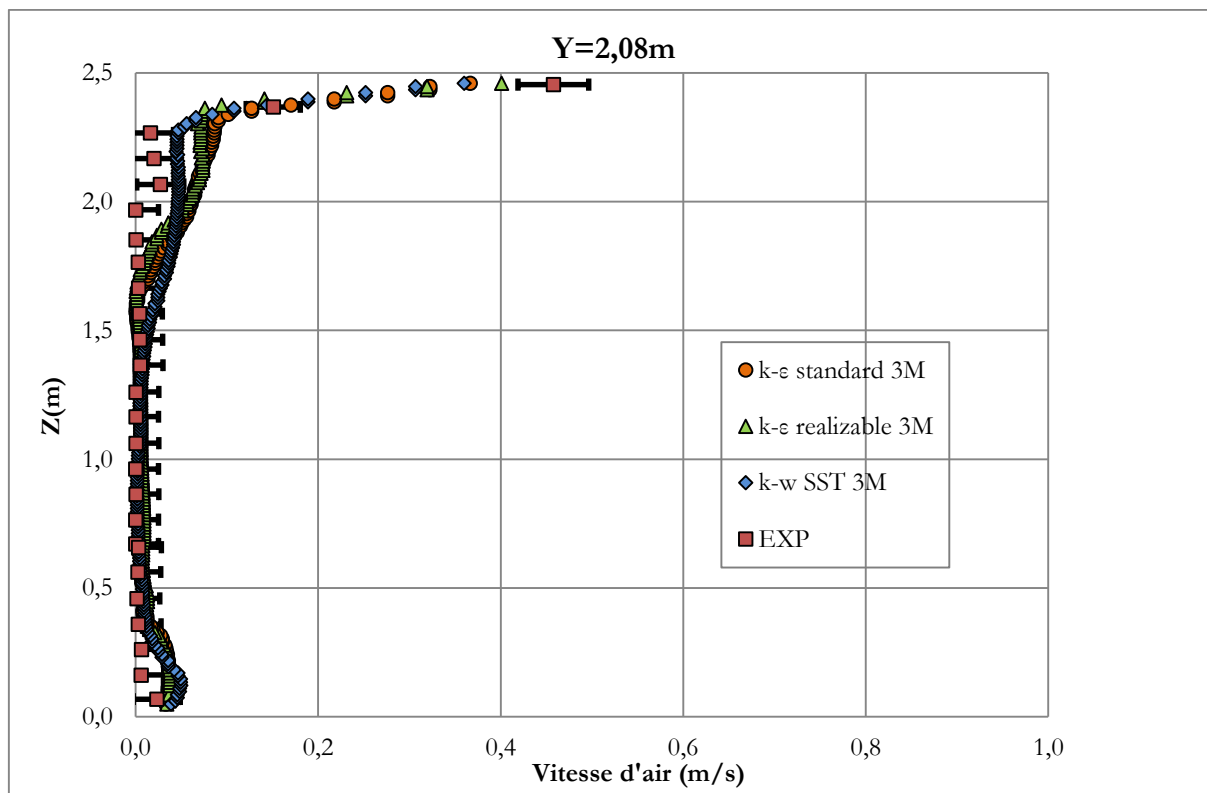


Figure III.16. Profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas chaud, $Y=2,08m$

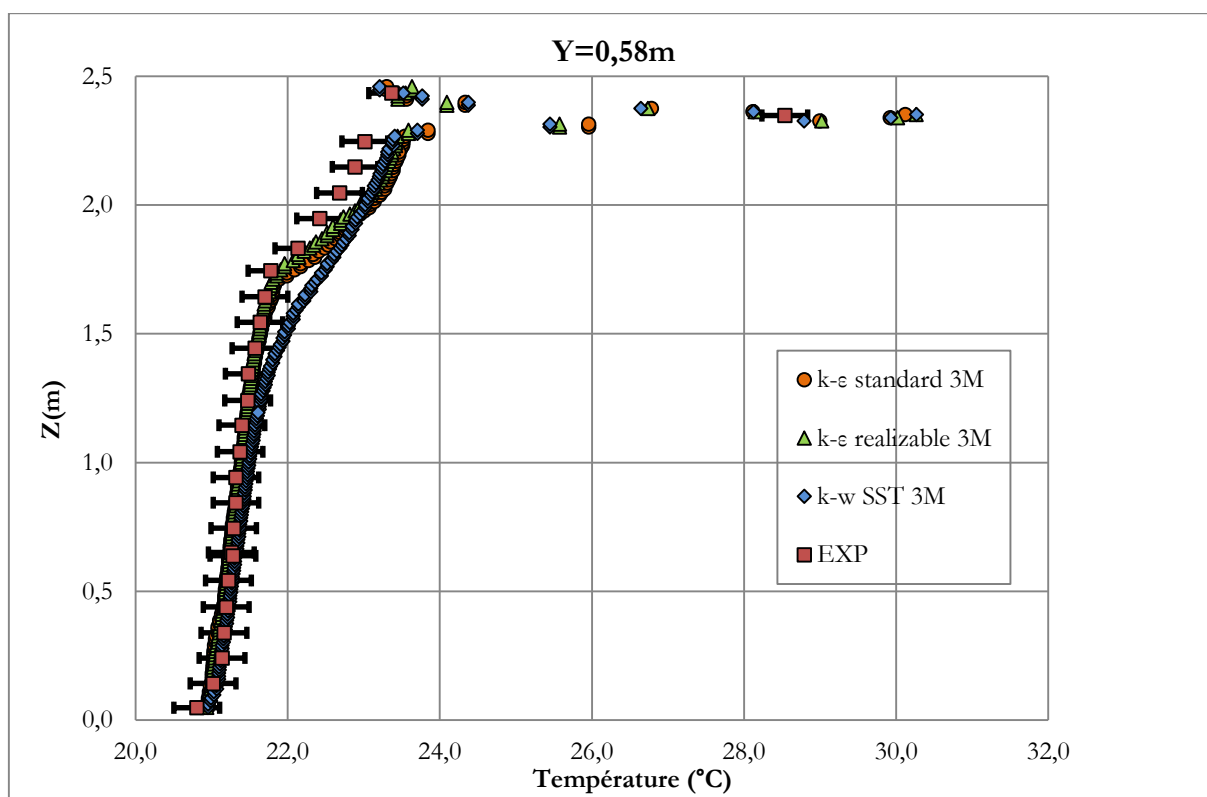


Figure III.17. Profil vertical de température dans le plan médian pour le cas chaud, $Y=0,58m$

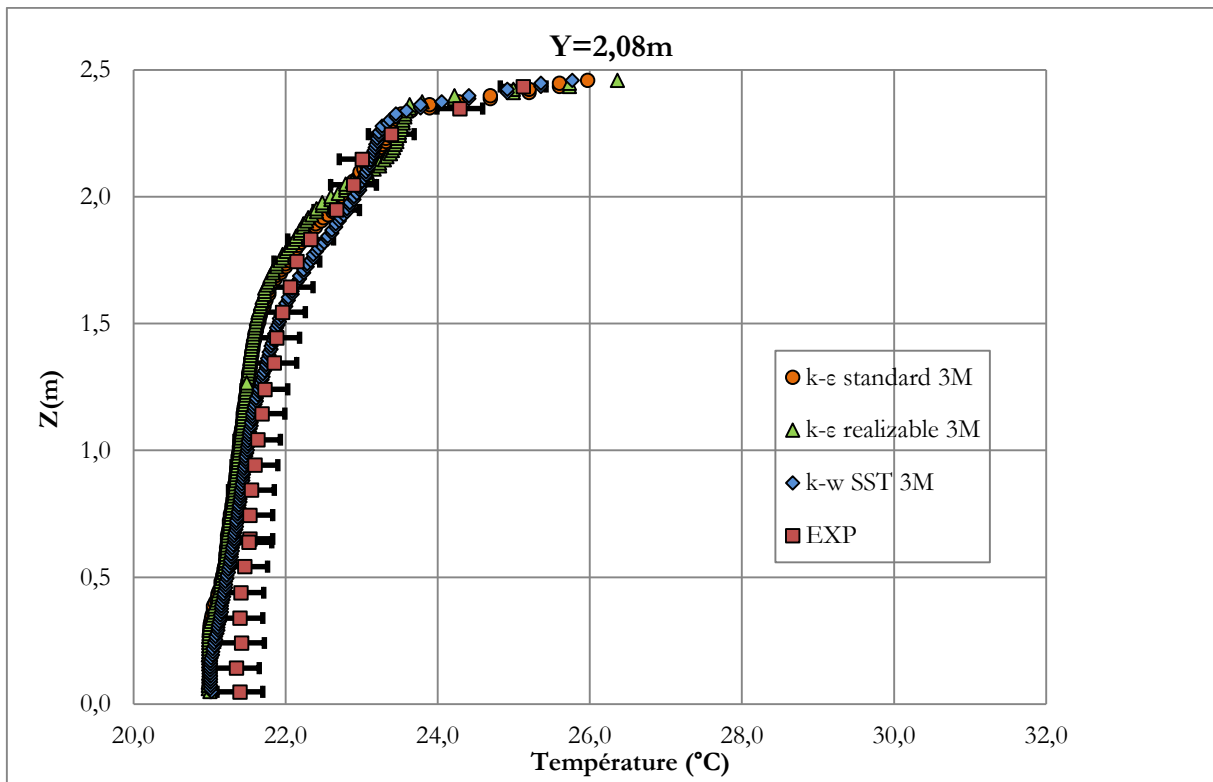


Figure III.18. Profil vertical de température dans le plan médian pour le cas chaud, $Y=2,08m$

III.2.4 Cas froid

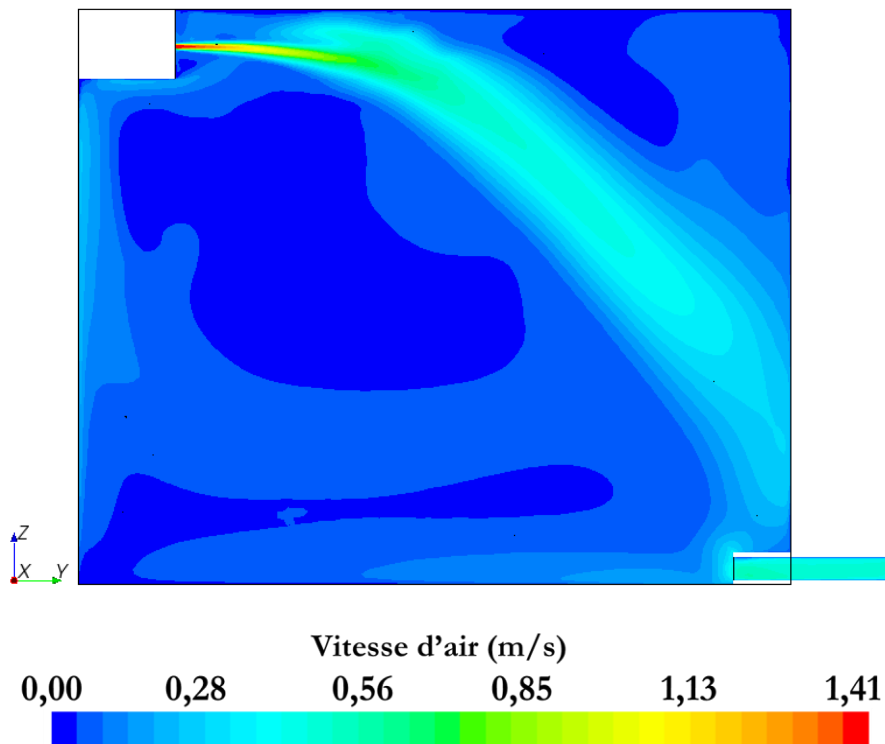


Figure III.19. Champ de vitesse dans le plan médian pour le cas de soufflage d'air froid (modèle $k-\epsilon$ réalisable)

Le cas du soufflage d'air froid à proximité du plafond est particulièrement délicat à résoudre du fait de la compétition entre les forces d'inertie, les forces de poussée défavorables et les forces de frottement visqueux agissant sur le jet. En effet, lorsque les forces de poussée deviennent prépondérantes devant les forces d'inertie, le jet chute dans la cellule (Figure III.19). Pour ce cas, les modèles de turbulence du premier ordre précédemment employés sont considérés, avec en sus le modèle de turbulence du second ordre RSM, consistant à résoudre les équations de transport pour les contraintes de Reynolds, et permettant de prendre en compte l'anisotropie de la turbulence.

Il apparaît que juste en aval du soufflage (Figure III.20), la vitesse maximale et l'enveloppe du jet sont bien prédites, et ce avec tous les modèles de turbulence. En s'éloignant du soufflage, la diffusion de la turbulence est surestimée par tous les modèles et le jet « chute » dans la zone d'occupation bien plus vite que dans la réalité (Figure III.21). Alors que les modèles $k-\epsilon$ standard et $k-\omega$ SST sous-estime significativement la vitesse maximum et peinent à conserver la forme du jet, le modèle $k-\epsilon$ réalisable parvient à prédire une vitesse maximum et une forme de jet correcte, à une hauteur cependant plus basse, et ce d'autant plus que l'on s'éloigne du soufflage. La position du maximum de vitesse prédite par le modèle $k-\epsilon$ réalisable est ainsi située 30 cm en dessous du maximum mesuré expérimentalement. Lors de la détermination des paramètres de confort, cela peut avoir pour conséquence la surestimation de l'inconfort dû aux courants d'air par une chute du jet dans la zone d'occupation, ou la sous-estimation de la température dans la zone d'occupation en comparaison avec le cas réel. Le modèle RSM fournit des résultats sensiblement moins bons que le modèle $k-\epsilon$ réalisable, ce qui pourrait être dû au fait que les valeurs des tensions de Reynolds imposées en conditions à la limite d'entrée sont isotropes, contrairement à la réalité, ce qui empêche vraisemblablement de bénéficier de l'intérêt de l'emploi du modèle RSM.

La température prédite dans l'ambiance est globalement sous-estimée, de l'ordre de $0,5^{\circ}\text{C}$ à 1°C , et ce quel que soit le modèle de turbulence mis en jeu. Proche du soufflage, l'allure du profil de température est globalement bien reproduite (Figure III.22). En s'éloignant, on retrouve logiquement le phénomène observé sur les profils de vitesse, à savoir une allure du profil de température prédite correcte mais à une altitude moindre qu'expérimentalement pour l'ensemble des modèles (Figure III.23). Les échanges entre le jet et l'ambiance sont vraisemblablement surestimés du fait que la valeur maximum de vitesse prédite à proximité du soufflage soit légèrement supérieure à la mesure pour l'ensemble des modèles (surestimation de la longueur du cône potentiel du jet), qui peut induire une surestimation de l'entraînement de l'air ambiant dans le jet. Le taux d'expansion verticale est lui aussi surestimé, du fait de la surestimation de la diffusion de la turbulence. Le modèle $k-\epsilon$ réalisable fournit là encore les meilleures prédictions comparativement aux autres modèles testés, et sera donc retenu pour les simulations de soufflage d'air froid, en gardant à l'esprit les limites du modèle dues notamment à l'hypothèse d'isotropie de la turbulence. En sus des limites des modèles de turbulence, il faut citer les incertitudes sur les conditions aux limites expérimentales, et notamment sur le débit de soufflage qui peut également expliquer en partie les différences constatées. En outre, le profil de vitesse imposé en conditions à

la limite d'entrée dans les simulations est supposé uniforme, et le taux de turbulence au soufflage, qui est inconnu en pratique, est déterminé à partir du nombre de Reynolds au soufflage. Cela constitue autant de différences entre les conditions aux limites expérimentales et les conditions aux limites des simulations. Dans l'idéal, il faudrait effectuer une mesure précise des différentes composantes de la vitesse au niveau du soufflage (par exemple à l'aide d'anémométrie laser). Cela permettrait d'accéder à la valeur correcte du taux de turbulence pour les modèles du premier ordre, et d'imposer directement les bonnes valeurs des tensions de Reynolds pour les modèles du second ordre.

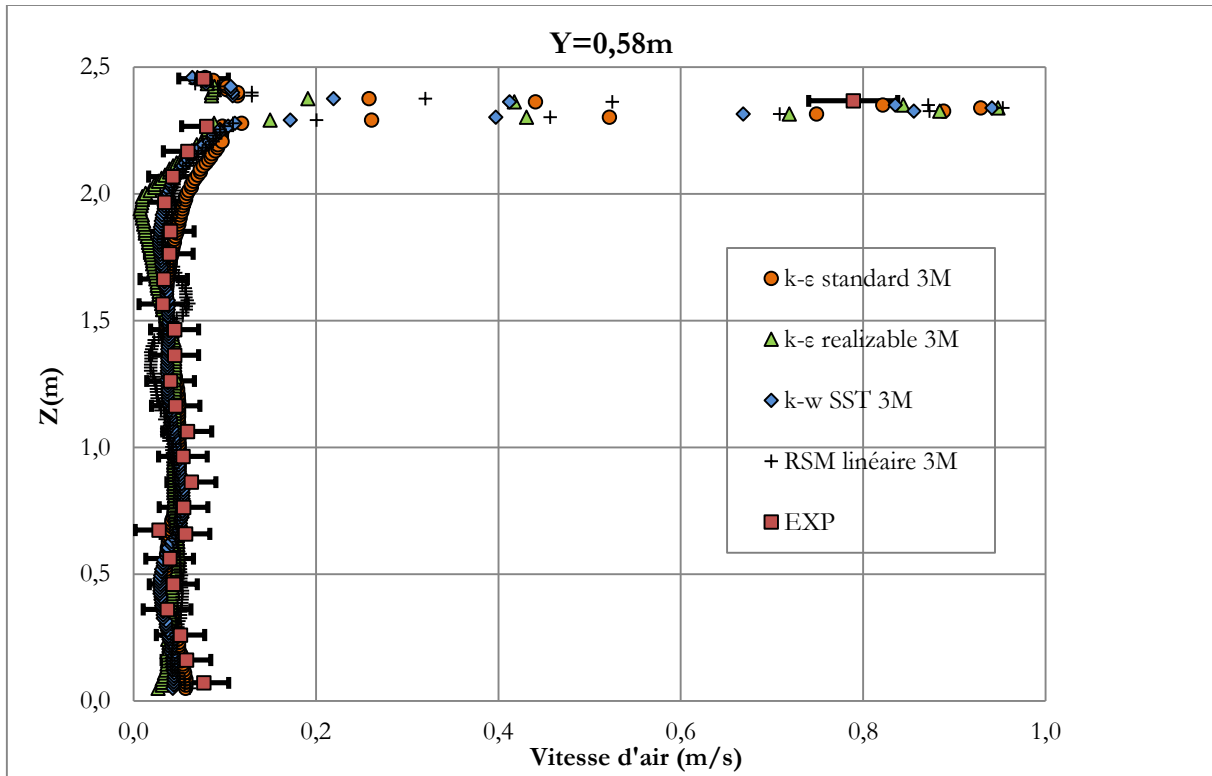


Figure III.20. Profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas froid, $Y=0,58m$

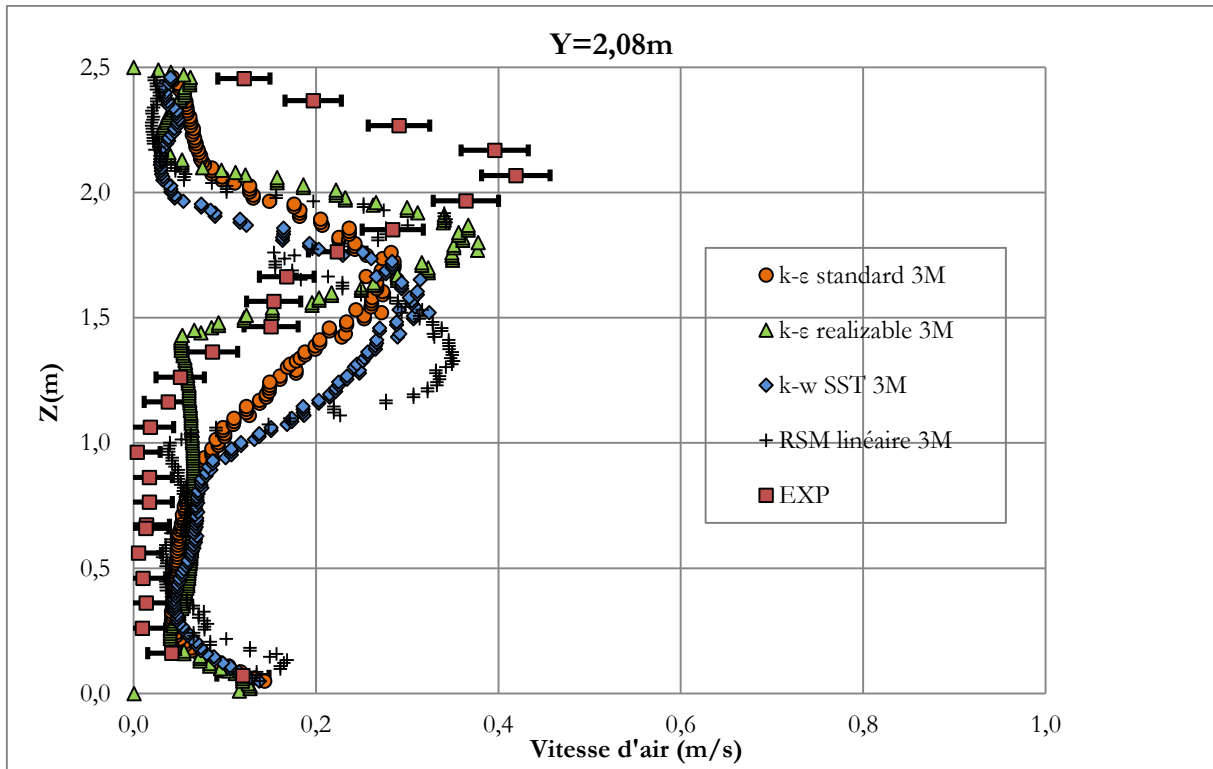


Figure III.21. Profil vertical de vitesse d'air dans le plan médian pour le cas froid, $Y=2,08m$

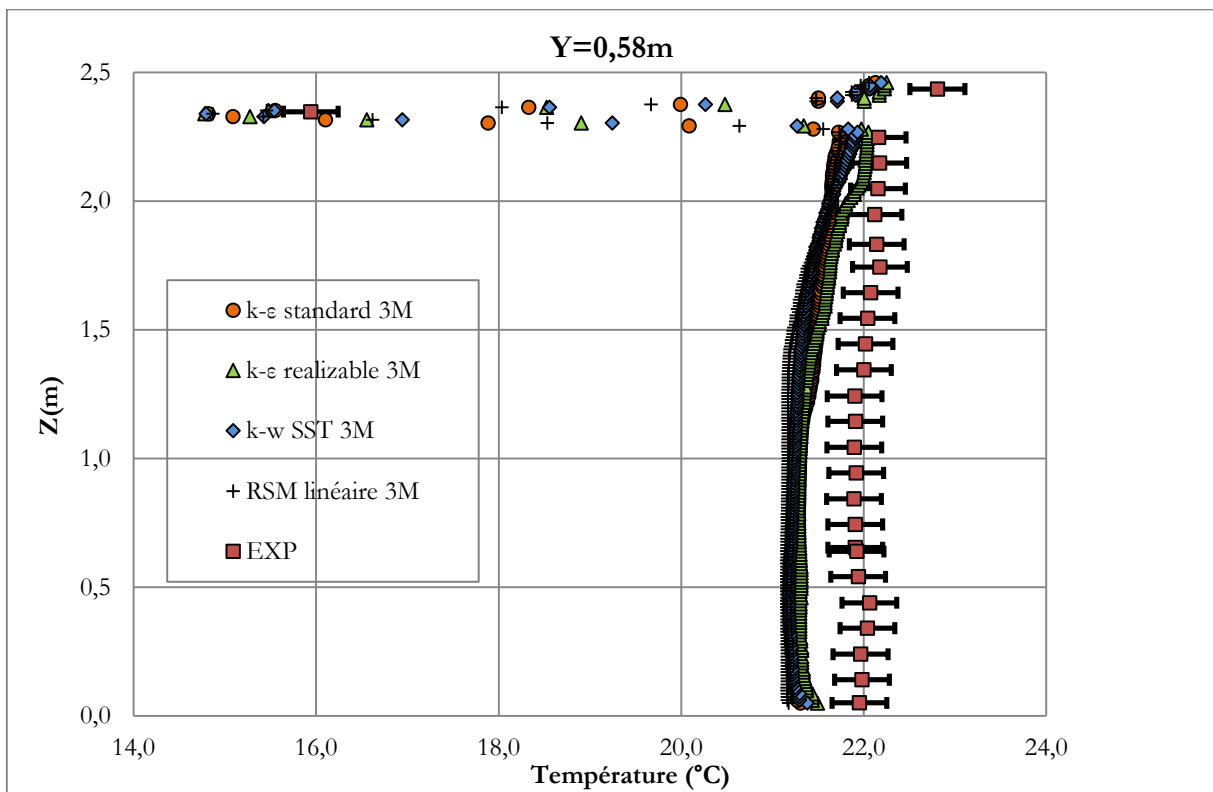


Figure III.22. Profil vertical de température dans le plan médian pour le cas froid, $Y=0,58m$

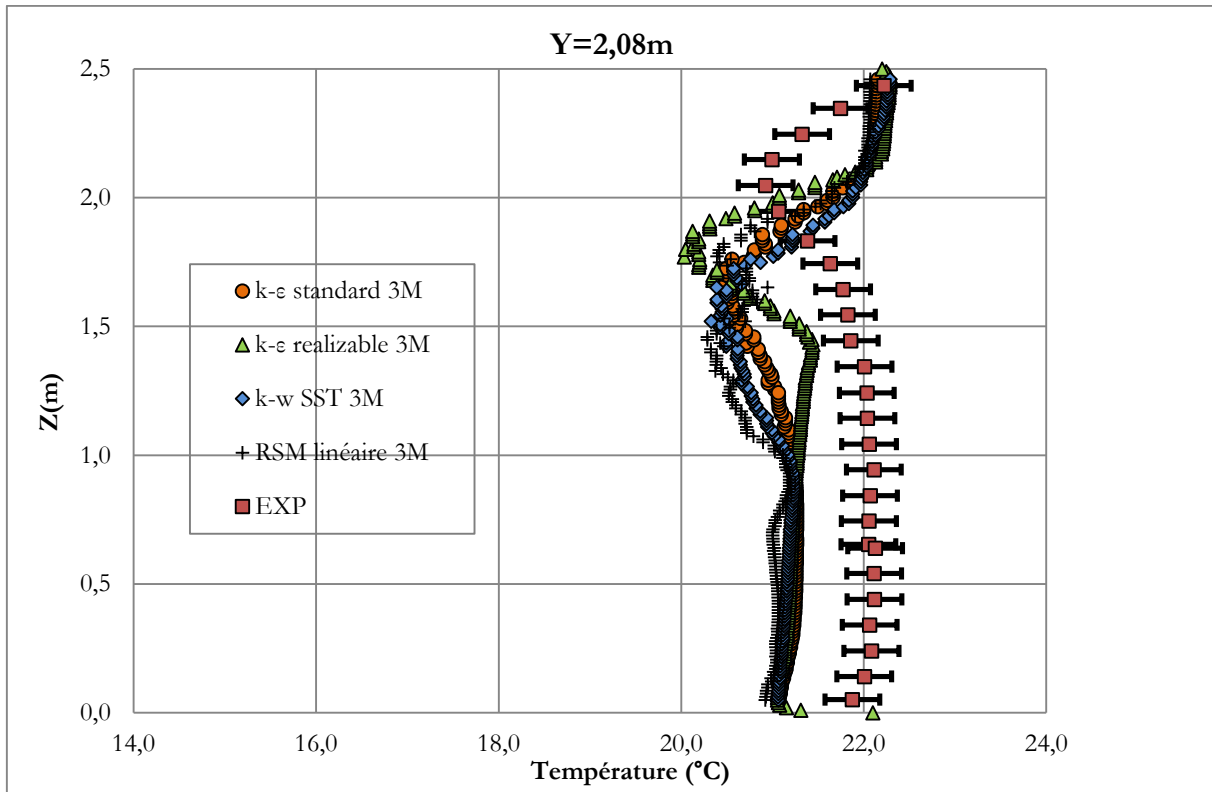


Figure III.23. Profil vertical de température dans le plan médian pour le cas froid, $Y=2,08m$

En conclusion, les prédictions des modèles de turbulence sont bonnes pour les cas de soufflage isotherme et chaud, à la fois en termes de prédiction de l'enveloppe du jet et de prédiction des échanges de chaleur entre le jet et l'ambiance, et l'ambiance et les parois. Pour le cas du soufflage froid, l'accord est moins bon entre mesures et prédictions CFD, avec une portée du jet sous-estimée par rapport aux mesures. Il faut toutefois rappeler que les simulations effectuées dans le cadre de cette thèse font état de conditions moins défavorables que le cas froid de la cellule MINIBAT, avec des valeurs du nombre d'Archimède au soufflage moins élevées. On peut donc s'attendre à des prédictions de meilleure qualité.

Ces observations confirment les conclusions de nombreux auteurs rapportant les difficultés des modèles de turbulence à prédire correctement les jets de paroi anisothermes en cavité. L'emploi d'un modèle de turbulence du second ordre (RSM) n'a pas permis d'améliorer les prédictions pour ce cas précis. En outre, la complexité du diffuseur d'air, associé à la présence de charges internes dans la cavité obligent à employer un maillage fin au niveau du soufflage d'air et de l'injection de CO_2 . En conséquence, l'emploi d'un modèle de turbulence du second ordre serait rédhibitoire du point de vue du temps de calcul nécessaire à l'obtention d'un résultat convergé.

Dans ce cas préliminaire, la géométrie du soufflage d'air consiste en une fente simple et ne présente ainsi pas de difficulté majeure à intégrer dans les simulations. Le diffuseur à 12 buses considéré dans cette étude présente une géométrie bien plus complexe, il faut ainsi recourir à une approche

de modélisation.

III.3 Modélisation du diffuseur d'air

III.3.1 Problématique

La modélisation des dispositifs de soufflage est l'un des principaux obstacles à la prédiction correcte de l'écoulement dans un local à l'aide de codes CFD [Luo et Roux, 2004]. En effet, l'écoulement d'air dans l'ensemble de la pièce dépend en grande partie de la géométrie du diffuseur d'air utilisé, en plus des caractéristiques de l'air soufflé (vitesse, température, taux de turbulence). Il est donc crucial de définir correctement les conditions aux limites d'entrée du domaine. L'utilisation de conditions aux limites d'entrée issues de mesures expérimentales fines (avec notamment la mesure des quantités turbulentes) fournissent les meilleures prédictions. Lorsque ces mesures ne sont pas disponibles, il est nécessaire de recourir à une approche de modélisation afin de prendre en compte de façon réaliste le diffuseur d'air dans les simulations.

Dans certains cas, la géométrie du diffuseur est suffisamment simple pour être intégrée directement dans la simulation. Une partie de la conduite en amont du diffuseur est alors incluse dans la simulation, où les conditions aux limites sont plus simples à imposer. Cette approche a notamment été employée pour une bouche circulaire [Kuznik, 2005], un diffuseur plafond à tourbillon [Hu, 2003] [Sajadi et al., 2011] (Figure III.24) ou carré [Sun et Smith, 2005] [Bin et Sekhar, 2007] ou encore pour un diffuseur de type tuyau perforé [Fontanini et al., 2011].

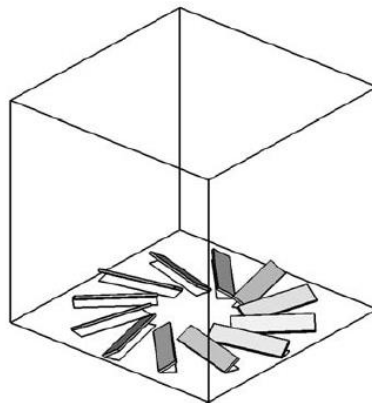


Figure III.24: Géométrie 3D complète pour un diffuseur plafond à tourbillon [Sajadi et al., 2011]

Pour les diffuseurs dont les détails atteignent la dimension du millimètre, il n'est pas possible techniquement, à l'heure actuelle, d'inclure la totalité du diffuseur ainsi que la pièce étudiée dans une même simulation. Différentes méthodes ont alors été développées pour prendre correctement en compte les diffuseurs d'air dans les simulations en décrivant de manière simplifiée les conditions aux limites au soufflage.

III.3.2 Méthodes existantes

Les méthodes employées peuvent être regroupées en deux catégories :

- les méthodes qui consistent à imposer les conditions aux limites simplifiées au niveau du diffuseur (telles que la « Basic method » et la « Momentum method » [Chen et Moser, 1991])
- les méthodes qui consistent à imposer les conditions aux limites en aval du diffuseur (telles que la « Box Method » et la « Prescribed Velocity Method » [Skovgaard et Nielsen, 1991])

La méthode retenue doit être capable de prédire correctement la portée du jet, l'entraînement de l'air ambiant par le jet, ainsi que le phénomène de coalescence des jets issus des 12 buses lobées. L'étude bibliographique a fait apparaître de nombreux articles traitant de la modélisation de diffuseurs d'air complexes, qui se divisent globalement en quatre catégories :

- description et comparaison des modèles de base dans le cadre de l'Annexe 20 de l'IEA [Skovgaard et Nielsen, 1991] [Chen et Moser, 1991] [Heikkinen, 1991]
- évaluation des différentes méthodes et préconisations en fonction du cas étudié [Srebric et Chen, 2002] [Fontaine et al., 2005]
- application d'une méthode sur un cas donné [Djunaedy et Cheong, 2002]
- utilisation d'une variante ou d'une nouvelle méthode [Koskela, 2004] [Zhang et al., 2009] [Cehlin et Mosfegh, 2010]

Les différentes méthodes sont décrites ci-dessous, de sorte à déterminer une méthode adaptée au diffuseur à 12 buses considéré dans cette étude.

La « basic method » [Heikkinen, 1991]

Il s'agit de l'approche la plus simplificatrice. Le diffuseur est modélisé par une ou plusieurs fentes rectangulaires ayant une section efficace identique à la somme de toutes les ouvertures du diffuseur modélisé. La section efficace, plus petite que la section libre, est la section utilisée par l'écoulement d'air pour passer au travers du diffuseur. Elle est parfois difficile à déterminer, mais peut être estimée en l'absence d'information de 0,6 à 0,9 fois la section de passage [Luo et al., 2004]. Une modélisation d'un diffuseur HESCO à 84 buses (Figure III.25) a été effectuée par [Heikkinen, 1991]. Il ressort que cette méthode fournit des résultats peu précis, et n'est pas adaptée à la modélisation d'un diffuseur complexe. En effet, une ouverture simple ne permet pas de reproduire la perte de quantité de mouvement lors du phénomène de coalescence des jets issus des 84 buses [Cehlin et Mosfegh, 2010]. La longueur de pénétration est alors trop importante et l'entraînement surestimé. La diffusion numérique peut contribuer à compenser légèrement ce problème [Emvin et Davidson, 1996], mais il n'est pas raisonnable d'utiliser des erreurs numériques

pour corriger les erreurs dans la définition des conditions à la limite d'entrée du domaine. Certains auteurs suggèrent de lui préférer la « momentum method » qui fournit des résultats aussi précis et à un coût de calcul moindre [Chen et Moser, 1991].

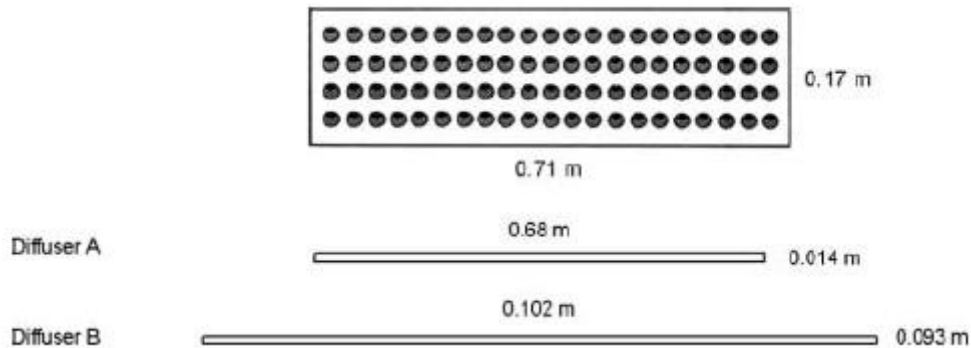


Figure III.25: « Basic method » appliquée au diffuseur HESCO de l'Annex20 de l'IEA composé de 84 buses [Nielsen, 2004]

La « momentum method » [Chen et Moser, 1991]

Ce modèle est l'un des plus utilisés en pratique. Il consiste à modéliser le diffuseur par une ouverture rectangulaire ayant une section égale à celle du diffuseur réel, c'est-à-dire comprenant la section de passage de l'air mais aussi l'espace entre les buses de soufflage composant le diffuseur. La vitesse imposée en condition à la limite d'entrée dans les simulations est ensuite choisie de façon compatible avec la section de l'ouverture, de sorte à avoir un débit massique correspondant au débit souhaité. La section considérée étant plus importante que la section efficace du diffuseur réel, la valeur de la vitesse imposée en condition à la limite d'entrée est plus faible que celle de la vitesse réelle. La direction du soufflage est définie en donnant aux composantes u et v de la vitesse les valeurs correspondantes à l'angle d'inclinaison α des buses et en supposant la composante de la vitesse w nulle (Equation (III.39)).

$$\begin{aligned} u &= U_0 \cos(\alpha) \\ v &= U_0 \sin(\alpha) \\ w &= 0 \end{aligned} \quad (\text{III.39})$$

Afin d'obtenir le même débit de quantité de mouvement que dans le cas du diffuseur réel, un terme source de quantité de mouvement est alors imposé dans les premières mailles directement adjacentes au diffuseur. Cette méthode présente l'avantage de ne nécessiter que la connaissance du débit de soufflage et de la section nette, et permet de réduire considérablement le coût de calcul. La détermination de la section efficace représente un des obstacles majeur à la précision des prédictions obtenues à partir de la « momentum method ». En effet, celle-ci ne peut pas être

obtenue directement à partir de la géométrie mais nécessite d'effectuer des mesures fines en aval du diffuseur. La section efficace dépend de plus du nombre de Reynolds de l'écoulement, il s'agit donc d'effectuer des mesures pour différents débits de soufflage, correspondant aux conditions d'utilisation des diffuseurs [Srebric et Chen, 2001]. [Chen et Moser, 1991] ont modélisé le diffuseur HESCO composé de 84 buses à l'aide de la « momentum method » et d'un modèle de turbulence k- ϵ à bas nombre de Reynolds et ont obtenu des résultats similaires aux mesures expérimentales. [Luo et Roux, 2004] ont modélisé le même diffuseur en utilisant le modèle de turbulence k- ϵ RNG et un raffinement local du maillage à proximité du diffuseur et obtiennent également de bons résultats. Cependant, ils disposaient de mesures précises de la section efficace du diffuseur. D'autres auteurs trouvent que le phénomène de coalescence des jets issus des buses en aval du diffuseur est trop complexe pour être correctement reproduit dans le cas de sources distribuées telles que pour le diffuseur à 12 buses de notre étude [Emvin et Davidson, 1996]. En effet, la perte de quantité de mouvement induite par la coalescence des jets ne peut pas être prédite, avec pour conséquence une surestimation de la vitesse maximum du jet et de l'entraînement. Pour modéliser ce type de diffuseur, il faudrait selon [Srebric et Chen, 2001] avoir recours soit à la modélisation de la géométrie détaillée du diffuseur, soit à la « box method ».

La « box method » [Nielsen, 1989]

C'est un des premiers modèles pour diffuseurs qui a été développé par Nielsen en 1979. La « box method » consiste à transférer les conditions aux limites du diffuseur sur une boîte imaginaire située autour du diffuseur, et l'écoulement à l'intérieur de la boîte n'est pas pris en compte dans les simulations (Figure III.26). Là encore, des mesures expérimentales sont utilisées pour définir ces conditions aux limites, des mesures précises étant nécessaires pour chaque type de diffuseur étudié.

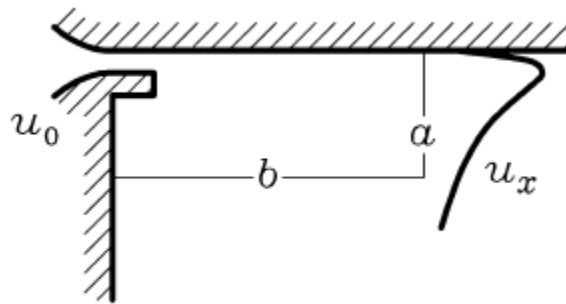


Figure III.26: Box method : conditions aux limites autour du diffuseur [Nielsen, 2004]

Dans certains cas des formules de jet fournis par le constructeur peuvent être employées pour spécifier les profils de vitesse en aval du diffuseur. Cependant, il faut disposer des formules de jet propres au diffuseur étudié, et ces formules ne sont applicables que dans des cas particuliers de jet libre entièrement développé ou de jet attaché, ce qui n'est pas le cas dans de nombreuses applications [Srebric et Chen, 2002]. Des gradients nuls sont imposés sur les normales des autres surfaces de la boîte pour toutes les variables (u , v , w , T , k , ϵ). Un élément crucial réside dans le choix de la taille de la boîte. Celle-ci doit être suffisamment grande afin de garantir qu'on impose

bien les conditions aux limites dans la région développée du jet, mais suffisamment petite pour éviter qu'elle interfère avec l'écoulement dans la pièce. Or il est difficile, particulièrement pour de nouveaux diffuseurs, de déterminer à partir de quelle distance le jet est développé [Luo et Roux, 2004]. Si le diffuseur émet plusieurs jets, tel qu'un diffuseur composé de plusieurs buses, la boîte se doit d'être suffisamment grande afin d'englober la zone de coalescence des jets [Srebric et Chen, 2002]. Ce modèle a été utilisé avec succès par [Nielsen, 1989] pour modéliser un écoulement dans une cavité 2D. Il donne une assez bonne prédiction du champ de vitesse loin du diffuseur [Cehlin et Mosfegh, 2010] mais sur-estime la vitesse maximum du jet plus que les autres modèles simplifiés [Luo et Roux, 2004]. En outre, la « box method » peut en théorie être utilisée pour n'importe quel diffuseur [Chen et Moser, 1991] mais n'est que peu employée en pratique car elle nécessite de nombreuses mesures (de 6 à 15 points de mesure sont nécessaires directement à l'aval du diffuseur), sauf dans certains cas où les résultats issus d'une modélisation préalable du diffuseur sont imposés en conditions aux limites.

La « prescribed velocity method » [Nielsen, 1989]

Cette méthode réduit le nombre de mesures nécessaires pour la « box method ». Les conditions aux limites sont appliquées à une ouverture simple telle qu'une fente et les valeurs de deux composantes de la vitesse (u et w) obtenues par des mesures sont imposées à des endroits précis autour du diffuseur, dans le but de corriger les valeurs simulées (Figure III.27). Contrairement à la « box method », le volume de la boîte est inclus dans le domaine de calcul et est mis à jour à chaque itération afin de satisfaire la conservation de la masse. [Luo et al., 2004]. L'implémentation de cette méthode peut être plus complexe et n'est pas possible dans tous les codes de CFD dans la mesure où il faut imposer certaines valeurs des composantes du vecteur vitesse à l'intérieur du domaine de calcul et non sur des frontières, elle n'est donc que peu utilisée en pratique.

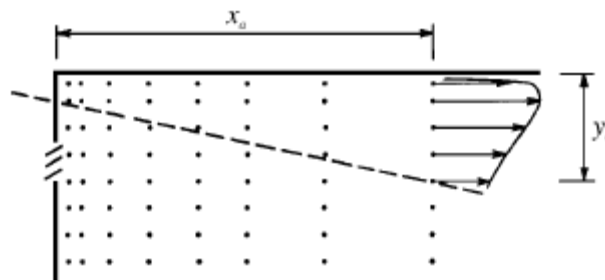


Figure III.27: Prescribed velocity method : champ de vitesse imposé en aval du diffuseur [Nielsen, 2004]

La méthode du blocage aléatoire des mailles [Zhang et al., 2009]

[Zhang et al., 2009], estiment que toutes les méthodes précédemment utilisées ont des inconvénients trop pénalisants (obtention de résultats peu précis, obligation d'effectuer des mesures expérimentales au préalable etc.). Ils préconisent une autre approche. La surface réelle du diffuseur est conservée et maillée, mais un certain nombre de mailles est bloqué de telle sorte à avoir une section de soufflage correspondant à la section efficace (Figure III.28). La méthode

présente l'avantage d'être simple, et d'imposer le bon débit massique et le bon flux de quantité de mouvement en entrée. Cependant, les seuls diffuseurs étudiés sont ceux utilisés pour la ventilation par déplacement, de type cylindre perforé, grille, sol perforé et diffuseur à tourbillon. Des résultats en bon accord avec les mesures expérimentales sont obtenus, à la fois en soufflage d'air froid et chaud, mais la méthode convient uniquement aux diffuseurs présentant une section efficace peu différente de la surface du diffuseur, dans la mesure où l'écoulement qui en est issu est plus uniforme que celui issu d'une buse lobée. Cette méthode n'est donc pas adaptée au diffuseur étudié.

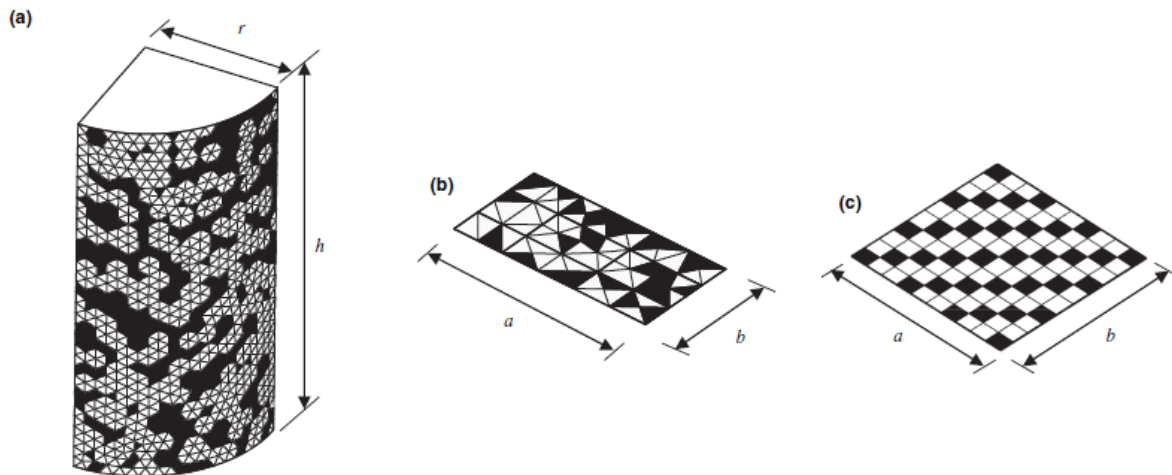


Figure III.28: Méthode du blocage aléatoire des mailles [Zhang et al., 2009]

La « Micro/Macro Level Approach » (MMLA) [Cehlin et Moshfegh, 2010]

La méthode MMLA utilisée par [Cehlin et Moshfegh, 2010] consiste à effectuer une première simulation (micro) du diffuseur en trois dimensions contenu dans un petit domaine de calcul avec un maillage fin, puis à récupérer les différentes variables et à les imposer en conditions aux limites dans une seconde simulation (macro) qui cette fois-ci contient l'ensemble de l'espace ventilé étudié maillé moins finement. Cette méthode permet de réduire significativement le coût de calcul. Le nombre de mailles du « maillage micro » est conservé au niveau de la frontière où les conditions aux limites sont appliquées, et une jonction est effectuée avec le « maillage macro » avec un rapport de réduction de maille η , pris égal à 3 dans l'étude (Figure III.29). Cette méthode fournit des résultats qui correspondent assez bien aux mesures pour le cas étudié d'un diffuseur à ventilation par déplacement. Il s'agit cependant d'un diffuseur relativement simple dans la mesure où il est constitué d'orifices de soufflage et non de buses lobées de géométrie complexe en trois dimensions.

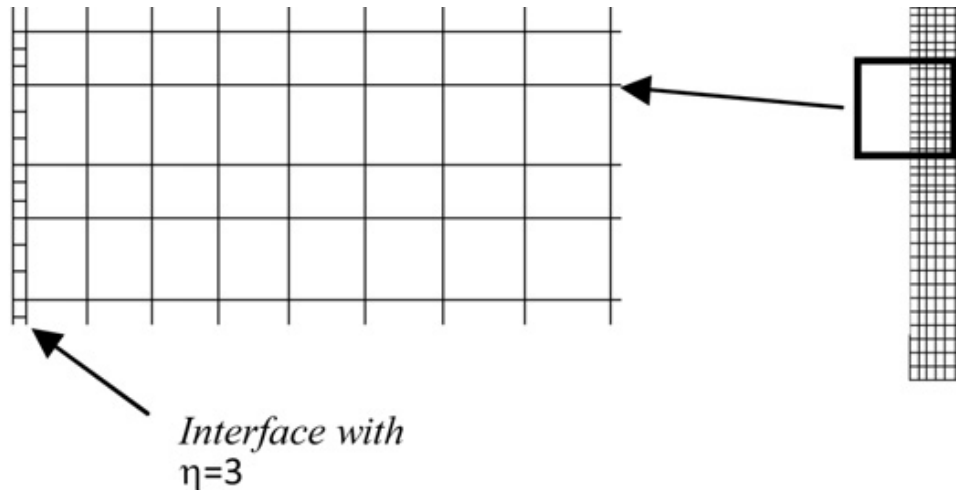


Figure III.29: Méthode MMLA : interface entre le maillage « micro » et « macro »

[Cebelin et Moshfegh, 2010]

III.3.3 Méthode retenue

Les études visant à comparer les performances des différents modèles de diffuseur d'air aboutissent à des conclusions contradictoires. Néanmoins, il apparaît que le choix de la méthode est grandement lié aux éléments suivants :

- le type de diffuseur étudié (sources distribuées, grille...) et la complexité de celui-ci (géométrie 2D ou 3D des orifices)
- les conditions de soufflage (isotherme, anisotherme)
- les ressources disponibles pour caractériser le diffuseur : équations caractéristiques fournies par le constructeur, métrologie, puissance de calcul

Le diffuseur étudié dans cette thèse est un diffuseur à sources distribuées composé de 12 buses lobées à géométrie 3D complexe. Or, ces buses n'ont pas été caractérisées par le constructeur (nous ne disposons pas d'équations caractéristiques décrivant la décroissance de la vitesse maximale du jet en fonction de la distance) et la métrologie disponible ne permet pas de mesures fines dans la zone du jet. Par contre, nous disposons d'une puissance de calcul raisonnable pour la modélisation de l'écoulement par simulation CFD.

La « basic method » et la « momentum method » sont d'emblée éliminées, dans la mesure où elles ne permettent pas de prendre en compte le phénomène d'interaction des jets issus des buses et la perte de quantité de mouvement qui en résulte. La vitesse maximale du jet s'en trouve surestimée ainsi que la quantité d'air entraîné et la vitesse maximale dans la zone d'occupation. La « box method » classique et la « prescribed velocity method » ne sont pas applicables dans notre cas dans la mesure où nous ne disposons pas de mesures précises directement en aval du diffuseur.

Description de la méthode retenue

Ainsi, l'approche préconisée consiste à tirer parti de la puissance de calcul disponible afin de simuler directement l'écoulement au travers des buses. Il n'est cependant pas possible d'effectuer une simulation 3D du diffuseur comprenant la totalité des buses discrétisées finement dans une même simulation. Dans ces conditions, l'approche adoptée consiste à simuler l'écoulement au travers d'une seule buse dans un domaine de calcul réduit, puis d'utiliser les valeurs de l'écoulement (u , v , w , k , ϵ , T , c) à une certaine distance de la buse. Celles-ci sont ensuite imposées en conditions aux limites pour chacune des 12 buses du diffuseur dans un calcul ultérieur comprenant le domaine complet. Dans un second temps, les mesures expérimentales dans la zone d'occupation seront confrontées aux prédictions CFD de telle sorte à avoir une indication de la pertinence de l'approche simplificatrice adoptée. En effet, l'écoulement dans cette zone dépend directement des conditions aux limites d'entrée du domaine.

Les dimensions du domaine ont été choisies de telle sorte à ce que les frontières de sorties soit suffisamment éloignées du soufflage pour ne pas influencer la prédiction du jet, soit 30 diamètres équivalents dans l'axe du jet et 10 diamètres équivalents dans les autres directions. Le maillage retenu est de 2.905.070 mailles polyédriques, avec des mailles de 0,7 mm dans la conduite d'entrée et dans les buses, de 2 mm en sortie de buse et dans une zone raffinée au niveau du jet (en jaune sur la Figure III.30) et de 8 mm dans le reste du domaine. Le modèle de turbulence k - ϵ réalisable est utilisé avec un traitement bi-couche pour les échanges aux parois. Une longueur de gaine est considérée en amont du soufflage de sorte à obtenir un profil de vitesse établi en amont de la buse (Figure III.30). Expérimentalement, un plenum vise à obtenir un débit identique pour chaque buse de soufflage, la modélisation employée correspond donc à la situation expérimentale, et un profil de vitesse uniforme est imposé en entrée du domaine correspondant au débit considéré, soit $U_0=1,99$ m/s pour un débit de $35\text{m}^3/\text{h}$ et pour 12 buses.

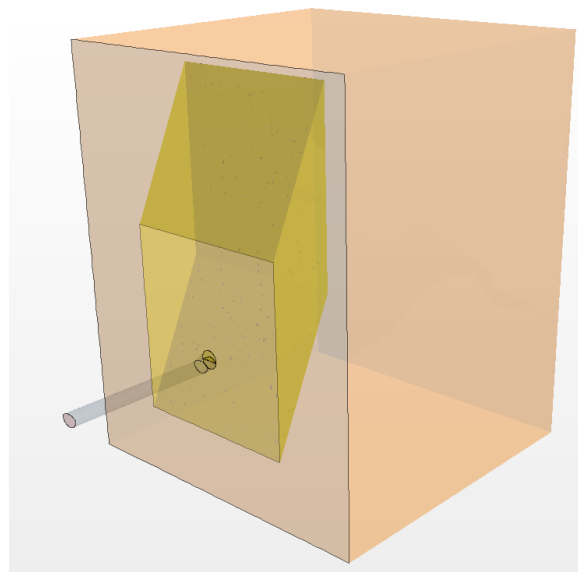


Figure III.30: Domaine de calcul pour la simulation de l'écoulement au travers d'une buse

Le diffuseur étudié est composé de 12 buses dont les jets s'interpénètrent rapidement en aval de celui-ci. Afin de reproduire fidèlement ce phénomène, il est essentiel de récupérer les différents profils à une distance en aval de la buse où les valeurs sont le moins possible affectées par la présence des jets issus des buses adjacentes. Ainsi, le choix a été fait de récupérer les valeurs de l'écoulement au plus proche de la buse, directement après le déflecteur d'air (en rouge sur la Figure III.31), soit à une distance $Y = 3 \text{ mm}$ de la buse. La récupération des valeurs se fait sur une grille de 100×100 points d'une surface totale de $8 \text{ cm} \times 8 \text{ cm}$, soit un point tous les $0,8 \text{ mm}$, pour une taille de maille de 2 mm . Ce choix a été pris afin de ne pas perdre d'informations sur l'écoulement lors de la récupération des profils.

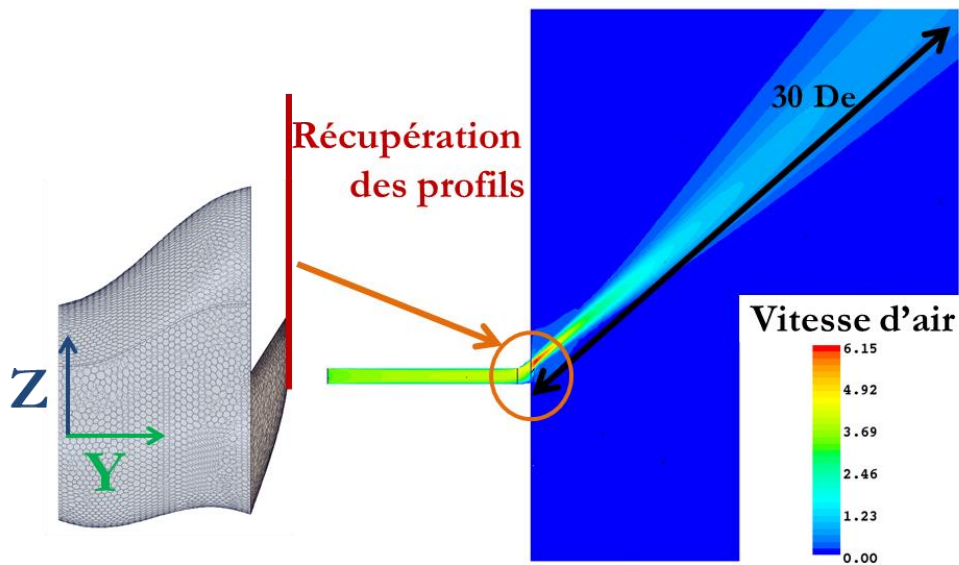


Figure III.31: Écoulement issu de la buse, et position des profils utilisés comme conditions aux limites du domaine de calcul (en rouge)

Écoulement en sortie de la buse lobée

Les profils donnés pour un débit de soufflage $Q_0 = 35,6 \text{ m}^3/\text{h}$ et une température de soufflage $T_0 = 29,2^\circ\text{C}$ sont présentés sur la Figure III.32. L'écoulement en sortie de la buse lobée est complexe du fait de la géométrie en trois dimensions de la buse. Le profil de vitesse n'est pas uniforme à cause du phénomène de contraction dû à la réduction de la section au niveau du déflecteur de la buse. Il apparaît que les trois composantes de la vitesse récupérées au niveau de la sortie de la buse sont du même ordre de grandeur, l'écoulement issu de la buse est donc tridimensionnel. L'analyse du jet issu du diffuseur dans la simulation comprenant l'ensemble des 12 buses permettra d'analyser le phénomène de coalescence des jets et de caractériser le jet global se formant en aval du diffuseur.

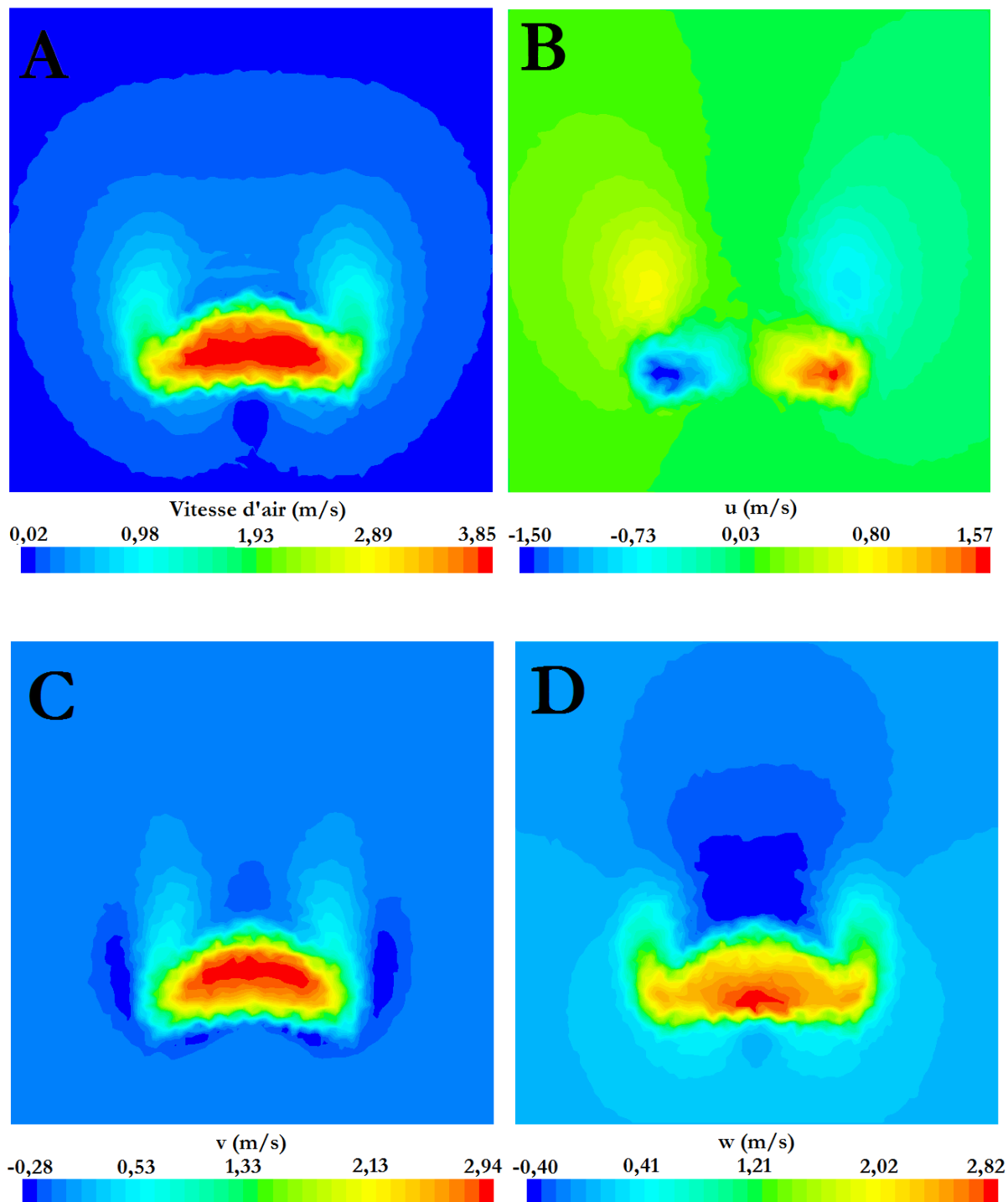


Figure III.32. Plans de « récupération » des profils en sortie de buse dans (plan X-Z) pour le cas C1- :
 A) Module du vecteur vitesse, B) Composante suivant X de la vitesse, C) Composante suivant Y de la
 vitesse, D) Composante suivant Z de la vitesse.

Influence des buses adjacentes

Afin de déterminer quelle influence les jets issus des buses adjacentes ont sur le jet issu d'une des buses du diffuseur, une simulation a été faite comprenant une buse centrale, dont on étudie l'écoulement, et quatre buses adjacentes situées autour de la buse centrale, écartées de 8 cm centre à centre (Figure III.33). En effet, il s'agit de récupérer les profils à une position où les buses adjacentes ont le moins d'influence possible sur l'écoulement issu de la buse considérée dans le domaine de calcul réduit.

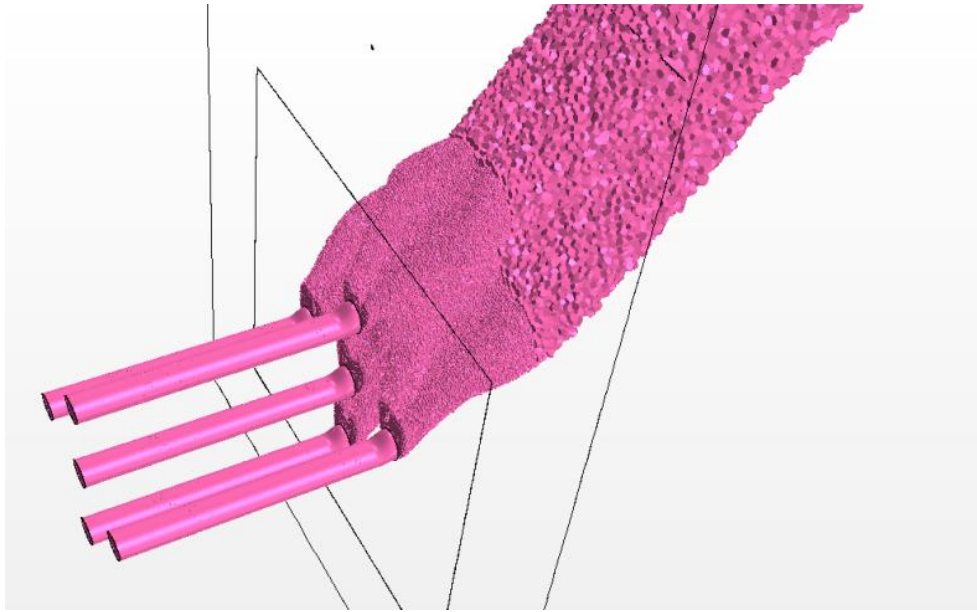


Figure III.33. Simulation comprenant 5 buses adjacentes

Les valeurs des profils de vitesse récupérées en aval de la buse centrale, directement après le déflecteur, ont alors été comparées (Tableau III.3).

	u (m/s)		v (m/s)		w (m/s)		Vair (m/s)	
	1 buse	5 buses	1 buse	5 buses	1 buse	5 buses	1 buse	5 buses
Moyenne	0,00	0,00	0,22	0,23	0,21	0,48	0,58	0,92
Minimum	-2,37	-2,49	-0,54	-0,54	-0,57	-0,68	0,01	0,01
Maximum	2,35	2,49	4,71	4,69	4,52	4,55	6,05	6,06

Tableau III.3. Comparaison des valeurs des profils de vitesse en aval de la buse centrale pour les trois composantes de la vitesse (u , v , w) et pour le module de la vitesse, pour les cas 1 buse et 5 buses

Il apparaît que les valeurs moyennes, minimum et maximum des composantes u et v de la vitesse sont pratiquement identiques pour les deux cas. Cependant, la valeur moyenne de la composante w , suivant l'axe vertical, est deux fois plus élevée pour le cas avec 5 buses adjacentes que pour la

buse seul. Cela provient du phénomène d'entraînement des jets issus des autres buses qui provoque une perte de charge et rendent plus difficile l'entraînement de l'air pour la buse centrale. En effet, les jets issus des buses adjacentes sont orientés vers le haut et ont ainsi tendance à augmenter la valeur de la composante de la vitesse suivant Z pour la buse centrale.

Les jets issus des buses adjacentes ont donc une influence sur le jet issu de la buse centrale étudiée, même à une très courte distance en aval de la buse. En toute rigueur, il serait alors nécessaire de représenter l'ensemble du diffuseur dans la simulation de la pièce complète. Cependant, cela n'est pas possible en termes de puissance de calcul (nombre de mailles nécessaires et temps de calcul prohibitif). Cela signifie également que l'écoulement est différent en aval de chaque buse en fonction de sa position par rapport aux buses adjacentes : récupérer le profil issu d'une simulation avec 5 buses ne serait donc pas plus correct que de récupérer celui issu d'une seule buse dans un domaine réduit. L'approche suivie a ainsi ses limites, elle permet néanmoins d'imposer des conditions aux limites plus réalistes que pour les modèles de base précédemment décrits (« box method », « momentum method », etc...), ou qu'un profil de vitesse uniforme, tout en permettant d'économiser un nombre de mailles conséquent.

Cette méthode répond donc de manière satisfaisante à notre problématique, qui est d'intégrer un diffuseur de géométrie complexe dans les simulations, et non pas d'étudier extensivement le phénomène de coalescence de jets adjacents. En effet, l'interaction entre deux jets et le phénomène de coalescence est un phénomène complexe qu'il ne nous est pas possible d'étudier d'un point de vue expérimental avec la métrologie disponible. Ceci a fait l'objet d'un certain nombre d'études [Tanaka, 1970] [Krothapalli et al., 1980] [Karimpour et al., 2011] [Dia, 2011], mais de manière générale, seule l'interaction entre les jets issus de deux orifices ou de deux buses adjacentes est considérée.

III.4 Modélisation numérique de la cellule test

III.4.1 Conditions aux limites

Les conditions aux limites pour les simulations de l'écoulement dans la cellule test sont les suivantes. Les profils sélectionnés dans le calcul préliminaire (Figure III.32) sont imposés en conditions aux limites d'entrée, pour les trois composantes de la vitesse (u, v, w), l'énergie cinétique turbulente, le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente et la température. Pour la concentration en CO_2 , la fraction molaire de CO_2 en entrée est imposée égale à la mesure expérimentale au niveau du soufflage. Une condition de pression atmosphérique est définie en sortie du domaine. La chaleur sensible dégagée par les occupants est prise en compte sous la forme d'un flux surfacique égal à la puissance mesurée expérimentalement divisée par la surface du mannequin. Le dioxyde de carbone émis par les occupants est lui modélisé par une vitesse d'injection correspondant à un débit de 18 l/h, imposée au niveau des bouches des occupants à une hauteur de 1,1 m et sur un cercle de diamètre 4 cm, identique à la dimension des dispositifs de dispersion employés. Les températures des parois sont considérées uniformes et correspondent à

la moyenne des cinq températures de surface mesurées sur chaque paroi (voir Chapitre II). Enfin, une condition de pression atmosphérique est définie en sortie du domaine. Les échanges radiatifs, qui ont lieu principalement entre les parois et les mannequins ne sont pas considérés dans les simulations. L'hypothèse simplificatrice prise pour les simulations consiste donc à considérer que la chaleur n'est échangée que par convection.

III.4.2 Discrétisation du domaine

La discrétisation du domaine complet consiste en un maillage de 3.670.706 mailles polyédriques (Figure III.34), de dimensions suivantes : 2 mm en sortie de buse, soit un facteur de raccordement de maillage de 1 avec le profil récupéré lors du précalcul ; 1cm en zone de jet, qui est définie comme étant la zone couvrant la surface du diffuseur et sur une longueur de 3m, et 4 cm dans le reste de la pièce. Un maillage prismatique est considéré au niveau des parois de sorte à placer la première maille dans la sous-couche visqueuse, de façon compatible avec le traitement aux parois du modèle de turbulence retenu. La valeur de la distance adimensionnée aux parois y^+ est vérifiée. Le maillage utilisé permet d'obtenir une valeur moyenne de y^+ de $8 \cdot 10^{-2}$, avec une valeur maximale de 9,1 ce qui est compatible avec le traitement aux parois employé (il est nécessaire d'avoir une valeur de y^+ inférieur à 1 dans l'ensemble du domaine, mais des valeurs localement plus élevées ne sont pas rédhibitoires [CdAdapco, 2011]). En outre, il faut noter que les mannequins sont présents physiquement dans les simulations même lorsque les charges internes ne sont pas considérées, dans le souci d'avoir une géométrie identique pour les différentes cas et de se conformer aux essais expérimentaux.

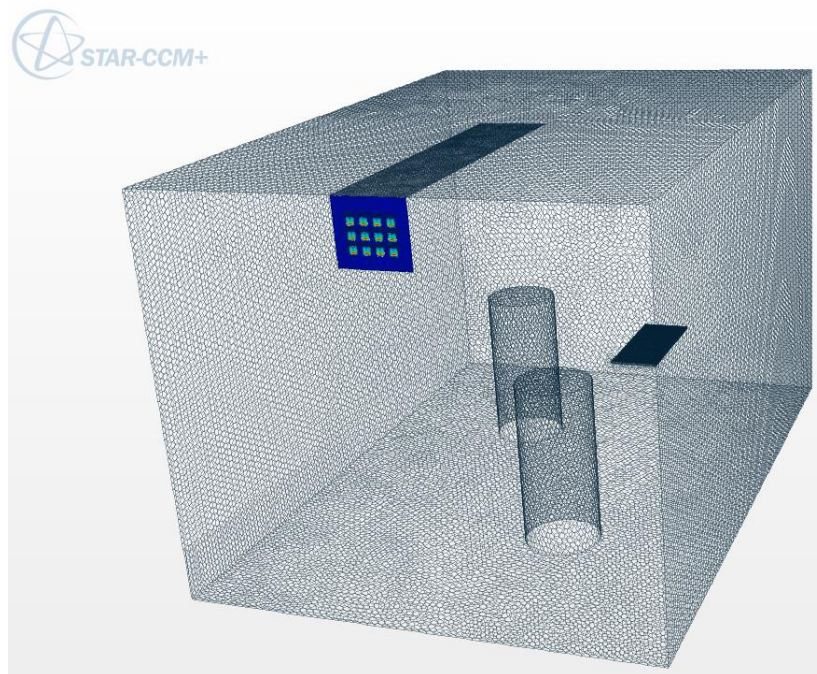


Figure III.34. Maillage du domaine complet (3,7 millions de mailles polyédriques) et conditions aux limites d'entrée du domaine colorées en vitesse d'air

III.4.3 Positions des résultats considérés

Les résultats obtenus par les simulations CFD sont considérés dans la zone d'occupation de la cellule test, qui est définie comme dans le Chapitre I et représentée sur la Figure III.35. Cette représentation correspond au cas où les deux mannequins constituent des sources de chaleur, c'est-à-dire lorsque l'on souhaite modéliser la présence de deux occupants. Lorsqu'un mannequin ne constitue pas une source de chaleur dans les simulations, l'ensemble de l'air autour du mannequin est également pris en compte pour la détermination de la zone d'occupation lors de la récupération des résultats.

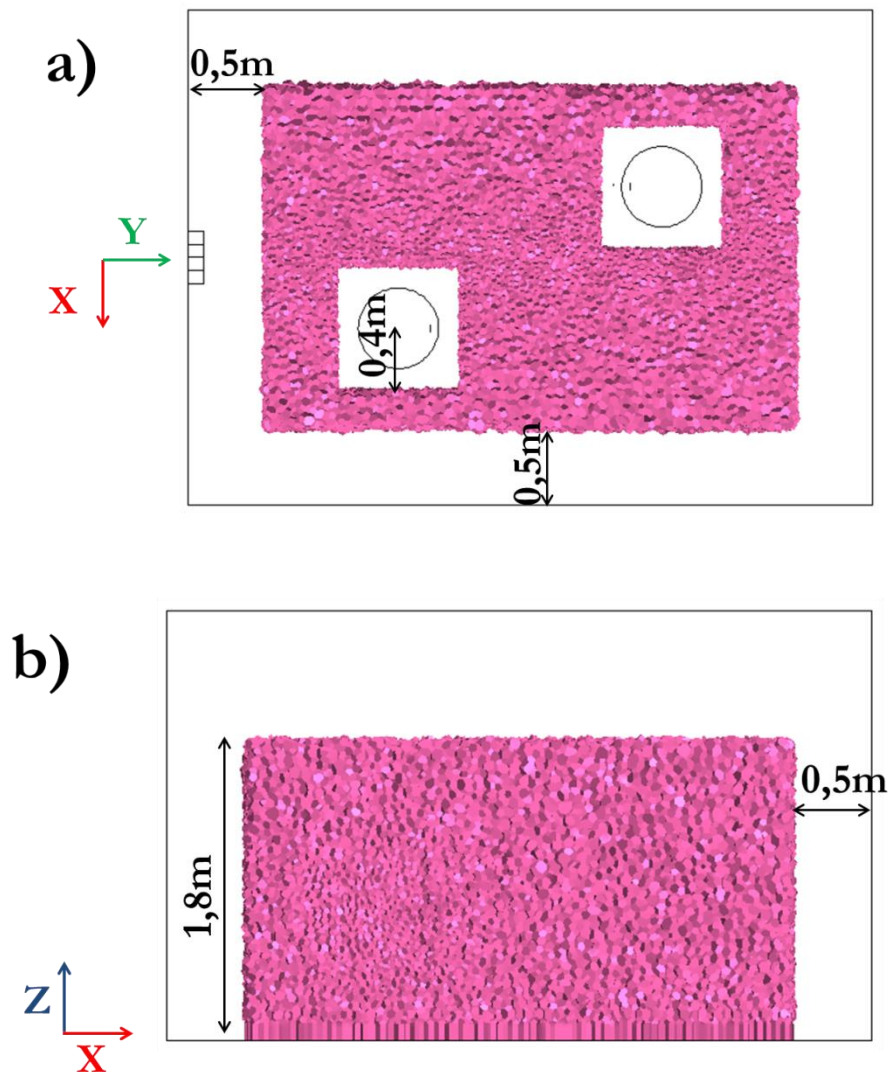


Figure III.35. Zone d'occupation considérée dans les simulations CFD : a) Vue dans le plan X-Y, b) Vue dans le plan Z-X

Ce chapitre a permis de présenter l'approche numérique suivie dans notre étude, qui vise à obtenir des prédictions des valeurs globales et locales des grandeurs physiques intervenant dans les indices de confort, et également à observer la nature de l'écoulement dans la cellule.

Une comparaison des prédictions du code CFD à des données expérimentales d'un cas proche de celui de notre étude a permis de retenir le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ réalisable pour l'ensemble des simulations, qui fournit les meilleures prédictions à la fois en soufflage d'air chaud et en soufflage d'air froid. L'approche de modélisation du diffuseur d'air en deux temps, permettant de prendre en compte de façon réaliste le diffuseur d'air à 12 buses étudié à également été présentée.

Les résultats obtenus à l'aide de l'approche numérique et de l'approche expérimentale sont exposés dans le chapitre suivant, pour les différentes conditions de soufflage et d'occupation considérées.

Chapitre IV.

Etude des résultats expérimentaux et numériques

IV.1 Soufflage d'air chaud

Les résultats de la campagne d'essais et des simulations CFD pour les cas de soufflage d'air chaud sont présentés dans un premier temps. Nous rappelons que pour ces cas, la puissance apportée par le soufflage vise à compléter les charges internes afin de maintenir une température intérieure satisfaisante.

La méthodologie adoptée pour tous les essais est celle qui a été présentée dans le Chapitre II. Les simulations CFD ont alors été menées avec les conditions aux limites correspondant aux essais expérimentaux, et la méthode de calcul en deux temps présentée dans le Chapitre III a été employée pour tous les cas.

IV.1.1 Confort au sens normatif

Dans un premier temps, les résultats expérimentaux dans la zone d'occupation pour les différents essais de soufflage d'air chaud sont évalués en termes de confort thermique et de qualité de l'air, au sens de la norme [EN15251, 2007], afin de s'assurer que le système étudié présente des performances convenables d'un point de vue normatif.

Dans ce but, les valeurs globales du confort au niveau de la cellule climatique sont étudiées, et l'évaluation locale des grandeurs physiques est effectuée dans un second temps. Ainsi, les valeurs minimales, moyennes et maximales des indices de confort sur les 27 stations de mesure dans la zone d'occupation sont tout d'abord présentées pour les essais de soufflage d'air chaud. Les valeurs de la température opérative sont exposées sur la Figure IV.1. Les valeurs hautes et basses des rectangles bleus correspondent respectivement à la valeur maximale et à la valeur minimale dans la

zone d'occupation. Il apparaît que la température opérative moyenne est toujours supérieure à 20°C, permettant d'atteindre au moins la catégorie II de la norme [EN 15251, 2007], à l'exception du cas C0+ pour lequel la température opérative est très légèrement inférieure (19,9°C). En effet, dans ce cas la puissance chaude à apporter par le soufflage est plus élevée puisqu'aucune charge interne n'est présente dans le local. Seule une catégorie de niveau III est alors obtenue. La présence d'un seul occupant (cas C1-) suffit à réduire de façon importante les besoins en chauffage et à obtenir une température opérative satisfaisant au minimum la catégorie II de la norme EN 15251.

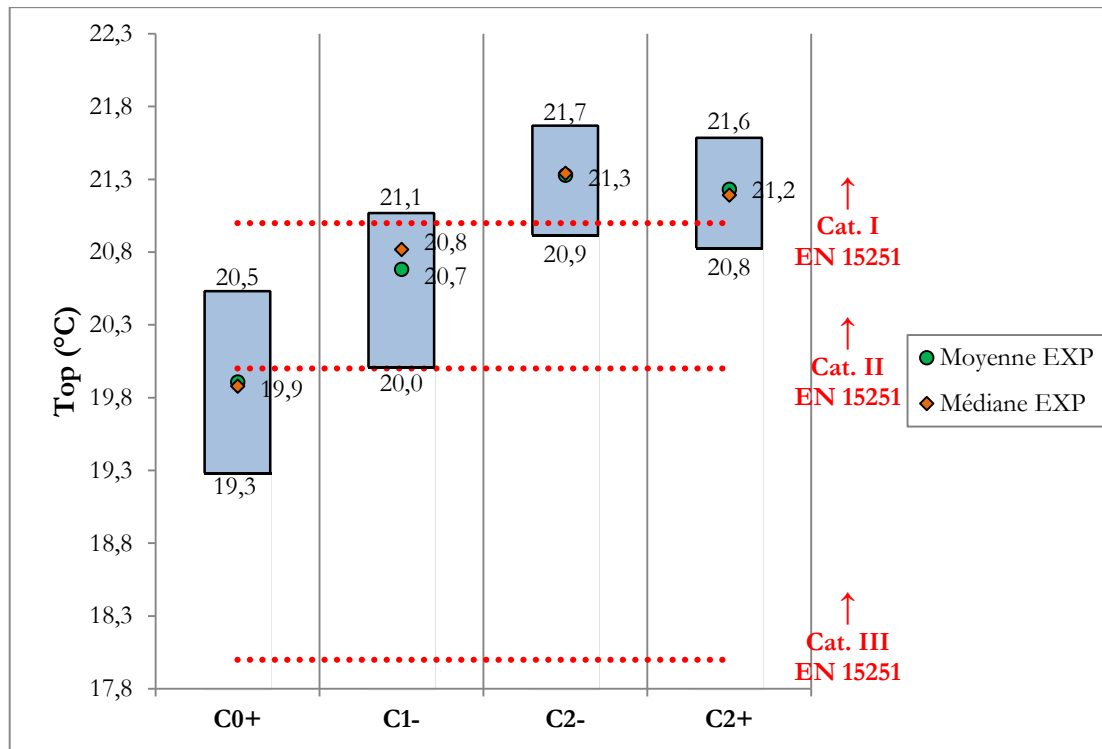


Figure IV.1. Valeurs de la température opérative dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air chaud

De même, les valeurs de PMV se situent entre 0 et -0,5 (Figure IV.2), situation correspondant à un pourcentage prévisible d'insatisfaits inférieur à 10% et qui est satisfaisante du point de vue de la norme [EN 15251, 2007]. De plus, le PMV n'excède jamais la valeur de 0, ce qui traduit le fait qu'aucun des cas considérés ne correspond à un chauffage excessif de l'ambiance.

Les résultats en termes de risque de courant d'air sont présentés sur la Figure IV.3. Aucune valeur maximale de risque de courant d'air n'est préconisée dans la norme [EN 15251, 2007], cet effet étant pris en compte en partie lors de la détermination du PMV. Néanmoins, l'indice de risque de courant DR est défini dans la norme [ISO7730, 2005], et fournit un résultat en termes de pourcentage prévisible d'insatisfaits. La catégorie II de la norme [EN 15251, 2007] correspondant à un pourcentage prévisible d'insatisfaits de 10%, nous retiendrons également cette valeur comme objectif pour les risques de courant d'air.

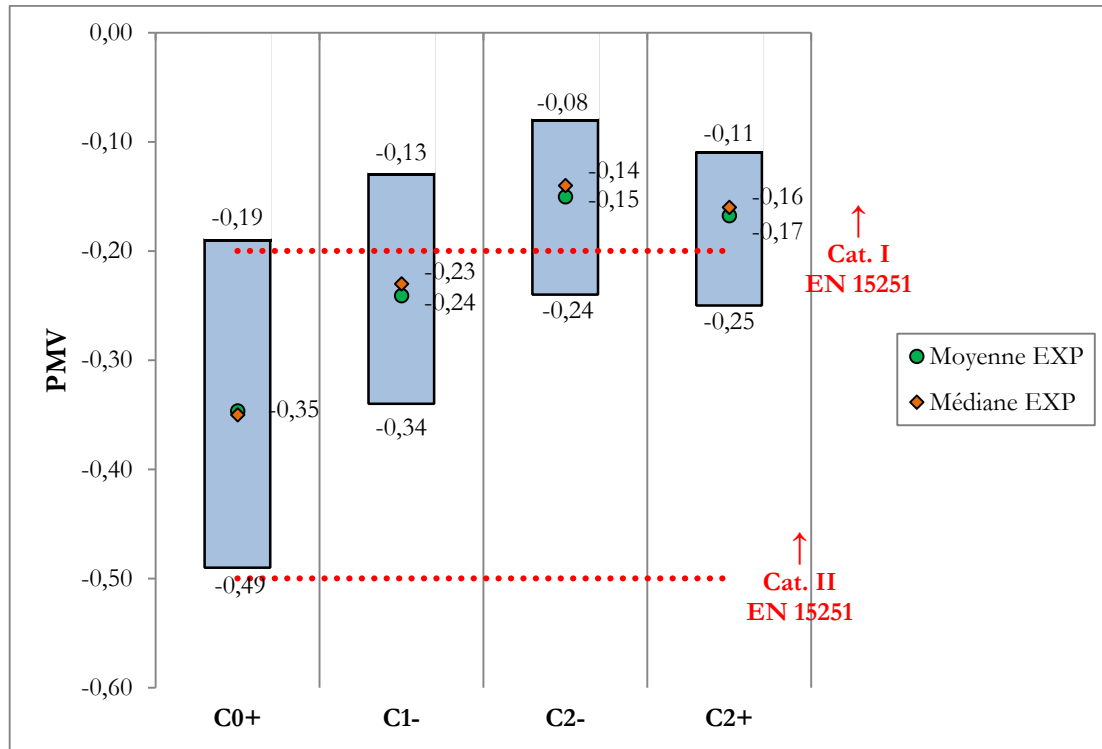


Figure IV.2. Valeurs de Vote Moyen Prévisible (PMV) dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air chaud

En moyenne, la valeur de DR obtenue est très faible pour le cas C2+ (0,4%) et nul pour les autres essais, validant ainsi le choix de placer le diffuseur en partie haute, sous le plafond. Seul le cas C2+ présente une valeur maximale du risque de courant d'air de 3,9%, indiquant que la vitesse est localement élevée dans la zone d'occupation pour cet essai. Ce résultat est lié au débit de soufflage plus élevé dans ce cas qui provoque un entraînement de l'air ambiant dans le jet plus important, ce qui est confirmé par la suite dans les simulations CFD. Le système étudié permet donc d'obtenir des conditions de confort thermique dans la zone d'occupation qui sont satisfaisantes au sens de la norme [EN15251, 2007] pour les essais de soufflage d'air chaud, dans les conditions étudiées représentatives de celle d'un logement BBC.

En ce qui concerne la concentration en CO₂ dans la zone d'occupation (Figure IV.4), celle-ci est trop élevée pour le cas C2-, c'est-à-dire lorsque deux occupants sont considérés alors que le renouvellement d'air n'est que d'1 vol/h (concentration de 920 ppm au-dessus de la concentration extérieure en moyenne) et devient acceptable avec un renouvellement d'air de 1,6 vol/h (569 ppm au-dessus de la concentration extérieure en moyenne). Bien que cette ne corresponde qu'à la catégorie III de la norme [EN 15251, 2007], une concentration absolue en CO₂ de 1000ppm est de façon générale considéré comme une valeur convenable [Awbi, 2003].

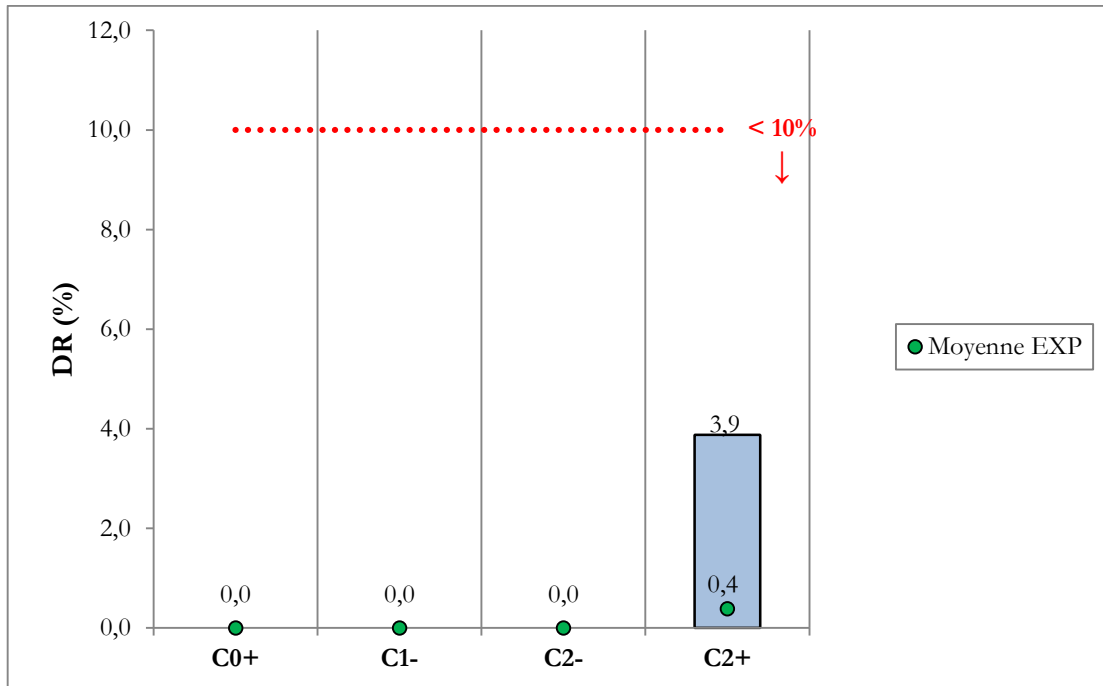


Figure IV.3. Valeurs de risque de courant d'air dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air chaud

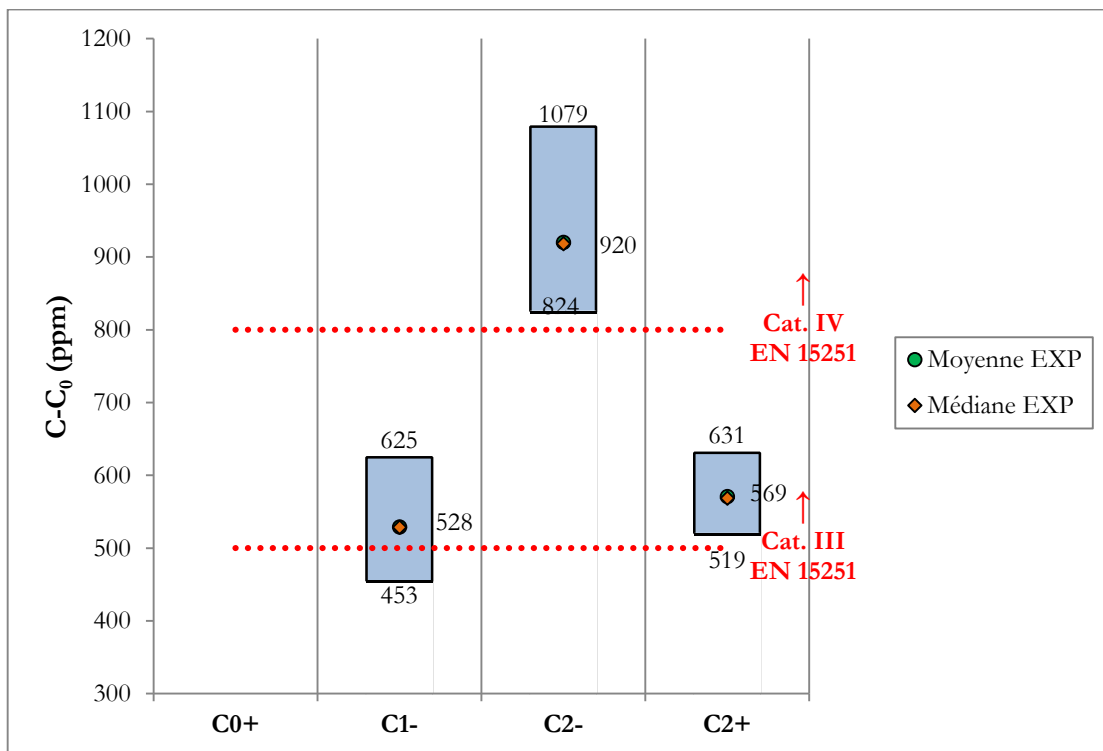


Figure IV.4. Valeurs de concentration en CO₂ dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air chaud

Dans un second temps, les grandeurs physiques dans la zone d'occupation et les lignes de courant dans la cellule climatique sont analysées, de sorte à fournir une analyse plus fine de l'écoulement et à expliquer les valeurs convenables des indices de confort obtenues.

IV.1.2 Vitesse d'air et écoulement

Une analyse locale des valeurs de vitesse est entreprise. Les valeurs locales de température d'air, de température de globe, de vitesse d'air, et de concentration en CO₂ mesurées dans le plan médian pour les cas C0+ et C2+ sont présentées sur la Figure IV.5. L'ensemble des distributions locales des différentes variables mesurées pour tous les essais sont disponibles en Annexe B.

Il apparaît que la vitesse d'air est nulle en zone d'occupation pour le cas C0+, sauf au niveau des chevilles. Les résultats expérimentaux seuls ne permettent pas d'expliquer les phénomènes observés dans la mesure où le nombre de stations de mesures est réduit, et les mesures limitées à la zone d'occupation. Ainsi, c'est l'observation de l'écoulement prédit par les simulations CFD qui vise à expliquer ce phénomène. Dans ce but, les vecteurs de vitesse colorés en vitesse d'air corrigée dans le plan $X = 1,5\text{m}$ sont présentés sur la Figure IV.6 pour les cas C0+, C2- et C2+.

Pour le cas C0+, le jet adhère au plafond grâce à l'effet Coănda, aux forces d'inertie, et à la faible densité de l'air soufflé, et atteint ainsi le mur opposé. Ce cas met ainsi en évidence la problématique du soufflage d'air chaud : il convient d'assurer malgré ce phénomène un mélange efficace entre l'air soufflé et l'air ambiant, et éviter un court-circuit de l'air neuf. Le débit relativement important permet ici d'éviter ces deux problèmes. En effet, une fois le mur opposé atteint, l'air neuf ne sort pas directement de la pièce. Au contraire, un écoulement de retour se forme relativement haut dans la pièce, et l'air est ré-entraîné dans le jet (voir ① sur la Figure IV.6). Cela explique les valeurs de vitesse d'air quasiment nulles qui ont été mesurées dans la zone d'occupation, et la bonne valeur d'efficacité de température obtenue. Les valeurs de vitesse d'air généralement plus élevées au niveau des chevilles s'expliquent alors par l'écoulement de retour.

En revanche, pour l'essai C2+, qui présente le même débit d'air soufflé que l'essai C0+, la vitesse d'air est plus élevée dans l'ensemble de la zone d'occupation que pour le cas C0+. Là encore, l'observation des lignes de courant permet de fournir une explication aux valeurs obtenues. En effet, on observe clairement l'influence des panaches thermiques se développant au niveau des occupants sur l'écoulement. Les valeurs plus élevées de vitesse d'air dans la zone d'occupation sont ainsi dues à l'entraînement de l'air accru dans les panaches thermiques issus des mannequins. Les lignes de courant colorées en température pour le cas C2+ (Figure IV.7) permettent également de rendre compte de ce phénomène, et d'observer l'écoulement dans son ensemble dans la cellule. Le débit élevé du cas C2+ permet ainsi au jet d'atteindre le mur opposé (voir ② sur la Figure IV.7 et la Figure IV.6). On y voit également que les panaches thermiques issus des occupants constituent un obstacle au jet, ce qui est mis en évidence par la présence de cellules de recirculation proche du plafond (③). Le phénomène d'entraînement de l'air ambiant par les panaches thermiques est également apparent (④). Il faut également noter que la température de soufflage de l'essai C0+ est

de 31,9°C alors qu'elle n'est que de 21,3°C pour le cas C2+, ce qui explique que l'épanouissement vertical du jet est moindre pour le cas C0+ que pour le cas C2+. Ceci met en évidence que l'écart de température entre le soufflage et l'ambiance joue également un rôle important sur l'écoulement dans la pièce.

Pour le cas C2-, présentant les mêmes conditions d'occupation mais un débit d'air neuf plus faible que le cas C2+, on observe que le jet adhère au plafond en aval du soufflage, mais qu'il n'atteint pas le mur opposé, du fait des obstacles que constituent les panaches thermiques (⊗). Cela s'explique également par le débit d'air réduit du cas C2-.

L'écoulement dans la cellule, et le confort qui en résulte dans la zone d'occupation dépendent donc à la fois des charges thermiques internes, du débit d'air soufflé et de l'écart de température au soufflage. Un nombre adimensionnel qui fait intervenir ces deux derniers paramètres simultanément est le nombre d'Archimède. Une analyse en détails de l'impact de ces différents paramètres sur l'écoulement est présenté dans la partie IV.3. dans le cadre d'études paramétriques, où différentes valeurs du nombre d'Archimède au soufflage et différentes configurations de charges internes sont considérées.

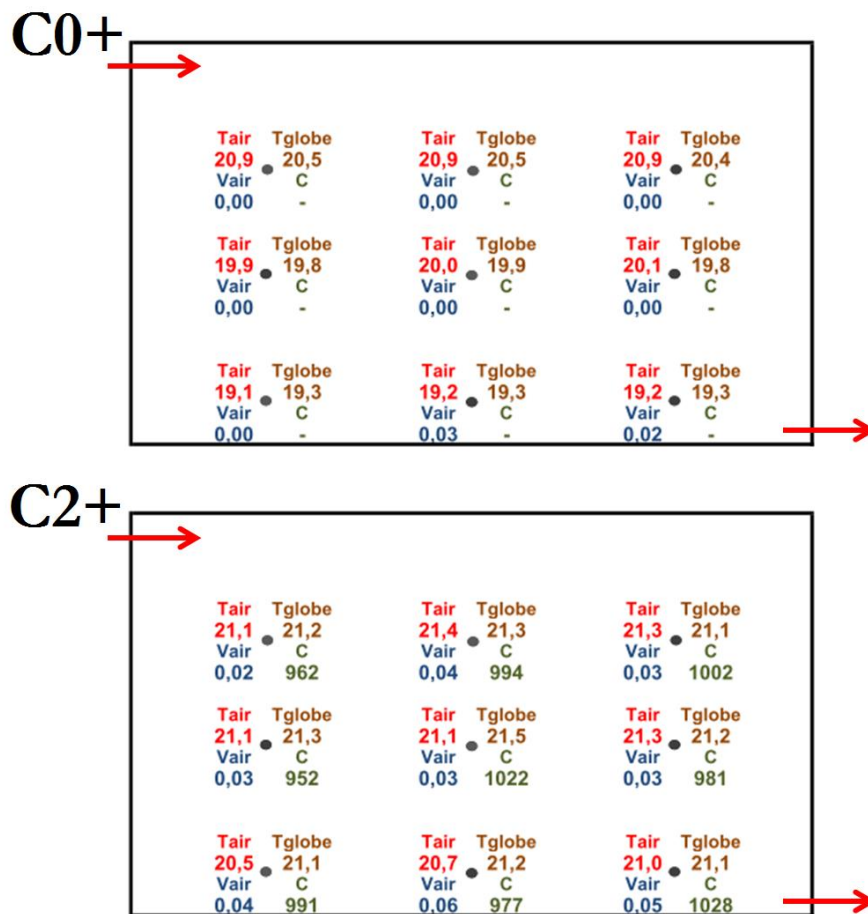


Figure IV.5. Valeurs locales de température d'air, de température de globe, de vitesse d'air et de concentration en CO₂ dans le plan médian (X = 1,54 m) pour les essais C0+ et C2+.

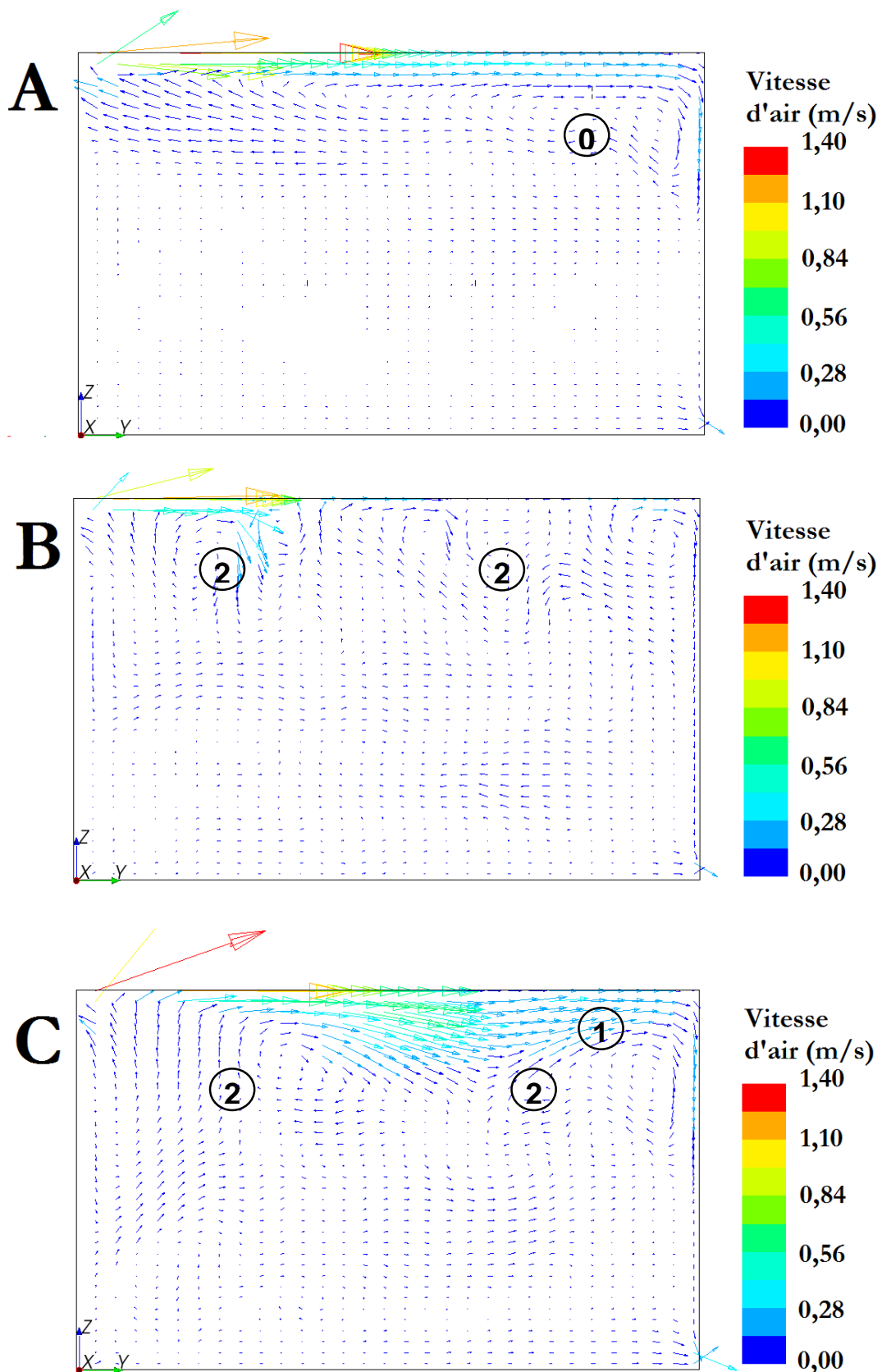


Figure IV.6. Vecteurs de vitesse d'air dans le plan $X = 1,5m$. A) Essai C0+, B) Essai C2-, C) Essai C2+

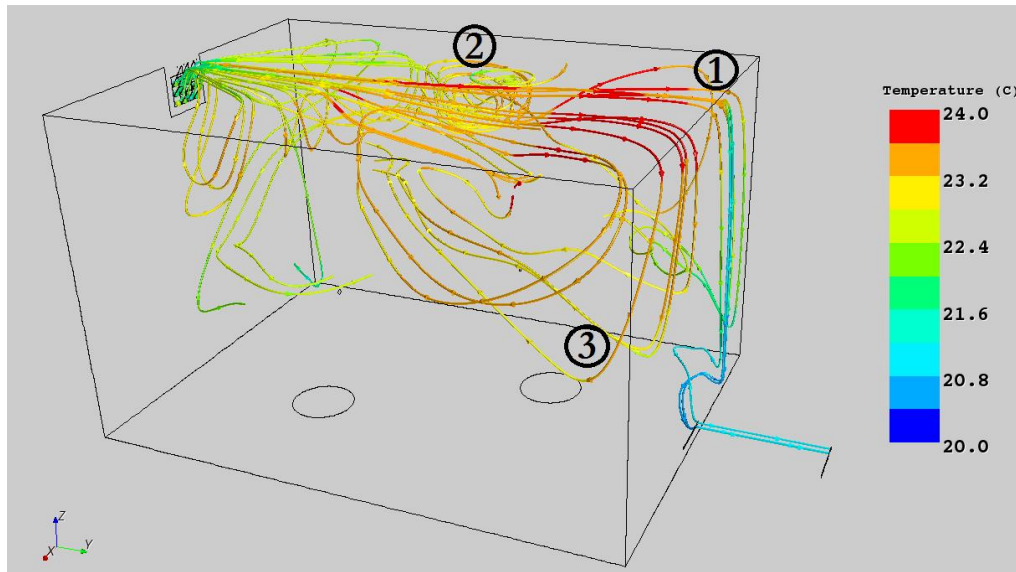


Figure IV.7. Lignes de courant issues du diffuseur colorées en température pour le cas C2+

IV.1.3 Efficacité de ventilation

Il s'agit maintenant d'évaluer si le système étudié permet d'obtenir une bonne efficacité de ventilation pour l'ensemble des cas étudiés, malgré les variations assez importantes de l'écoulement observées précédemment.

Les valeurs expérimentales de l'efficacité d'extraction du polluant et de l'efficacité de température pour les différents essais réalisés de soufflage d'air chaud sont présentées sur la Figure IV.8.

On observe que l'efficacité d'extraction du polluant ϵ_c est proche de 1 pour tous les cas, signe d'une ventilation efficace et d'un bon mélange. Au contraire, l'efficacité de température ϵ_T varie en fonction de l'occupation et du débit, passant ainsi de 1,06 et 1,08 pour C0+ et C1- à 1,73 pour C2- et à 2,28 pour C2+. Les valeurs élevées de l'efficacité de température obtenue pour les essais à deux occupants s'expliquent par le fait que 98% de la puissance chaude est apportée par ces deux occupants directement dans la zone d'occupation, provoquant un chauffage de l'ambiance plus efficace que lorsque la puissance est apportée par l'air soufflé. Cela met en évidence l'impact significatif des occupants sur le confort thermique dans les BBC, qui est bien plus important que dans les bâtiments conventionnels où les charges thermiques internes couvrent une part réduite des besoins en chauffage. Les écarts constatés pour l'efficacité de température n'apparaissent pas pour l'efficacité d'extraction du polluant. En effet, bien que les débits d'air neuf et de CO_2 varient d'un essai à un autre, la position des sources de polluant et d'air neuf dans la pièce ne changent pas : l'air neuf est apporté par le soufflage, et l'air pollué est directement injecté dans la zone d'occupation. Le processus de dilution du polluant est donc le même pour les différents essais, ce qui explique les valeurs proches d'efficacité d'extraction du polluant obtenues. Le diffuseur d'air retenu et son positionnement proche du plafond permettent donc d'obtenir un mélange efficace de l'air soufflé avec l'air ambiant, et en conséquence une distribution homogène de la température

et de la concentration de CO₂ dans la zone d'occupation pour l'ensemble des conditions étudiées.

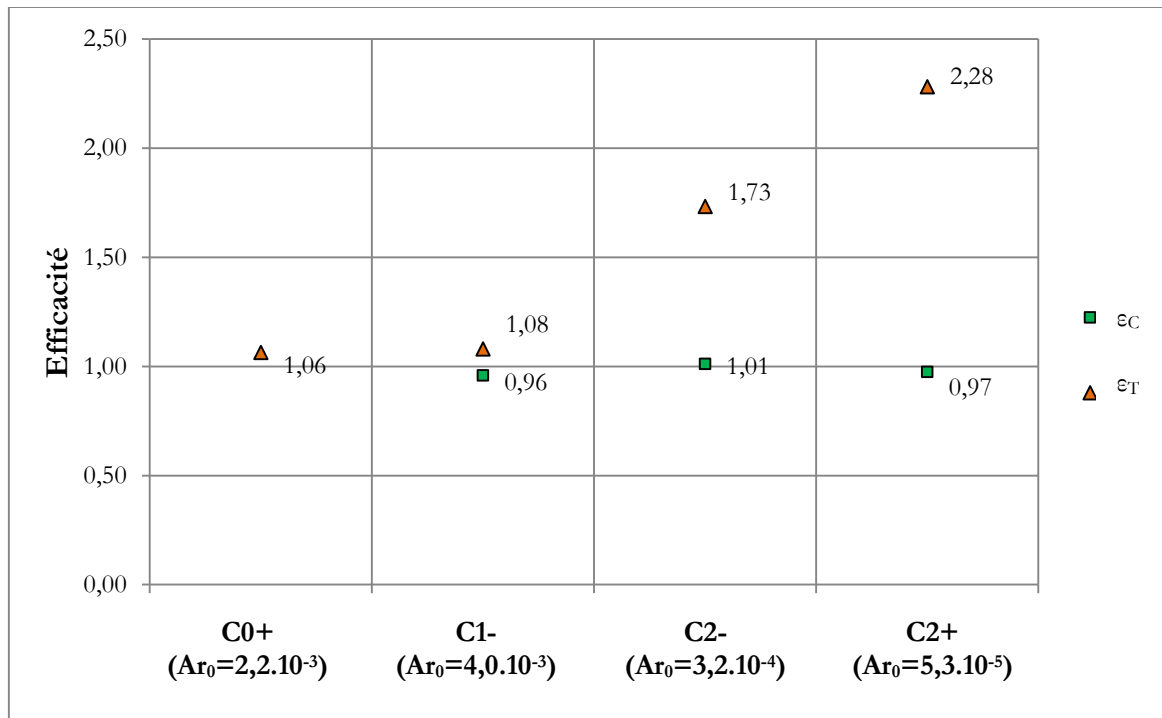


Figure IV.8. Efficacité d'extraction du polluant et efficacité de température pour les essais de soufflage d'air chaud

IV.1.4 Homogénéité des grandeurs mesurées

L'analyse globale des grandeurs mesurées permet également d'évaluer l'impact des conditions de soufflage et des charges internes sur l'écoulement d'air et sur l'obtention d'une ambiance homogène.

Dans ce but, les valeurs moyennes, médianes, minimales et maximales de la vitesse d'air sur les 27 stations de mesure dans la zone d'occupation sont présentées sur la Figure IV.9 pour les essais de soufflage d'air chaud. En comparant les cas C2- et C2+, il apparaît qu'une augmentation du débit d'air soufflé induit une augmentation de la vitesse d'air en zone d'occupation (0,07 m/s au maximum et 0,04 m/s en moyenne pour le cas C2+ contre respectivement 0,05 et 0,02 m/s pour le cas C2-). Cela est dû à un entraînement plus important de l'air ambiant dans le jet issu du diffuseur d'air, comme il est confirmé par l'analyse du jet issu du diffuseur à l'aide des simulations CFD. Cependant, cette observation n'est vraie que pour une occupation identique. En effet, les comparaisons des cas C0+ et C2+, et des cas C1- et C2-, pour lesquels les débits sont identiques mais l'occupation différente, mettent en évidence l'influence des charges internes sur la vitesse dans la zone d'occupation. Ainsi, une augmentation des charges internes provoque une hausse de la vitesse d'air moyenne dans la zone d'occupation (0,04 m/s pour C2+ contre 0,00 m/s pour C0+), ce qui s'explique par l'entraînement de l'air ambiant par les panaches thermiques issus des occupants, comme il a été mis en évidence précédemment par l'observation des vecteurs de vitesse.

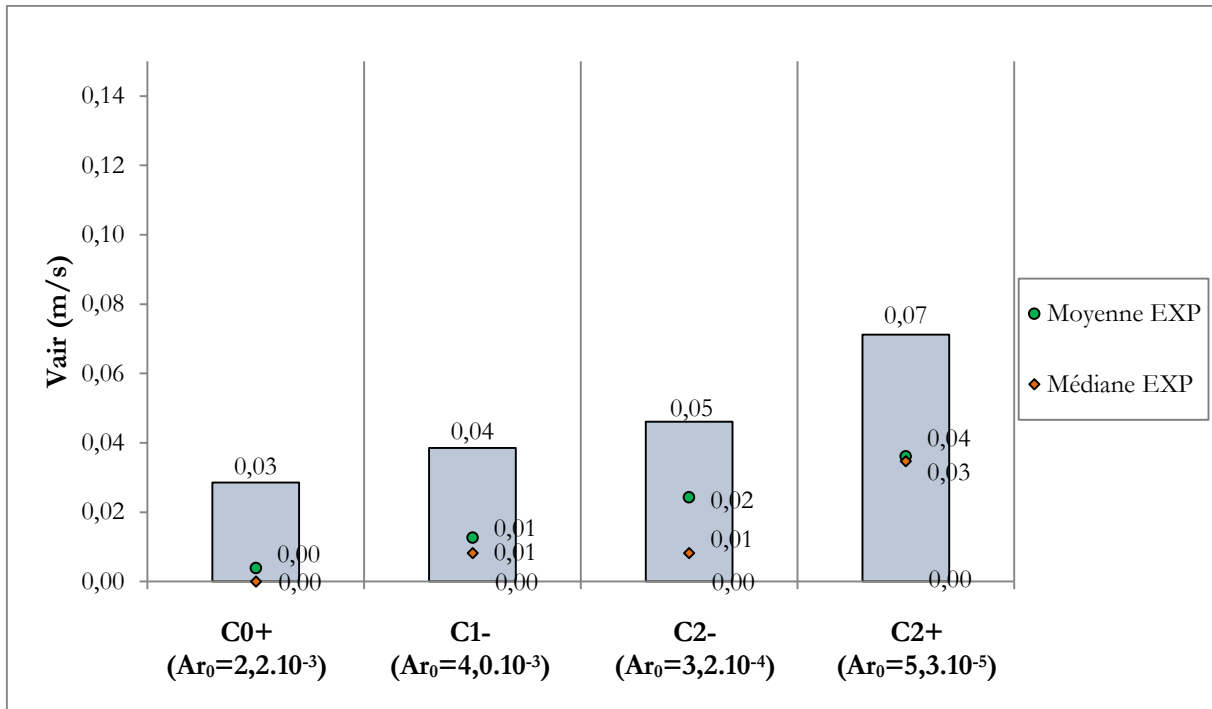


Figure IV.9. Valeurs moyenne, médiane, minimale et maximale de la vitesse d'air pour les essais de soufflage d'air chaud

La dispersion des valeurs de température d'air autour de la valeur moyenne est également plus ou moins importante selon les essais (Figure IV.10). L'écart est ainsi de 2°C entre les valeurs minimale et maximale pour le cas C0+ contre $0,9^\circ\text{C}$ pour le cas C2+. Cela indique qu'une vitesse d'air plus importante dans la zone d'occupation induit une température d'air plus homogène, ce qui est cohérent avec une stratégie de ventilation par mélange. De la sorte, la stratification thermique est réduite pour les essais comprenant des charges internes.

Pour les essais de soufflage d'air chaud, les charges internes ont donc un effet favorable sur l'obtention d'une ambiance homogène, et donc sur l'obtention d'un bon confort thermique global, au vu de la stratégie de ventilation par mélange retenue.

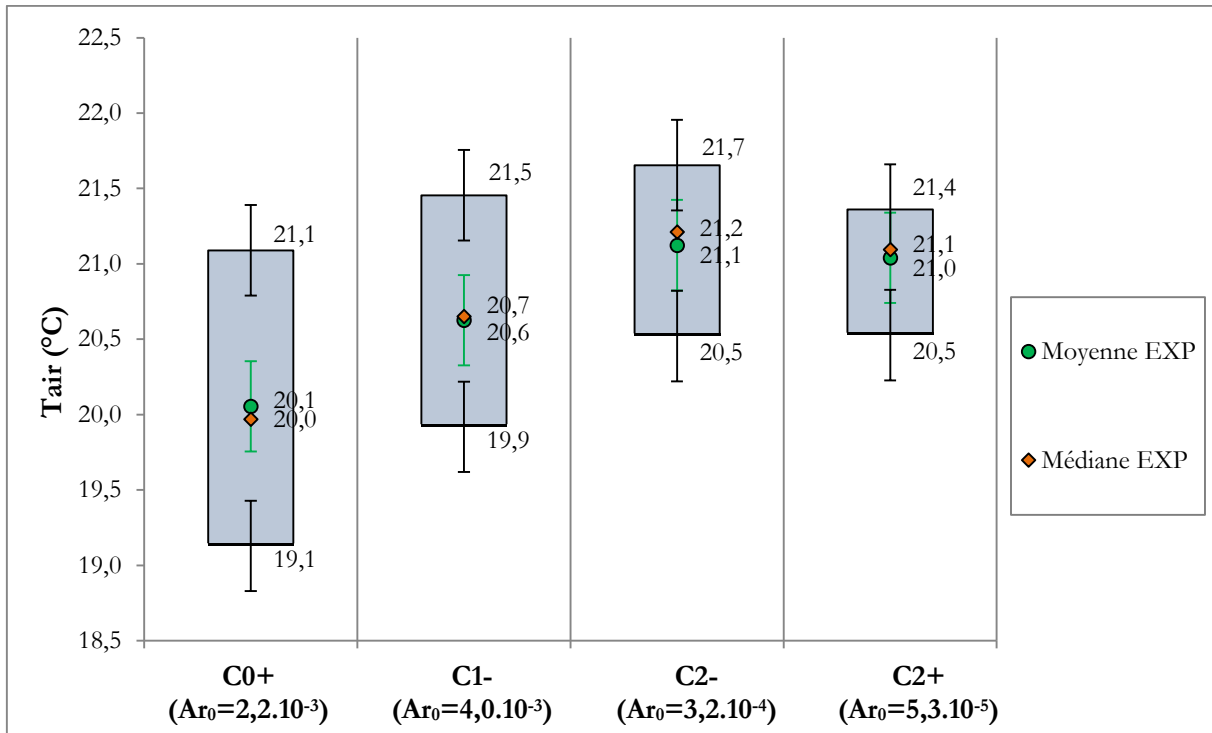


Figure IV.10. Valeurs moyenne, médiane, minimale et maximale de la température d'air pour les essais de soufflage d'air chaud

IV.1.5 Stratification thermique

La distribution verticale de température d'air mesurée dans la zone d'occupation est présentée sur la Figure IV.11, de même que les valeurs des simulations CFD, à titre de comparaison. Expérimentalement, chaque point correspond à la moyenne sur les 9 stations de mesure situées à la hauteur spécifiée dans la zone d'occupation. Numériquement, c'est la moyenne de la température d'air sur l'ensemble des mailles composant le plan vertical qui est spécifiée.

Tout d'abord, il apparaît que l'écart de température entre les chevilles et la tête est de $0,5^\circ\text{C}$ pour le cas C2+ contre $1,7^\circ\text{C}$ pour le cas C0+. Le système étudié permet donc d'éviter les inconforts par asymétrie verticale de température, ceux-ci étant présents à partir de $4,2^\circ\text{C}$ d'écart entre la tête et les chevilles (correspondant à 10% d'insatisfaits) [ISO7730, 2007]

En ce qui concerne la comparaison des mesures aux prédictions CFD, les températures d'air mesurée et prédite sont très proches près du sol ($Z = 0,1 \text{ m}$). Lorsque les charges internes sont absentes (cas C0+), l'allure du profil de température est correctement reproduite dans les simulations, et la température d'air prédite est légèrement surestimée, avec un écart entre mesure et prédiction de l'ordre de $0,3^\circ\text{C}$, ce qui correspond à l'incertitude de mesure des thermocouples. En revanche, pour les autres cas comprenant des charges internes, la température d'air prédite est systématiquement surévaluée par rapport aux mesures lorsque l'on s'éloigne du sol. L'écart maximum varie ainsi de $0,9^\circ\text{C}$ pour le cas C1- à $1,2^\circ\text{C}$ pour le cas C2-. Cela provient d'une

surestimation des échanges par convection au niveau des mannequins. En effet, l'hypothèse a été prise de ne pas considérer les échanges par rayonnement dans les simulations. Ainsi, l'ensemble de la puissance émise par les charges internes est échangée par convection. La dynamique du panache thermique qui se développe au niveau des mannequins est donc surestimée, avec pour conséquence un entraînement de l'air ambiant dans le panache thermique accru, et une température prédite dans la zone d'occupation plus élevée que la température mesurée. Ceci met en évidence la difficulté de prendre en compte de façon réaliste les sources de chaleur dans les simulations CFD, comme l'a remarqué [Croitoru et al., 2011].

Néanmoins, il faut rappeler que l'émissivité des parois composant la cellule test est de 0,15. Les échanges par rayonnement entre les mannequins et les parois sont donc inférieurs à ceux qu'il y aurait entre les mannequins et une paroi typique d'un logement, présentant une émissivité de l'ordre de 0,9. La source d'erreur induite par l'hypothèse de ne pas considérer les échanges par rayonnement s'en trouve réduite.

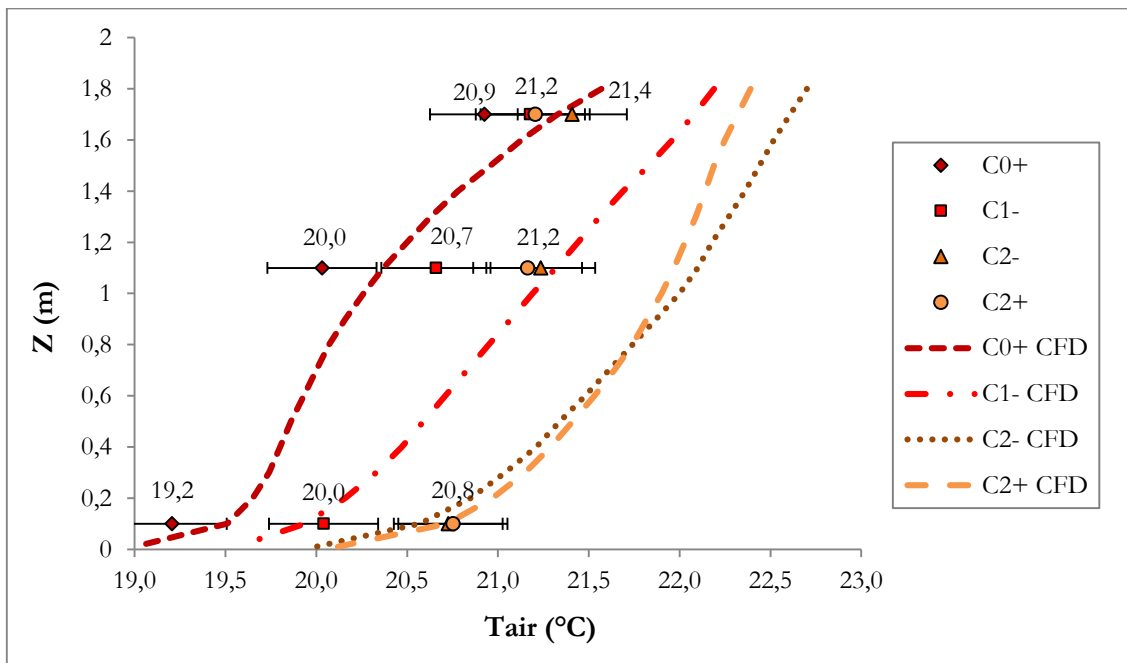


Figure IV.11. Distribution verticale de température d'air pour les essais de soufflage d'air chaud : mesures et résultats des simulations CFD.

IV.1.6 Comparaison des mesures expérimentales aux prédictions CFD

La comparaison des valeurs obtenues par les simulations CFD aux mesures expérimentales est également effectuée pour les autres grandeurs physiques. Cette étape permet d'estimer la fiabilité des prédictions du code CFD et de la modélisation du diffuseur d'air retenue. Une première étape de validation a été effectuée en comparant les résultats du code CFD pour un cas de soufflage au travers d'une fente simple et sans charges internes à des mesures expérimentales en zone de jet et dans la zone d'occupation (cellule MINIBAT, cf. partie III.2.). Cette étape a mis en évidence la

capacité du code à correctement prédire l'écoulement dans la pièce pour les cas isothermes et de soufflage d'air chaud, ainsi que les faiblesses des modèles de turbulence quant à la prédiction de l'expansion du jet loin du diffuseur pour les cas de soufflage d'air froid. Il s'agit ici de comparer les mesures expérimentales obtenues dans la zone d'occupation avec le diffuseur à 12 buses aux résultats des simulations CFD pour les mêmes conditions aux limites. Une fois cette étape effectuée, il est possible d'effectuer des simulations pour étudier des conditions non testées expérimentalement. Ces simulations complémentaires constituent des études paramétriques qui sont rapportées dans la partie IV.3.

Dans un premier temps, les valeurs des efficacités de température et d'extraction du polluant déduites des mesures et des prédictions des simulations sont comparées, voir Figure IV.12 et Figure IV.13. La comparaison est effectuée, d'une part, entre les valeurs mesurées au niveau des 27 stations de mesure dans la zone d'occupation (nommé « EXP 27 » par la suite), et les résultats des simulations numériques aux mêmes 27 coordonnées (« CFD 27 ») et, d'autre part, entre les valeurs mesurées au niveau des 27 stations de mesure et les prédictions numériques sur l'ensemble des mailles de calcul composant la zone d'occupation (« CFD ZO »). Il est rappelé que cette zone est définie comme étant le volume d'air à 0,5 m des parois, de 0 à 1,8 m de hauteur et à 0,15 m des occupants (cf. partie III.).

Pour les cas C0+ et C1-, l'efficacité de température est très proche entre mesure et prédiction, avec moins de 5% d'écart. Pour les cas C2- et C2+, ayant pour charges internes deux mannequins, l'écart est plus marqué. Pour le cas C2-, les prédictions numériques sont nettement plus élevées que les l'efficacité déduite des mesures (25,54 numériquement contre 1,73 pour les mesures), alors que celle-ci est plus élevée expérimentalement pour l'essai C2+, avec une valeur de 2,28 contre 1,04 numériquement. Cela confirme l'hypothèse de surestimation des échanges de chaleur entre les charges internes et l'ambiance par la modélisation CFD. Cependant, il s'agit de relativiser l'importance des écarts constatés. En effet, ceux-ci s'expliquent par la faible différence de température entre l'air soufflé et la zone d'occupation. Lorsque cet écart tend vers zéro, l'efficacité de température tend vers l'infini. Lorsqu'on est proche du mélange parfait, une très faible variation de température dans la zone d'occupation provoque ainsi une hausse importante de l'efficacité de température. Cela explique les valeurs élevées obtenues numériquement pour le cas C2- et expérimentalement pour le C2+, alors que les températures d'air prédites et mesurées sont proches. L'incertitude de mesure de l'efficacité de température est également présentée sur la Figure IV.12. L'incertitude relative est définie par l'Equation (IV.1).

$$\frac{\Delta \varepsilon_T}{\varepsilon_T} = \left(\frac{\Delta T_r + \Delta T_0}{|T_r - T_0|} + \frac{\Delta T_{ZO} + \Delta T_0}{|T_{ZO} - T_0|} \right) \quad (\text{IV.1})$$

L'incertitude absolue des différentes températures d'air étant identique (nommée ΔT dans l'Equation (IV.2), l'incertitude absolue sur l'efficacité de température est :

$$\Delta \varepsilon_T = 2\Delta T \varepsilon_T \left(\frac{1}{|T_r - T_0|} + \frac{1}{|T_{ZO} - T_0|} \right) \quad (IV.2)$$

Ainsi, quand l'écart entre la température de l'air soufflé et celle de la reprise et/ou celle de la zone d'occupation tend vers zéro, l'incertitude absolue tend vers l'infini. En conséquence, l'incertitude absolue est plus importante pour les cas C2+ que pour les autres cas.

En ce qui concerne l'efficacité d'extraction du polluant, un bon accord entre mesures et prédictions CFD est constaté, avec un écart maximal de 7% pour le cas C1-. Le cas C0+ ne comprenant pas d'occupant, l'efficacité d'extraction du polluant n'y est pas considérée. L'incertitude absolue sur l'efficacité d'extraction du polluant est définie par l'équation (IV.3) et varie également en fonction des valeurs de concentration mesurées.

$$\Delta \varepsilon_C = \varepsilon_C \left(\frac{\Delta C_s + \Delta C_0}{|C_s - C_0|} + \frac{\Delta C_{ZO} + \Delta C_0}{|C_{ZO} - C_0|} \right) \quad (IV.3)$$

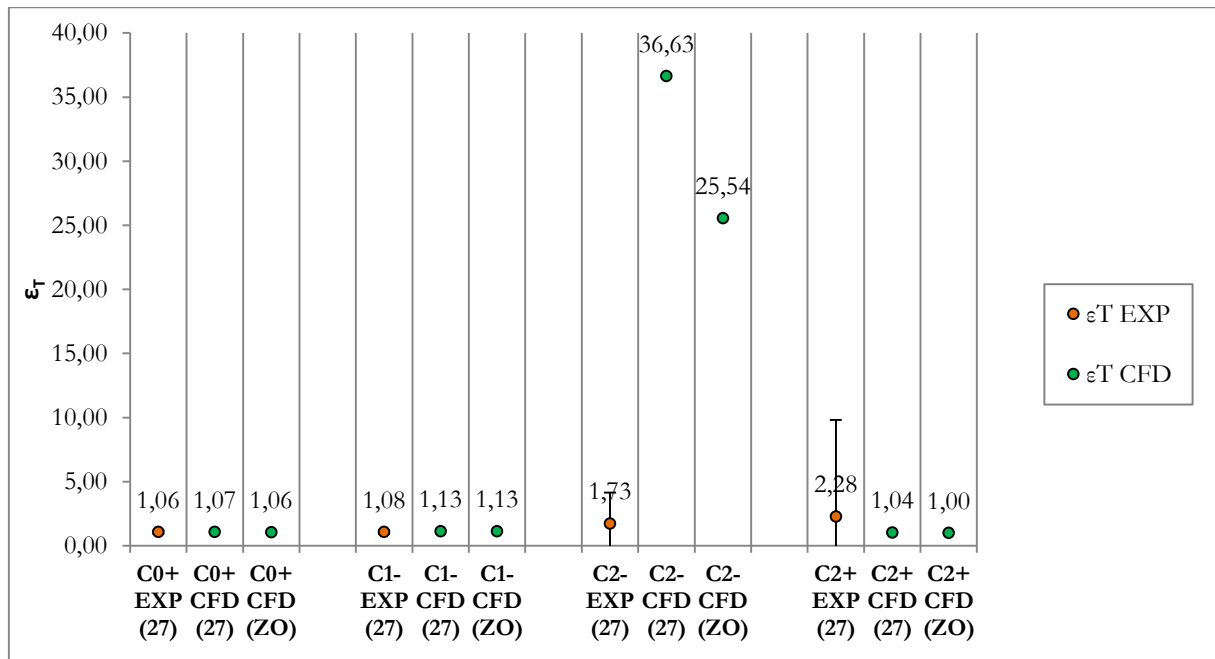


Figure IV.12. Comparaison des valeurs d'efficacité de température : mesures expérimentales (27 points), et résultats des simulations CFD (27 points et zone d'occupation entière)

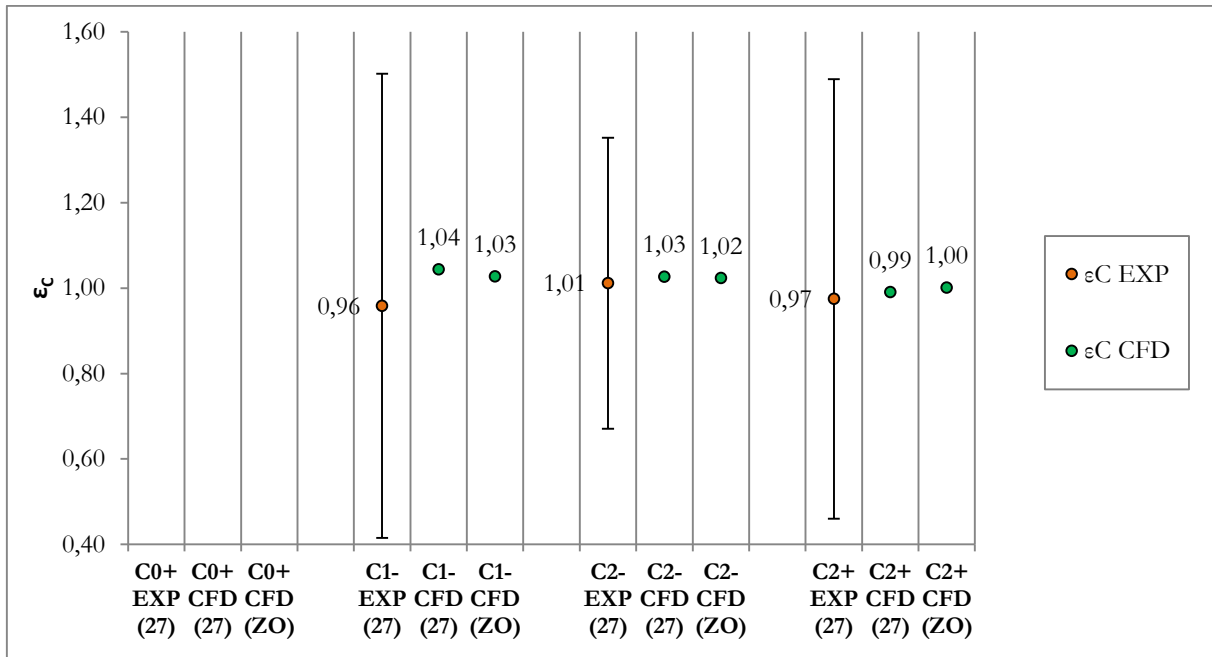


Figure IV.13. Comparaison des valeurs d'efficacité d'extraction du polluant : mesures expérimentales (27 points), et résultats des simulations CFD (27 points et zone d'occupation entière)

Sur la Figure IV.14, les valeurs de vitesse d'air mesurées et prédites sont comparées. La vitesse moyenne est faible dans tous les cas (inférieure à 0,05 m/s), et la comparaison entre les mesures et les moyennes de vitesse calculées dans la zone d'occupation est convenable. Toutefois, il faut rappeler que la vitesse minimale mesurable par les anémomètres omnidirectionnels est de 0,05 m/s. Pour les cas de soufflage d'air chaud, la vitesse d'air est inférieure à ce seuil au niveau de la plupart des stations de mesure : nous nous situons donc dans les limites basses du capteur. Les valeurs obtenues ne sont donc pas totalement représentatives, mais permettent d'affirmer que la vitesse d'air est inférieure à 0,05 m/s et que les risques de courant d'air sont donc absents en ces positions. On observe également que la vitesse moyenne mesurée au niveau des 27 stations de mesures est représentative de la moyenne prédite au niveau de la zone d'occupation. Cela conforte la pertinence de la grille de mesure retenue

Néanmoins, la vitesse maximale est systématiquement plus élevée dans les simulations qu'avec les mesures, particulièrement pour les cas avec charges internes. Ces valeurs maximales de vitesse sont situées dans les mailles de la zone d'occupation qui sont au plus proches des mannequins. Cela est cohérent avec le fait que la dynamique des panaches thermiques est surestimée dans les simulations, du fait de l'hypothèse de non prise en compte des échanges radiatifs dans les simulations. En effet, l'entraînement de l'air ambiant dans les panaches thermiques est de fait surestimé, avec pour conséquence une vitesse prédite plus élevée proximité des mannequins que dans la réalité.

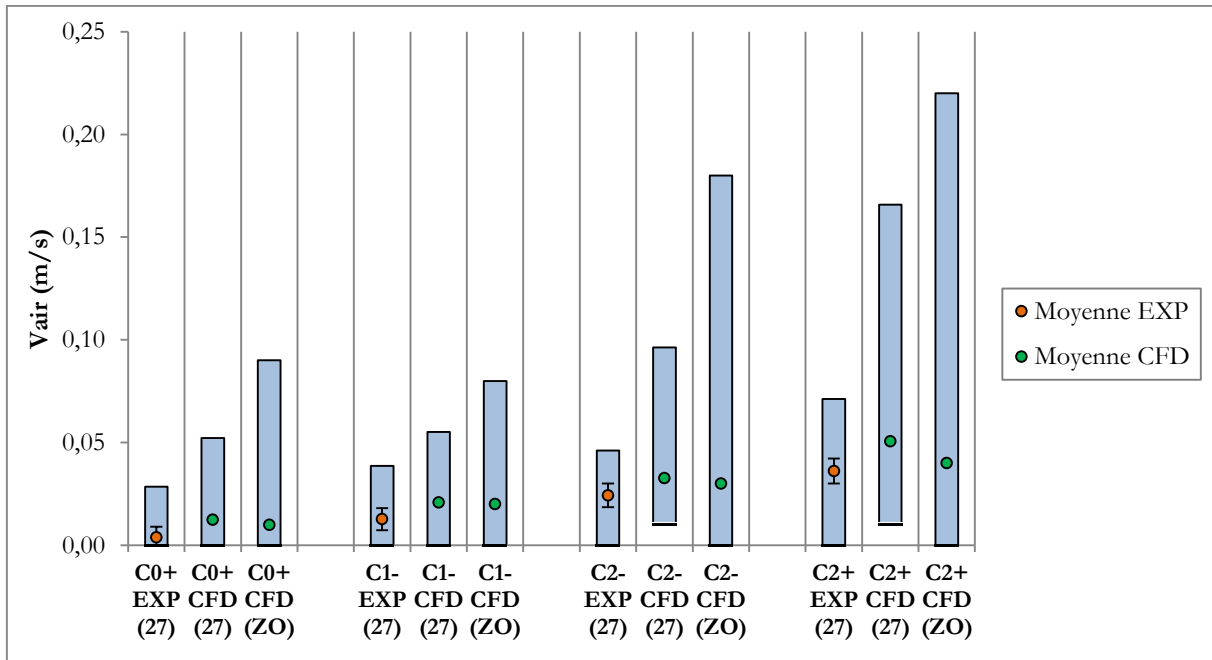


Figure IV.14. Comparaison des valeurs de vitesse d'air : mesures expérimentales (moyenne, minimum et maximum sur les 27 stations), et résultats des simulations CFD (moyenne, minimum et maximum sur les mêmes 27 points et dans la zone d'occupation entière)

La comparaison des valeurs de température d'air indique la même tendance. Les prédictions sont bonnes pour le cas sans charges internes, mais plus les charges internes augmentent, plus la température d'air prédite est supérieure à la température d'air mesurée, avec $0,7^{\circ}\text{C}$ d'écart au maximum (essai C2+), ce qui est également cohérent avec la surestimation du panache. De plus, nous observons que la dispersion des valeurs de température d'air est systématiquement plus importante lorsque la zone d'occupation complète est considérée. En effet, la valeur minimale de température d'air relevée correspond à la température au voisinage du sol. La valeur maximale correspond, en fonction des essais, soit à la température à proximité des occupants, soit à la température en partie haute, à la frontière supérieure de la zone d'occupation ($Z = 1,8\text{m}$), du fait de la stratification thermique. Or, la température d'air en ces positions n'est pas mesurée expérimentalement, puisque la station de mesure la plus basse est à $0,1\text{ m}$ du sol, et la plus haute à $1,7\text{ m}$. Il apparaît néanmoins que les températures d'air moyennes obtenues à partir des 27 stations de mesure sont représentatives de la température moyenne calculée dans la zone d'occupation, l'écart entre ces deux valeurs étant très faible dans les simulations (au maximum de $0,1^{\circ}\text{C}$ pour le cas C0+).

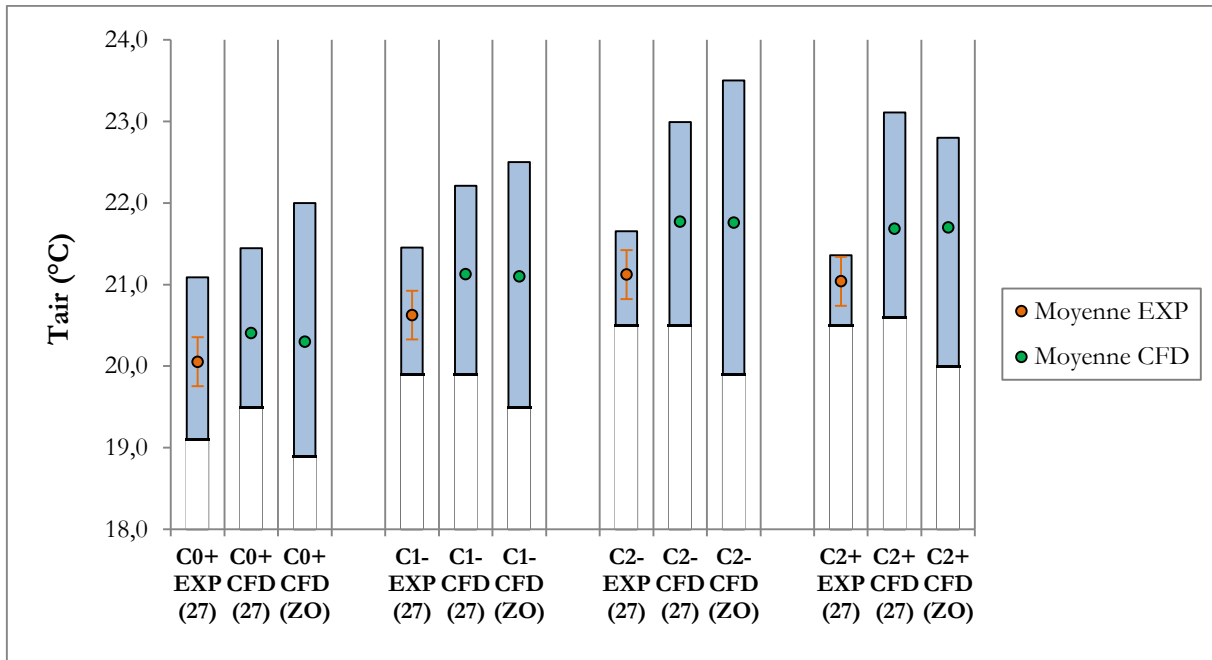


Figure IV.15. Comparaison des valeurs de température d'air : mesures expérimentales (moyenne, minimum et maximum sur les 27 stations), et résultats des simulations CFD (moyenne, minimum et maximum sur les mêmes 27 points et dans la zone d'occupation entière)

Globalement, un accord satisfaisant est constaté entre les résultats numériques et expérimentaux lorsque les charges internes ne sont pas considérées. Lorsque celles-ci sont présentes dans la cellule, la température prédite est globalement surestimée. Une des difficultés des simulations est ainsi la prise en compte réaliste des charges internes et la prédiction réaliste des panaches thermiques, phénomène responsable des écarts constatés entre mesures et prédictions CFD. Néanmoins, la surestimation est relativement raisonnable comparativement aux incertitudes des capteurs ($0,7^{\circ}\text{C}$ d'écart maximal contre $0,3^{\circ}\text{C}$ d'incertitude) ce qui nous permet d'accorder une certaine confiance aux résultats des simulations, et de mener par la suite des simulations pour des cas non testés expérimentalement.

IV.1.7 Stratégie de dilution du polluant

Sur la Figure IV.16 est présenté les lignes de courants colorées en concentration de CO_2 pour le cas C2-. Cette figure permet d'illustrer la stratégie de dilution du polluant et permet d'expliquer les bonnes valeurs d'efficacité d'extraction du polluant rapportées. Le CO_2 émis par les occupants est immédiatement entraîné dans le panache thermique en partie haute de la pièce où il se dilue dans l'air neuf (voir ① sur la Figure IV.16). Une fois refroidi il retombe, se diluant encore (②), puis revient en zone d'occupation avec une concentration réduite en CO_2 (③). Il en résulte une ventilation par mélange efficace. La source de polluant étant couplée à la source de chaleur, le dioxyde de carbone est entraîné par le panache thermique, puis par le jet au niveau du plafond. La stratégie de ventilation est donc efficace dans la mesure où les sources de polluant sont associées

aux charges internes. Néanmoins, de nombreux polluants de l'air intérieur sont émis par des sources passives, découplées des sources de chaleur (COV, particules...). Ainsi, il serait intéressant de déterminer si l'extraction des polluants du système serait aussi performante pour de telles sources de polluants.

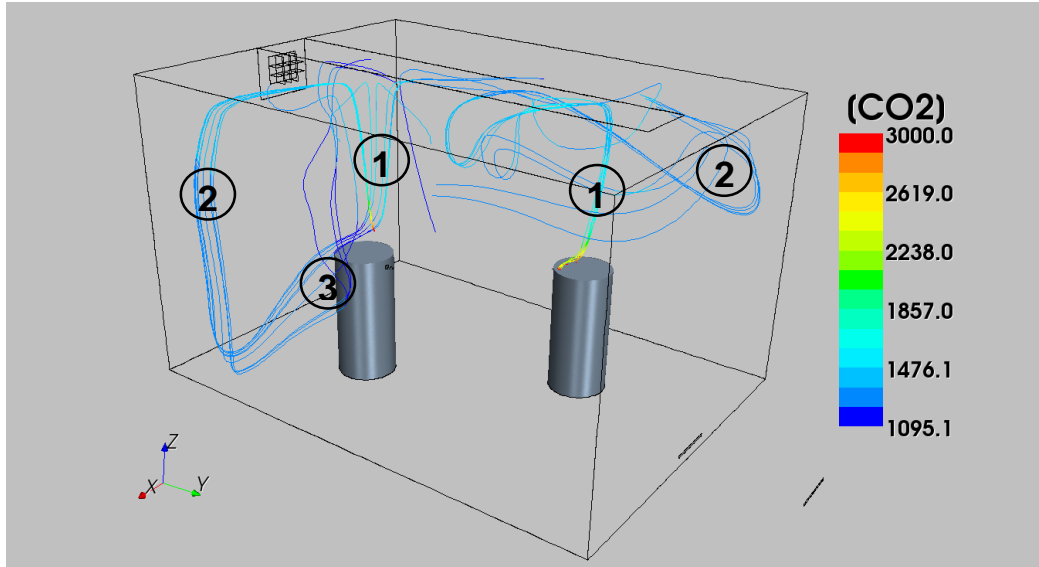


Figure IV.16. Lignes de courants colorées en concentration de CO₂ issues des occupants, cas C2-

En conclusion, le cas du chauffage de l'ambiance a été étudié à l'aide de mesures expérimentales et de simulations CFD. Dans la mesure où une faible puissance est requise dans les BBC, la puissance apportée par les charges internes couvre la majorité des besoins et, en conséquence, le cas du chauffage ne pose pas de problème particulier. En effet, une bonne efficacité de ventilation est obtenue pour tous les essais réalisés. Le placement opportun du soufflage d'air neuf par rapport à l'extraction, associé au diffuseur d'air étudié permet d'obtenir des valeurs satisfaisantes de confort thermique global, sans inconforts locaux par courant d'air. L'étude de l'écoulement dans la pièce a mis en évidence une influence importante des charges internes sur l'écoulement, particulièrement pour les cas à bas débit d'air soufflé. En effet, celles-ci améliorent le mélange de l'air dans la zone d'occupation et contribue ainsi à améliorer le confort thermique global. Elles accroissent cependant localement la vitesse d'air et peuvent ainsi devenir source d'inconfort par courant d'air. Pour l'ensemble des cas considérés, les conditions de soufflage ont une incidence réduite sur l'écoulement par rapport à l'influence des charges internes. De plus, l'accord raisonnable constaté entre les résultats expérimentaux et numériques nous permet de réaliser une étude paramétrique pour des conditions de soufflage plus extrêmes, et non testées expérimentalement, afin de mettre en évidence des risques d'inconforts potentiels pour ces autres conditions. Cette étude est présentée dans la partie IV.3. de ce mémoire.

IV.2 Soufflage d'air froid

Comme précisé dans le Chapitre I, le rafraîchissement de l'ambiance est une problématique majeure dans les BBC, et ce quel que soit le climat du lieu considéré. Il est en effet crucial d'évacuer la chaleur générée par les charges internes et les apports par les baies et les parois en période estivale. Contrairement au cas du chauffage de l'ambiance, les charges internes sont ici défavorables à la stratégie de rafraîchissement. La puissance froide et l'air neuf, les deux paramètres favorables au confort, sont dans ce cas apportés par l'air soufflé au niveau du diffuseur : le mélange de l'air soufflé avec l'air ambiant en est d'autant plus important.

IV.2.1 Confort au sens normatif

De même que pour les essais de soufflage d'air chaud, les valeurs globales du confort au sens de la norme [EN15251, 2005] sont étudiées dans un premier temps de sorte à évaluer si le système étudié est pertinent dans le contexte du rafraîchissement des bâtiments BBC. Pour cela, les valeurs minimales, moyennes et maximales des températures opératives mesurées dans la zone d'occupation sont présentées sur la Figure IV.17. On observe que pour tous les cas considérés, la température opérative moyenne présente des valeurs inférieures à 25,5°C, permettant d'atteindre la catégorie I de la norme [EN 15251, 2007]. De même, les valeurs de PMV se situent entre 0 et 0,5 (Figure IV.18), situation correspondant à un pourcentage prévisible d'insatisfaits inférieur à 10% et satisfaisante vis-à-vis de la norme [EN 15251, 2007] (catégories I et II).

Le risque de courant d'air est plus élevé que pour les cas de soufflage d'air chaud (Figure IV.19), mais demeure très faible en moyenne, avec moins d'1% d'insatisfaits. Cependant, la valeur maximale obtenue pour le cas F1+ atteint 6,7% prévisible d'insatisfaits, signe de la présence de valeurs locales de la vitesse élevées et donc d'écoulements de natures différentes de ceux rencontrés pour des soufflages d'air chaud.

En ce qui concerne la concentration en CO₂ (Figure IV.20), le renouvellement d'air de 1,6 vol/h suffit à assurer un niveau acceptable de CO₂, atteignant en moyenne 518 ppm au-dessus de la concentration à l'extérieur lorsque deux occupants sont présents, ce qui correspond à 1001 ppm en valeur absolue. Pour les conditions de soufflage d'air froid considérées, le système intégré de ventilation, chauffage et rafraîchissement permet ainsi de maintenir de bonnes conditions de confort au sens normatif, atteignant au minimum la catégorie II de la norme [EN15251, 2007] pour les indices de confort thermique, et au minimum la catégorie III pour le niveau de CO₂.

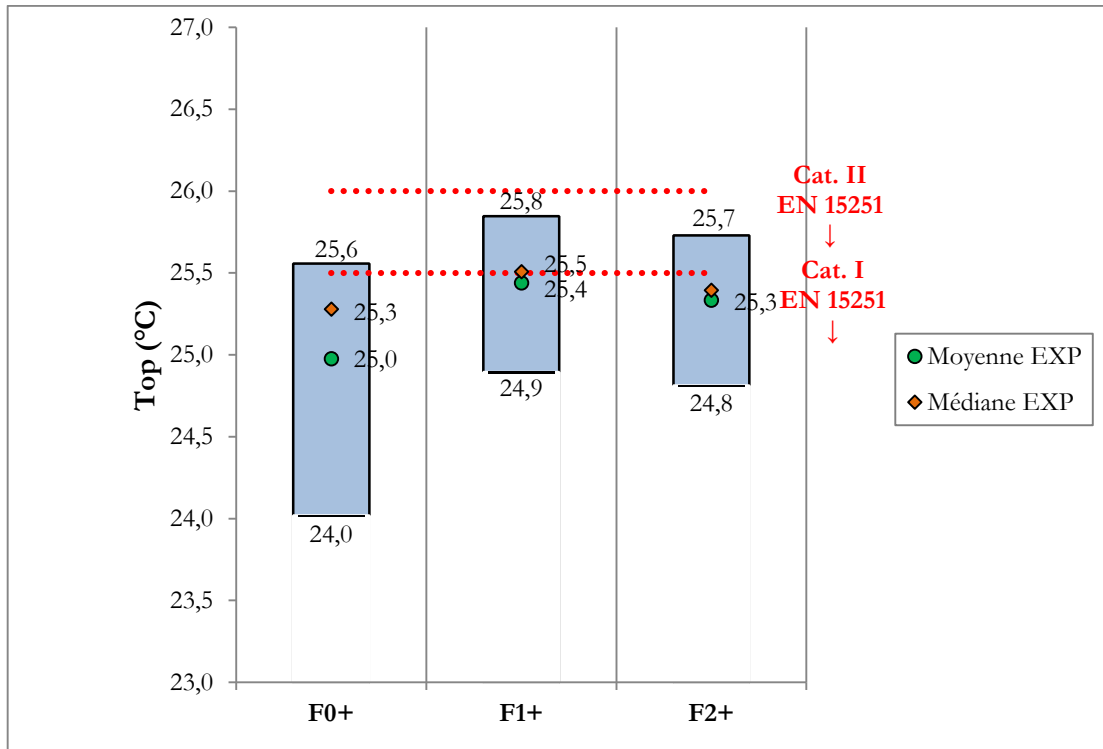


Figure IV.17. Valeurs de température opérative dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air froid

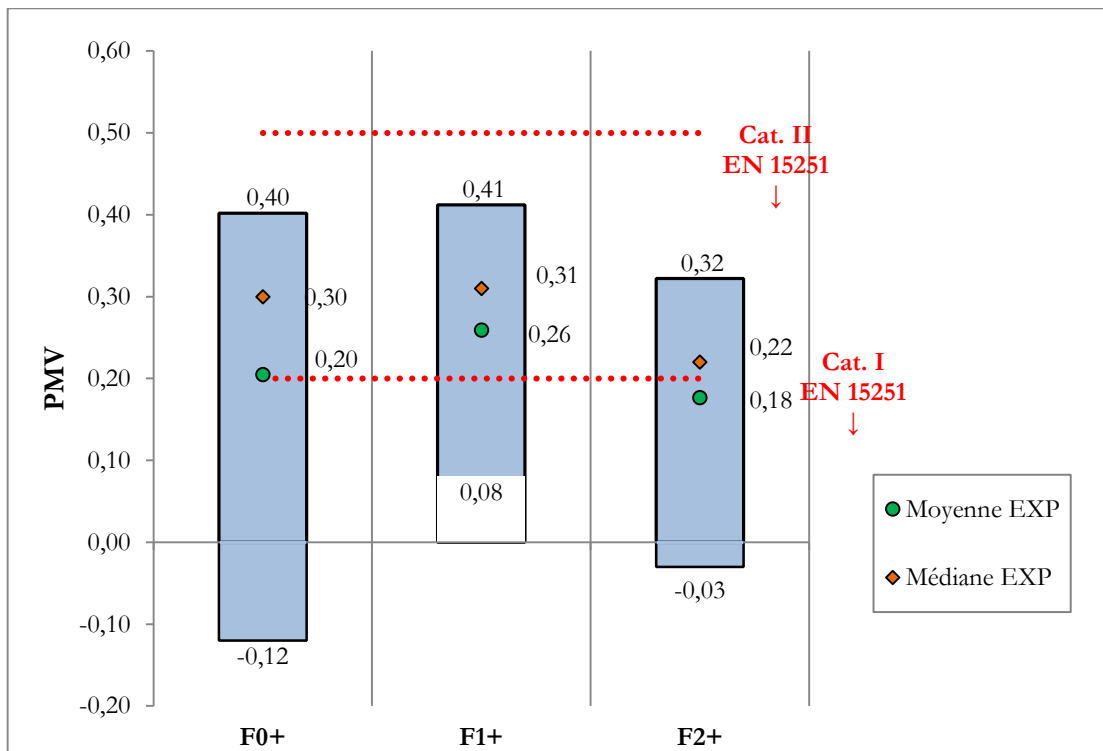


Figure IV.18. Valeurs de PMV dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air froid

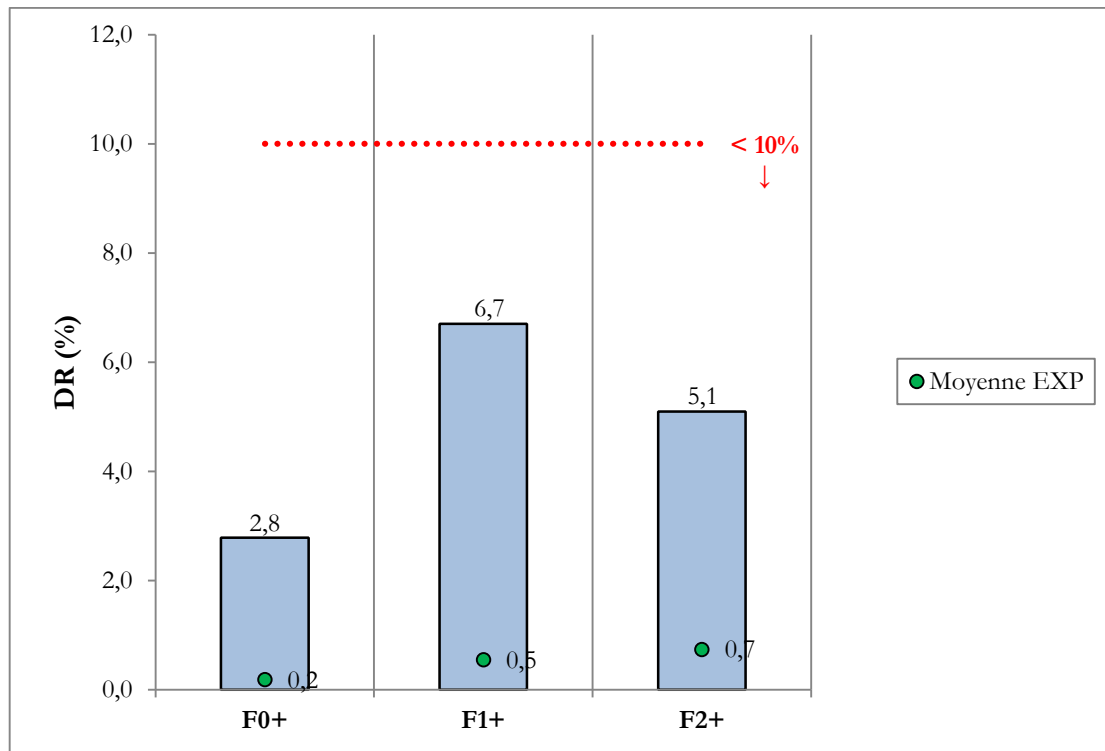


Figure IV.19. Valeurs de risque de courant d'air dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air froid

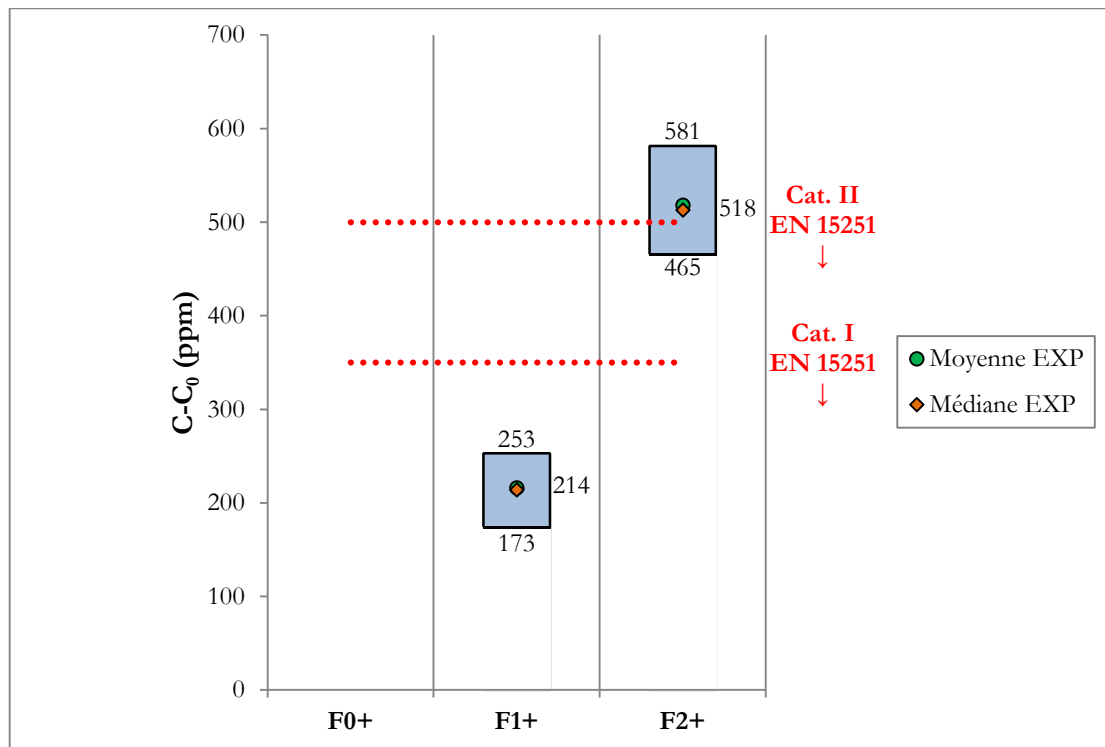


Figure IV.20. Valeurs de concentration en CO₂ dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage d'air froid

IV.2.2 Efficacité de ventilation

L'efficacité d'extraction du polluant et l'efficacité de température pour les différents essais de soufflage d'air froid sont présentées sur la Figure IV.21 et la Figure IV.22. De même que pour les essais de soufflage d'air chaud, (CFD 27) se réfère aux résultats des simulations numériques aux mêmes coordonnées que les mesures expérimentales, et (CFD ZO) correspond aux prédictions numériques dans l'ensemble de la zone d'occupation. On constate que l'efficacité de température obtenue expérimentalement pour le cas F0+ est de 0,91. Cette faible valeur résulte d'un court-circuit de l'air neuf du fait du caractère relativement isotherme de l'essai et d'un mélange réduit dans la zone d'occupation dû à l'absence de charges internes. Les simulations prédisent cependant une valeur proche de 1 pour ce cas. Les autres essais présentent une efficacité d'extraction du polluant et une efficacité de température proches de 1 (correspondant à un « mélange parfait »). Les valeurs proches obtenues pour les deux essais avec occupation s'expliquent par le fait que les configurations des sources de polluant et de chaleur, ainsi que les conditions de soufflage sont relativement similaires dans les deux cas. Pour tous les essais, les valeurs prédites par les simulations sont relativement proches des valeurs obtenues expérimentalement, avec un écart maximal de .0,12.

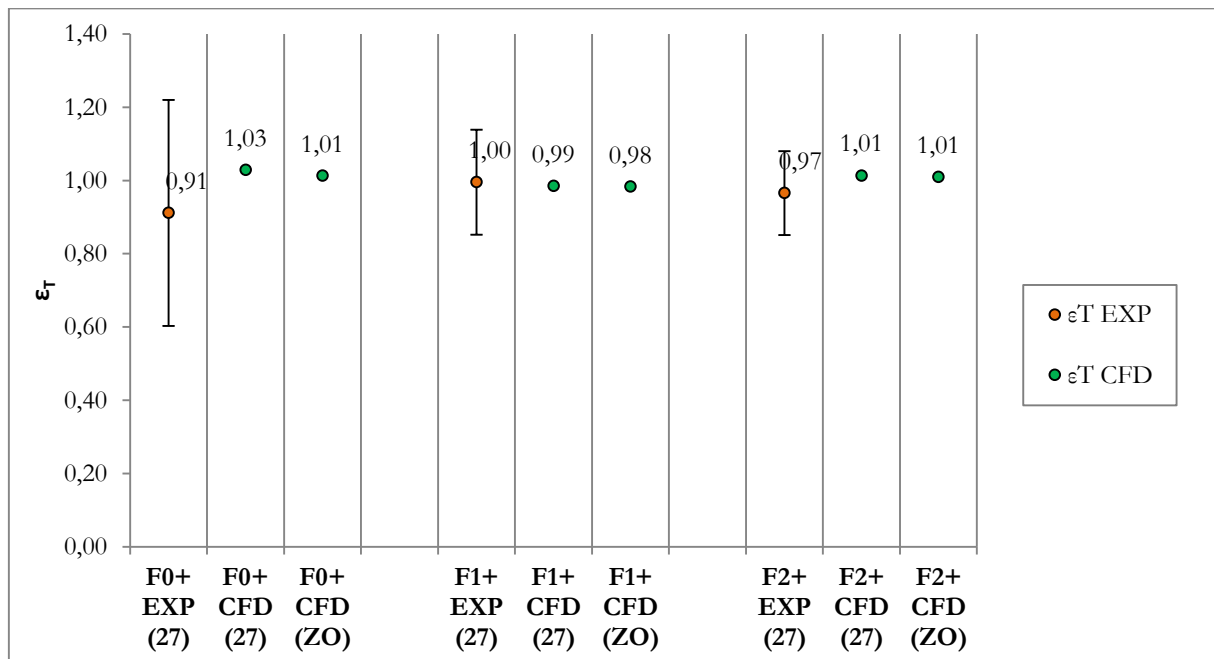


Figure IV.21. Efficacité de température pour les essais de soufflage d'air froid

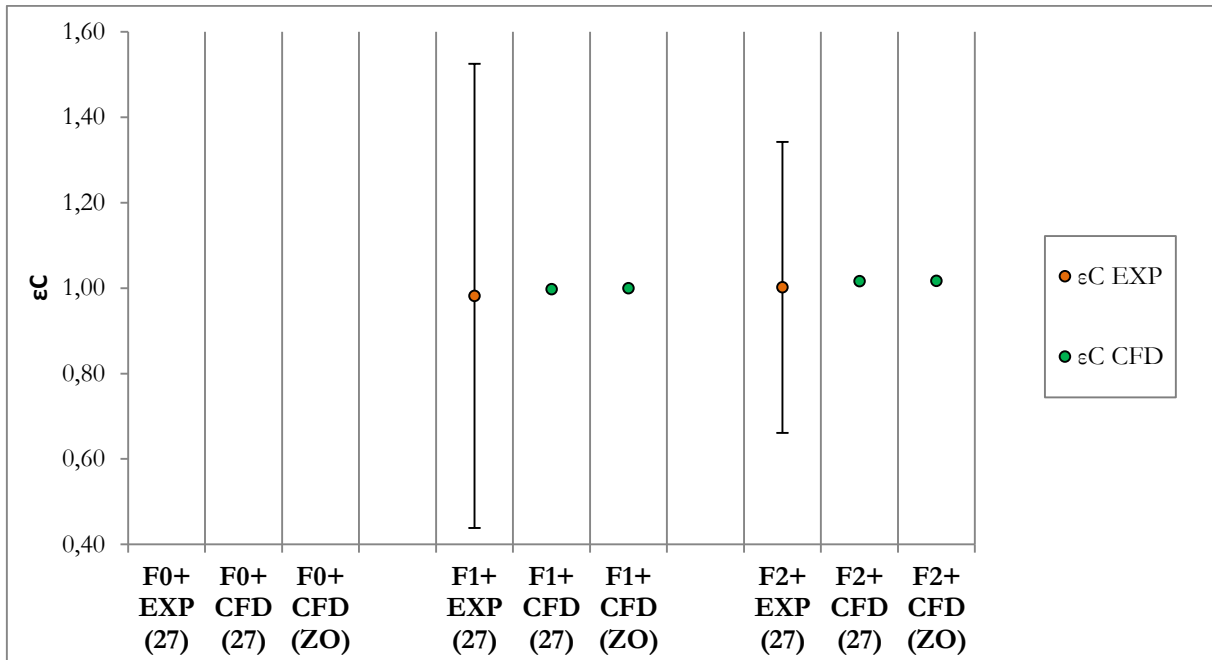


Figure IV.22. Efficacité d'extraction du polluant pour les essais de soufflage d'air froid

IV.2.3 Vitesse d'air et écoulement

Afin d'expliquer les valeurs satisfaisantes de confort obtenues, les valeurs moyennes, médianes, minimales et maximales de la vitesse d'air et de la température d'air sur les 27 stations de mesure sont présentées sur la Figure IV.23 et la Figure IV.24, respectivement. Globalement, la vitesse d'air dans la zone d'occupation est plus élevée que pour les cas de soufflage d'air chaud, à la fois en termes de vitesse moyenne et de vitesse maximale, mais reste néanmoins acceptable, avec 0,16 m/s de vitesse maximale pour l'ensemble des essais. De plus, la vitesse d'air dans la zone d'occupation est comme précédemment plus faible lorsque les charges internes sont absentes (cas F0+). En effet, l'absence de charges internes dans ce cas est responsable d'un entraînement moindre de l'air ambiant et donc d'un mélange réduit de l'air dans la pièce, comme souligné par la valeur inférieure de l'efficacité de température de ce cas par rapport aux autres essais. Cela explique ainsi la plus grande dispersion des valeurs de vitesse d'air observée. Pour les deux cas avec charges internes, la vitesse d'air dans la zone d'occupation est identique en moyenne. Cependant, la vitesse maximale est plus élevée pour le cas F1+ que pour le cas F2+ (0,16 m/s contre 0,11 m/s). Il en résulte une distribution de température légèrement plus homogène pour l'essai F1+ (Figure IV.25), ce qui est cohérent avec la stratégie de ventilation par mélange retenue. Il apparaît que la position du maximum de vitesse est également différente pour les deux cas (Figure IV.25), signe que l'écoulement est différent. Pour le cas F1+, le maximum de vitesse d'air (0,16 m/s) se situe à 1,7 m de haut, près du mur opposé au soufflage, et résulte de la chute du jet dans la zone d'occupation du fait de sa forte densité. Pour le cas F2+, le maximum de vitesse d'air (0,11 m/s) se situe au niveau des chevilles près du soufflage. Cela est dû à la chute le long des parois nord et sud d'une partie de l'air issu du diffuseur, du fait de sa forte densité et de la composante longitudinale (suivant X) du profil de vitesse.

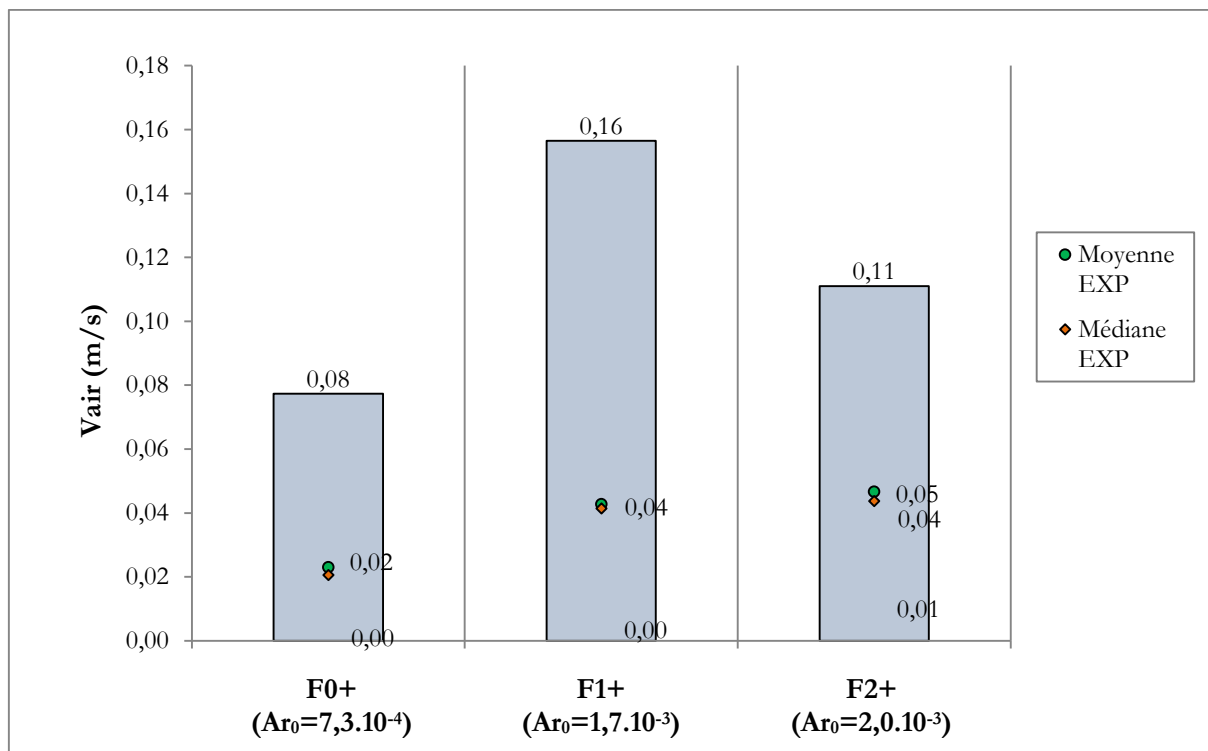


Figure IV.23. Valeurs moyenne, médiane, minimale et maximale de la vitesse d'air pour les essais de soufflage froid

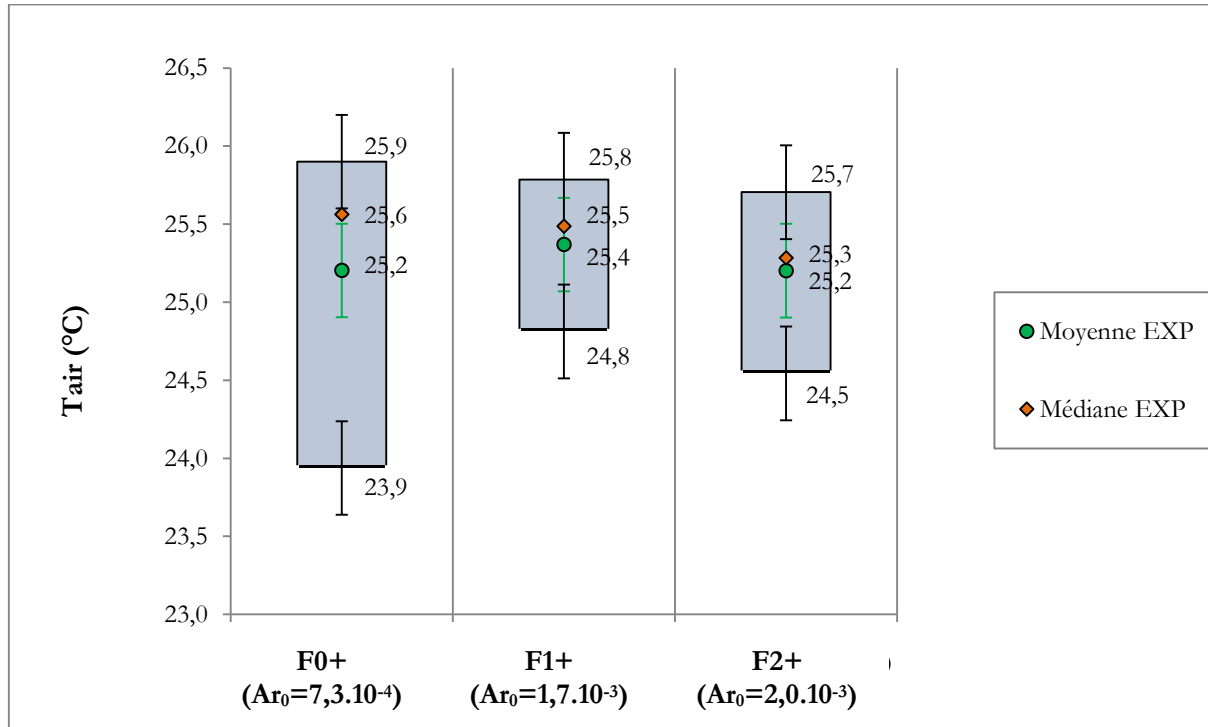


Figure IV.24. Valeurs moyenne, médiane, minimale et maximale de la température d'air pour les essais de soufflage froid

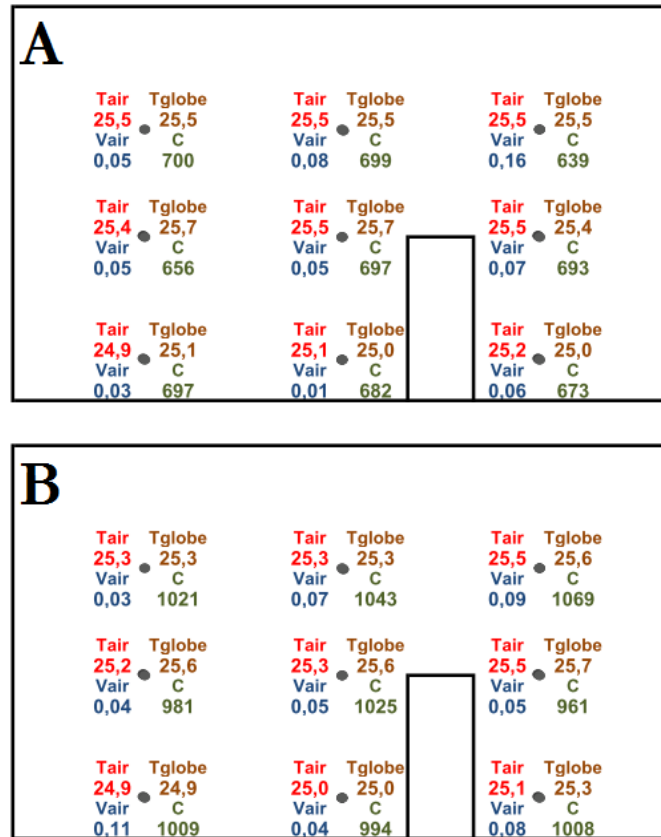


Figure IV.25. Valeurs locales de température d'air, de température de globe, de vitesse d'air et de CO_2 dans le plan de l'occupant B ($X = 1,5 m$). A) Essai F1+, B) Essai F2+

Il faut également noter que les essais F1+ et F2+ présentent des conditions de soufflage (débit et écart de température) différentes, ce qui contribue à la différence d'écoulement entre les deux cas. Celui-ci est donc étudié pour l'ensemble des cas de soufflage d'air froid à l'aide des simulations CFD.

IV.2.4 Analyse de l'écoulement dans la cellule

Les lignes de courant tridimensionnelles colorées en température apportent des informations précieuses sur la nature de l'écoulement dans la pièce, et permettent de compléter les résultats apportés par les mesures dans la zone d'occupation. Celles-ci sont présentées sur la Figure IV.26, ainsi que les vecteurs de vitesse dans le plan médian pour les trois cas de soufflage d'air froid étudiés. La première observation est que l'écoulement est tridimensionnel. Cela est dû d'une part à la présence de mannequins dans le local, qui constitue des obstacles placés non symétriquement, et également au caractère tridimensionnel de l'écoulement issu de chaque buse du diffuseur (cf. Chapitre III). Pour le cas sans occupant (F0+), le jet adhère au plafond et atteint le mur opposé suivant une trajectoire rectiligne (voir ① sur la Figure IV.26). Le comportement est différent pour les cas F1+ et F2+. En effet, les besoins en rafraîchissement obligent à utiliser un écart de température au soufflage conséquent. Ainsi, la température de l'air soufflé est de $17^\circ C$ pour le cas F1+ et $14,9^\circ C$ pour le cas F2+. En conséquence, on observe que le jet chute partiellement dans la

zone d'occupation, du fait de sa forte densité et de l'importance des forces de poussée défavorables et ce malgré le débit d'air important et l'effet Coandă dû à la proximité du plafond. Un tel phénomène peut être responsable d'inconfort par courants d'air, particulièrement désagréable lorsqu'il s'agit d'air froid.

Par ailleurs, l'observation des lignes de courant pour les cas avec occupation (F1+ et F2+) met en évidence l'influence importante des charges internes sur l'écoulement, qui se traduit par l'apparition de cellules de recirculation au-dessus des occupants, dues aux panaches thermiques (②). En effet, ces derniers constituent un obstacle à l'écoulement. En conséquence, le jet d'air issu du diffuseur est défléchi vers la paroi sud par le panache thermique de l'occupant A (③). Il atteint alors la paroi opposée avec un certain angle, ce qui provoque un écoulement de retour dans la zone d'occupation (④). L'air est alors entraîné par les panaches thermiques vers la partie supérieure de la pièce, puis par le jet. Il en résulte un écoulement circulaire dans la cellule, avec un sens de rotation horaire, dû au placement non symétrique des sources de chaleurs par rapport à l'axe du soufflage. Lorsque l'occupant B est présent (cas F2+), on s'aperçoit qu'une partie de l'air est entraîné par ce dernier avant d'atteindre la paroi opposée (⑤), ce qui explique que la vitesse maximale observée pour le cas F1+ due à la chute du jet est plus élevée que la vitesse observée à la même position pour le cas F2+. De plus, et de même que pour le cas de soufflage chaud, le CO₂ produit par les occupants est directement entraîné dans le panache puis dans le jet, assurant une évacuation efficace du polluant.

Contrairement aux essais de soufflage d'air chaud où la présence de charges internes était bénéfique, dans le sens où elles favorisaient l'obtention d'un meilleur mélange, il apparaît que dans les situations de soufflage d'air froid, les charges internes peuvent avoir un effet défavorable du fait de leur influence sur l'écoulement. De plus, les simulations CFD ont montré qu'un phénomène de chute du jet dans la zone d'occupation peut avoir lieu. Les risques de courant d'air résultant de ce phénomène sont faibles pour les conditions étudiées, mais pourraient être plus importants pour d'autres conditions de soufflage. Il a ainsi été observé qu'à la fois les conditions de soufflage et la présence de charges internes ont une influence importante sur l'écoulement. Cependant, ces deux paramètres varient simultanément dans les essais effectués, et il n'est ainsi pas aisé de définir précisément à quel paramètre attribuer les phénomènes observés. C'est là le but des études paramétriques complémentaires. En effet, il semble important d'une part de déterminer le potentiel d'inconfort d'un jet d'air froid chutant dans la zone d'occupation, et d'autre part d'estimer si le système étudié permet d'éviter ce phénomène pour une gamme importante de conditions de soufflage pour une configuration donnée de charges internes dans la pièce

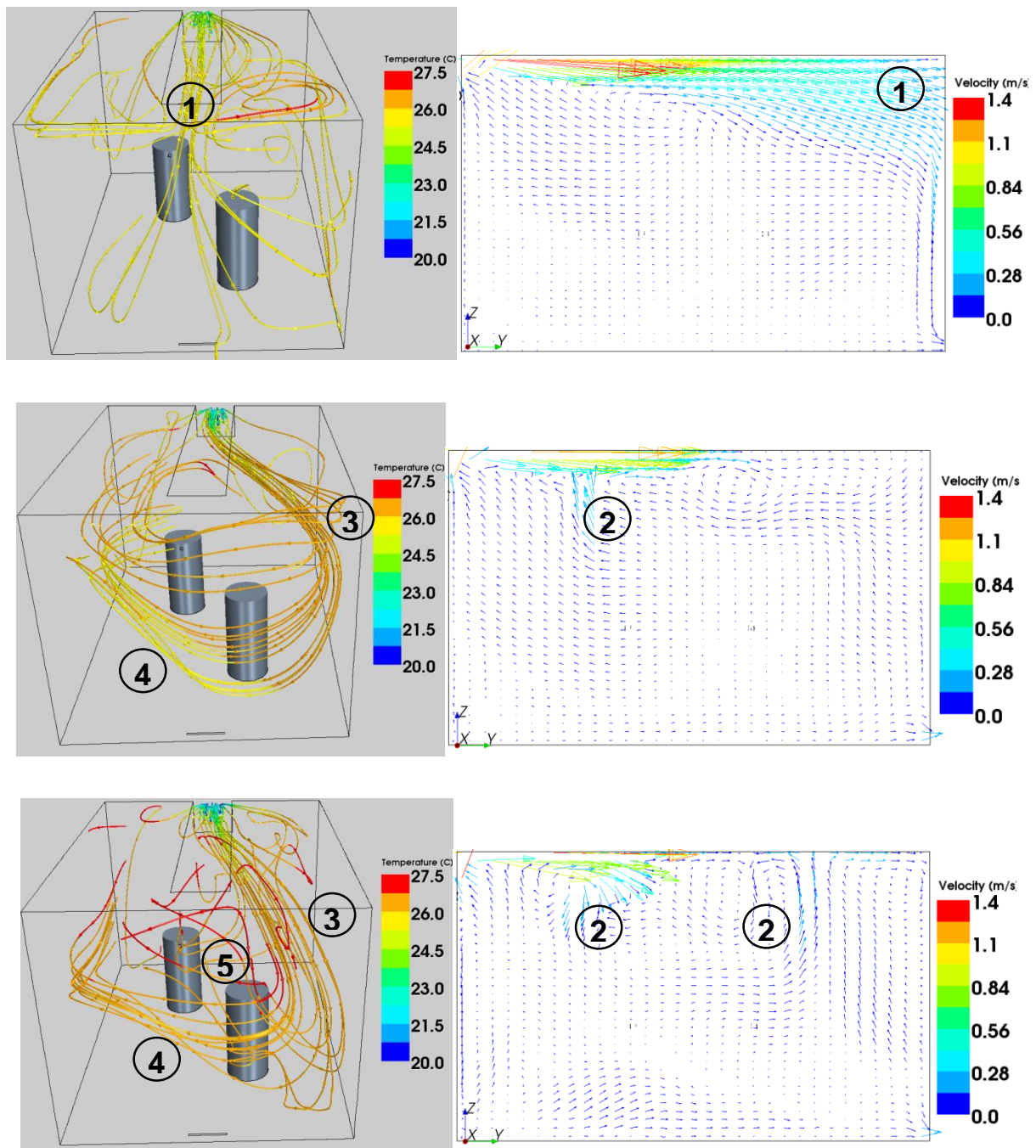


Figure IV.26. Lignes de courant tridimensionnelles colorées en température et vecteurs de vitesse dans le plan $X = 1,5 m$. A) Essai F0+, B) Essai F1+, C) Essai F2

IV.2.5 Comparaison des mesures aux prédictions CFD

Avant de pouvoir effectuer des simulations complémentaires pour des conditions non testées expérimentalement, il est nécessaire d'estimer la fiabilité des prédictions obtenues par CFD. Une confrontation est ainsi effectuée entre les mesures expérimentales dans la zone d'occupation et les prédictions numériques. Tout d'abord, les valeurs de vitesse d'air prédites sont comparées aux valeurs de vitesse d'air mesurées (Figure IV.27). Pour tous les cas, la vitesse moyenne dans la zone d'occupation est correctement prédite par les simulations CFD, avec un écart maximal de 0,01 m/s pour le cas F0+. De plus, la valeur moyenne obtenue pour les 27 points est représentative de la valeur moyenne dans l'ensemble du volume d'occupation. On remarque également que la vitesse maximale est plus élevée lorsque l'ensemble de la zone d'occupation est considérée. Ainsi, la position des maxima de vitesse est située en dehors des 27 points, et au niveau de la partie haute de la zone d'occupation, proche des panaches thermiques. Il apparaît également que lorsque des charges internes sont considérées (cas F1+ et F2+), la vitesse maximale prédite sur les 27 stations de mesure est surestimée par rapport aux mesures, avec un écart maximal de l'ordre de 0,04 m/s, ce qui constitue néanmoins un écart raisonnable. Cela est là encore dû à une surestimation dans les simulations de l'entraînement dans les panaches thermiques par rapport à la réalité, du fait de l'hypothèse de non pris en compte des échanges radiatifs dans les simulations. Cela se traduit par une vitesse globalement plus élevée dans la zone d'occupation.

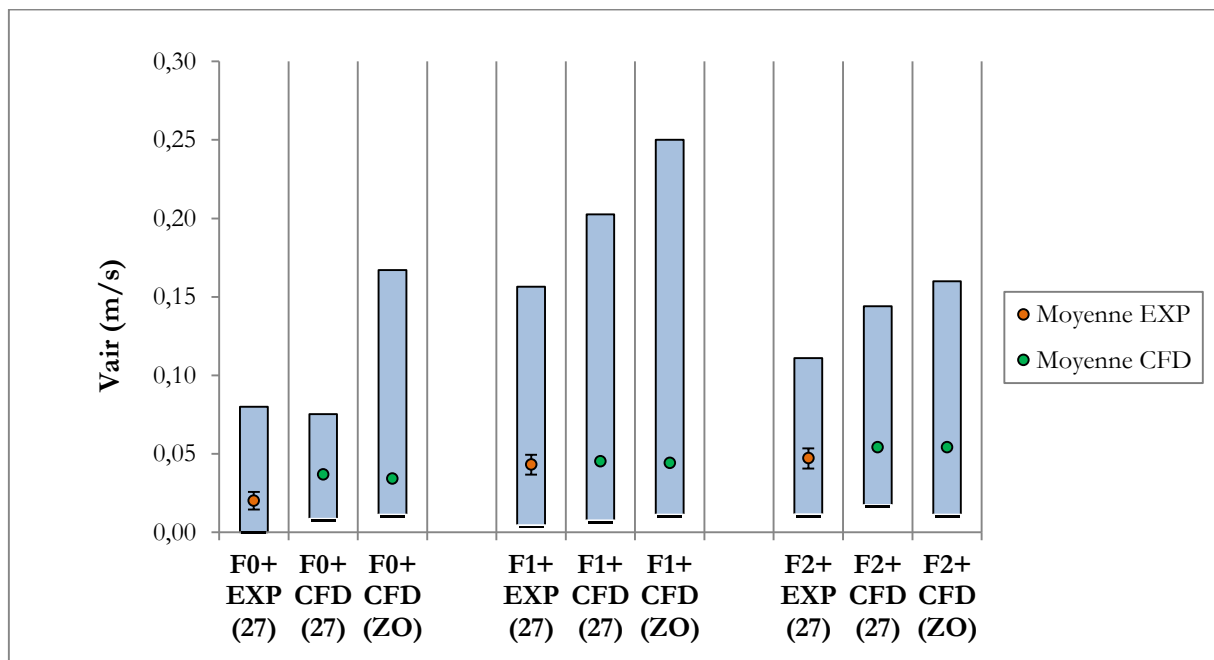


Figure IV.27. Comparaison des valeurs de vitesse d'air : mesures expérimentales (moyenne, minimum et maximum sur les 27 stations), et résultats des simulations CFD (moyenne, minimum et maximum sur les mêmes 27 points et dans la zone d'occupation entière)

Les valeurs globales de température d'air sont comparées sur la Figure IV.28. Nous observons un écart raisonnable entre les mesures et les prédictions CFD en 27 points. Lorsque l'ensemble de la zone d'occupation est considérée, la température minimale est bien plus basse. En effet, lorsque toute la zone d'occupation est prise en compte, la température près du sol, plus froide que les autres parois, est considérée, alors que les mesures les plus proches du sol sont à 10 cm de celui-ci. La température du sol est en effet plus froide car non reliée à la garde thermique et donc non traitée thermiquement (les câbles de l'ensemble de l'instrumentation chemine en dessous du plancher de la cellule test). Dans l'éventualité où la vitesse d'air prend des valeurs importantes au niveau des chevilles, il est important de prendre ce paramètre en compte, car des valeurs faibles de température induisent des courants d'air plus désagréable que des courants d'air chaud (voir Equation (IV.4)). A noter que cette équation a déjà été introduite dans le Chapitre I.

$$\left\{ \begin{array}{l} DR = (34 - T_{\text{air}})(V_{\text{air}} - 0,05)^{0,62}(0,37 \cdot V_{\text{air}} \cdot Tu + 3,14) \\ \text{pour } V_{\text{air}} < 0,05 \text{ m/s, utiliser } V_{\text{air}} = 0,05 \text{ m/s} \\ \text{pour } DR > 100\%, \text{ utiliser } DR = 100\% \end{array} \right. \quad (\text{IV.4})$$

De même, la valeur de température d'air maximale est plus élevée lorsque l'ensemble de la zone d'occupation est considérée. Celle-ci est en effet localisée en limite haute, qui ne contient pas de poste de mesure.

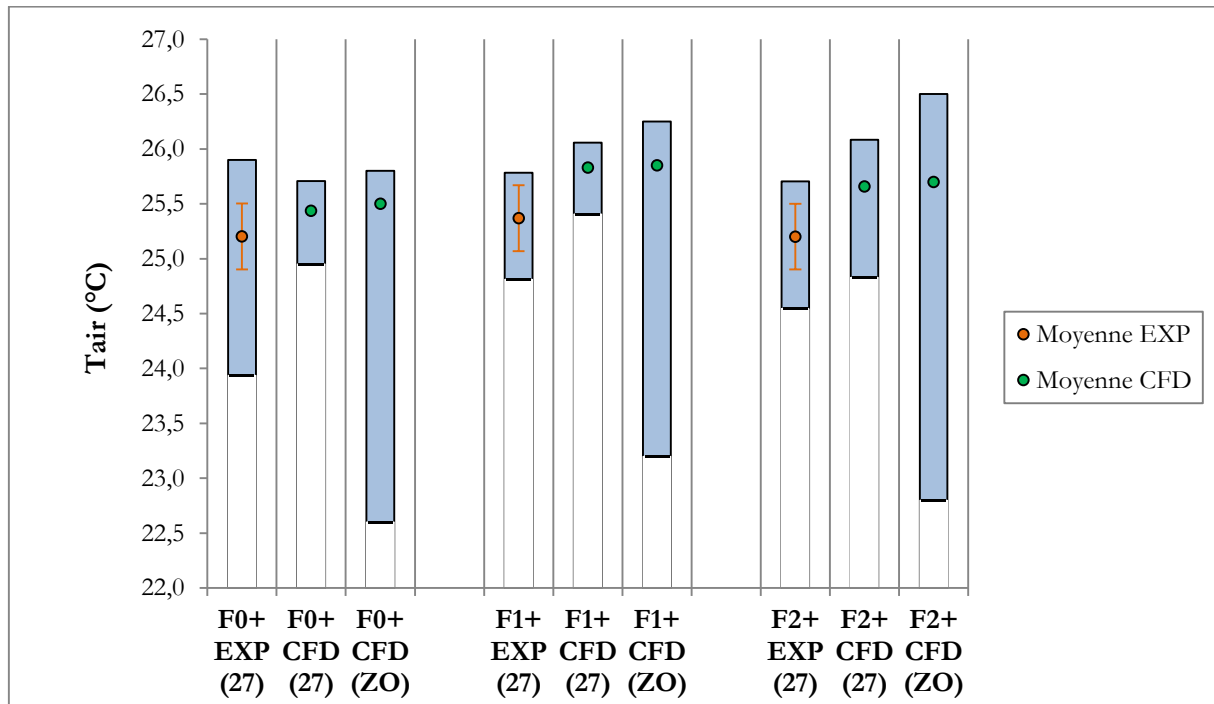


Figure IV.28. Comparaison des valeurs de température d'air : mesures expérimentales (moyenne, minimum et maximum sur les 27 stations), et résultats des simulations CFD (moyenne, minimum et maximum sur les mêmes 27 points et dans la zone d'occupation entière)

De sorte à comparer les températures d'air plus en détails, les distributions verticales de température mesurée et prédite sont présentées sur la Figure IV.29. Expérimentalement, chaque point correspond à la moyenne sur les 9 stations de mesure situées à la hauteur spécifiée dans la zone d'occupation. Numériquement, c'est la moyenne de la température d'air sur l'ensemble des mailles composant le plan vertical qui est spécifiée.

Présentant une différence maximale de $1,3^{\circ}\text{C}$ entre la tête et les chevilles (correspondant à la prédiction numérique du cas F1+), on voit tout d'abord que le système étudié permet d'éviter les inconforts par asymétrie verticale de température, et cela pour l'ensemble des conditions de soufflage d'air froid considérés.

Pour le cas sans occupation (F0+), qui est le plus proche du cas isotherme, la prédiction de la stratification thermique est bonne, et inférieure à l'incertitude de mesure des thermocouples. Pour les cas avec charges internes, la température d'air est légèrement surestimée par les simulations CFD, avec un écart maximum de $0,5^{\circ}\text{C}$ lorsque deux occupants sont présents, un peu plus élevé que l'incertitude de mesure des thermocouples ($\pm 0,3^{\circ}\text{C}$). Cette surestimation est, comme pour le soufflage d'air chaud, due à l'hypothèse de non prise en compte des échanges radiatifs dans les simulations. Néanmoins, l'écart de température étant plus faible entre les parois et les mannequins dans les conditions de rafraîchissement, la part des échanges radiatifs est grandement réduite, et l'écart obtenu est raisonnable. De plus, l'allure générale des profils de température est globalement correctement reproduite pour tous les cas.

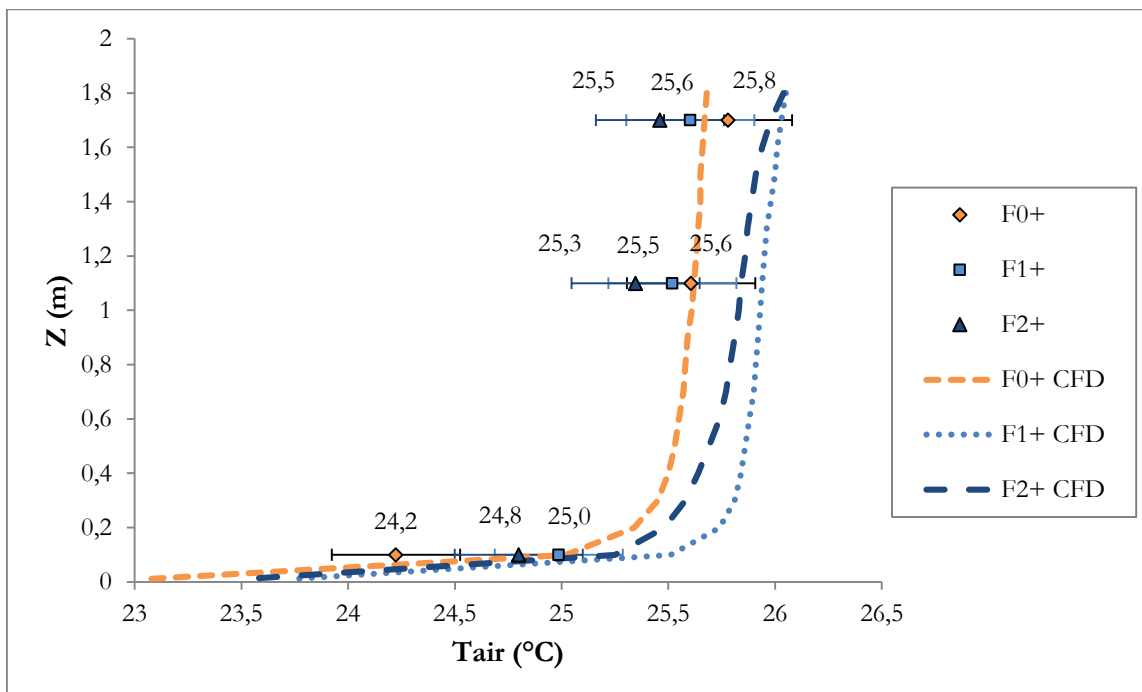


Figure IV.29. Distribution verticale de température d'air pour les essais de soufflage d'air froid : mesures et résultats des simulations CFD.

Nous constatons qu'un accord satisfaisant est obtenu entre les mesures expérimentales et les prédictions des simulations CFD pour les essais de soufflage d'air froid. Ainsi, le code CFD et le modèle de turbulence retenus semblent fournir des résultats raisonnables. Il est alors possible d'accorder une certaine confiance aux écoulements d'air prédits, et d'effectuer des études paramétriques pour des conditions non étudiées expérimentalement.

IV.3 Etudes paramétriques

Les résultats des essais et des simulations CFD ont fait apparaître l'influence importante des charges internes et des conditions de soufflage sur l'écoulement dans la pièce et conséquemment sur le confort thermique et l'efficacité de ventilation. Dans cette partie, des études paramétriques sont effectuées à l'aide de simulations CFD dans des conditions non testées expérimentalement. Celles-ci portent premièrement sur les conditions de soufflage, puis sur la position et la puissance des charges internes. La finalité des études paramétriques est de déterminer si le système étudié est performant pour une large gamme de conditions de soufflage et de conditions d'occupation, et d'observer plus en détails l'influence de ces deux paramètres sur l'écoulement et la portée du jet.

IV.3.1 Influence des conditions de soufflage sur l'écoulement

Il est crucial de choisir des conditions de soufflage adaptées, c'est à dire des valeurs du débit et de la température de l'air soufflé, permettant d'apporter de façon efficace l'air neuf et conditionné en température dans la zone d'occupation, tout en évitant les inconforts locaux par courant d'air. Dans ce cadre, le nombre d'Archimède au soufflage permet de prendre en compte à la fois le débit d'air soufflé et l'écart de température entre l'air soufflé et l'ambiance, et constitue donc un indicateur pertinent. L'influence du nombre d'Archimède au soufflage sur l'écoulement dans la pièce et sur le confort est ainsi étudiée. Des simulations sont effectuées en considérant des conditions aux limites aux parois, des charges internes, et une puissance apportée par le soufflage, P_0 , constantes, et correspondant au cas C1- pour les cas de soufflage d'air chaud et au cas F1+ pour ceux de soufflage froid. Seuls sont modifiés le débit et la température de l'air soufflé, Q_0 et T_0 , et en conséquence le nombre d'Archimède au soufflage, Ar_0 . De la sorte, les conditions de soufflage étudiées satisfont aux besoins en énergie pour obtenir une ambiance thermiquement confortable, et les résultats obtenus sont comparables aux essais C1- et F1+ précédemment réalisés. Il a été choisi de considérer les conditions des essais C1- et F1+, car ceux-ci incluent un occupant, et il a été démontré auparavant que la présence de charges internes a une grande importance sur l'écoulement. Des situations plus extrêmes sont ainsi étudiées, correspondant à des valeurs du nombre d'Archimède au soufflage plus élevées et plus faibles que celles des essais précédemment présentés. Les conditions aux limites de ces simulations sont précisées dans le Tableau IV.1 pour le soufflage d'air chaud et dans le Tableau IV.2 pour le soufflage d'air froid. Les simulations sont classées par valeur du nombre d'Archimède croissant. A la fois pour les cas de soufflage d'air chaud et d'air froid, les signes « + », « - », subséquents aux lettres « C » et « F » se réfèrent au débit de soufflage, du plus élevé au plus faible.

		C1+	C1-	C1--	C1---
Q₀	m ³ /h	54,8	35,6	20,6	17,1
Qm₀	kg/s	64,8	41,6	23,6	19,4
RA	vol/h	1,61	1,04	0,60	0,50
T₀	°C	25,4	29,2	35,0	38,2
T_r	°C	20,3	20,0	19,9	19,9
T₀ - T_{ZO}	°C	4,2	8,1	14,1	17,3
Ar₀	-	8,55.10 ⁻⁴	3,82.10 ⁻³	1,95.10 ⁻²	3,43.10 ⁻²
Re₀	-	16653	10573	5916	4833
P₀	W	92	106	99	100
P	W	123	123	123	123
T_{nord}	°C	20,1	20,1	20,1	20,1
T_{sud}	°C	19,8	19,8	19,8	19,8
T_{est}	°C	19,9	19,9	19,9	19,9
T_{ouest}	°C	19,7	19,7	19,7	19,7
T_{plafond}	°C	20,5	20,5	20,5	20,5
T_{sol}	°C	19,5	19,5	19,5	19,5
Q_{CO₂}	l/h	18,0	18,0	18,0	18,0

Tableau IV.1 Conditions des simulations de l'étude paramétrique sur les conditions de soufflage : soufflage chaud

		F1++++	F1+++	F1++	F1+	F1-	F1--	F1---	F1----
Q₀	m ³ /h	120,0	85,7	65,1	57,0	49,7	44,6	37,7	34,3
Qm₀	kg/s	143,9	103,3	78,9	69,3	60,7	54,6	46,5	42,5
RA	vol/h	3,5	2,5	1,9	1,7	1,5	1,3	1,1	1,0
T₀	°C	21,3	19,7	18,0	17,0	15,8	14,8	12,9	11,7
T_r	°C	25,94	25,74	25,57	25,71	25,8	25,94	25,33	25,27
T₀ - T_{ZO}	°C	-4,6	-6,1	-7,7	-8,8	-9,9	-11,1	-12,8	-13,9
Ar₀	-	2,39.10 ⁻⁴	6,30.10 ⁻⁴	1,37.10 ⁻³	2,05.10 ⁻³	3,01.10 ⁻³	4,20.10 ⁻³	6,77.10 ⁻³	8,91.10 ⁻³
Re₀	-	33490	24154	18547	16329	14347	12942	11080	10149
P₀	W	187	173	167	169	169	171	161	161
P	W	107	107	107	107	107	107	107	107
T_{nord}	°C	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2
T_{sud}	°C	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3
T_{est}	°C	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3
T_{ouest}	°C	26,4	26,4	26,4	26,4	26,4	26,4	26,4	26,4
T_{plafond}	°C	26,9	26,9	26,9	26,9	26,9	26,9	26,9	26,9
T_{sol}	°C	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2
Q_{CO₂}	l/h	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0

Tableau IV.2. Conditions des simulations de l'étude paramétrique sur les conditions de soufflage : soufflage froid

Soufflage d'air chaud

La Figure IV.30 illustre les résultats de l'étude paramétrique pour les cas de soufflage d'air chaud. Les efficacités de température et d'extraction du polluant γ sont présentées, en fonction du nombre d'Archimède au soufflage. Il apparaît que l'efficacité d'extraction du polluant est pratiquement constante et proche de 1 quelles que soient les conditions de soufflage. Au contraire, l'efficacité de température prend des valeurs légèrement supérieures à 1, et est d'autant meilleure que le nombre d'Archimède est faible. Cela résulte de l'entraînement accru de l'air ambiant dans le jet lorsque le débit d'air soufflé augmente. Ainsi, quelles que soient les conditions de soufflage retenues, la stratégie de ventilation par mélange est efficace. En termes de confort, cela signifie que le confort thermique global est bon tant que la puissance requise pour maintenir une température acceptable est apportée par le soufflage.

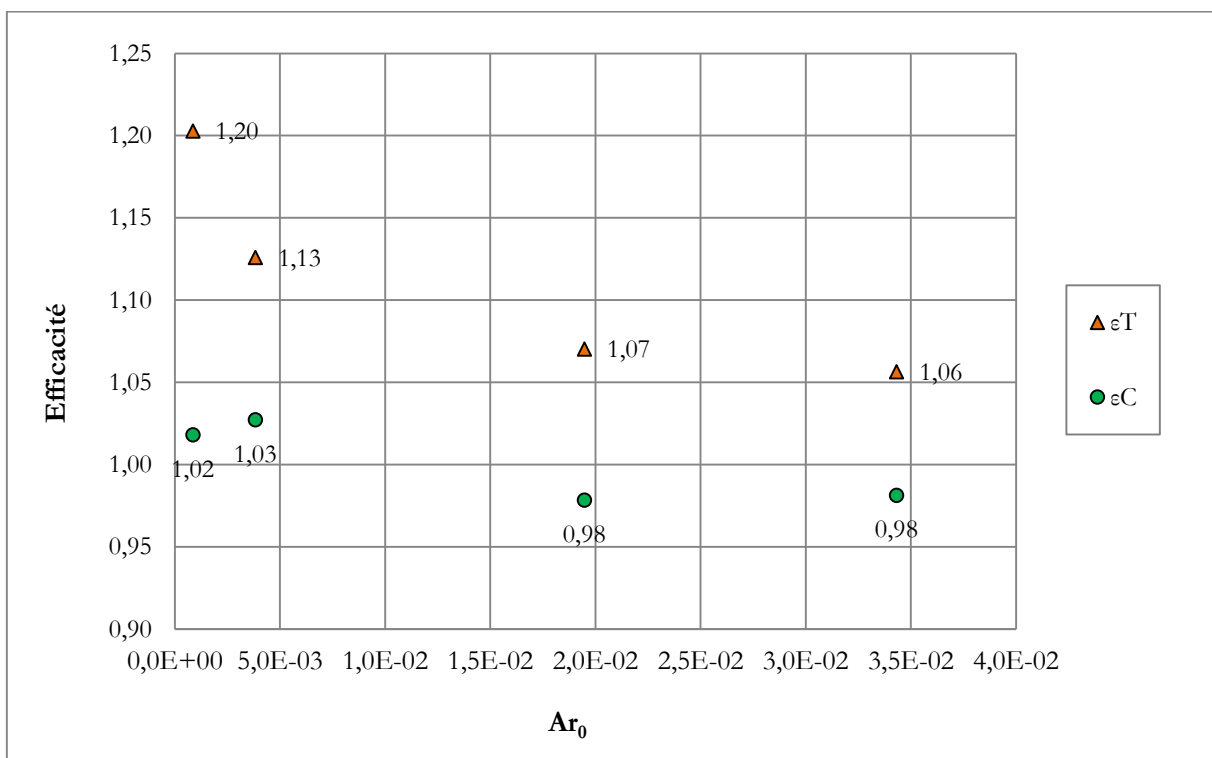


Figure IV.30. Efficacité d'extraction du polluant et efficacité de température en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour le soufflage d'air chaud

Il peut cependant exister des inconforts locaux par courant d'air pour certaines conditions de soufflage. Pour les estimer, la vitesse d'air maximale et la vitesse d'air moyenne dans la zone d'occupation sont tracées en fonction du nombre d'Archimède sur la Figure IV.31. Il apparaît que la vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation est relativement faible dans tous les cas considérés. En effet, le jet d'air issu du diffuseur adhère au plafond et atteint le mur opposé même pour un nombre d'Archimède élevé. Il en résulte une vitesse d'air moyenne très faible dans la zone d'occupation. Cependant, la vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation augmente légèrement lorsque le nombre d'Archimède diminue, du fait de l'augmentation du débit d'air soufflé. La

position du maximum de vitesse est alors située au niveau des chevilles, et est dû à l'écoulement de retour dans la zone d'occupation suite à la déflexion du jet contre la paroi opposée au soufflage. Pour les cas de chauffage de l'ambiance et en fonction de la valeur de la vitesse d'air maximale considérée comme acceptable, il existe donc une limite inférieure à la valeur du nombre d'Archimède au soufflage en dessous de laquelle un inconfort local par courant d'air risque d'être ressenti. Globalement, la vitesse maximale dans la zone d'occupation prédite pour l'ensemble des simulations ne dépasse pas 0,11 m/s, les risques de courants d'air en cas de soufflage d'air chaud semblent donc réduits.

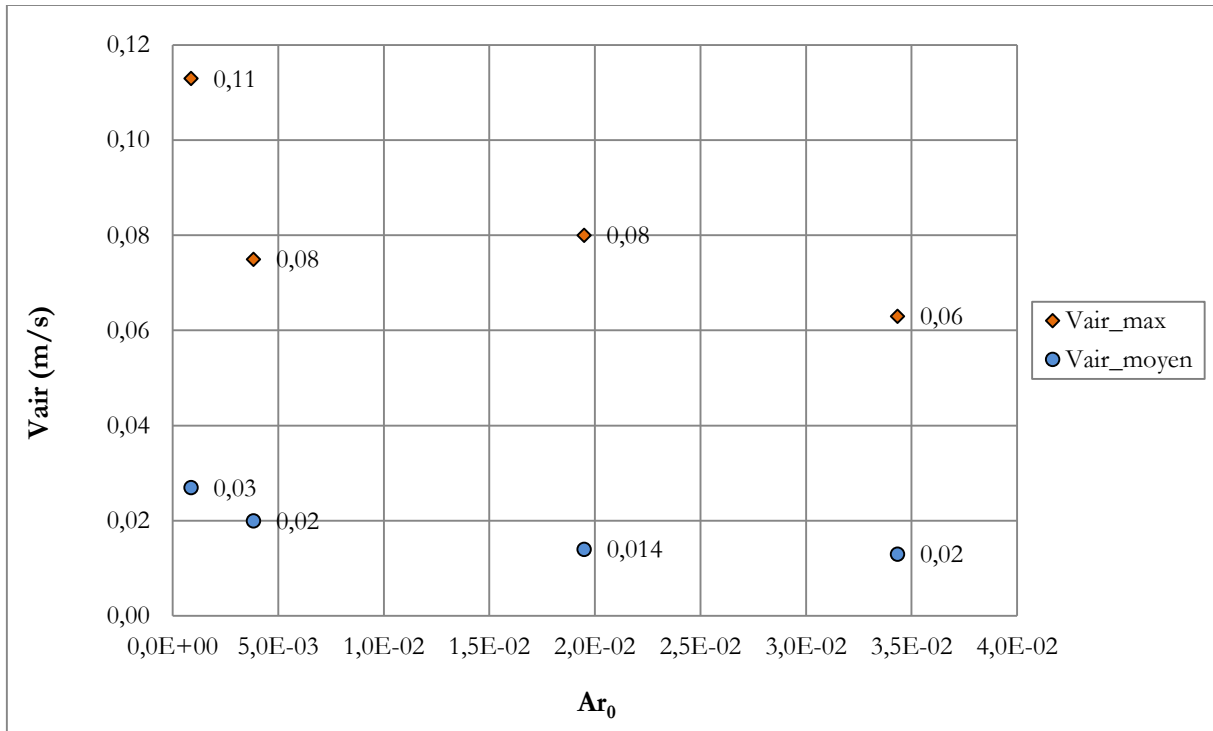


Figure IV.31. Vitesse d'air maximale et vitesse d'air moyenne dans la zone d'occupation en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour le soufflage d'air chaud

Le cas du chauffage de l'ambiance n'impose donc pas de contraintes importantes dans le choix des conditions de soufflage. En effet, le mélange dans la pièce et l'efficacité de ventilation sont bonnes et varient peu dans une large plage de conditions de soufflage, et les risques de courant d'air sont réduits. Le placement adéquat du soufflage et de la reprise d'air dans la pièce, associé à une géométrie de diffuseur adaptée à la ventilation par mélange permet ainsi d'assurer un bon confort thermique et une bonne efficacité de ventilation, sans court-circuit d'air neuf ni courant d'air lors du soufflage d'air chaud.

Soufflage d'air froid

Le cas du soufflage d'air froid est plus complexe. L'efficacité d'extraction du polluant et l'efficacité de température sont présentées sur la Figure IV.32. L'efficacité d'extraction du polluant et l'efficacité de température semblent suivre la même évolution. Les deux sont proches de 1 pour tous les cas, prenant une valeur maximale de 1,06 et minimale de 0,95 pour l'efficacité d'extraction du polluant, et une valeur maximale de 1,02 et minimale de 0,97 pour l'efficacité de température. Le mélange est donc relativement bon quelles que soient les conditions de soufflage, mais il apparaît que les valeurs des efficacités varient de façon non régulière en fonction de la valeur du nombre d'Archimède au soufflage. Cela semble indiquer que l'écoulement de l'air dans la pièce n'est pas une fonction « monotone » de la valeur du nombre d'Archimède au soufflage.

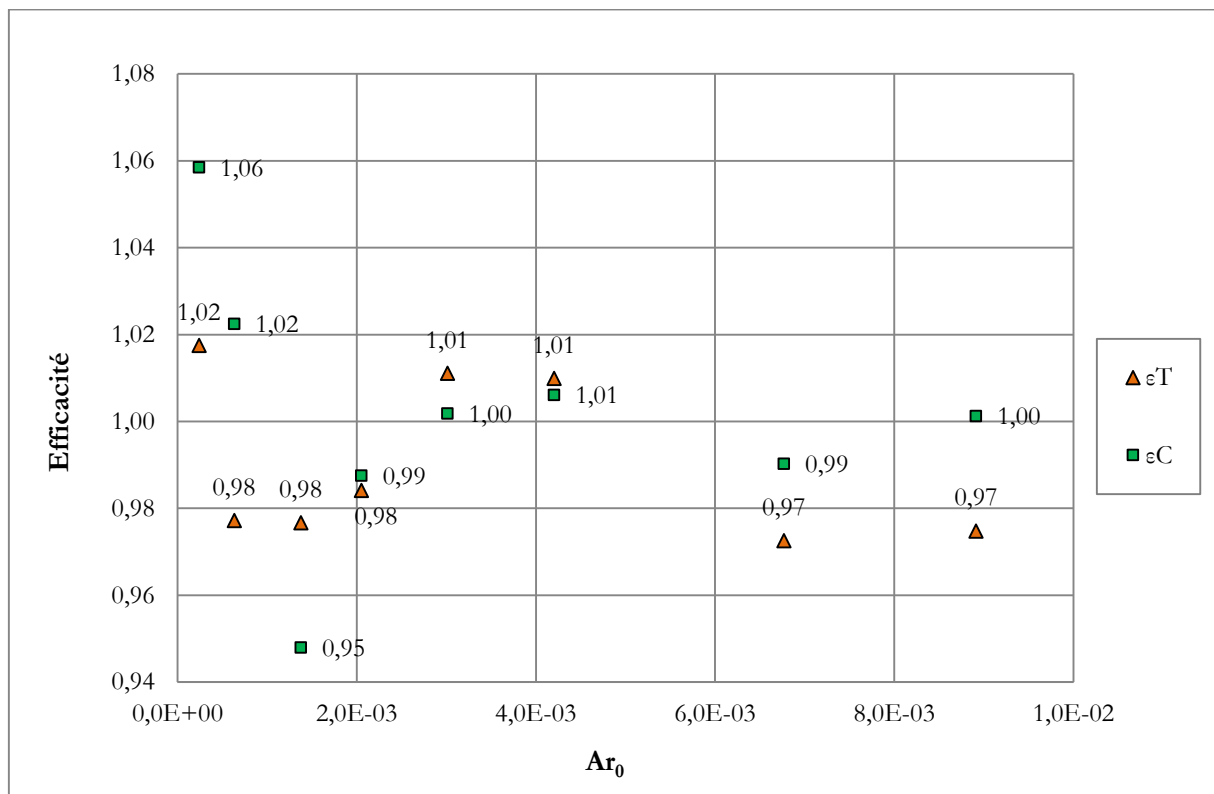


Figure IV.32. Efficacité de température et d'extraction du polluant en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour le soufflage d'air froid

Il s'agit alors de déterminer si des inconforts locaux par courant d'air ont lieu pour certaines conditions de soufflage. Pour ce faire, la vitesse d'air maximale et la vitesse d'air moyenne dans la zone d'occupation en fonction de la valeur du nombre d'Archimède au soufflage sont présentées sur la Figure IV.33. Il apparaît que la vitesse d'air moyenne dans la zone d'occupation est élevée pour une valeur faible du nombre d'Archimède (0,1 m/s pour $Ar_0=2,4 \cdot 10^{-4}$) et décroît ensuite régulièrement lorsque la valeur du nombre d'Archimède au soufflage augmente, pour atteindre une valeur pratiquement constante, comprise entre 0,04 et 0,05 m/s, à partir de $Ar_0=1,4 \cdot 10^{-3}$. La vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation suit une évolution plus irrégulière, ce qui confirme les

conclusions de l'observation de l'efficacité de ventilation. Elle est particulièrement élevée pour certaines conditions de soufflage, atteignant une valeur maximale de 0,33 m/s pour $Ar_0=2,4 \cdot 10^{-4}$.

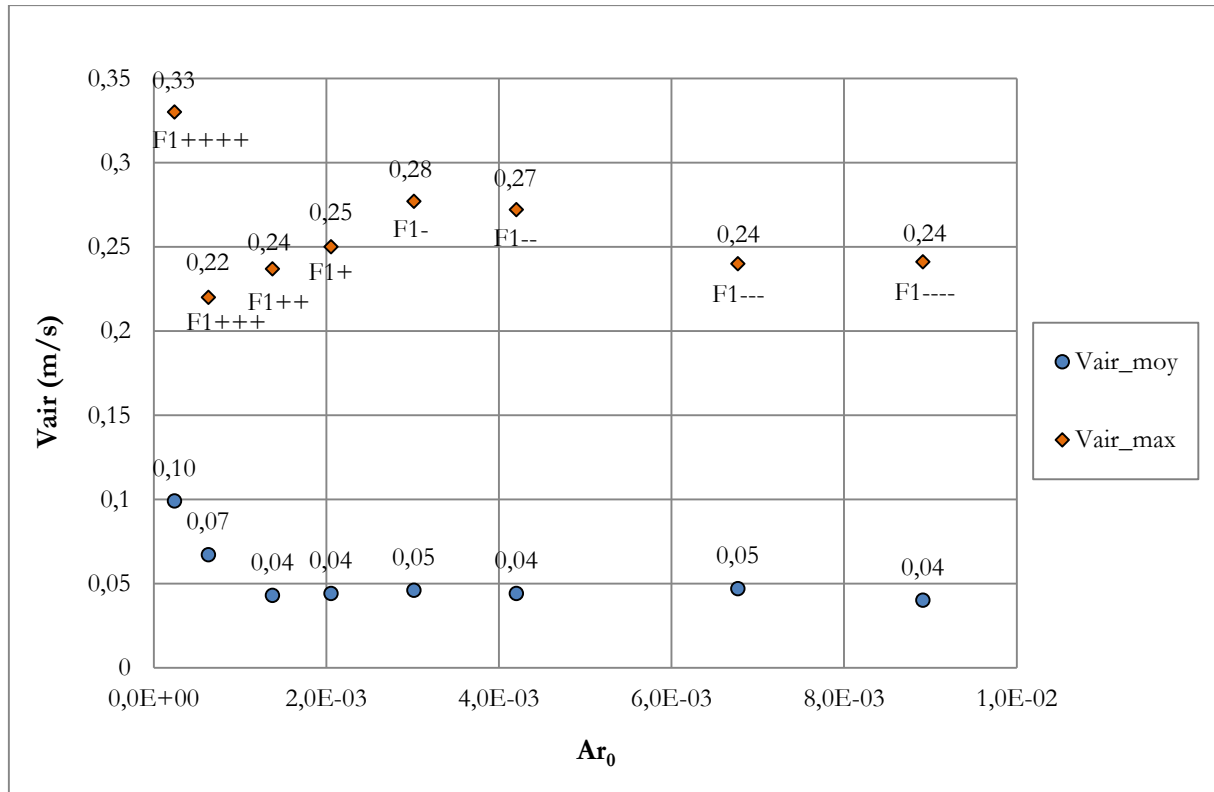


Figure IV.33. Vitesse d'air maximale et vitesse d'air moyenne dans la zone d'occupation en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour le soufflage d'air froid

L'observation du champ de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8$ m (qui correspond à la partie supérieure de la zone d'occupation) et des vecteurs de vitesse dans le plan de l'occupant B ($X=1,1$ m) permet de mettre en avant les phénomènes responsables des valeurs de vitesse d'air obtenues (Figure IV.34).

Il y a globalement 4 situations possibles, qui sont bien représentées par les valeurs maximales et moyennes de la vitesse d'air dans la zone d'occupation. Pour une faible valeur du nombre d'Archimède au soufflage ($Ar_0 \leq 6,3 \cdot 10^{-4}$, correspondant aux cas F1++++ et F1+++), les forces d'inertie sont prépondérantes devant les forces de poussée défavorables, et le jet d'air issu du diffuseur atteint la paroi opposée (Figure IV.34 A). La vitesse maximale dans la zone d'occupation est alors due à l'écoulement de retour au niveau des chevilles. Lorsqu'on se trouve dans cette situation, une diminution de la valeur du nombre d'Archimède a pour conséquence d'augmenter à la fois la vitesse d'air localement au niveau du sol, mais aussi la vitesse moyenne dans toute la zone d'occupation du fait de l'entraînement accru de l'air ambiant dans le jet. Pour $Ar_0=2,4 \cdot 10^{-4}$ (cas F1+++), la vitesse d'air maximale est de 0,33 m/s et la vitesse moyenne de 0,1 m/s, ce qui correspond à des conditions non acceptables, présentant un risque de courant d'air important.

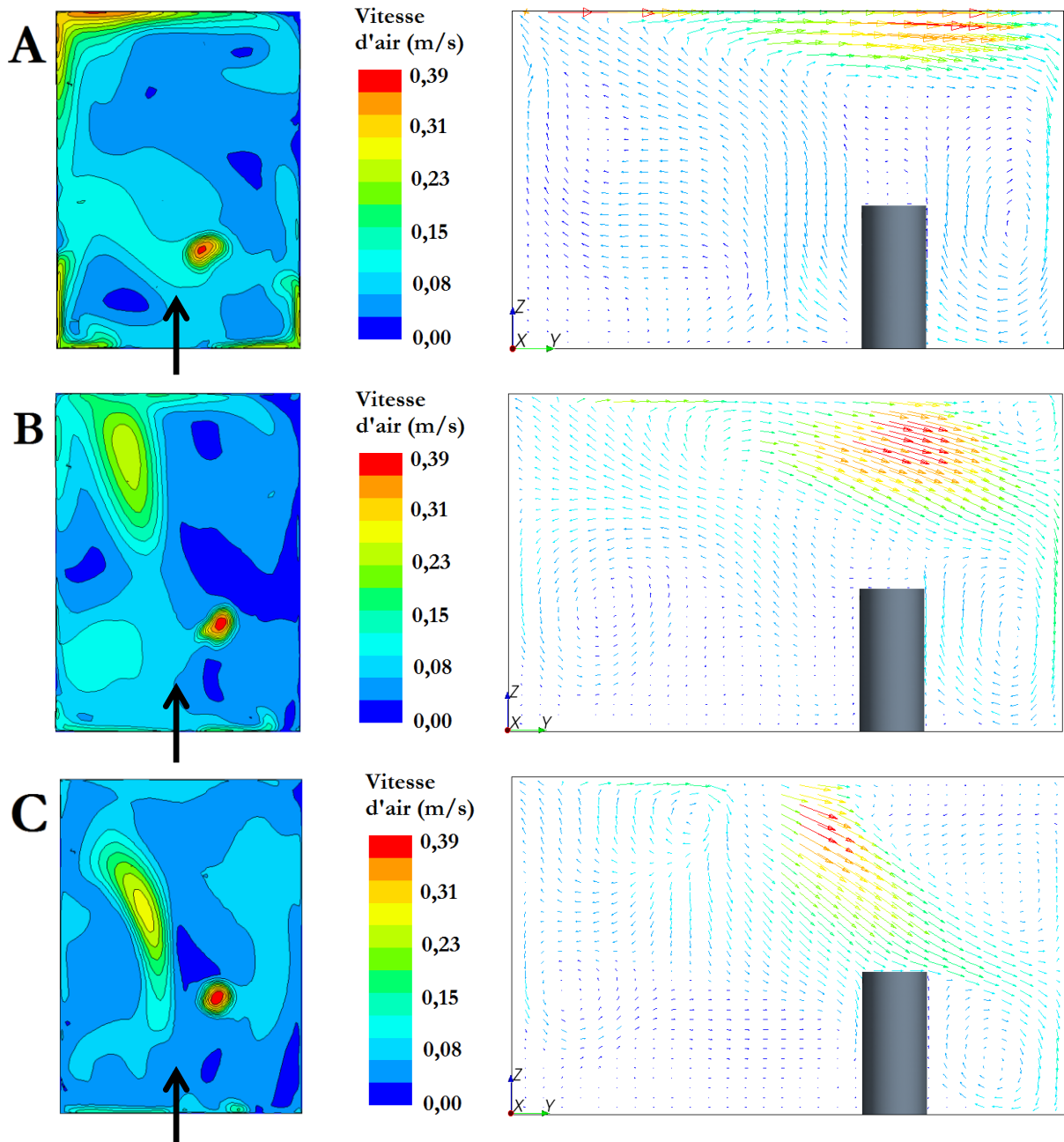


Figure IV.34. Champs de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8 \text{ m}$, et vecteurs de vitesse colorés en vitesse d'air dans le plan $X = 1,1 \text{ m}$ pour les essais de soufflage froid :

- A) Cas « F1+++ », $Ar_0 = 6,3 \cdot 10^4$, B) Cas « F1+ », $Ar_0 = 2,1 \cdot 10^3$;
 C) Cas « F1-- », $Ar_0 = 4,2 \cdot 10^3$

A partir d'un certain nombre d'Archimède ($Ar_0 = 1,4 \cdot 10^3$), le jet d'air décroche du plafond et chute dans la pièce. La position du maximum de vitesse se situe alors au niveau de la partie haute de la zone d'occupation ($Z = 1,8 \text{ m}$). Nous observons également que la distance de la chute du jet dans la pièce diminue avec l'augmentation du nombre d'Archimède. Pour un nombre d'Archimède intermédiaire (cas F1++ et F1+), le jet chute dans la pièce, mais que partiellement dans la zone d'occupation (Figure IV.34 B). En conséquence, la vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation

reste raisonnable. Pour un nombre d'Archimède élevé ($Ar_0 \geq 3,0 \cdot 10^{-3}$) le jet chute entièrement dans la zone d'occupation (cas F1- à F1---- et Figure IV.34 C). Il en résulte une vitesse d'air maximale plus importante, d'autant plus que le débit de soufflage est élevé, et un risque de courant d'air accru.

La meilleure situation correspond donc à un intervalle optimal de valeur du nombre d'Archimède pour lequel le jet atteint le mur opposé au soufflage, sans pour autant provoquer un courant d'air trop important au niveau de l'écoulement de retour ni une vitesse moyenne trop élevée dans la zone d'occupation : cette définition correspond à $Ar_0 = 6,3 \cdot 10^{-4}$ (cas F1+++). Néanmoins, les cas intermédiaires, $Ar_0 = 1,4 \cdot 10^{-3}$ (cas F1++) et $Ar_0 = 2,1 \cdot 10^{-3}$ (cas F1+), constituent également des situations acceptables en termes de valeurs de vitesse d'air moyenne et maximale, comparativement à l'ensemble des cas étudiés. Les cas à nombre d'Archimède élevé : $Ar_0 = 6,8 \cdot 10^{-3}$ (cas F1---) et $Ar_0 = 8,9 \cdot 10^{-3}$ (cas F1----) présentent des valeurs convenables en termes de vitesse d'air maximale, mais ne permettent pas d'assurer un apport d'air neuf suffisant et sont ainsi écartés.

Afin de choisir des conditions de soufflage permettant d'éviter une chute du jet dans la zone d'occupation, et donc des inconforts locaux par courant d'air, il est crucial de prédire la portée du jet. Lors d'une chute du jet dans la zone d'occupation, la vitesse d'air maximale est située sur la partie supérieure de la zone d'occupation ($Z = 1,8m$). C'est donc à cette hauteur que la portée du jet, noté Y_{18} , est définie comme étant la distance du soufflage à l'enveloppe du jet (Figure IV.35). Afin de déterminer l'enveloppe du jet, un critère de vitesse d'air de $0,15 m/s$ a été choisi. En effet, il s'agit de la valeur de vitesse d'air pour laquelle des désagréments par courant d'air commencent à être ressentis [Nielsen, 2007].

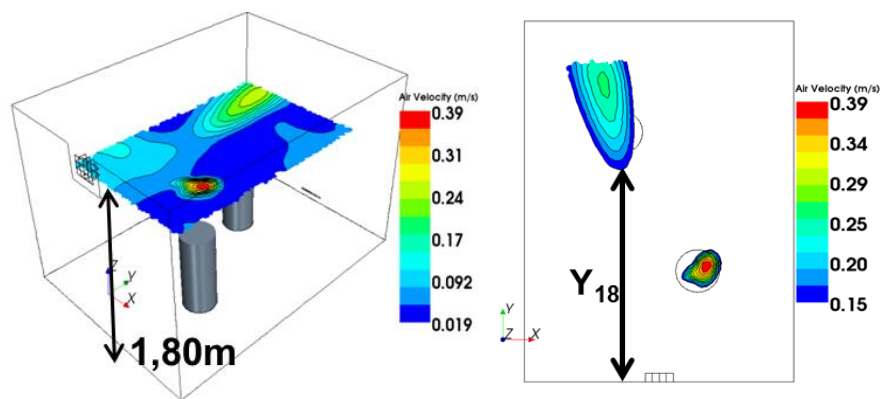


Figure IV.35. Détermination de la portée du jet sur la partie supérieure de la zone d'occupation ($Z=1,8m$), avec une enveloppe du jet définie à $0,15 m/s$.

Les paramètres principaux ayant une influence sur la portée du jet sont:

- la géométrie du diffuseur (section efficace, écartement entre les buses) ;
- la proximité du soufflage d'air au plafond ;

- les dimensions du local ;
- les sources de chaleur présentes dans le local ;
- les conditions de soufflage.

Pour le cas étudié (dimensions du local, nature et position des sources de chaleur, etc.), une loi reliant la portée du jet sur la partie supérieure de la zone d'occupation (Y_{18}) au nombre d'Archimède au soufflage a ainsi été déduite, voir Figure IV.36 et Equation (IV.5).

$$Y_{18} = 0,2284Ar_0^{-0,377} \quad (IV.5)$$

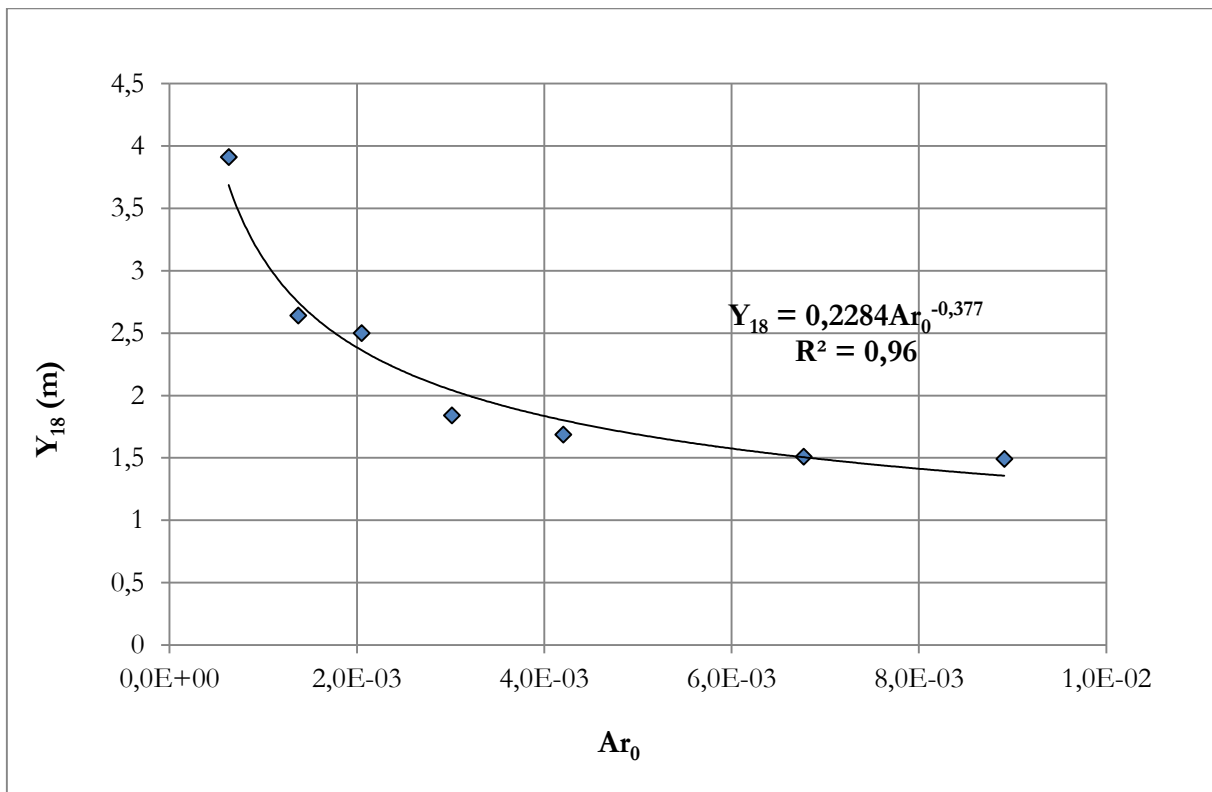


Figure IV.36. Portée du jet (Y_{18}) en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour le soufflage d'air froid (étude paramétrique avec occupant A)

Une valeur du nombre d'Archimède au soufflage correspondant à une distance Y_{18} comprise entre 2,5 m et 3,9 m garantit ainsi un bon confort thermique global et un risque d'inconfort par courant d'air minimisé dans la zone d'occupation pour la configuration étudiée. Le but de l'étude paramétrique suivante est de vérifier si cela est vrai pour d'autres configurations de charges internes.

IV.3.2 Influence de la position des charges internes sur l'écoulement

Afin de mettre en évidence l'influence de la position des sources de chaleur sur l'écoulement et le confort, les simulations de l'étude paramétrique précédente ont été étendues à d'autres conditions d'occupation. Dans la mesure où l'étude des cas de soufflage chaud n'a pas fait apparaître de risques d'inconfort particuliers, seul le cas de soufflage froid est investigué par la suite. Le cas avec un seul occupant F1+ faisait précédemment intervenir uniquement l'occupant A. Ici, deux cas supplémentaires sont étudiés : un cas sans occupation, et un cas avec uniquement l'occupant B, voir Figure IV.37. De même que pour l'étude paramétrique précédente, les conditions aux limites aux parois et la puissance apportée au soufflage sont constantes et correspondent à celles du cas F1+. Seuls changent le débit et la température de l'air soufflé, Q_0 et T_0 , et en conséquence le nombre d'Archimède au soufflage, Ar_0 .

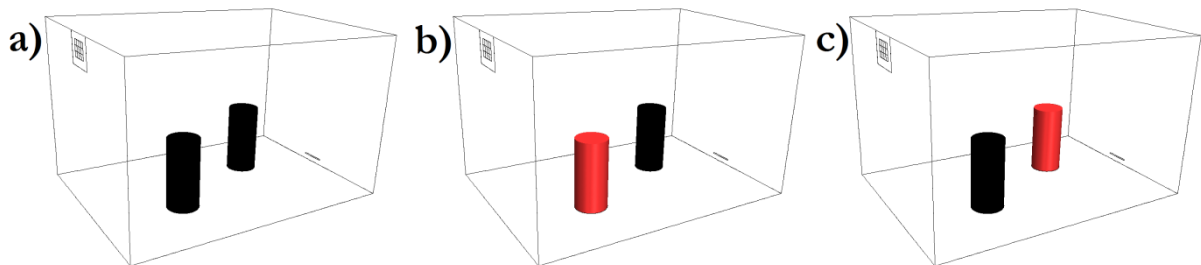


Figure IV.37. Etude paramétrique sur la position des charges internes. a) sans occupant, b) occupant A uniquement, c) occupant B uniquement.

L'efficacité de température est comparée pour les cas avec et sans charges internes (Figure IV.38). Lorsqu'il n'y a pas de charges internes, un mélange « parfait » est obtenu avec une efficacité de température supérieure ou égale à 1. Celle-ci est légèrement accrue lorsque la valeur du nombre d'Archimède au soufflage est faible, ce qui provient de la hausse de l'induction de l'air ambiant dans le jet lorsque le débit au soufflage augmente. En présence de charges internes, on remarque que l'efficacité de température est légèrement inférieure, avec une valeur de 0,96 au minimum. Cela provient certainement du fait que les sources de chaleur sont ici situées au milieu de la zone d'occupation, et donc plus pénalisantes que pour le cas sans occupation où seules les parois constituent un apport de chaleur. Quelles que soient les conditions de soufflage considérées, le mélange est donc relativement bon dans la zone d'occupation et la distribution de température est homogène. Cela signifie que le confort thermique global est bon, tant qu'une puissance froide suffisante est apportée par le soufflage. Cependant, et comme vu précédemment, certaines conditions de soufflage sont à éliminer, car responsables d'un inconfort local par courant d'air dans la zone d'occupation.

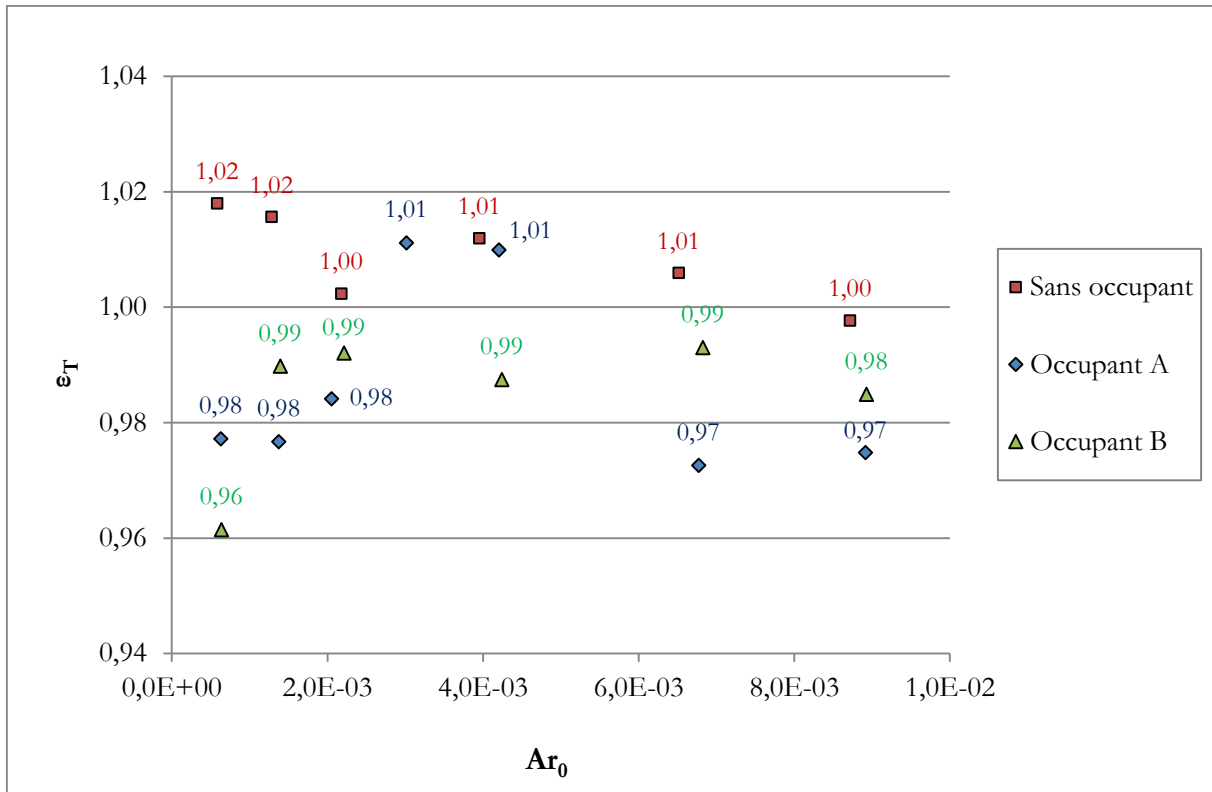


Figure IV.38. Efficacité de température en fonction de l'occupation et du nombre d'Archimède au soufflage

La portée du jet en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour les différentes conditions d'occupation est présentée sur la Figure IV.39. Pour tous les cas considérés, une relation apparaît entre la portée du jet et le nombre d'Archimède au soufflage. Nous voyons également que la présence de charges internes dans la pièce diminue globalement la portée du jet. Cela s'explique par les panaches thermiques issus des occupants qui constituent un obstacle au jet d'air issu du diffuseur. La comparaison du cas comprenant l'occupant A à celui comprenant l'occupant B est plus délicate. Ainsi, pour un nombre d'Archimède au soufflage élevé, une source de chaleur proche du soufflage (occupant A) est plus pénalisante en termes de portée qu'une source de chaleur loin du soufflage (occupant B). Ce phénomène est illustré sur la Figure IV.40, sur laquelle sont présentés les champs de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8$ m pour les différentes positions des charges internes étudiées. Les figures A, B et C correspondent au cas sans occupation. Les figures D, E et F au cas avec l'occupant A et les figures G, H et I au cas avec l'occupant B. Il apparaît que la déflexion du jet est plus marquée lorsque l'occupant A est présent et le panache thermique est proche du soufflage (① sur la Figure IV.40) que lorsque l'occupant B est présent et le panache est loin en aval du soufflage (②).

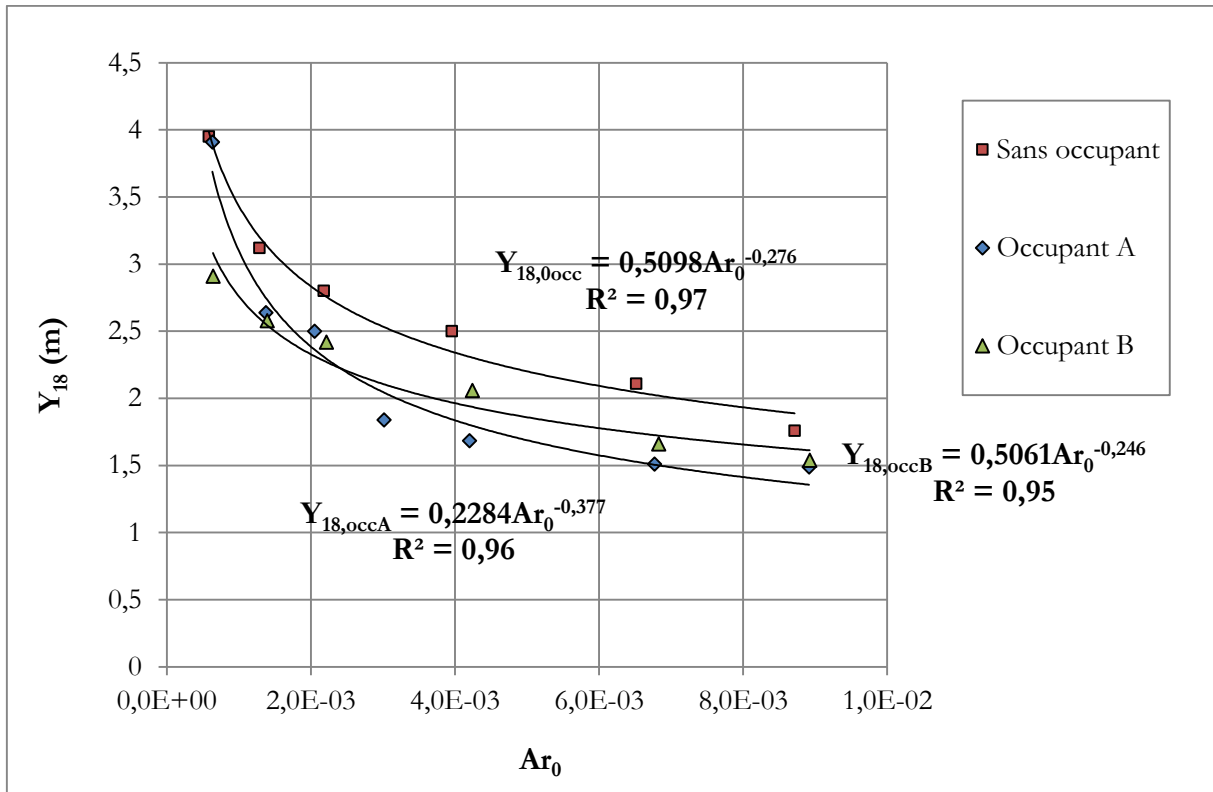


Figure IV.39. Portée en fonction des charges internes et du nombre d'Archimède au soufflage

Le contraire est observé pour un faible nombre d'Archimède : les forces d'inertie sont suffisantes pour permettre au jet de ne pas chuter dans la zone d'occupation et d'atteindre la paroi opposée lorsque l'occupant A est considéré (③). Lorsque l'occupant B est présent, le jet ne peut pas atteindre complètement le mur opposé du fait du panache thermique qui constitue un obstacle devant le mur (④). L'emplacement des charges internes par rapport au soufflage d'air joue ainsi un rôle important sur la portée et sur la trajectoire du jet.

Trois relations sont alors obtenues reliant la portée au nombre d'Archimède au soufflage pour les trois conditions d'occupation étudiées :

$$Y_{18,occA} = 0,2284Ar_0^{-0,377} \quad (IV.6)$$

$$Y_{18,occB} = 0,5061Ar_0^{-0,246} \quad (IV.7)$$

$$Y_{18,0occ} = 0,5098Ar_0^{-0,276} \quad (IV.8)$$

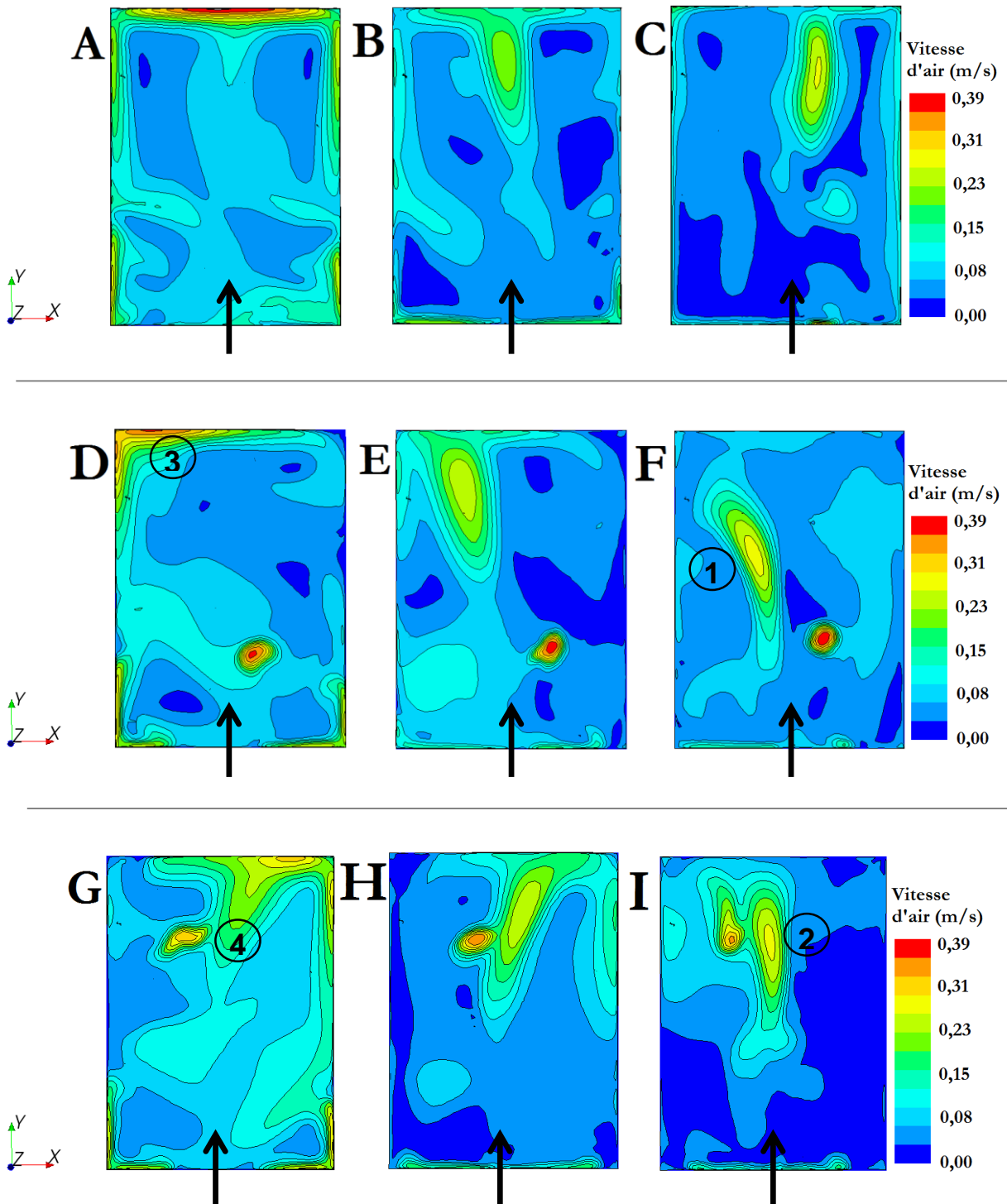


Figure IV.40. Champs de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8 \text{ m}$:

Sans occupation : A) $Ar_0 = 5,8 \cdot 10^{-4}$ B) $Ar_0 = 2,2 \cdot 10^{-3}$ C) $Ar_0 = 4,0 \cdot 10^{-3}$

Occupant A : D) $Ar_0 = 6,3 \cdot 10^{-4}$ E) $Ar_0 = 2,1 \cdot 10^{-3}$ F) $Ar_0 = 4,2 \cdot 10^{-3}$

Occupant B : G) $Ar_0 = 6,4 \cdot 10^{-4}$ H) $Ar_0 = 2,2 \cdot 10^{-3}$ I) $Ar_0 = 4,2 \cdot 10^{-3}$

La présence de charges internes dans la pièce joue ainsi un rôle pénalisant sur la portée du jet, qu'il semble important de prendre en compte lors du choix des conditions de soufflage. En effet, même des charges internes de faible puissance, tels que des occupants, suffisent à modifier de façon importante l'écoulement dans la pièce dans les conditions étudiées propres aux BBC.

Afin de prédire la portée du jet dans le but d'éviter sa chute dans la zone d'occupation, il serait possible de déduire une corrélation unique reliant la portée du jet au nombre d'Archimède au soufflage à partir des résultats obtenus pour l'ensemble des simulations effectuées. Cependant, celle-ci ne serait vraisemblablement pas valable pour d'autres configurations, c'est-à-dire d'autres géométries de pièce, d'autres positions des charges internes, ou encore un nombre de charges internes différent. Or, dans les habitations, de nombreuses sources de chaleur sont présentes, dont la position est inconnue. En particulier, les occupants constituent des sources de chaleur qui sont amenées à se déplacer au cours du temps. Il semble ainsi impossible de déduire une équation générale qui permettrait de prendre en compte leur influence sur l'écoulement. Néanmoins, afin d'obtenir une meilleure compréhension de l'influence des charges internes sur l'écoulement et la portée du jet, l'impact d'une charge interne de puissance supérieure placée proche du diffuseur est étudiée.

IV.3.3 Influence de la puissance des charges internes sur l'écoulement

Afin d'estimer le caractère pénalisant d'une source de chaleur placée proche du diffuseur d'air sur la portée du jet lors du soufflage d'air froid, des simulations complémentaires sont effectuées en ne considérant que l'occupant A et en augmentant la puissance dégagée par celui-ci ($P = 500 \text{ W}$, voir Figure IV.41). Les autres conditions aux limites (température de paroi, etc.) sont maintenues constantes et correspondent à celles de l'essai F1+.

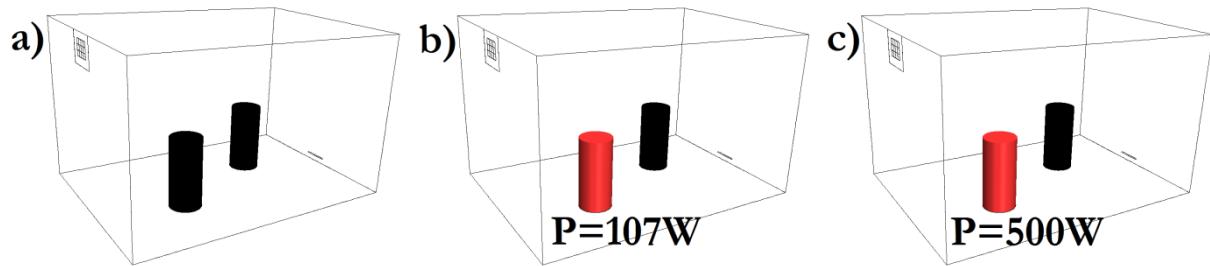


Figure IV.41. Etude paramétrique sur la puissance des charges internes. A) sans occupation, B) occupant A uniquement (107W), C) occupant A uniquement (500W).

L'efficacité de température pour les différentes puissances de la charge interne considérées est présentée sur la Figure IV.42. Il apparaît que l'efficacité de température diminue lorsque la puissance de la charge interne augmente, prenant une valeur minimale de 0,97 lorsque la puissance est de 107 W et de 0,89 lorsque la puissance est de 500W. Ce phénomène découle du caractère pénalisant de la charge interne : elle est placée à l'intérieur de la zone d'occupation, qui est précisément la zone où l'ambiance doit être rafraîchie.

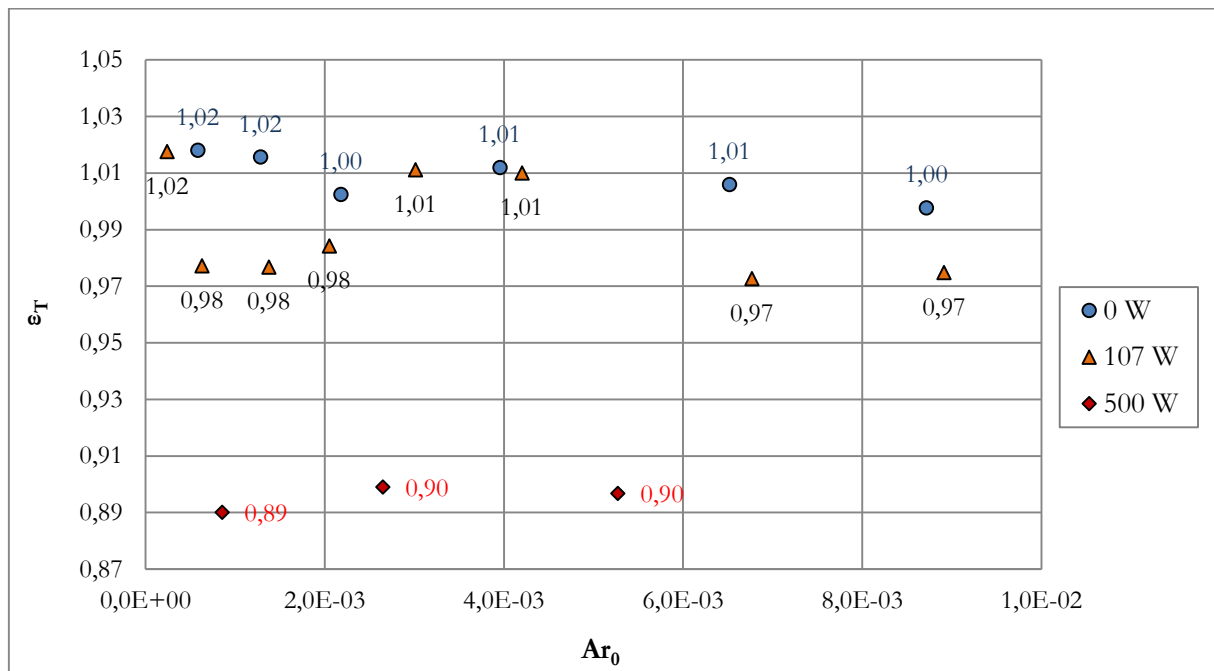


Figure IV.42. Efficacité de température en fonction de la puissance des charges internes

La réduction de la portée du jet lorsque des charges internes sont présentes par rapport au cas sans charges internes, quelles que soient leurs puissances, est confirmée sur la Figure IV.43. Cependant, pour une charge interne placée à une position donnée (occupant A), il apparaît que la hausse de la puissance de la charge interne seule ne semble pas avoir une influence directe sur la portée du jet. En effet, la portée diminue au maximum de 24 % par rapport au cas sans charge interne lorsque la puissance de celle-ci est de 107 W, et elle est réduite uniquement de 20 % au maximum lorsque la puissance de la charge interne est de 500 W. La variation de la portée en fonction de la valeur du nombre d'Archimède au soufflage semble également être différente lorsque la puissance de la charge interne change.

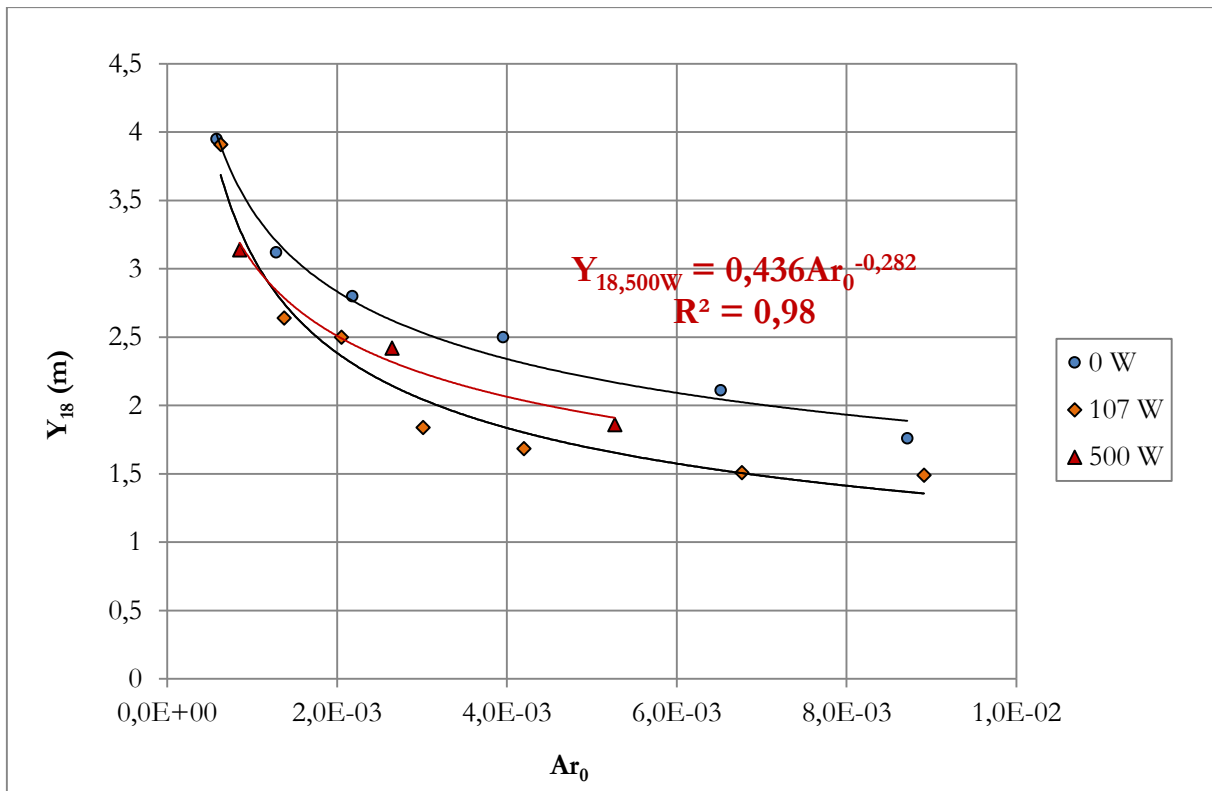


Figure IV.43. Portée du jet en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour $P = 0W$, $P=107W$ et $P=500W$

L'observation des champs de vitesse sur la partie supérieure de la zone d'occupation permet d'expliquer la cause de ces phénomènes (Figure IV.44). En effet, il apparaît qu'une charge interne de plus grande puissance est responsable d'une déflexion latérale du jet plus marquée (comparaison du cas E au cas H, et du cas F au cas I sur la Figure IV.44). On observe également que la vitesse moyenne dans la zone d'occupation est plus élevée pour la charge interne de 500 W, du fait de l'entraînement accru dans le panache thermique (cas G, H et I sur la Figure IV.44). En conséquence, le jet dont la vitesse terminale est définie à 0,15 m/s semble moins étendu pour les cas avec la charge interne de 500 W que pour les cas avec la charge interne de 107 W (comparaison du cas I au cas F).

Il faut également rappeler qu'au-delà de leurs influences sur le jet et l'écoulement, lorsque les charges internes, autres que les occupants eux-mêmes, sont de forte puissance, le panache thermique généré au-dessus des sources de chaleur peut également constituer une source d'inconfort par courant d'air. La vitesse à 1,8 m générée au-dessus de la charge interne de 500 W dépasse en effet 0,5 m/s. Néanmoins, la valeur plus élevée de la température d'air dans le panache induit un risque de courant d'air réduit en comparaison avec celui engendré par l'air froid en provenance du soufflage, un courant d'air froid étant moins bien toléré (voir Equation(IV.4)).

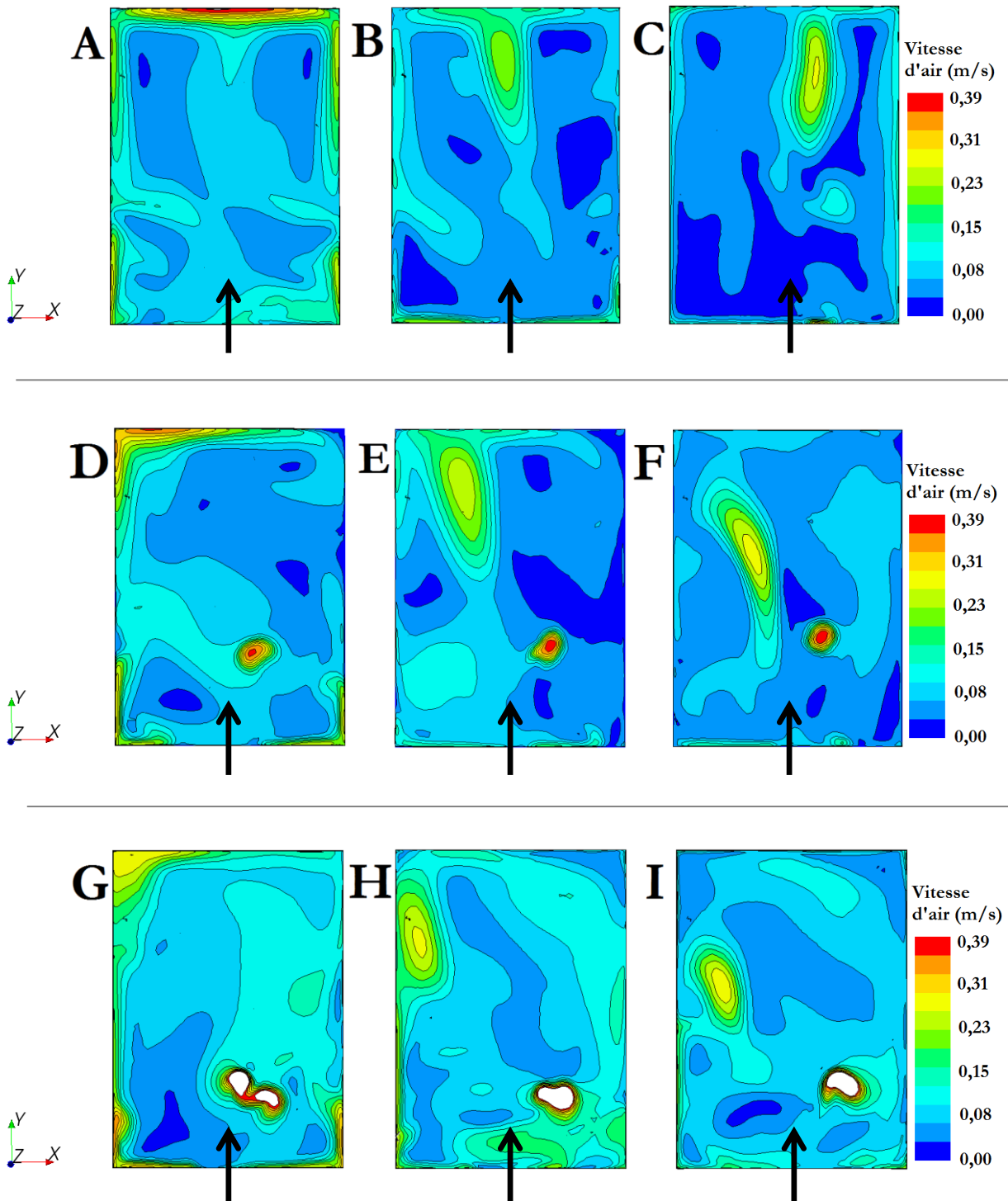


Figure IV.44. Champs de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8$ m pour une charge interne de :

0 W : A) $Ar_0 = 5,8 \cdot 10^4$ B) $Ar_0 = 2,2 \cdot 10^3$ C) $Ar_0 = 4,0 \cdot 10^3$
 107 W : D) $Ar_0 = 6,3 \cdot 10^4$ E) $Ar_0 = 2,1 \cdot 10^3$ F) $Ar_0 = 4,2 \cdot 10^3$
 500 W : G) $Ar_0 = 8,5 \cdot 10^4$ H) $Ar_0 = 2,6 \cdot 10^3$ I) $Ar_0 = 5,3 \cdot 10^3$

De sorte à quantifier la déflexion du jet pour les différents cas, l'angle de déflexion du jet par rapport à la trajectoire rectiligne, noté δ_{18} , est considéré (Figure IV.45). De même que pour la définition de la portée, l'angle de déflexion est basé sur l'enveloppe du jet à 1,8 m dont les frontières sont définies avec une vitesse d'air égale à 0,15 m/s.

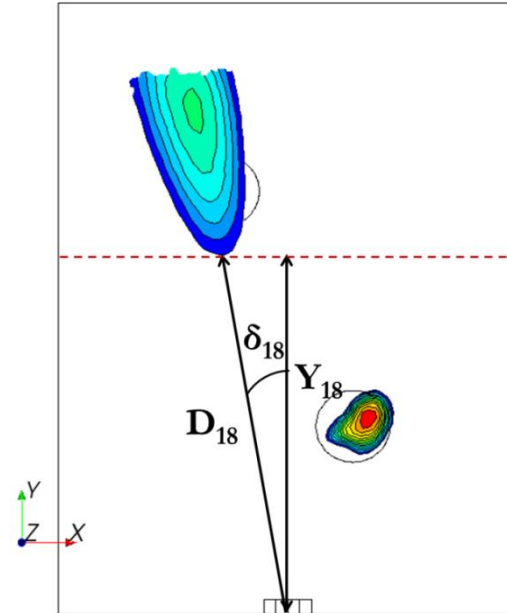


Figure IV.45. Schéma décrivant l'angle de déflexion du jet (δ_{18}), la portée du jet (Y_{18}) et la distance du jet (D_{18}), définis à partir de l'enveloppe du jet à 0,15 m/s sur le plan $Z = 1,8m$.

La valeur de l'angle de déflexion du jet en fonction du nombre d'Archimède au soufflage et pour les différentes puissances de charges internes considérées est tracée sur la Figure IV.46. Il apparaît que lorsque les charges internes ne sont pas considérées, le jet suit une trajectoire presque rectiligne, avec un angle de déflexion inférieur à 5° (cas A, B, et C sur la Figure IV.44). La faible déflexion est alors due au placement non symétrique des obstacles dans la pièce, qui a une faible influence sur l'écoulement, et la valeur du nombre d'Archimède au soufflage ne semble pas avoir d'impact sur l'angle de déflexion. Lorsque la puissance de la charge interne est importante (500 W), l'angle de déflexion augmente pour atteindre une valeur de l'ordre de 25° et le nombre d'Archimède au soufflage semble avoir encore une fois peu d'influence sur l'angle de déflexion, celui-ci étant pratiquement constant (cas G, H, et I sur la Figure IV.44). Néanmoins, lorsque la puissance de la charge interne est plus faible (107 W), l'angle de déflexion semble varier de façon irrégulière, et en fonction de la nature de l'écoulement dans la pièce : la déflexion est maximale lorsque le jet chute dans la zone d'occupation ($\delta_{18} = 23^\circ$, cas F) et minimale lorsque le jet chute à la limite de la zone d'occupation mais n'atteint pas le mur opposé ($\delta_{18} = 10^\circ$, cas E). C'est donc dans cette dernière configuration de chute à la limite de la zone d'occupation, qui correspond également au niveau minimum de risques de courant d'air, que la puissance de la charge interne agit le plus sur la valeur de l'angle de déflexion (Figure IV.47).

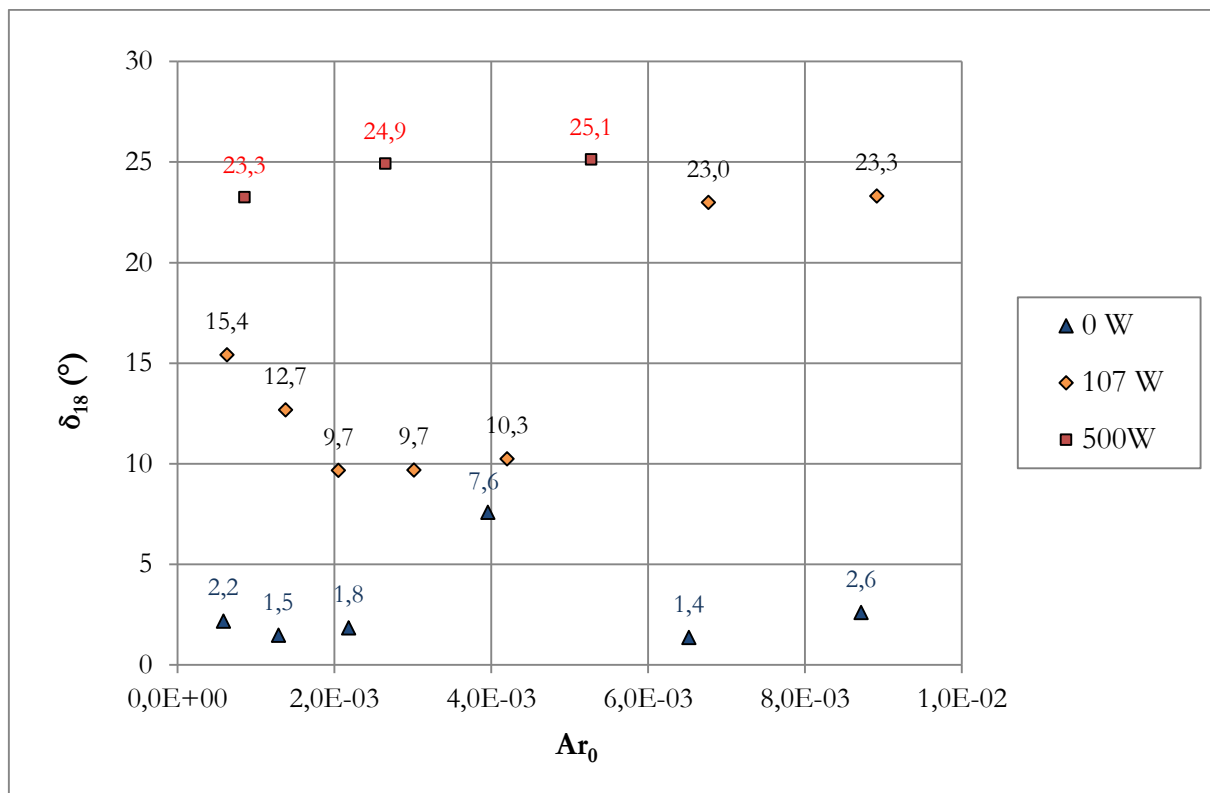


Figure IV.46. Angle de déflexion δ_{18} en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour différentes puissances des charges internes

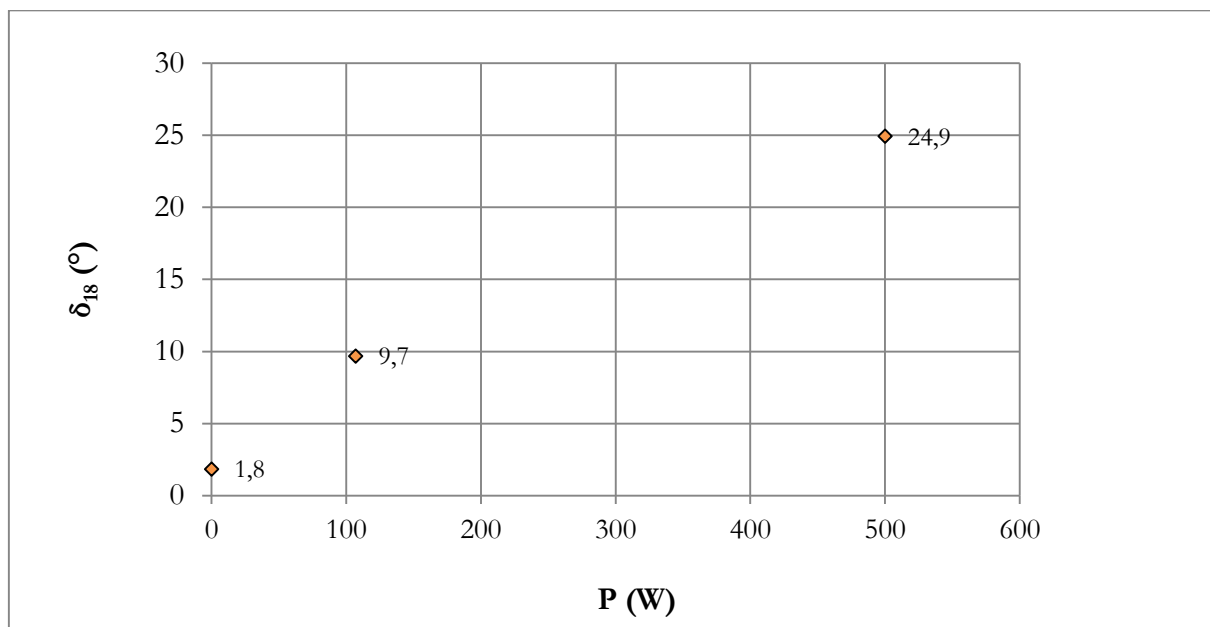


Figure IV.47. Angle de déflexion δ_{18} en fonction de la puissance des charges internes pour $Ar_0 \approx 2,3 \cdot 10^3$

L'angle de la déflexion du jet dépend ainsi de la position de la source de chaleur par rapport au soufflage et de sa puissance, ainsi que du nombre d'Archimède au soufflage : cela rend difficile sa prédiction. De plus, cela confirme l'impact important des charges internes, même de faible puissance, sur l'écoulement. Ainsi, la prédiction précise de l'écoulement dans le local en fonction des sources de chaleur est complexe, et doit prendre en compte la position et la puissance de l'ensemble des charges internes du local.

Les résultats de cette étude paramétrique ont mis en évidence une problématique spécifique aux BBC, liée à la diffusion de l'air dans les pièces d'habitation. En effet, la puissance apportée par le soufflage dans les BBC est réduite. En conséquence, même des sources de chaleur de faible puissance, telles que des occupants, perturbe significativement l'écoulement dans la pièce. Or, afin d'éviter un inconfort par courant d'air, il est crucial d'éviter une chute du jet dans la zone d'occupation. Pour cela, il s'agit de choisir des conditions de soufflage adaptées, permettant d'assurer une portée de jet suffisante. Cependant, il apparaît que la présence des charges internes dans le local induit une réduction de la portée du jet pour une même valeur du nombre d'Archimède au soufflage. Ainsi, il semble crucial de prendre en compte les charges internes :

- Soit de façon globale, en ne prenant pas en compte leur position dans la pièce mais en estimant la réduction de la portée du jet en fonction de la puissance totale des charges internes présentes. Le débit d'air et l'écart de température au soufflage sont alors choisis de telle sorte à correspondre à un nombre d'Archimède au soufflage permettant au jet d'atteindre la paroi opposée, et la valeur de portée minimale $Y_{18, \min}$ est prise en compte pour la détermination du nombre d'Archimède.
- Soit de façon plus fine, en prenant en compte la puissance et la position de chaque charge interne par rapport au jet. En effet, les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence une relation entre la position et la puissance des charges internes sur la déflexion du jet. Ainsi, si la valeur du nombre d'Archimède est telle que le jet chute dans la zone d'occupation, il semble qu'il serait possible de prévoir sa trajectoire et la position de sa chute dans la pièce.

Cependant, cette dernière approche nécessiterait une étude plus approfondie de l'influence de la position des charges internes sur l'écoulement. Elle semble intéressante dans l'absolu, mais pas forcément utilisable en pratique dans la mesure où la position des charges internes, et notamment celle des occupants, est amenée à changer au cours du temps.

IV.3.4 Influence du confinement sur l'écoulement et la portée du jet

De sorte à vérifier la validité des lois de portée du jet définies précédemment, et de voir si leur application générale serait possible, une étude est menée pour d'autres dimensions de la pièce. La dimension L de la pièce est ainsi augmentée de 4,26 m à 6,26 m. Les conditions aux limites sont les mêmes que pour le cas F1+, à la différence qu'aucune source de chaleur n'est considérée. La distance du soufflage au mur opposé peut avoir un impact sur l'écoulement, au travers de l'écoulement de retour qui influence le jet. On parle alors de jet confiné. Les champs de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8$ m obtenus pour trois valeurs différentes du nombre d'Archimède au soufflage sont présentés sur la Figure IV.48.

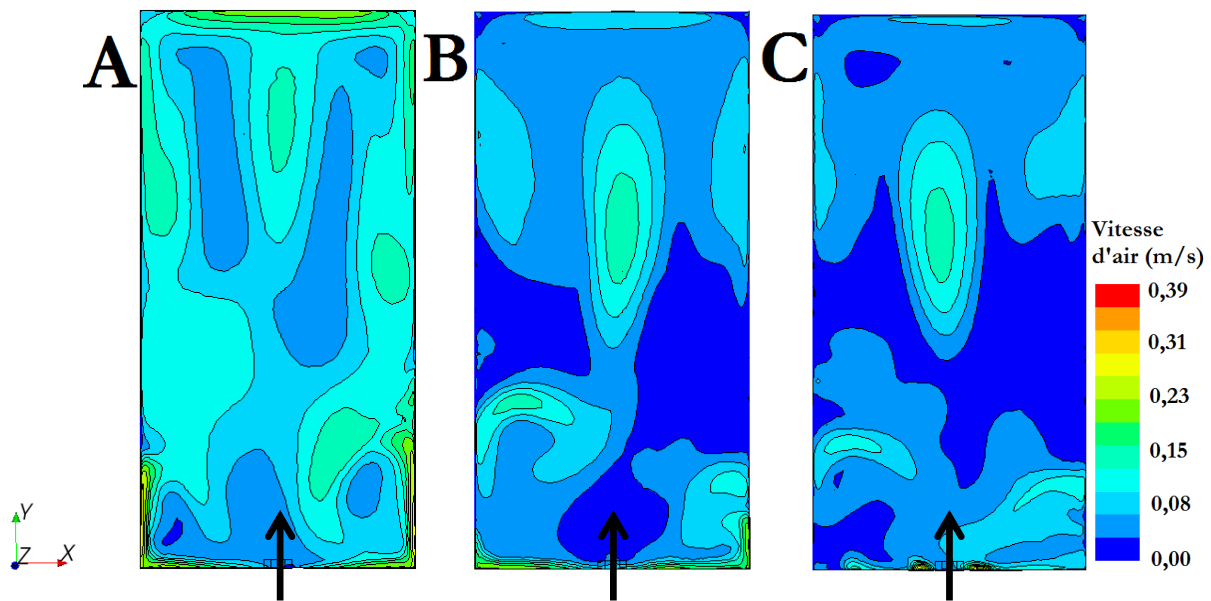


Figure IV.48. Champs de vitesse d'air dans le plan $Z = 1,8$ m pour la nouvelle géométrie.

A) $Ar_0 = 4,3 \cdot 10^{-4}$ B) $Ar_0 = 1,7 \cdot 10^{-3}$ C) $Ar_0 = 3,2 \cdot 10^{-3}$

Il apparaît qu'une augmentation des dimensions de la pièce change de manière significative l'écoulement dans la pièce. L'écoulement transversal issu du diffuseur d'air semble avoir un effet plus important que pour la géométrie précédente, et la portée du jet semble augmentée (Figure IV.48), ce qui est en accord avec les observations de [Grimitlyn et Pozin, 1993]. En conséquence, la distance sur laquelle a lieu le transfert de quantité de mouvement du jet vers l'ambiance est plus importante, et la vitesse d'air sur la partie haute de la zone d'occupation à une valeur moindre lors de la chute du jet dans celle-ci. Il en résulte une vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation réduite (Figure IV.49) même lorsque le jet chute dans la zone d'occupation. Les dimensions de la pièce semblent donc avoir une influence importante sur l'écoulement et sur le confort qui en résulte, et une valeur du nombre d'Archimède au soufflage optimale pour une géométrie de pièce donnée ne semble pas l'être pour une géométrie différente. Cela va dans le sens des conclusions précédentes : il ne semble pas possible de déterminer une formulation générale permettant d'éviter des inconforts locaux par courant d'air quelles que soient les conditions rencontrées (dimensions de la pièce, position du soufflage et de la reprise, position et puissance des charges internes).

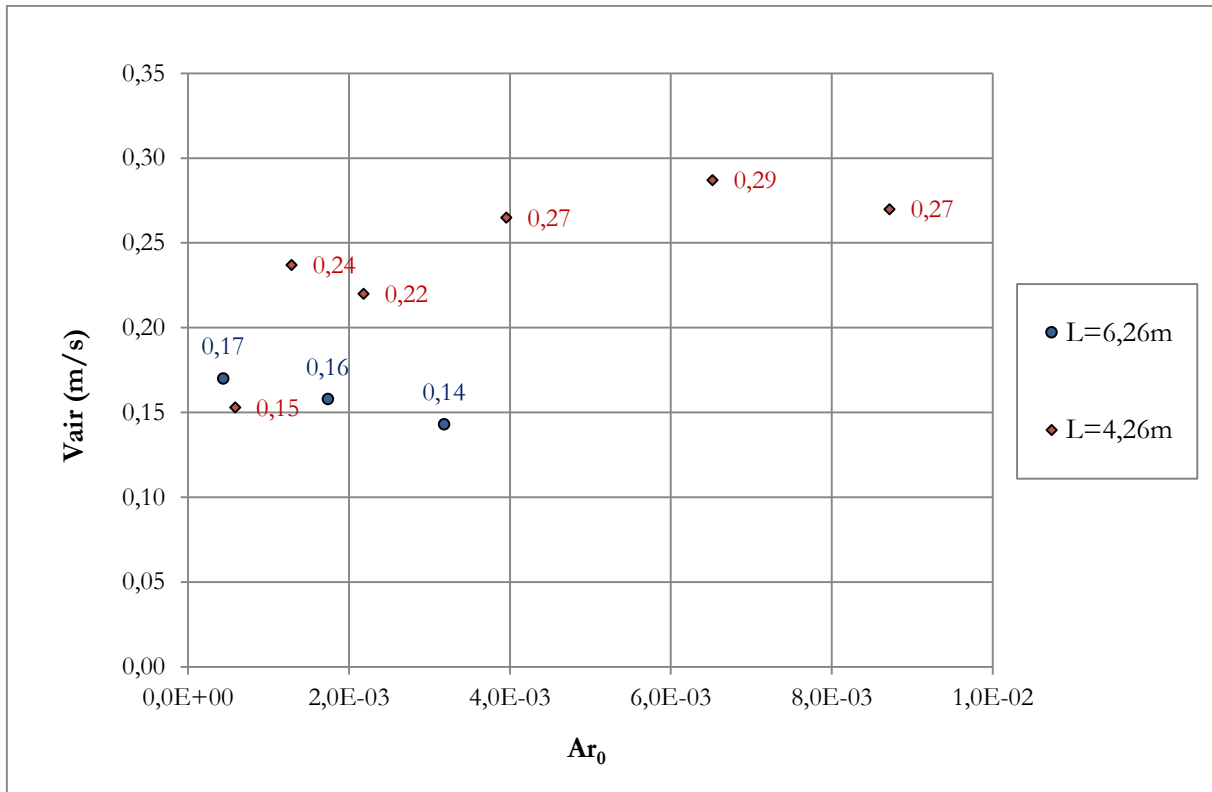


Figure IV.49. Vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation en fonction du nombre d'Archimède au soufflage pour deux dimensions différentes : $L = 4,26 m$ et $L = 6,26 m$.

IV.4 Confrontation au cas de référence

Afin d'estimer les performances du diffuseur à 12 buses étudié, les essais expérimentaux de soufflage d'air chaud et froid avec occupation ont été reproduits avec la bouche de soufflage de référence présentée dans le Chapitre II. Les conditions aux limites des essais sont présentées dans le Tableau IV.3. Le préfixe R distingue les essais avec la bouche de référence des essais avec le diffuseur à 12 buses.

Grandeur	Unité	Essais				
		R_C1-	R_C2-	R_C2+	R_F1+	R_F2+
Q_0	m ³ /h	37,4	35,1	55,0	54,0	53,3
Q_{m0}	kg/h	43,5	41,9	65,8	65,8	65,3
R.A.	vol/h	1,1	1,0	1,6	1,6	1,6
T_0	°C	30,9	22,2	21,9	16,4	15,4
T_r	°C	20,5	20,9	21,2	25,2	25,9
$T_0 - T_{ZO}$	°C	9,8	0,8	0,2	-9,0	-10,8
Ar_0	-	8,5.10 ⁻⁴	5,2E.10 ⁻⁵	9,6.10 ⁻⁶	2,5.10 ⁻⁴	3,1.10 ⁻⁴
Re_0	-	16603	16387	25740	26120	25968
P_0	W	118	10	7	159	183
P	W	121	244	239	106	214
T_{garde}	°C	18,9	18,9	19,1	27,7	27,0
T_{nord}	°C	20,5	20,6	20,8	26,1	26,5
T_{sud}	°C	20,1	20,2	20,4	26,3	26,4
T_{est}	°C	20,2	20,2	20,4	26,0	26,1
T_{ouest}	°C	20,0	20,2	20,4	26,3	26,8
$T_{plafond}$	°C	21,0	20,6	20,8	26,8	26,5
T_{sol}	°C	20,1	20,5	20,6	23,6	25,3
Q_{CO_2}	l/h	18,0	36,0	36,0	18,0	36,0

Tableau IV.3. Conditions des essais avec la bouche de référence

IV.4.1 Soufflage d'air chaud

Les minimales, maximales, et moyennes des valeurs de confort obtenues pour le diffuseur à 12 buses et pour la bouche de référence sont présentées dans le Tableau IV.4 pour les essais de soufflage chaud. L'analyse des valeurs fait état de bonnes valeurs de température opérative et de PMV obtenues pour la bouche de référence, correspondant au minimum à la catégorie III de la norme [EN 15251, 2007]. Il apparaît également que l'efficacité d'extraction du polluant est du même ordre de grandeur pour les deux types de diffuseurs (Figure IV.50). Toutefois, l'efficacité de température obtenue est plus élevée pour le diffuseur à 12 buses pour les cas avec deux occupants, de l'ordre de 17 à 29%. Les performances en termes de mélange des deux types de diffuseurs semblent donc proches pour les essais de soufflage chaud.

MIN MOY MAX	Top (°C)			PMV			DR (%)			C (ppm)			ϵ_c	ϵ_T
C0+	19,3	19,9	20,5	-0,49	-0,35	-0,19	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	1,06
C1-	20,0	20,7	21,1	-0,34	-0,24	-0,13	0,0	0,0	0,0	863	939	1035	0,96	1,08
R_C1-	20,6	21,2	21,6	-0,24	-0,14	-0,03	0,0	0,0	0,0	869	931	1059	0,99	1,07
C2-	20,9	21,3	21,7	-0,24	-0,15	-0,08	0,0	0,0	0,0	1258	1354	1514	1,01	1,73
R_C2-	21,2	21,6	21,9	-0,16	-0,08	-0,01	0,0	0,5	4,1	1253	1396	1570	1,08	1,56
C2+	20,8	21,2	21,6	-0,25	-0,17	-0,11	0,0	0,4	3,9	952	1003	1064	0,97	2,28
R_C2+	21,4	21,7	22,0	-0,16	-0,10	-0,06	0,0	0,9	4,1	929	1032	1162	1,08	1,99

Tableau IV.4. Indices de confort pour les essais avec bouche de référence comparés aux essais avec diffuseur à 12 buses pour le soufflage d'air chaud

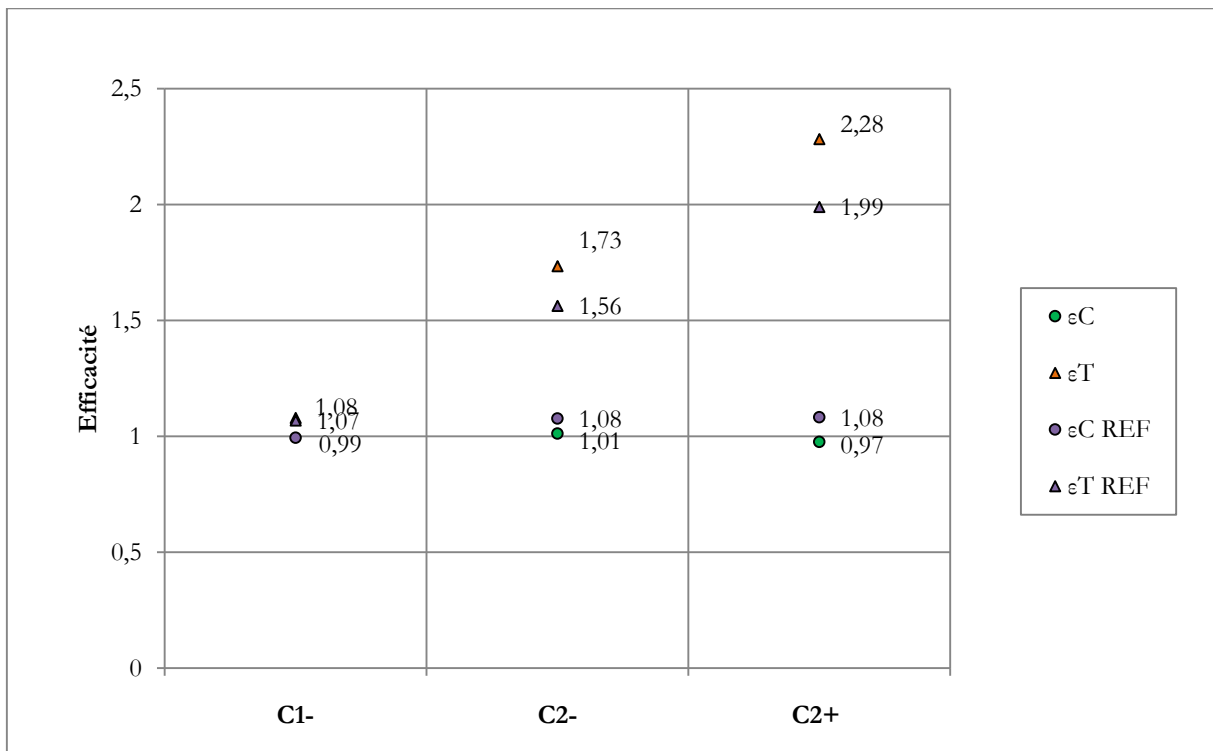


Figure IV.50. Efficacité d'extraction du polluant et efficacité de température pour les essais de soufflage chaud avec bouche de référence comparée aux essais avec diffuseur à 12 buses

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits par risque de courant d'air pour le diffuseur à 12 buses et la bouche de référence sont présentés sur la Figure IV.51. Il ressort que la vitesse d'air maximale dans la zone d'occupation est systématiquement plus élevée pour la bouche de référence. Il en résulte un pourcentage prévisible d'insatisfaits par risque de courant d'air maximal de 4,1% pour le cas C2- pour la bouche de référence, alors qu'il est de 0% pour le diffuseur à 12 buses. Pour le cas C2+, le pourcentage prévisible d'insatisfaits par risque de courant d'air maximal est pratiquement identique pour les deux cas : 3,9% pour le diffuseur à 12 buses contre 4,1% pour la bouche de référence. Ainsi, la bouche de référence semble fournir des valeurs de confort convenables pour le soufflage

d'air chaud, mais légèrement en deçà des performances du diffuseur à 12 buses.

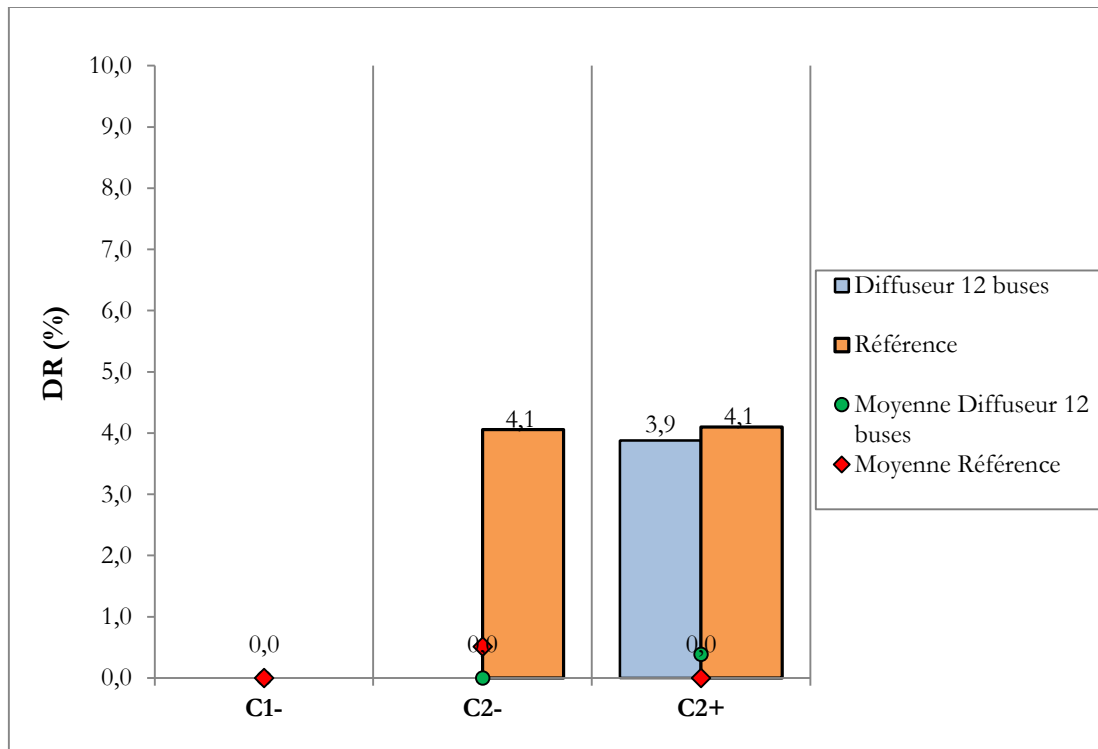


Figure IV.51. Comparaison des valeurs de risque de courant d'air dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage chaud

IV.4.2 Soufflage d'air froid

Les minimales, maximales, et moyennes des valeurs de confort obtenues pour le diffuseur à 12 buses et pour la bouche de référence sont présentées dans le Tableau IV.5 pour les essais de soufflage froid. De même que pour le soufflage d'air chaud, les valeurs de température opérative et de PMV obtenues pour la bouche de référence, correspondent au minimum à la catégorie III de la norme [EN15251, 2007].

MIN MOY MAX	Top (°C)			PMV			DR (%)			C (ppm)			ϵ_c	ϵ_T
F0+	24,0	25,0	25,6	-0,12	0,20	0,40	0,0	0,2	2,8	-	-	-	-	0,91
F1+	24,9	25,4	25,8	0,08	0,26	0,41	0,0	0,5	6,7	639	680	719	0,98	1,00
R_F1+	25,0	25,6	25,9	0,13	0,29	0,41	0,0	0,8	4,4	695	760	809	0,94	0,97
F2+	24,8	25,3	25,7	-0,03	0,18	0,32	0,0	0,7	5,1	953	1001	1069	1,00	0,97
R_F2+	26,1	26,5	26,9	0,21	0,47	0,62	0,0	2,2	6,7	1007	1080	1140	0,95	0,97

Tableau IV.5. Indices de confort pour les essais avec bouche de référence comparés aux essais avec diffuseur à 12 buses pour le soufflage d'air froid

La comparaison des valeurs de l'efficacité de température et d'extraction des polluants pour les cas

de soufflage d'air froid mène à une conclusion plus tranchée que pour le soufflage d'air chaud : pour le diffuseur à 12 buses, l'efficacité de ventilation est systématiquement au moins aussi bonne que pour la bouche de référence (Figure IV.52).

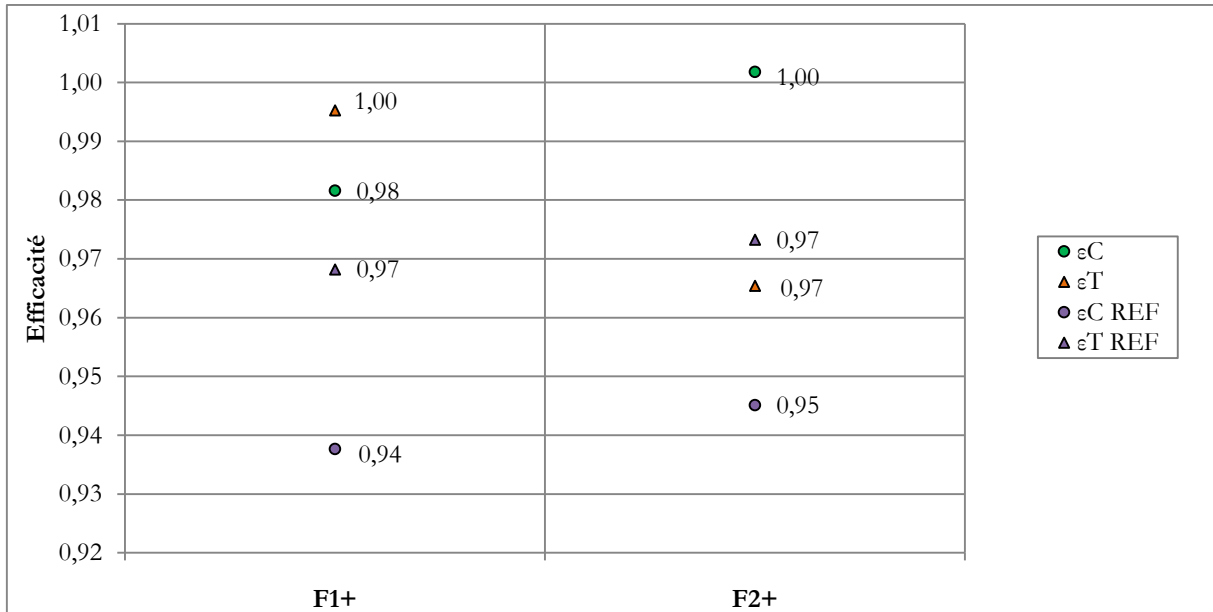


Figure IV.52. Efficacité d'extraction du polluant et efficacité de température pour les essais de soufflage froid avec bouche de référence comparée aux essais avec diffuseur à 12 buses

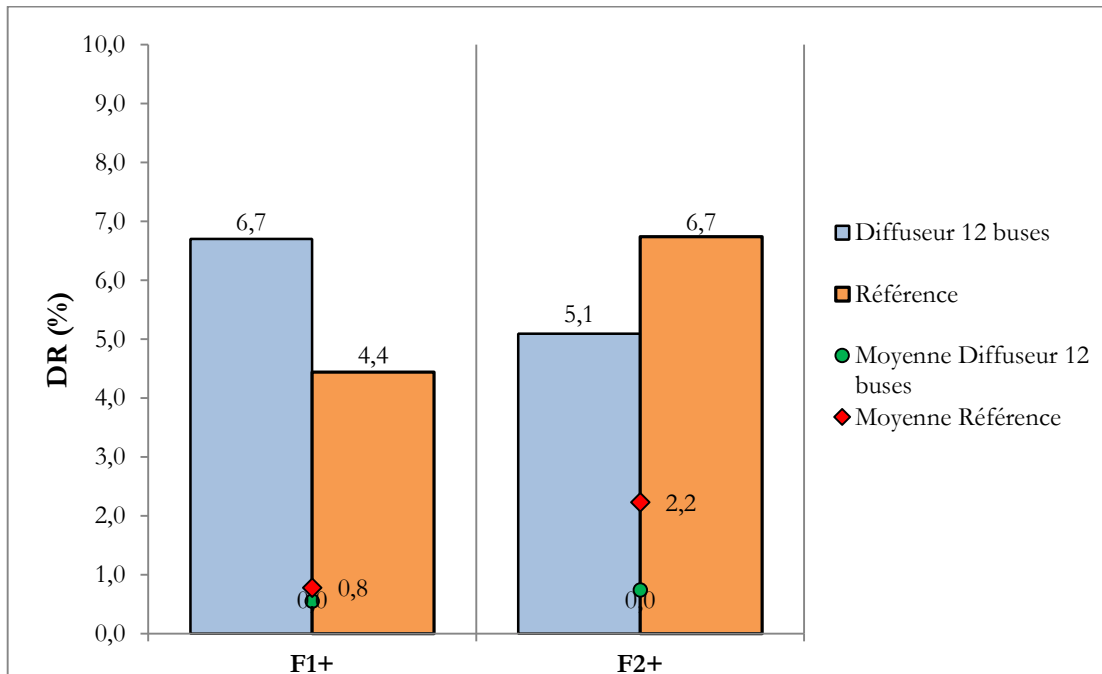


Figure IV.53. Comparaison des valeurs de risque de courant d'air dans la zone d'occupation pour les essais de soufflage froid

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits par risque de courant d'air pour le diffuseur à 12 buses et la bouche de référence sont présentés sur la Figure IV.53. Les valeurs maximales des risques de courant d'air observées sont quasiment identiques pour les deux types de diffuseur et ne permettent pas de les départager. Néanmoins, lorsque le nombre d'Archimède est élevé (cas F2+), le risque de courant d'air moyen est de 2,2% pour la bouche de référence alors qu'il est pratiquement nul pour le diffuseur à 12 buses. Ainsi, même avec une vitesse d'air moins élevée dans la zone d'occupation, le diffuseur à 12 buses assure une meilleure efficacité de température et d'extraction du polluant que la bouche de référence. Il présente donc un meilleur compromis entre mélange efficace de l'air soufflé avec l'air ambiant et absence de risque de courant d'air pour les conditions de soufflage étudiées correspondant aux BBC, et donc vraisemblablement un meilleur taux d'induction de l'air ambiant dans le jet. L'étude fine de l'écoulement issu des buses de soufflage permettrait d'expliquer de façon plus détaillée les bonnes performances du diffuseur à 12 buses employé, et apporterait de surcroît la possibilité d'optimiser la géométrie des buses, de sorte à augmenter l'induction ou la portée du jet. Cet aspect est abordé dans les perspectives de l'étude.

Conclusions et perspectives

Un système combiné de ventilation, chauffage et rafraîchissement a été étudié, dont l'application est le traitement des ambiances des habitats à très basse consommation d'énergie. Lorsque les besoins en chauffage et en rafraîchissement sont suffisamment réduits, comme c'est le cas dans les maisons passives, il est en effet possible d'employer l'air du système de ventilation comme unique vecteur énergétique pour le chauffage et le rafraîchissement. Les conditions de soufflage étudiées (un débit d'air soufflé faible, et un écart de température réduit entre l'air soufflé et l'ambiance) correspondent à cette situation et constituent l'originalité de cette étude. De plus, des charges thermiques internes ont été considérées afin d'évaluer leurs influence sur l'écoulement dans les conditions spécifiques aux BBC. Un diffuseur d'air composé de 12 buses lobées de géométrie complexe a été employé afin d'assurer un mélange optimal de l'air soufflé avec l'air ambiant. Afin d'intégrer le diffuseur dans les simulations CFD, une méthode de modélisation en deux temps a été mise en œuvre, qui nous semble présenter un bon compromis entre précision des conditions aux limites imposées et réduction du coût de calcul. Une position de soufflage à proximité du plafond et une stratégie de ventilation par mélange ont été considérées. Le confort thermique, l'efficacité de ventilation, et la diffusion de l'air ont alors été investigués tout d'abord au sein d'une cellule climatique échelle 1 en conditions contrôlées, puis par des simulations numériques fines de l'écoulement.

Pour l'ensemble des conditions de soufflage considérées lors des essais expérimentaux, à la fois en chauffage et en rafraîchissement, le système combiné permet d'obtenir un confort thermique global convenable et une bonne efficacité de ventilation, grâce aux capacités de mélange du diffuseur et au choix de la position de ce dernier, à proximité du plafond. Néanmoins, des risques d'inconforts locaux par courant d'air ont pu être mis en évidence pour certaines conditions de soufflage.

L'absence de mesures en zone de jet n'a pas permis de comparer les prédictions CFD au jet expérimental. Néanmoins, la confrontation des résultats numériques aux mesures expérimentales dans la zone d'occupation a mis en évidence un accord satisfaisant. Les écarts observés sont vraisemblablement dus aux limites des modèles de turbulence à reproduire correctement les échanges de chaleur entre le jet et l'ambiance, et entre les panaches thermiques et l'ambiance. Il a alors été possible d'effectuer des simulations pour des conditions non testées expérimentalement, et d'accorder une certaine confiance aux résultats issus de ces études paramétriques supplémentaires.

La première étude paramétrique a porté sur les conditions de soufflage (débit et température d'air neuf), et a permis de mettre en avant l'influence du nombre d'Archimède au soufflage sur l'écoulement, qui est différente pour les cas de soufflage d'air chaud et d'air froid. En soufflage d'air chaud, le jet d'air adhère au plafond et atteint le mur opposé quelles que soient les conditions

de soufflage. En conséquence, les risques d'inconfort par courant d'air sont réduits, et sont limités à la situation où le débit d'air soufflé est élevé. Un écoulement de retour de vitesse trop élevée a alors lieu au niveau des chevilles, source d'inconfort par courant d'air. La dynamique de l'écoulement est différente lors du soufflage d'air froid. En effet, nous avons observé qu'au-dessus d'une valeur limite du nombre d'Archimède au soufflage, les forces de poussée défavorables deviennent prépondérantes devant les forces d'inertie, et le jet d'air froid chute dans la zone d'occupation, provoquant un inconfort local par courant d'air. Au-dessous d'une valeur limite du nombre d'Archimède au soufflage, le jet atteint le mur opposé et de manière similaire au cas du soufflage chaud, l'écoulement de retour induit là encore un courant d'air au niveau des chevilles. De plus, une valeur de vitesse moyenne trop élevée dans la zone d'occupation est alors observée. Il existe donc un domaine optimal du nombre d'Archimède qui permet d'obtenir une qualité d'ambiance convenable du point de vue de l'inconfort par courant d'air, et qui correspond à deux situations différentes : soit le jet chute à la limite de la zone d'occupation, soit le jet atteint le mur opposé, mais toutefois sans provoquer un écoulement de retour trop important au niveau des chevilles. Le choix de conditions de soufflage appropriées vis-à-vis du confort est donc particulièrement délicat.

La seconde étude paramétrique a portée sur l'influence des charges internes thermiques sur l'écoulement et le confort. Il a été mis en évidence que les charges internes ont un impact important sur l'écoulement dans les conditions de soufflage propre aux BBC, et tout particulièrement dans les situations de soufflage d'air froid. En effet, vu les faibles débits et puissances apportées par le soufflage, même des charges internes de faible puissance, telles que les occupants, ont une influence cruciale sur l'écoulement dans la pièce. La présence des charges internes favorise notamment une chute du jet dans la zone d'occupation. De plus, il a été mis en évidence que la position des charges internes par rapport au jet et leurs puissances ont une influence sur la trajectoire du jet. Les panaches thermiques issus des occupants constituent en effet des obstacles au jet, et sont responsables d'une déflexion de ce dernier, et ce d'autant plus que la puissance des charges internes est élevée. Dans les BBC, il est ainsi important d'être conscient de l'impact des charges internes sur l'écoulement et le confort lors de la conception du système combiné de ventilation, chauffage et rafraîchissement. Néanmoins, il semble difficile de déduire une loi générale permettant de déterminer l'influence des sources de chaleur sur le jet et notamment sur sa portée, dans la mesure où la position et la puissance des sources de chaleur sont inconnues en pratique et sont amenées à varier dans le temps. Il a également été confirmé que les dimensions de la pièce ont une influence sur le jet, paramètre supplémentaire s'opposant à la détermination d'une règle générale. Cependant, afin d'influencer le moins possible le jet, il semblerait qu'il faille placer le diffuseur d'air le plus loin possible des sources de chaleur.

Ainsi, le meilleur moyen pour assurer un confort optimal à l'occupant pourrait être de laisser ce dernier contrôler non pas la température de consigne dans la pièce, qui est généralement mesurée en un point donné, et qui n'est pas forcément représentative de la position de l'occupant, mais la température de l'air soufflé, de sorte à avoir un contrôle plus direct de l'occupant sur le confort.

En sus, permettre aux occupants de choisir également le débit d'air soufflé ainsi que l'orientation du soufflage pourrait être une solution afin d'éviter les problèmes d'inconfort par la chute du jet d'air froid dans la zone d'occupation. Cette suggestion se justifie également par le fait que les préférences en termes de température idéale sont très personnelles et que les occupants préfèrent en général une température un peu plus fraîche que celle permettant la neutralité thermique [Schellen et al., 2012]. Une légère chute du jet d'air froid dans la zone d'occupation n'est ainsi peut-être pas aussi pénalisante que ce que suppose le modèle PMV de Fanger.

Perspectives de l'étude

Ce travail de thèse conduit à de nombreuses perspectives qu'il serait intéressant d'aborder, de sorte à mieux appréhender le traitement des ambiances par le vecteur air, et à obtenir une meilleure prédiction des écoulements en cavité pour les conditions spécifiques aux BBC.

Etude du jet issu du diffuseur

L'étude a permis de mettre en évidence les valeurs des indices de confort obtenues pour différentes configurations et d'expliquer celles-ci à l'aide de l'observation de l'écoulement dans la pièce. Afin de déterminer de façon précise les causes de la nature de l'écoulement dans la pièce, il faudrait remonter à l'étude des mécanismes initiaux, à savoir le jet issu du diffuseur, et les panaches thermiques se développant au niveau des sources de chaleur. Les perspectives d'étude de l'écoulement du jet issu du diffuseur sont consignées sur la Figure P1, et consistent notamment à faire le lien entre la nature du jet et l'écoulement dans la pièce.

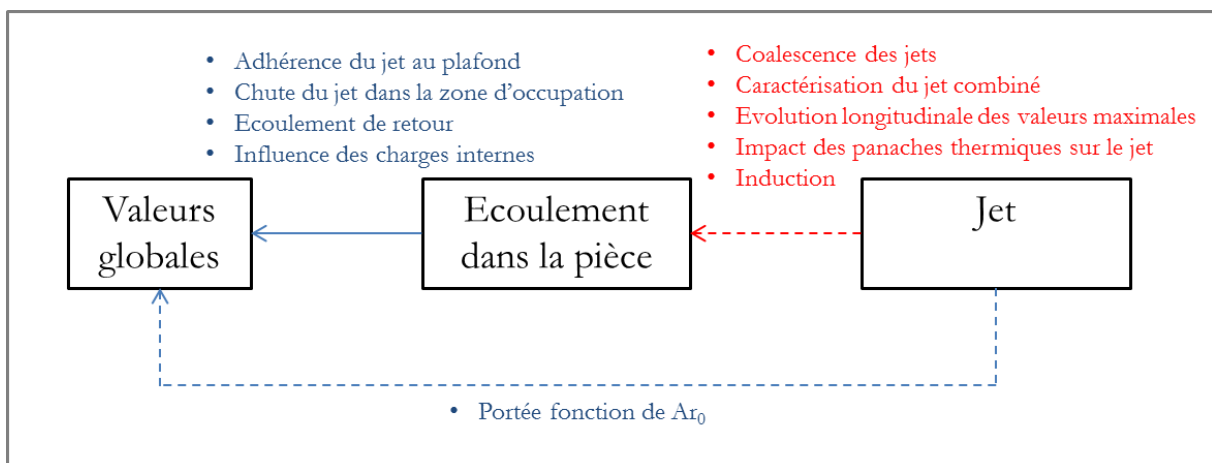


Figure P1. Vue schématique de la détermination des causes des valeurs des grandeurs du confort obtenues.

En rouge : perspectives de l'étude.

Pour une géométrie de diffuseur donnée, telle que le diffuseur à 12 buses considéré dans cette étude, faire le lien entre le jet et l'écoulement à l'aide d'informations telles que la décroissance de la vitesse maximale, le taux d'induction, la description du phénomène de coalescence des jets, n'est pas nécessaire d'un point de vue pratique pour sélectionner des conditions de soufflage permettant d'éviter des inconforts locaux. Cependant, l'analyse du jet issu du diffuseur a un intérêt particulièrement important dans la situation où l'on chercherait à optimiser la géométrie du diffuseur, de sorte à augmenter l'entraînement de l'air ambiant dans le jet, ou encore la portée du jet.

Le phénomène de coalescence des jets et de formation d'un jet combiné est illustré sur la Figure P2 pour le cas C1-, sur laquelle est présentée l'enveloppe du jet à différentes distances en aval du diffuseur (la vitesse terminale pour la détermination de l'enveloppe du jet est fixée arbitrairement à 0,2 m/s). L'écoulement issu du diffuseur inclut une zone de regroupement des jets issus de chaque buse, avant la région initiale et la région principale du jet combiné. Au début de la zone de regroupement, les petits jets issus de chaque buse se développent individuellement et entraînent de l'air ambiant. Ils deviennent alors plus larges et se réunissent pour ne former qu'un seul jet circulaire à une distance $Y = 0,25$ m en aval du diffuseur. Dans la zone de regroupement, l'entraînement de l'air dans les jets issus des buses centrales est plus difficile du fait de la raréfaction de l'air immobile à cet endroit [Grimitlyn et Pozin, 1993], ce qui provoque une perte de charge, et une baisse de la quantité de mouvement du jet.

L'analyse de l'évolution de la vitesse maximale prédite dans les simulations en fonction de la distance au soufflage permet de caractériser le jet combiné obtenu après le phénomène de coalescence des jets. Celle-ci est présentée sur la Figure P3 pour les cas de soufflage chaud et sur la Figure P4 pour les cas de soufflage froid. Il apparaît que la vitesse maximale diminue tout d'abord puis remonte jusqu'à un maximum local dans la zone de formation du jet global. La vitesse maximale semble alors suivre une évolution en $Y^{-1/2}$, caractéristique d'un jet bidimensionnel, puis en Y^{-1} , caractéristique d'un jet plan. L'influence des panaches thermiques sur le jet est également visible de façon distincte sur le profil d'évolution de la vitesse maximale, et se traduit par une hausse locale de la vitesse maximale au-dessus des mannequins. En outre, il est difficile de déterminer l'évolution du débit entraîné en fonction de la distance en aval du diffuseur dans la mesure où les panaches thermiques influencent directement le jet.

Chacun des phénomènes abordés brièvement dans cette partie est particulièrement complexe et nécessiterait une étude détaillée.

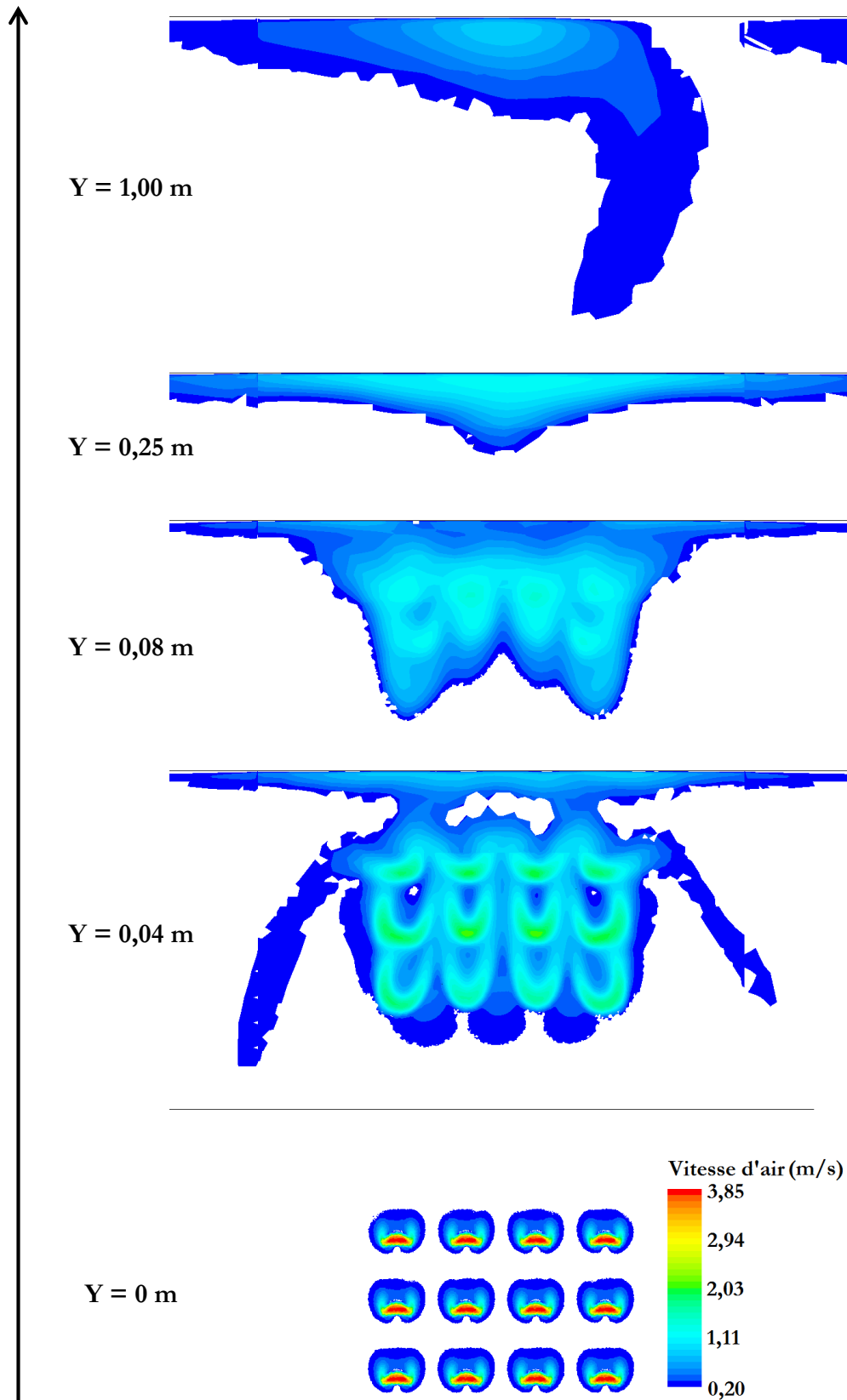


Figure P2. Champs de vitesse d'air dans les plans en aval du diffuseur pour le cas C1-, enveloppe du jet à 0,20 m/s.

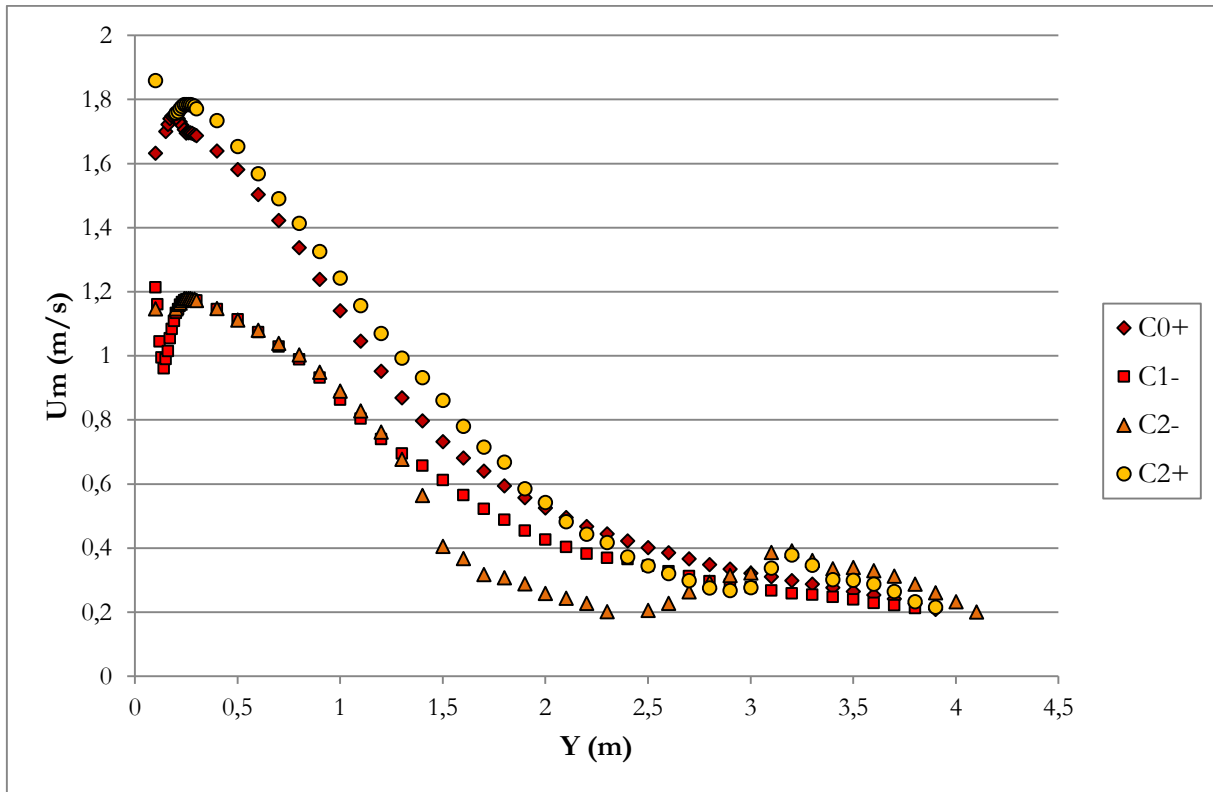


Figure P3. Loi de décroissance de la vitesse maximale du jet pour les cas de soufflage chaud

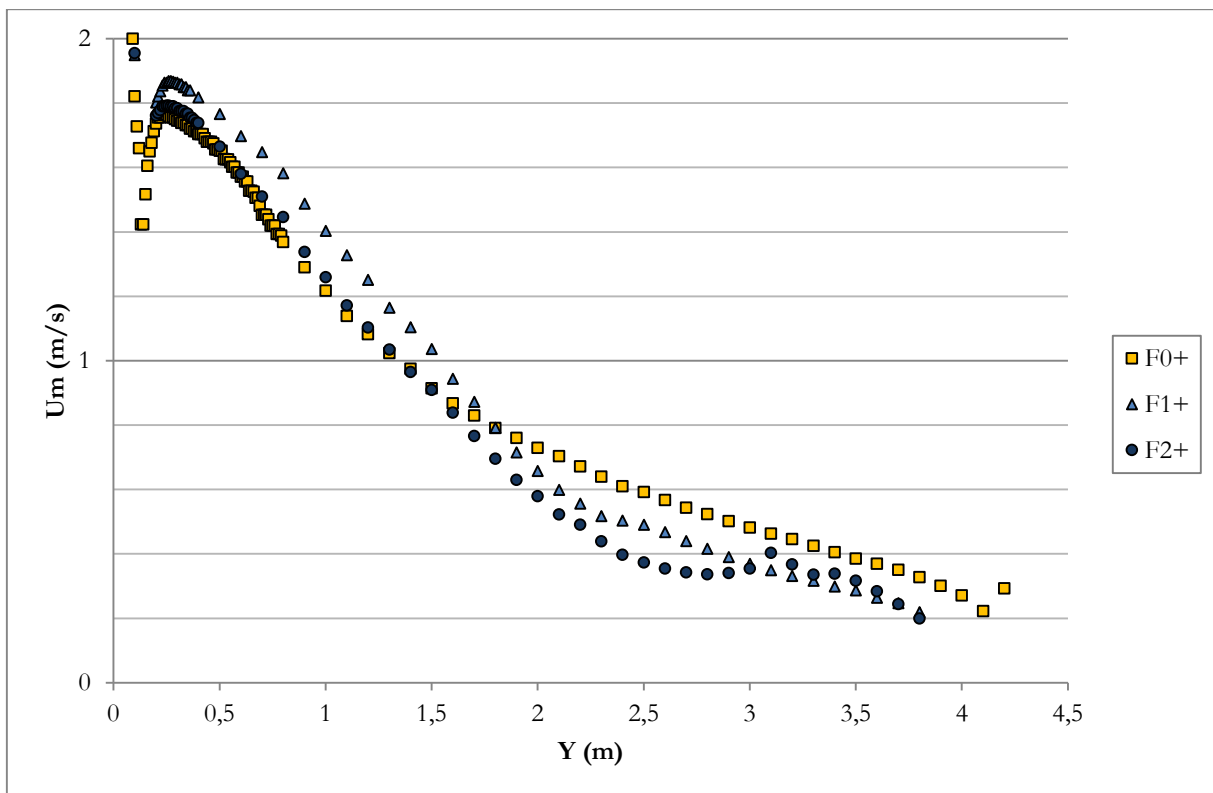


Figure P4. Loi de décroissance de la vitesse maximale du jet pour les cas de soufflage froid

Dans l'objectif d'optimiser la géométrie de soufflage, une analyse fine des phénomènes turbulents responsables du taux d'induction accru en sortie de diffuseur serait également nécessaire. Cet aspect fait l'objet d'études au sein du laboratoire LaSIE concernant l'optimisation de la géométrie d'orifices lobés pour le contrôle de l'écoulement [Meslem et al., 2012].

L'étude de l'influence des buses adjacentes sur le jet issu d'une buse centrale est également un facteur qu'il serait important d'étudier. Des mesures par vélocimétrie PIV permettraient à la fois d'optimiser l'espacement entre les buses, et d'obtenir les conditions aux limites à définir dans les simulations pour chacune des buses composant le diffuseur (notamment les valeurs des contraintes de Reynolds mesurées). En effet, des conditions aux limites d'entrée identiques ont été employées pour chacune des 12 buses du diffuseur dans la présente étude, et il a pu être montré dans le Chapitre III que les buses adjacentes ont une influence importante sur l'écoulement issu d'une buse centrale.

Etude de l'acoustique

La gêne sonore provoquée par le passage de l'air dans les gaines de ventilation et les bouches de soufflage constitue le critère le plus important pour les occupants lors de l'achat d'un système de ventilation [Fraefel et al., 2000]. Cela est d'autant plus vrai pour les BBC où les attentes des acheteurs sont plus élevées en termes de confort. L'optimisation du diffuseur d'air et des conduites en termes de bruit apparaît donc comme une étape essentielle pour le développement de l'utilisation de l'air comme vecteur énergétique, et une étude du niveau de bruit pour le diffuseur étudié serait nécessaire, de préférence en conditions réelles. Cette étude n'était pas possible dans la cellule climatique du fait du phénomène de réverbération du bruit résultant du passage de l'air dans les gaines de la centrale de traitement d'air.

Modélisation des occupants

Il a été mis en évidence dans la présente étude que les charges internes jouent un rôle fondamental sur l'écoulement dans les BBC. La représentation fidèle des sources de chaleur dans les expérimentations et dans les simulations semble donc d'autant plus importante. La géométrie simpliste des mannequins thermiques dans cette étude avait été choisie de sorte à observer l'impact des charges internes de faible puissance, quelles que soient leurs natures, sur l'écoulement et le confort. Une géométrie de mannequin plus proche de celle du corps humain pour une obtention d'échanges plus réalistes entre les occupants et l'ambiance est une piste de développement. En effet, la forme des mannequins a une importance toute particulière sur le panache [Menchaca et Glicksman, 2011], un mannequin de forme simple tel que celui employé dans la présente étude aurait ainsi tendance à trop concentrer le panache thermique comparé au panache se développant autour d'un occupant. La mise au point d'un mannequin complexe, constitué de plusieurs volumes de température différentes correspondant aux différentes parties du corps est ainsi une voie suivie par un certain nombre d'études [Zukowska et al., 2007][Croitoru et al., 2011][Martinho et al., 2012].

De même, une attention particulière doit être portée à la modélisation des occupants et des charges internes dans les codes CFD, et aux échanges thermiques superficiels. Cela passe notamment par une étude poussée du panache thermique issu des occupants par des mesures expérimentales, et à une comparaison de l'aptitude des différents modèles de turbulence à reproduire le panache et en particulier le taux d'entraînement, afin de reproduire correctement les échanges entre le panache et l'air ambiant.

Il faut également rappeler que le rayonnement n'a pas été pris en compte dans les simulations CFD du fait de la complexité générale du cas considéré et de la puissance de calcul supplémentaire que cela aurait nécessité. Cela revient à prendre l'hypothèse que l'ensemble des échanges de chaleur sont effectués par convection. Il serait intéressant de prendre en compte les transferts radiatifs dans les simulations CFD afin d'estimer l'erreur induite par cette hypothèse, qui peut notamment impacter le développement des panaches thermiques [Menchaca et Glicksman, 2011b], et plus généralement afin de déterminer l'influence des échanges radiatifs sur l'écoulement. Il faut également remarquer que les apports solaires par les baies constituent l'apport de chaleur majoritaire dans les BBC. On pourrait alors considérer des baies sur la cellule, afin d'évaluer l'influence du rayonnement solaire sur les performances du système et sur l'écoulement. De manière générale, il faudrait poursuivre l'étude de l'impact de charges thermiques internes autres que les occupants sur l'écoulement et le confort.

Efficacité de ventilation pour d'autres sources de polluants

Le polluant considéré dans cette étude est associé aux sources de chaleur, et les meilleures valeurs d'efficacité de ventilation ont été constatées lorsque les charges internes sont présentes. Or, de nombreux polluants de l'air intérieur sont émis par les matériaux de construction et par le mobilier, à des concentrations particulièrement faibles mais toutefois nocives pour l'Homme et sources d'allergies, de problèmes respiratoires et oculaire. Il serait intéressant de déterminer l'efficacité d'extraction du système pour de tels polluants, découplés des sources de chaleur, à la fois pour des sources réparties et des sources ponctuelles. Un certain nombre de travaux ont été réalisés dans ce sens, mais qui ne correspondent pas tout à fait aux conditions des BBC. Une étude alliant mesures et simulations CFD a été effectuée par [He et al., 2005] pour une source surfacique de polluant (SF_6) avec une stratégie de ventilation par déplacement et par mélange mais avec un taux de renouvellement d'air plus élevé que dans la présente étude (de l'ordre de 4 vol/h). Des sources de particules découplées des sources de chaleur ont également été considérées par [Mundt, 2001], mais uniquement pour une stratégie de ventilation par déplacement et un taux de renouvellement d'air de 2 vol/h. Il faut noter que la modélisation de la diffusion de tels polluants est difficile du fait des faibles concentrations et du fort gradient proche de la source, et constitue ainsi un challenge. De plus, l'émission de certains polluants est augmentée lorsque le taux de renouvellement d'air est plus important, il faudrait donc prendre en compte ce phénomène à l'aide de mesures expérimentales en salle blanche.

Limites des modèles de turbulence

L'isotropie de la turbulence considérée par les modèles de turbulence du 1^{er} ordre est vraisemblablement responsable en partie des écarts observés entre les prédictions CFD et les mesures. Ils surestiment notamment la diffusion de l'énergie cinétique turbulente, ce qui conduit à un épanouissement vertical du jet plus important que dans la réalité. Les modèles du second ordre permettent de prendre en compte l'anisotropie de la turbulence, mais peinent encore à prédire correctement l'écoulement, même pour une géométrie de soufflage relativement simple et sans charges internes dans le local [Kuznik, 2005]. L'étude des triangles de Lumley correspondant aux jets des différentes situations de soufflage permettrait d'apporter des éléments concernant l'écart du cas considéré par rapport à l'isotropie. À terme, le développement de modèles de turbulence adaptés aux écoulements confinés et spécifiques au domaine du bâtiment serait bénéfique. [Kuznik, 2005] évoque notamment la perspective de modifier l'hypothèse d'isotropie du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente dans le modèle du second ordre (RSM). Pour l'écoulement issu du diffuseur à 12 buses étudié, des mesures expérimentales par anémométrie laser permettraient de comparer la performance des différents modèles de turbulence à prédire correctement l'écoulement en sortie de diffuseur et le phénomène de coalescence des jets et d'entraînement.

Possibilité de développement du système

Les exigences en termes de performance énergétique des bâtiments sont de plus en plus fortes (la Réglementation Thermique 2020 devrait avoir pour base les performances de la maison passive) et font du système combiné de ventilation, chauffage, et rafraîchissement étudié un candidat sérieux pour les bâtiments neufs et les opérations de réhabilitation énergétique. Il présente l'avantage d'être polyvalent et représente une solution simple, peu chère, et techniquement peu exigeante dans la plupart des cas. Dans les situations où les performances des bâtiments n'atteignent pas celles du standard « maison passive » (Passivhaus/Minergie-P), et en fonction des exigences des occupants en termes de température de consigne, il est nécessaire d'adjoindre un système de chauffage d'appoint (plancher chauffant, poêle à bois [Peigné, 2012],...) afin d'assurer la température de consigne lors des pics de froid.

Un frein possible au développement du système combiné réside dans les préjugés négatifs liés à l'inconfort acoustique, aux risques de courant d'air, et dans une moindre mesure à l'aspect esthétique des diffuseurs. Une conception des bouches de soufflage et des conduits de ventilation prenant en compte ces trois aspects est donc primordiale pour permettre un développement à grande échelle de ce système. Enfin, des études du système en conditions réelles in situ, avec un suivi des mesures des grandeurs du confort et un retour des utilisateurs, apporteraient une indication concrète des performances du système, ainsi que des pistes d'amélioration.

Références bibliographiques

- Ademe. 2012. Les chiffres clés du bâtiment. Edition 2011, www2.ademe.fr
- Allard F., Blondeau P., Tifonnet A.L. 1998. Qualité de l'air intérieur : Etat des lieux et bibliographie. Edité par le Ministère de l'Équipement, des Transports, et du Logement, 180 p.
- Andersen I., Dokka T.H. 2007. Passive House Projects in Norway – an Overview. SINTEF Building and Infrastructure. www.sintef.com
- ASHRAE, 2010. ANSI/ASHRAE Standard 55-2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- Awbi H.B. 2003. Ventilation of buildings. Taylor and Francis, London, pp328.
- Awbi H.B. 1994. Energy efficient room air distribution. Renewable Energy 15, pp 293-299.
- Berg J.R., Ormiston S.J., Soliman H.M. 2006. Prediction of the flow structure in a turbulent rectangular free jet. International communications in heat and mass transfer 33, no. 5, 552–563.
- Bin Y., Sekhar S.C. 2007. Three-dimensional numerical simulation of a hybrid fresh air and recirculated air diffuser for decoupled ventilation strategy. Building and Environment 42, 1975–1982.
- CampbellSc. 2006. Campbell Scientific CR1000 measurement and control system overview. Operator's manual. Revision: 11/06.
- Carazzo G., Kaminski E., Tait S. 2006. The route to self-similarity in turbulent jets and plumes. J. Fluid Mech. 547, 137–148.
- Castanet S. 1998. Contribution à l'étude de la ventilation et de la qualité de l'air intérieur des locaux. Thèse de doctorat. INSA de Lyon.
- Catalina T., Virgone J., Kuznik F. 2009. Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling. Building and Environment 44, 1740–1750.
- CdAdapco. 2011. STAR-CCM+ Version 7.04. User Guide.
- Cehlin M., Moshfegh B. 2010. Numerical modeling of a complex diffuser in a room with displacement ventilation. Building and Environment 45, 2240-2252.
- Chen Q., Moser A. 1991. Simulation of a multiple-nozzle diffuser. Proceedings of 12th AIVC Conference, Ottawa, Canada.
- Chen Q. 2009. Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications. Building and Environment 44, 848–858

-
- Cheong W. 1996. Ventilation and air quality in an office building. *Building Services Engng Res Technol* 17 (4) 167–176.
- Cho Y., Awbi H.B. 2002. Effect of heat source location in a room on the ventilation performance. *Proceedings of Roomvent 2002*, Copenhagen, Denmark, 445-448.
- Courtin P. 2001. *Climatisation, conditionnement d'air – Volume 5 – Calcul des charges*. Les éditions parisiennes.
- Croitoru C, Nastase I, Iatan A, Iordache V, Meslem A, Colda I. 2011. Numerical and experimental modeling of airflow and heat transfer of a human body. *Proceedings of Roomvent 2011 Conference*, Trondheim, Norway.
- DeDear R., Brager G.S. 2001. The adaptive model of thermal comfort and energy conservation in the built environment. *International Journal of Biometeorology*, Volume 45, Issue 2, 100-108.
- Dhalluin A. 2012. *Etude de stratégies de ventilation pour améliorer la qualité environnementale intérieure et le confort des occupants en milieu scolaire*. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- Dia A. 2011. *Simulation de jets d'air lobés pour l'optimisation des Unités Terminales de Diffusion d'Air*. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- Djunaedy E, Cheong KWD. 2002. Development of a simplified technique of modelling four-way ceiling air supply diffuser. *Building and Environment* 37, 393-403.
- Effinergie. 2009. Règles techniques de la marque Effinergie applicables aux bâtiments neufs faisant l'objet d'un label BBC Effinergie, 24 novembre 2009, www.effinergie.org
- Effinergie. 2011. Référentiel proposé par Effinergie aux régions lançant leurs appels à projet BBC+ et BEPOS, Avril 2011, www.effinergie.org
- Emvin P., Davidson L. 1996. A numerical comparison of the diffuser in case E1 Annex20, *Proceedings of ROOMVENT '96*, Vol. 1: 219-226.
- Fanger, P. O. 1972. *Thermal Comfort*, McGraw-Hill, New York.
- Fanger P.O., Melikov A.K., Hanzawa H., Ring J. 1989. Turbulence and draft, *ASHRAE J* 31 (7), 18–23.
- Farquharson I. M. C. 1952. The ventilating air jet. *JIHVE*, 19, 449–69.
- Feist W. 2011. *Critères de certification pour les maisons passives en tant que bâtiment d'habitation*, Passivhaus Institut, www.passiv.de
- Fernández J.A., Elicer C., Juan C., Valencia A., Pavageau M., Gupta S. 2007. Comparison of low-cost two-equation turbulence models for prediction flow dynamics in twin-jets devices. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34, 570–578.

-
- Fontaine JR, Rapp P, Koskela H, Niemelä R. 2005. Evaluation of air diffuser flow modelling methods experiments and computational fluid dynamics simulations. *Building and Environment* 40, 377-389.
- Fontanini A., Olsen M.G., Ganapathysubramanian B. 2011. Thermal comparison between ceiling diffusers and fabric ductwork diffusers for green buildings. *Energy and Buildings* 43, 2973–2987.
- Fraefel R., Huber H., Trawnika M. 2000. L'aération dans les bâtiments MINERGIE - Guide de conception, Association MINERGIE et CLIMA SUISSE.
- Gao N., Niu J. 2006 Transient CFD simulation of the respiration process and inter-person exposure assessment. *Building and Environment* 41, 1214–1222.
- Grimitlyn M.I., Pozin G.M. 1993. Fundamentals of optimizing air distribution in ventilated spaces. *ASHRAE Transactions* CH93-12-2, 1128-1138.
- HABISOL. 2008. Habitat intelligent et solaire photovoltaïque. Appel à projets 2008.
- Hagström K., Sandberg E., Koskela H., Hautalampi T. 2000. Classification for the room air conditioning strategies. *Building and Environment* 35, 699–707.
- He G., Yang X., Srebric J. 2005. Removal of contaminants released from room surfaces by displacement and mixing ventilation: modeling and validation. *Indoor Air* 15, 367–380.
- Heikkinen J. 1991. Modelling of a supply air terminal for room air flow simulation. 12th AIVC Conference.
- Hoentzsch. 2005. Thermal flow sensor TA-10. <http://www.hoentzsch.com/>
- Hu S.C. 2003. Airflow characteristics in the outlet region of a vortex room air diffuser. *Building and Environment* 38, 553–561.
- Humphreys M.A. 1977. The optimum diameter for a globe thermometer for use indoors. *Ann. Occup.* 20, 135–40.
- Inard C., Bouia H., Dalicieux P. 1996. Prediction of air temperature distribution in buildings with a zonal model. *Energy and Buildings* 24, 125-132.
- ISO 7726. 2001. Ergonomie des ambiances thermiques – Appareils de mesure des grandeurs physiques.
- ISO 7730. 2005. Ergonomie des ambiances thermiques – Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local.
- Jagpal R. 2006. Control Strategies for Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office and Education Buildings. IEA, Technical synthesis report, Annex 35.
- Jones A.P. 1999. Indoor air quality and health. *Atmospheric Environment* 33, 4535–4564.
-

-
- JORF. 1983. Arrêté du 24 mars 1982 modifié par arrêté du 28 octobre 1983, Dispositions relatives à l'aération des logements. Journal Officiel de la République Française, 1982 et 1983.
- Karimpour A., Kaye N., Khan A. 2011. CFD Study of Merging Turbulent Plane Jets. *J. Hydraul. Eng.*, 137(3), 381–385.
- Khan M.I. 2007. Effects of nozzle geometry on air flow jet and temperature distribution in an enclosed space. *International Journal of Ventilation* Vol. 5, 405-416.
- Koskela H. 2004. Momentum source model for CFD-simulation of nozzle duct air diffuser. *Energy and Buildings* 36, 1011-1020.
- Kriaa W., Abderrazak K., Mhiri H., Le Palec G., et Bournot P. 2008. A numerical study of non-isothermal turbulent coaxial jets. *Heat and Mass Transfer* 44, 1051–1063.
- Krothapalli A.; Baganoff D., Karamcheti K. 1980. Development and structure of a rectangular jet in a multiple jet configuration. American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA Journal, vol. 18, 945-950. NASA-supported research.
- Kuznik F. 2005. Etude expérimentale des jets axisymétriques anisothermes horizontaux se développant près d'une paroi : application à la modélisation numérique des cavités ventilées. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. Thèse de doctorat.
- LeDreau J., Heiselberg P., Nielsen P.V. 2012. Simulation with different turbulence models in an Annex 20 benchmark test using Star-CCM+. DCE Technical Report No. 147. Aalborg University.
- Li Y., Nielsen P. V. 2011. CFD and ventilation research *Indoor Air* Volume 21, Issue 6, 442–453.
- Luo S., Roux B. 2004. Modeling of the HESCO nozzle diffuser in IEA Annex-20 experiment test room. *Building and Environment* 39, 367-384.
- Luo S., Heikkinen J., Roux B. 2004. Simulation of airflow in the IEA Annex 20 test room—validation of a simplified model for the nozzle diffuser in isothermal test cases. *Building and Environment* 39, 1403–1415.
- Martinho N., Lopes A., Gameiro da Silva M. 2012. Evaluation of errors on the CFD computation of air flow and heat transfer around the human body. *Building and Environment* 58, 58-69.
- McKinsey. 2009. Pathways to a Low-Carbon Economy: Version 2 of the global greenhouse gas abatement cost curve.
- Menchaca-B. M-A., Glicksman L.R. 2011. How to replicate computationally a human plume with a simple geometry, and how not to. *Proceedings of Roomvent 2011, Trondheim, Norway*.
- Menchaca-B. M-A., Glicksman L.R. 2011. The importance of accounting for radiative heat transfer in room airflow simulations. *Proceedings of Roomvent 2011, Trondheim, Norway*.
-

-
- Meslem A., Nastase I., Allard F. 2010. Passive mixing control for innovative air diffusion terminal devices for buildings. *Building and Environment* 45, 2679-2688.
- Meslem A., Dia A., Beghein C., El Hassan M., Nastase I., Vialle P.-J. 2011. A comparison of three turbulence models for the prediction of parallel lobed jets in perforated panel optimization. *Building and Environment* 46, 2203-2219
- Meslem A., Nastase I., Bode F., Beghein C. 2012. Optimization of a Lobed Perforated Panel Diffuser-A Numerical Study of Orifice Arrangement. *International Journal of Ventilation* 11, 255-270.
- Minergie. 2010. Exigences Minergie pour les nouvelles constructions - Norme SIA 380/1:2009, 19 février 2010, www.minergie.ch
- Mosqueron L., Nedellec V. 2001. Inventaire des données françaises sur la qualité de l'air à l'intérieur des bâtiments. Observatoire de la qualité de l'air intérieur.
- Mundt E. 2001. Non-buoyant pollutant sources and particles in displacement ventilation. *Building and Environment* 36, 829–836.
- NF EN 15251. 2007. Critères d'ambiance intérieure pour la conception et évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique.
- Nielsen P.V. 1989. Representation of boundary conditions at supply openings, IEA Annex 20, Research Item 1.1.1. Technical Report, The University of Aalborg, Denmark.
- Nielsen P.V. 2004. Computational fluid dynamics and room air movement. *Indoor Air* vol.14 (suppl 7), 134-143.
- Nielsen P.V. 2007. Analysis and Design of Room Air Distribution Systems HVAC&R Research 13, Issue 6, 987-997.
- Nielsen P.V. 2011. The “Family Tree” of air distribution systems. Proceedings of Roomvent 2011, Trondheim, Norway.
- Novoselac A. et Srebric J. 2003. Comparison of Air Exchange Efficiency and Contaminant Removal Effectiveness as IAQ indices. *ASHRAE Transactions*, Vol.109 Part 2, pp 339-349.
- Olmedo I. et Nielsen P.V. 2010. Analysis of the IEA 2D test. 2D, 3D, steady or unsteady airflow? DCE Technical Report No. 106. Aalborg University.
- Peigné P. 2012. Étude d'un système combiné de ventilation et de chauffage au bois dans les bâtiments à basse consommation d'énergie. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- Popiolek Z., Melikov A. 2004 Improved interpretation and validation of CFD predictions. Proceedings of Roomvent 2004 conference, Coimbra, Portugal, pp 4.
- Rajaratnam N. 1976. Turbulent jets. Elsevier Science Ltd.
-

-
- Rohdin P., Moshfegh B. 2011. Numerical modelling of industrial indoor environments: A comparison between different turbulence models and supply systems supported by field measurements. *Building and Environment* 46, 2365-2374.
- Rong L. et Nielsen P.V. 2008. Simulation with different turbulence models in an annex 20 room benchmark test using Ansys CFX 11.0. DCE Technical Report No. 46. Aalborg University.
- Russell M., Sherman M. and Rudd A. 2005. Review of Residential Ventilation Technologies
- Sajadi B., Saidi M.H., Mohebbian A. 2011. Numerical investigation of the swirling air diffuser: Parametric study and optimization. *Energy and Buildings* 43, 1329–1333.
- Sandberg M. 1981. What is ventilation efficiency? *Building and Environment* 16, 123–135.
- Schellen L., Loomans M.G.L.C., Kingma B.R.M., De Wit M.H., Frijns A.J.H., Van Marken Lichtenbelt W.D. 2012. The use of a thermophysiological model in the built environment to predict thermal sensation: Coupling with the indoor environment and thermal sensation. *Building and Environment* 59, 10–22.
- Schiestel R. 1998. Modélisation et simulation des écoulements turbulents. Paris : Hermès.
- Shamami K.K., Birouk M. 2009. Three-dimensional numerical simulation of an equilateral triangular turbulent free jet. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 19, no. 7, 894–912.
- Shamami K.K., Birouk M. 2010. Free jet issuing from a pipe with a triangular collar: A numerical simulation. *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering* 26, no. 12, 1817–1823.
- Skovgaard M, Nielsen, PV. 1991, Modelling Complex Inlet Geometries in CFD: applied to air flow in ventilated rooms, *Indoor Environmental Technology*, no. 21, vol. R9149, Dept. of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg.
- Srebric J., Chen Q. 2001. A method of test to obtain diffuser data for CFD modeling of room airflow. *ASHRAE Transactions*, 107(2), 108-116.
- Srebric J., Chen Q. 2002. Simplified numerical models for complex air supply diffusers. *HVAC&R Research*, 8(3), 277-294.
- Sun Y., Smith T.F. 2005. Air flow characteristics of a room with square cone diffusers. *Building and Environment* 40, 589–600.
- Sundell J., Levin H., Nazaroff W.W., Cain W.S., Fisk W.J., Grimsrud D.T., Gyntelberg F., Li Y., Persily A.K., Pickering A.C., Samet J.M., Spengler J.D., Taylor S.T., Weschler C.J. 2011. Ventilation rates and health: multidisciplinary review of the scientific literature. *Indoor Air* 21, 191–204.
- Tanaka E. 1970. The Interference of Two-Dimensional Parallel Jets: 1st Report, Experiments on Dual Jet. *Bulletin of JSME* 13, no. 56, 272–280.
-

-
- VABAT. 2009. Vecteur air et traitement des ambiances dans les bâtiments à très basse consommation énergétique : approche numérique, expérimentale et architecturale, ALDES, LASH-ENTPE, LEPTIAB-ULR, Décembre 2009.
- Van Hooff T, Blocken B, Defraeye T, Carmeliet J, van Heijst GJF. 2012. PIV measurements and analysis of transitional flow in a reduced-scale model: ventilation by a free plane jet with Coanda effect. *Building and Environment* 56, 301-313.
- Wargocki P., Wyon D. P., Fanger P.O. 2000. Productivity is affected by the air quality in offices. *Proceedings of Healthy Buildings 2000*, Espoo, Finland.
- Wargocki P., Sundell J., Bischof W., Brundrett G., Fanger P.O., Gyntelberg F., Hanssen S.O., Harrison P., Pickering A., Seppänen O., Wouters P. 2002. Ventilation and health in non-industrial indoor environments: report from a European Multidisciplinary Scientific Consensus Meeting (EUROVEN). *Indoor Air* 12, 113–128.
- Wyon D. P. 2004. The effects of indoor air quality on performance and productivity. *Indoor Air* Volume 14, 92–101.
- Yao R., Li B., Liu J. 2009. A theoretical adaptive model of thermal comfort – Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV). *Building and Environment* 44, 2089-2096.
- Zhang T, Lee K, Chen Q. 2009. A simplified approach to describe complex diffusers in displacement ventilation for CFD simulations. *Indoor Air* 19, 255-267.
- Zhai ZJ., Zhang Z., Zhang W., Chen Q. 2007. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1— Summary of Prevalent Turbulence Models. *HVAC&R Research* 13, 853-870.
- Zukowska D., Melikov A., Popiolek Z. 2007. Thermal plume above a simulated sitting person with different complexity of body geometry. *Proceedings of Roomvent 2007 conference*.

Annexe A : Calcul du Vote Moyen Prévisible (PMV)

Le PMV est calculé en utilisant les Equations A.1 à A.4 [ISO7730, 2005].

$$\text{PMV} = [0,303 \cdot e^{(-0,036 \cdot M)} + 0,028] \cdot \{(M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W - pa) - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - pa) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_{\text{air}}) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{\text{cl}} \cdot [(T_{\text{cl}} + 273)^4 - (T_{\text{rm}} + 273)^4]] - f_{\text{cl}} \cdot h_{\text{c}} \cdot (T_{\text{cl}} - T_{\text{air}})\} \quad (\text{A.1})$$

$$T_{\text{cl}} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{\text{cl}} \cdot \{3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{\text{cl}} \cdot [(T_{\text{cl}} + 273)^4 - (T_{\text{rm}} + 273)^4]\} + f_{\text{cl}} \cdot h_{\text{c}} \cdot (T_{\text{cl}} - T_{\text{air}}) \quad (\text{A.2})$$

$$f_{\text{cl}} = \begin{cases} 1,00 + 0,2I_{\text{cl}} & \text{pour } I_{\text{cl}} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1I_{\text{cl}} & \text{pour } I_{\text{cl}} \geq 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

$$h_{\text{c}} = \begin{cases} 2,38(T_{\text{cl}} - T_{\text{air}})^{0,25} & \text{pour } 2,38(T_{\text{cl}} - T_{\text{air}})^{0,25} > 12,1\sqrt{V_{\text{air}}} \\ 12,1\sqrt{V_{\text{air}}} & \text{pour } 12,1\sqrt{V_{\text{air}}} > 2,38(T_{\text{cl}} - T_{\text{air}})^{0,25} \end{cases} \quad (\text{A.4})$$

Avec : M : métabolisme (W/m^2)

W : travail extérieur (W/m^2)

I_{cl} : résistance thermique du vêtement ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

f_{cl} : facteur de majoration de surface d'échange dû à la vêtue

T_{air} : température de l'air ($^{\circ}\text{C}$)

T_{rm} : température radiante moyenne ($^{\circ}\text{C}$)

V_{air} : vitesse de l'air relativement au corps (m/s)

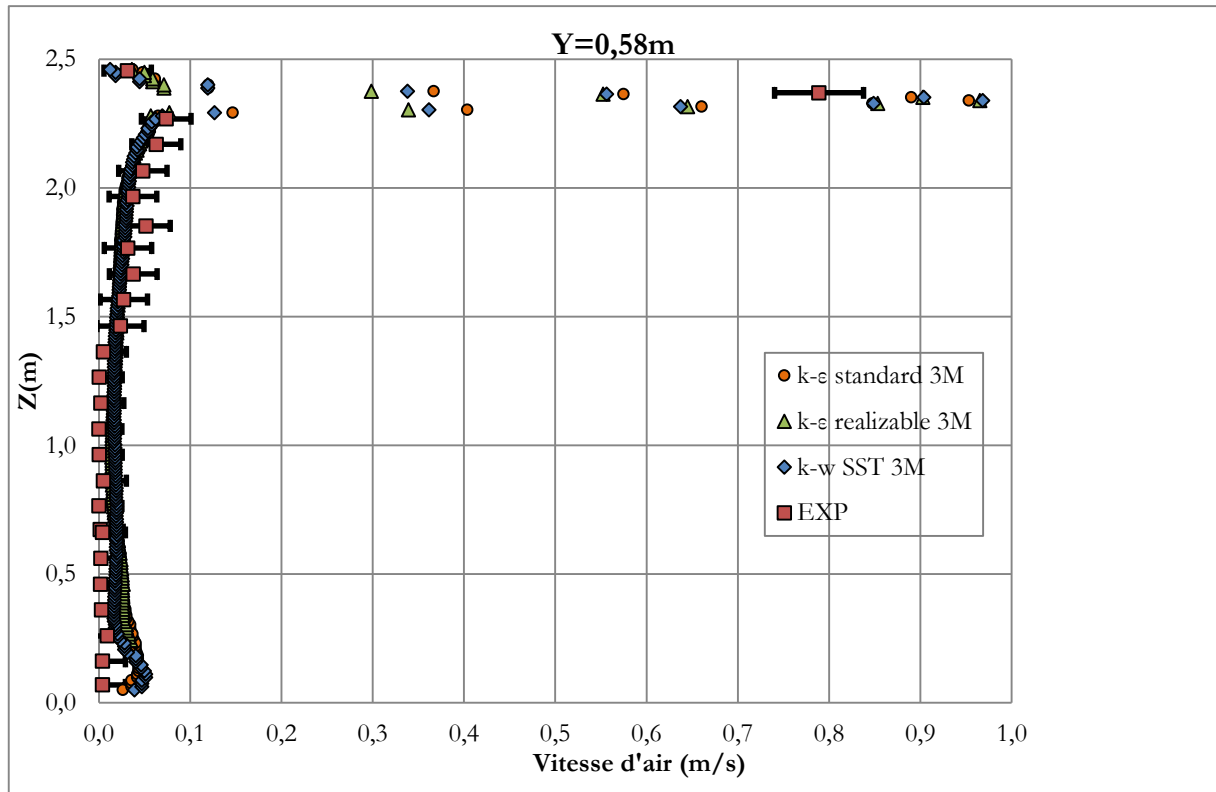
pa : pression de vapeur d'eau (Pa)

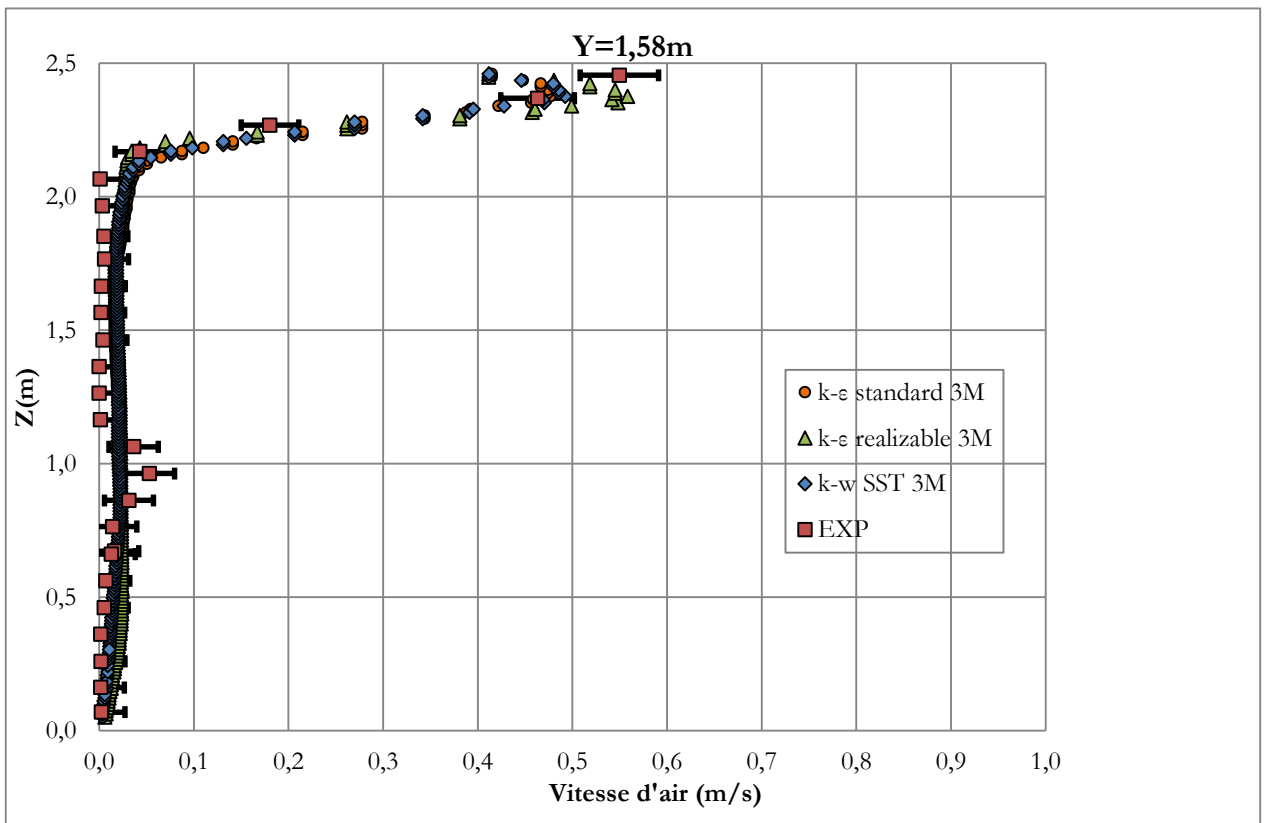
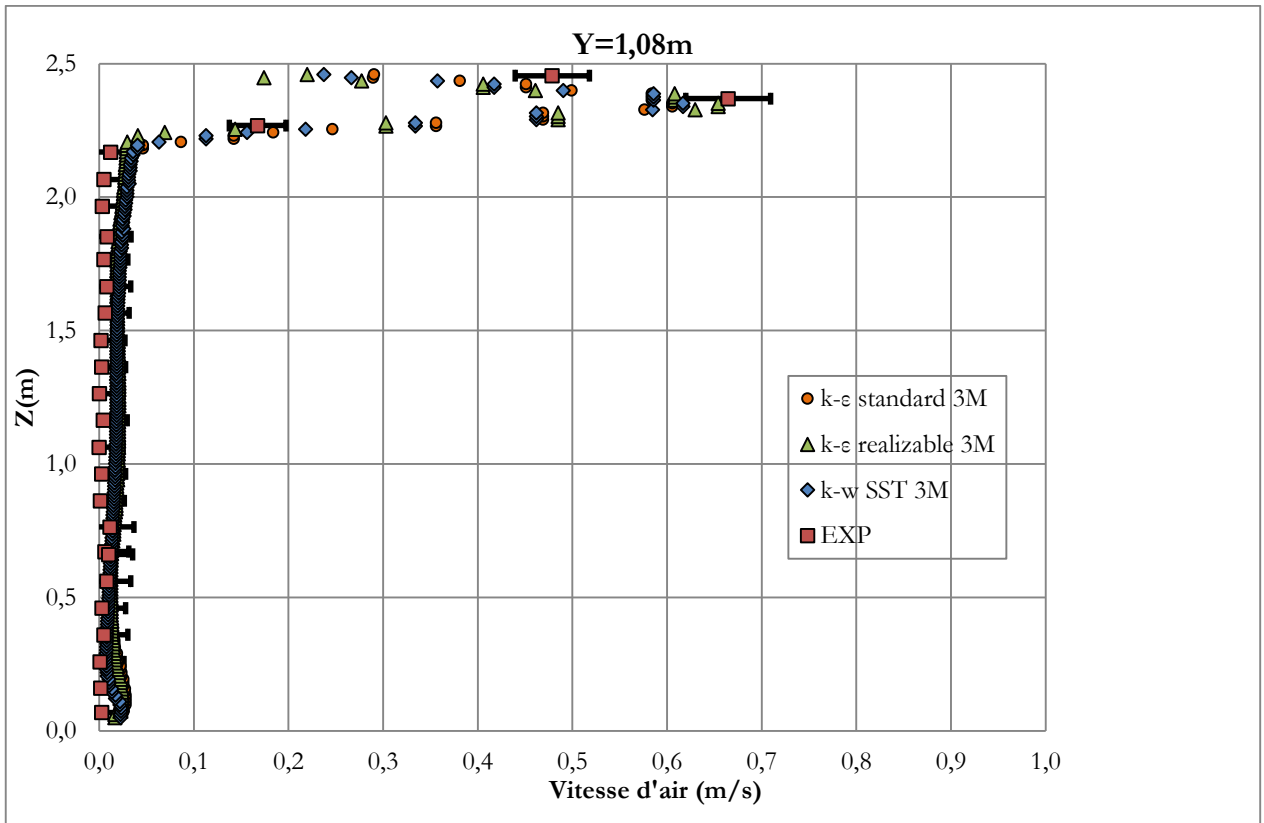
h_{c} : coefficient d'échange superficiel convectif [$(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$]

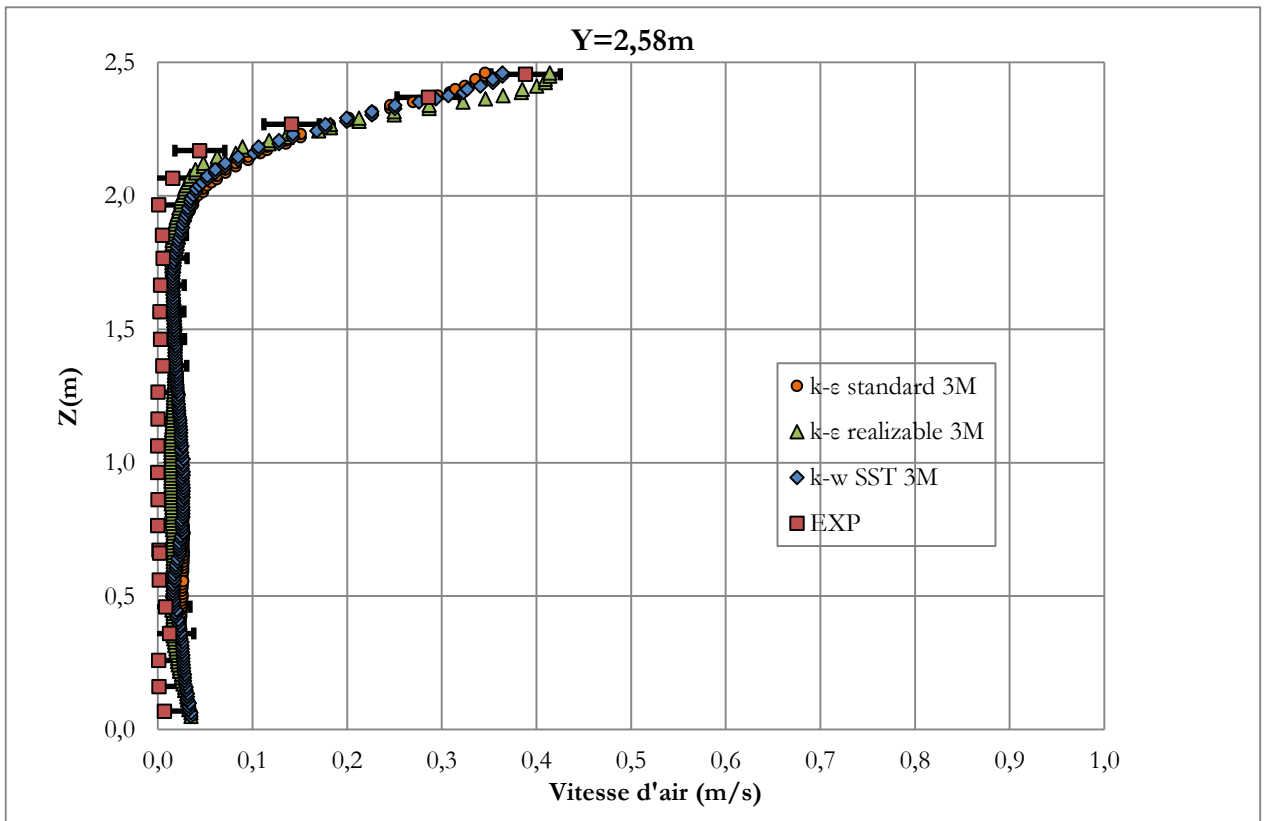
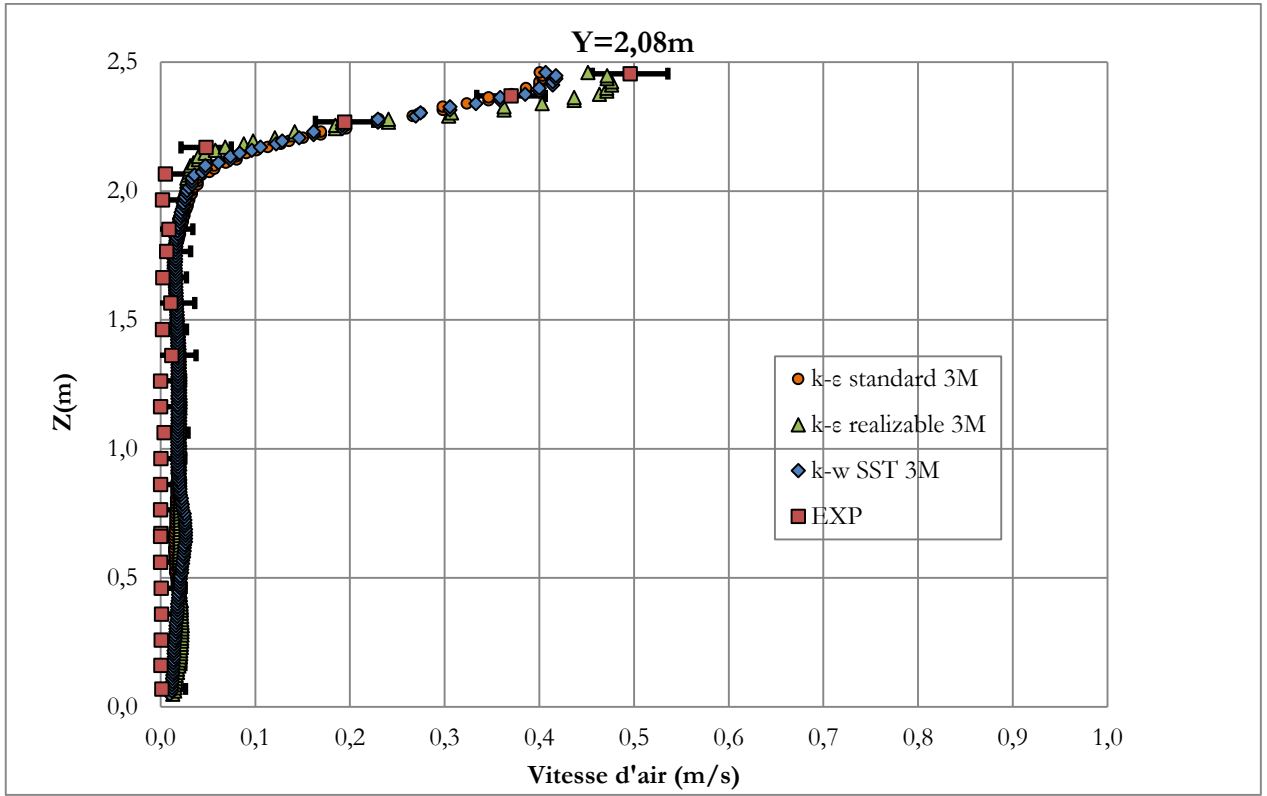
T_{cl} : température de surface des vêtements ($^{\circ}\text{C}$)

Annexe B : Etude préliminaire (cellule MINIBAT)

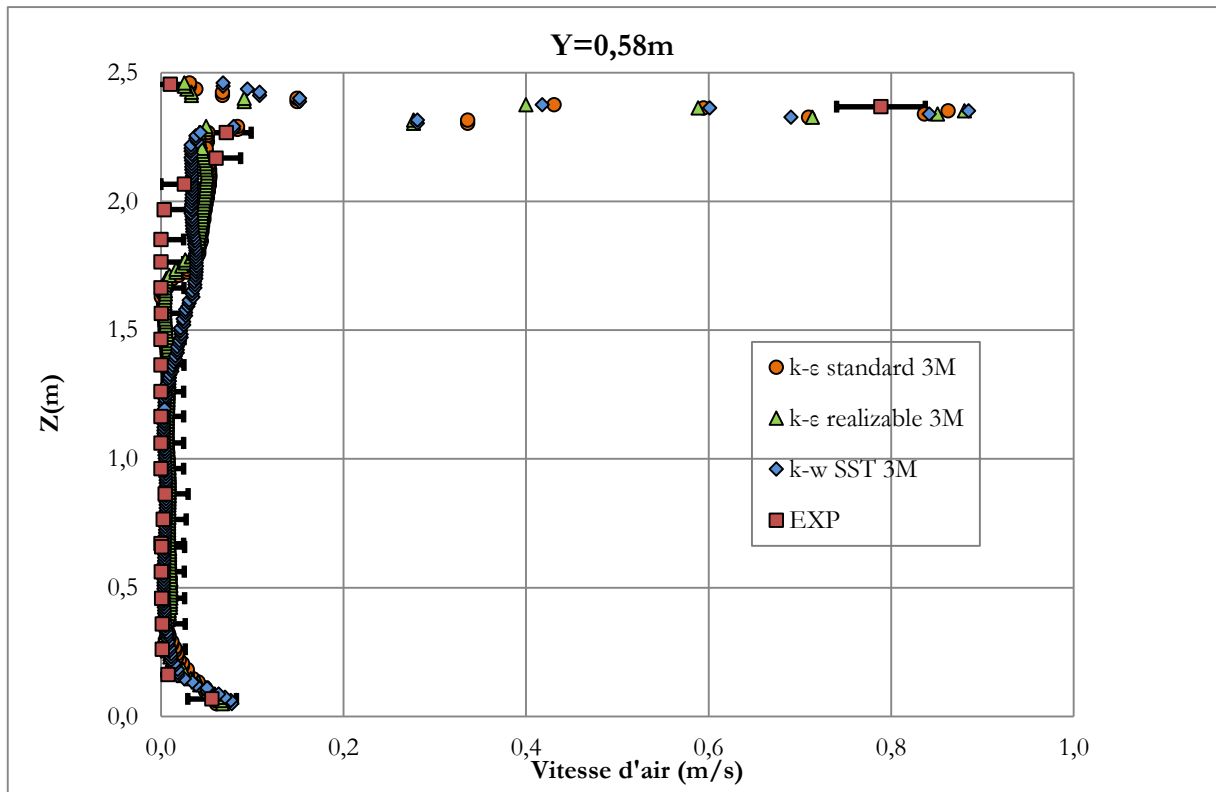
Cas isotherme : profils de vitesse d'air dans le plan médian

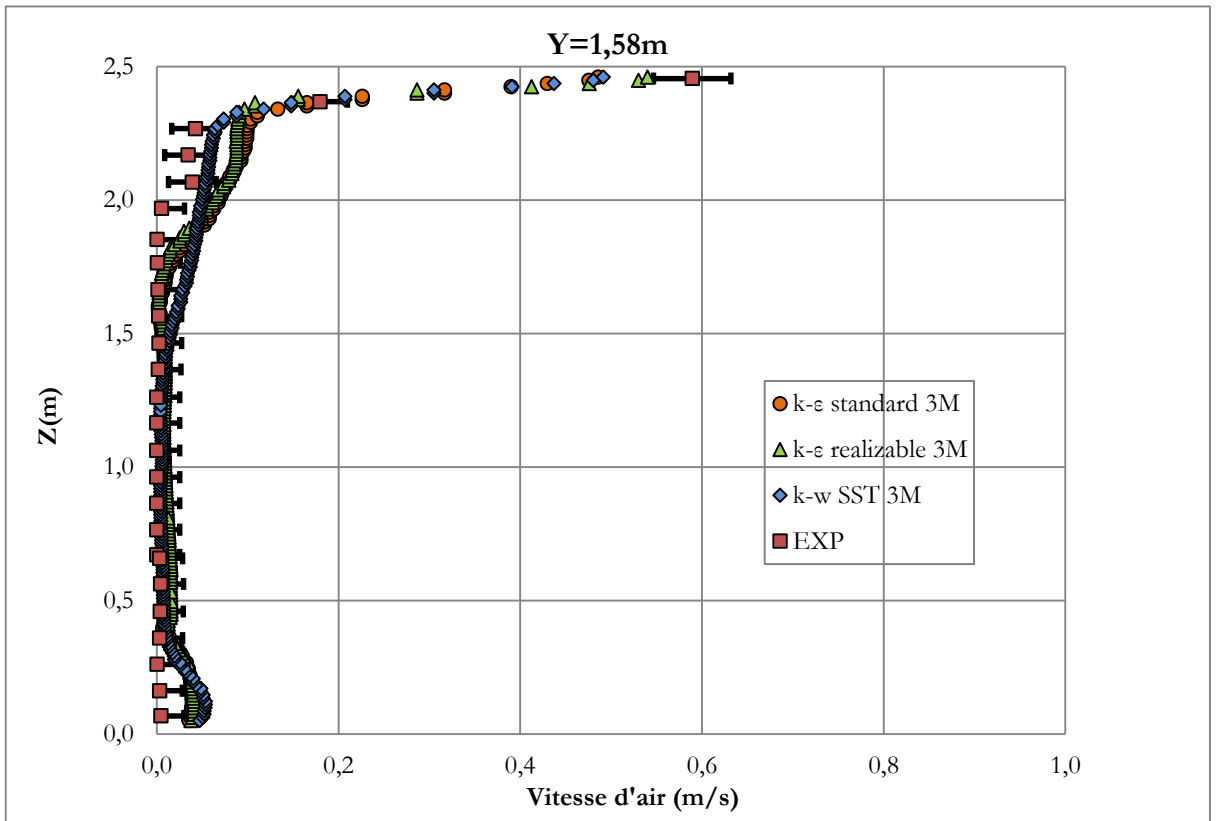
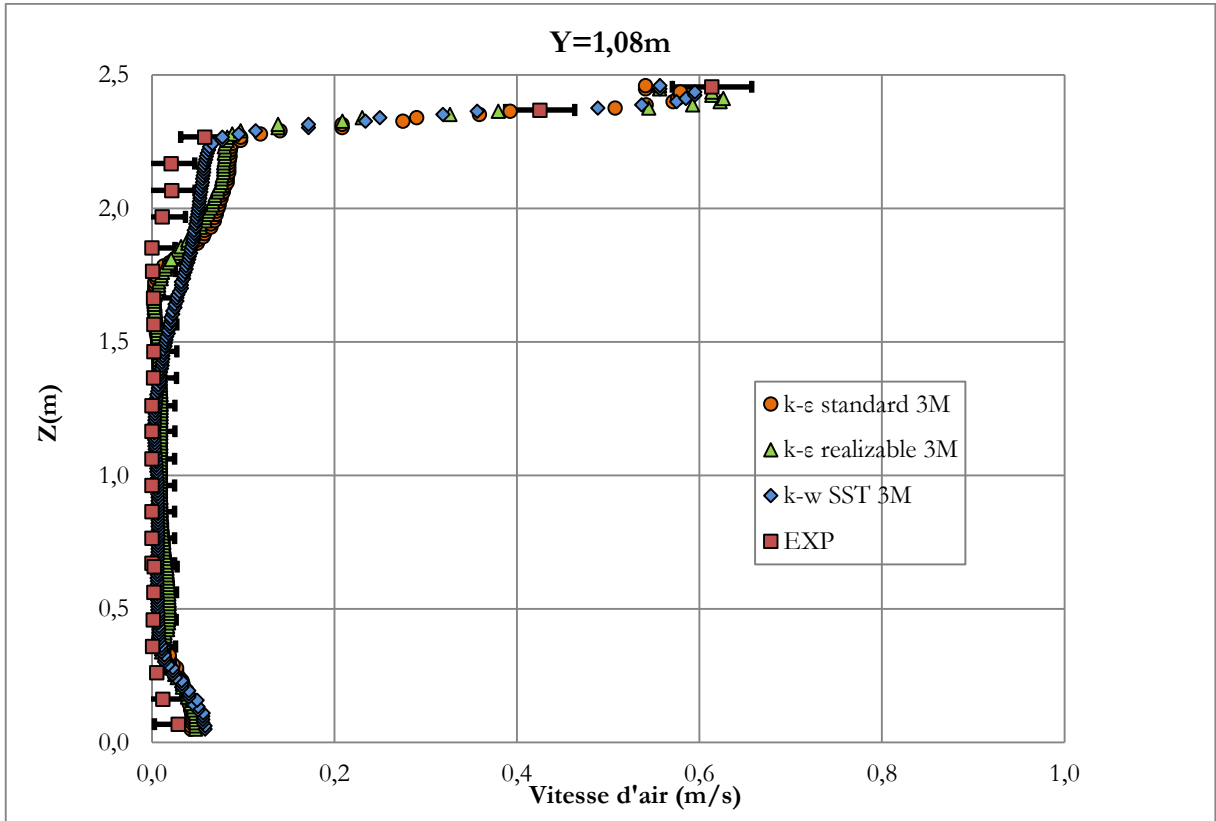


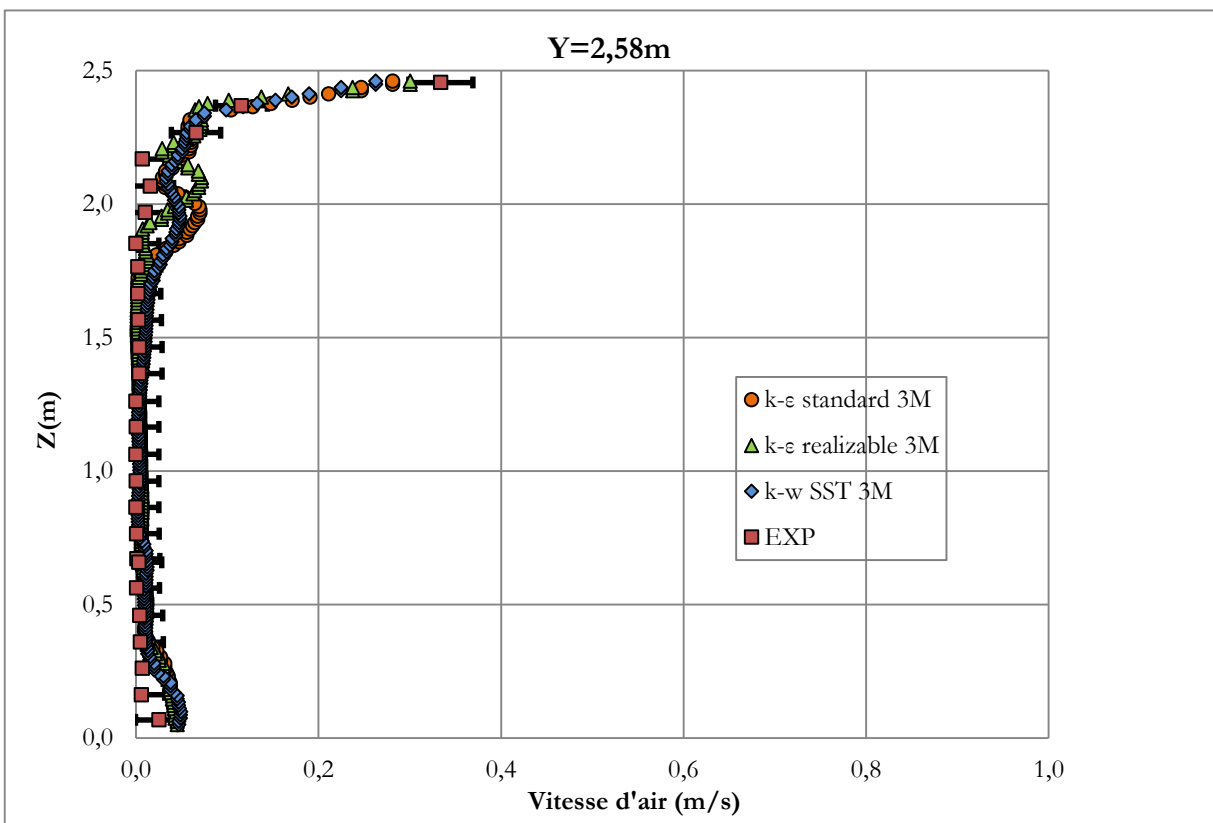
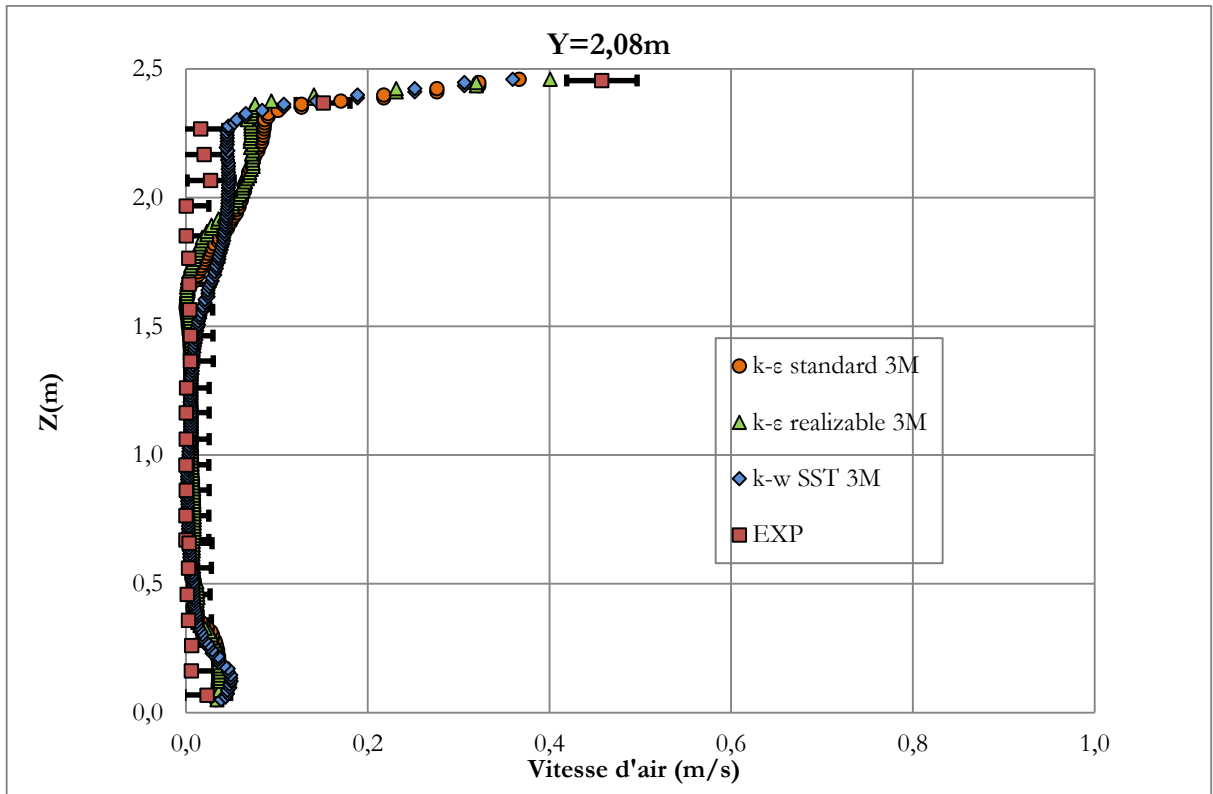




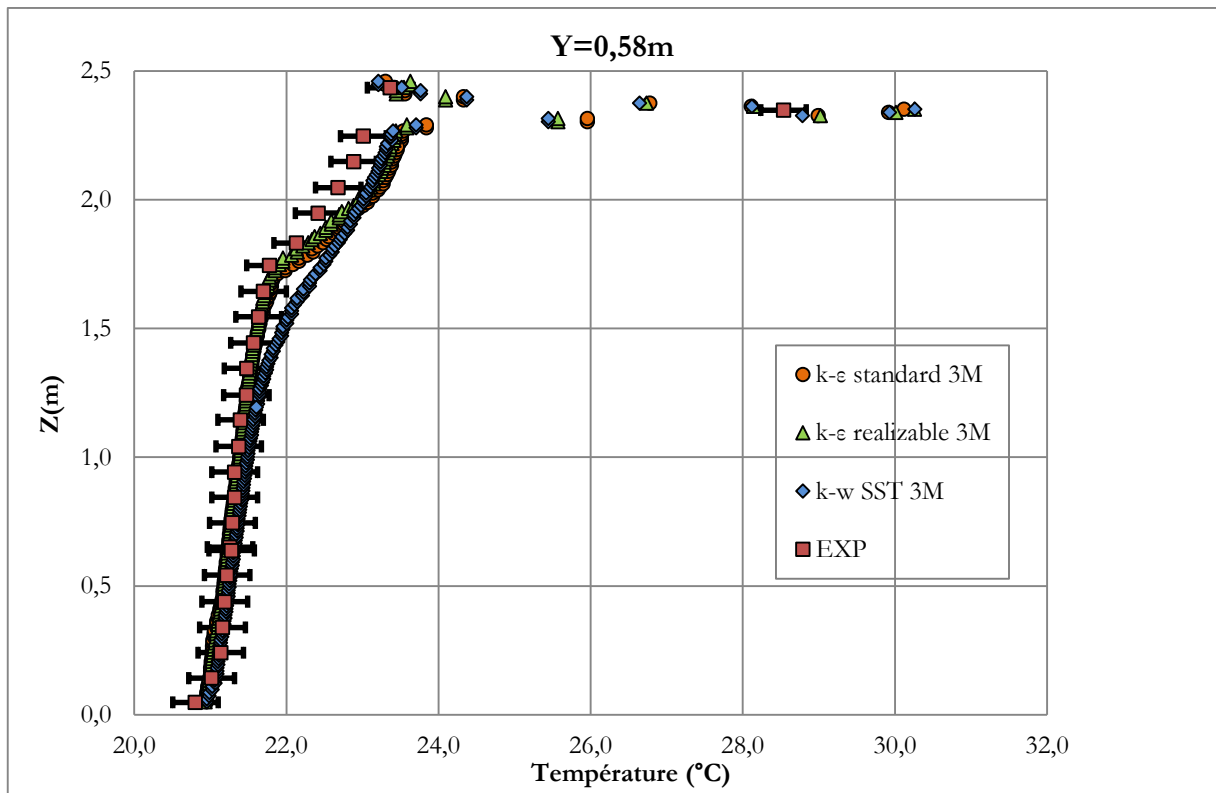
Cas chaud : profils de vitesse d'air dans le plan médian

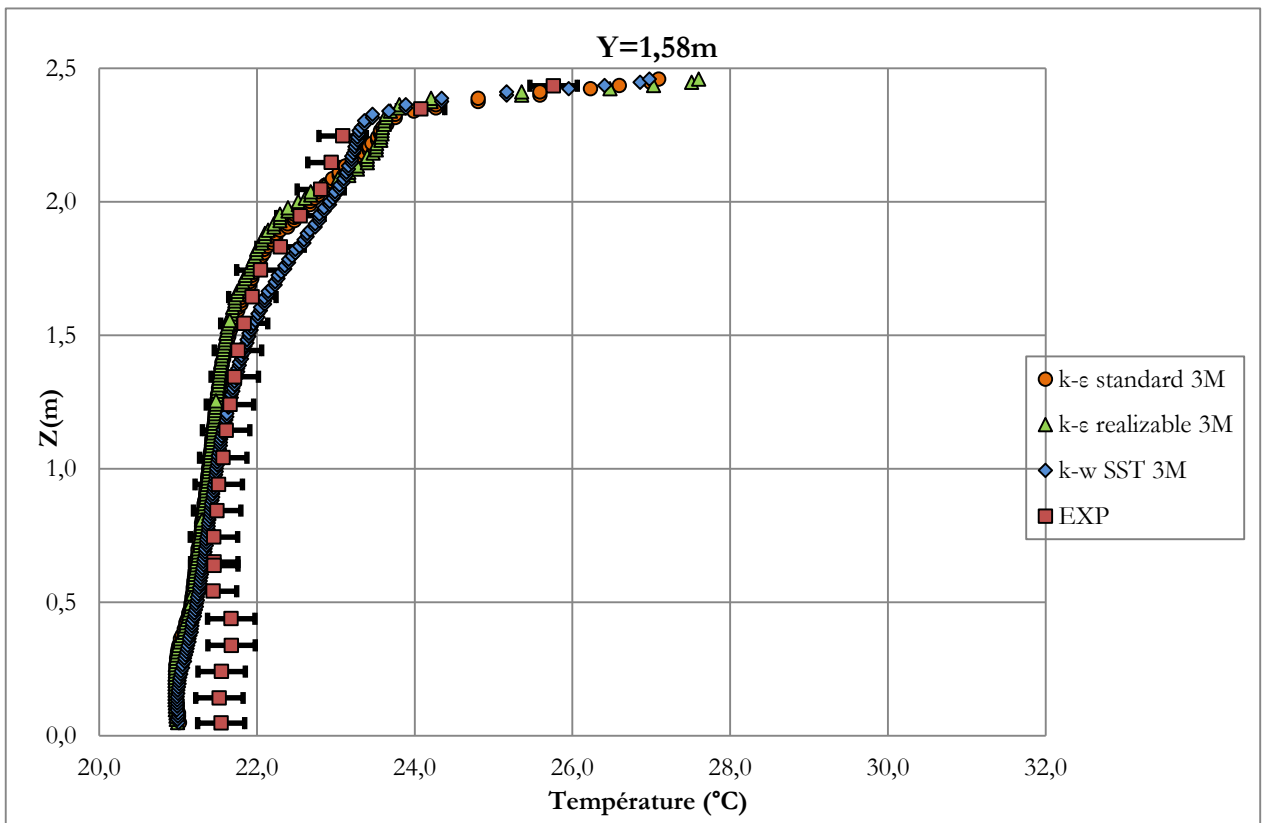
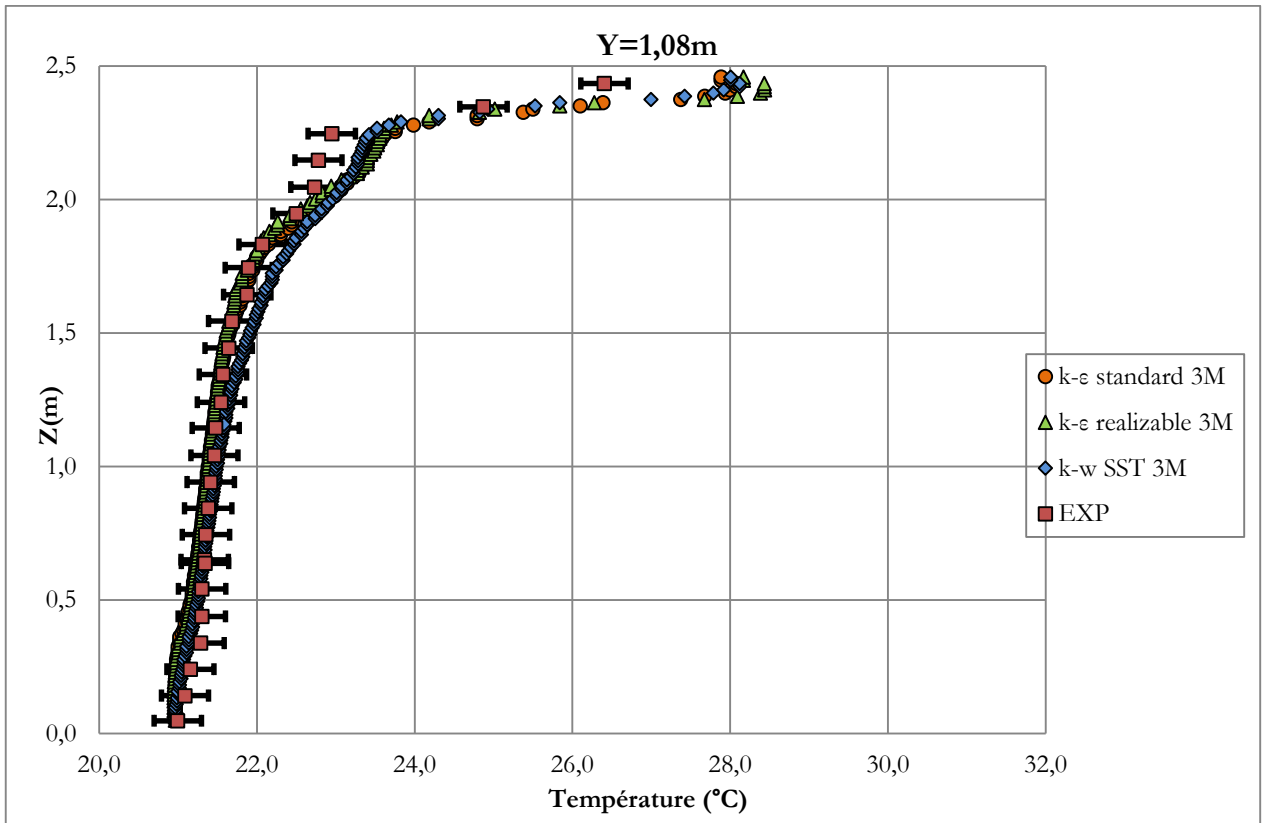


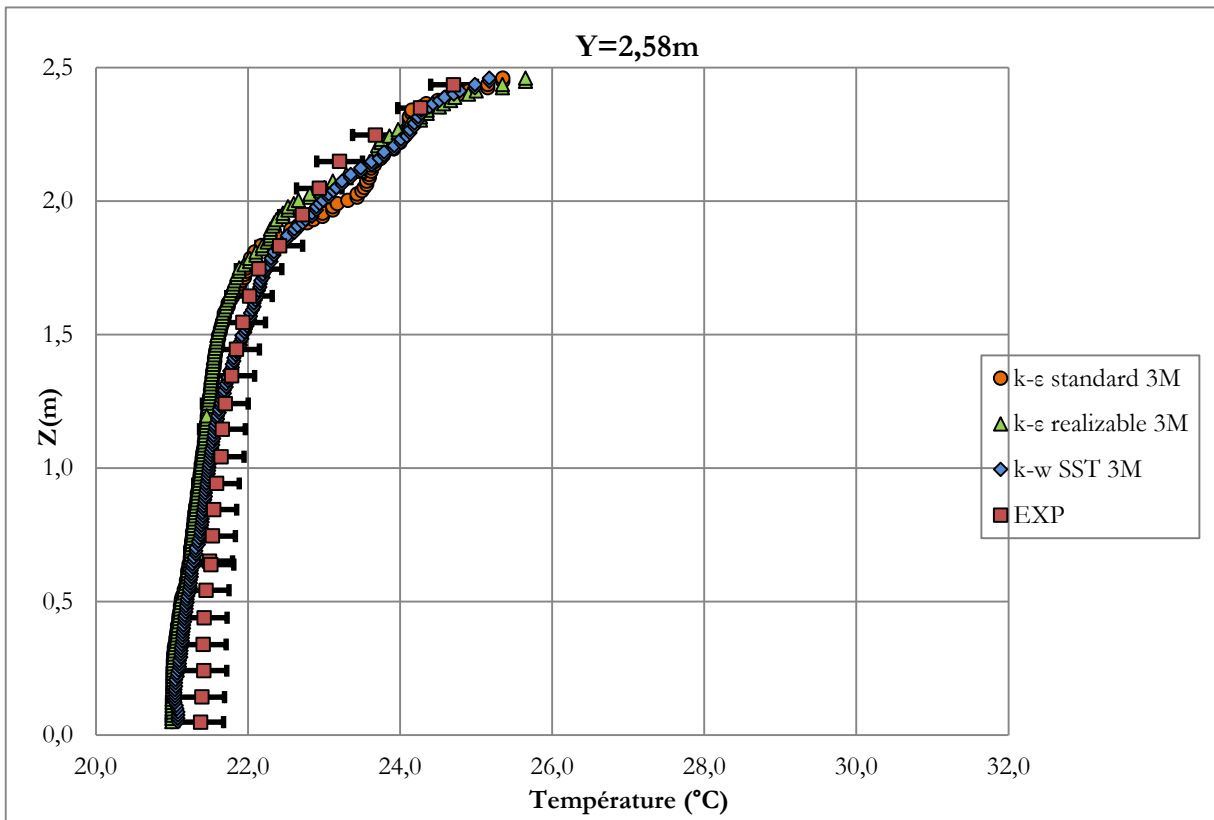
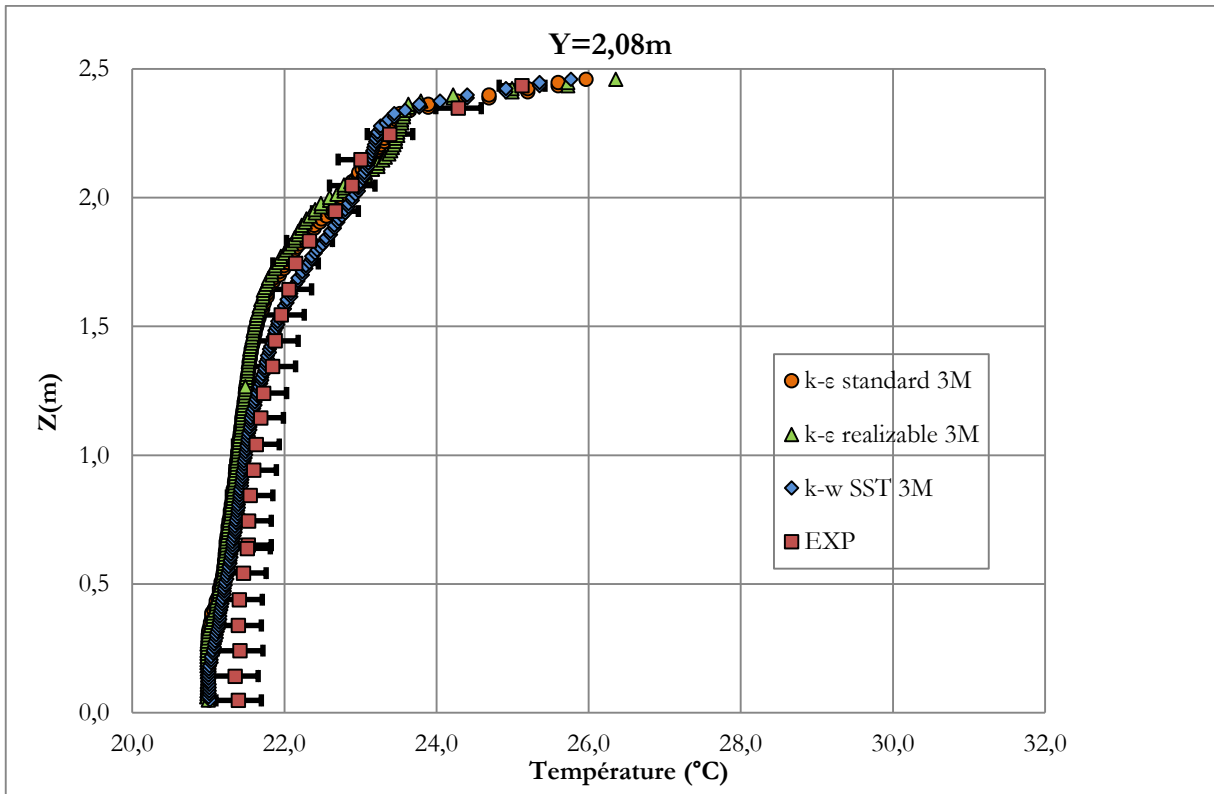




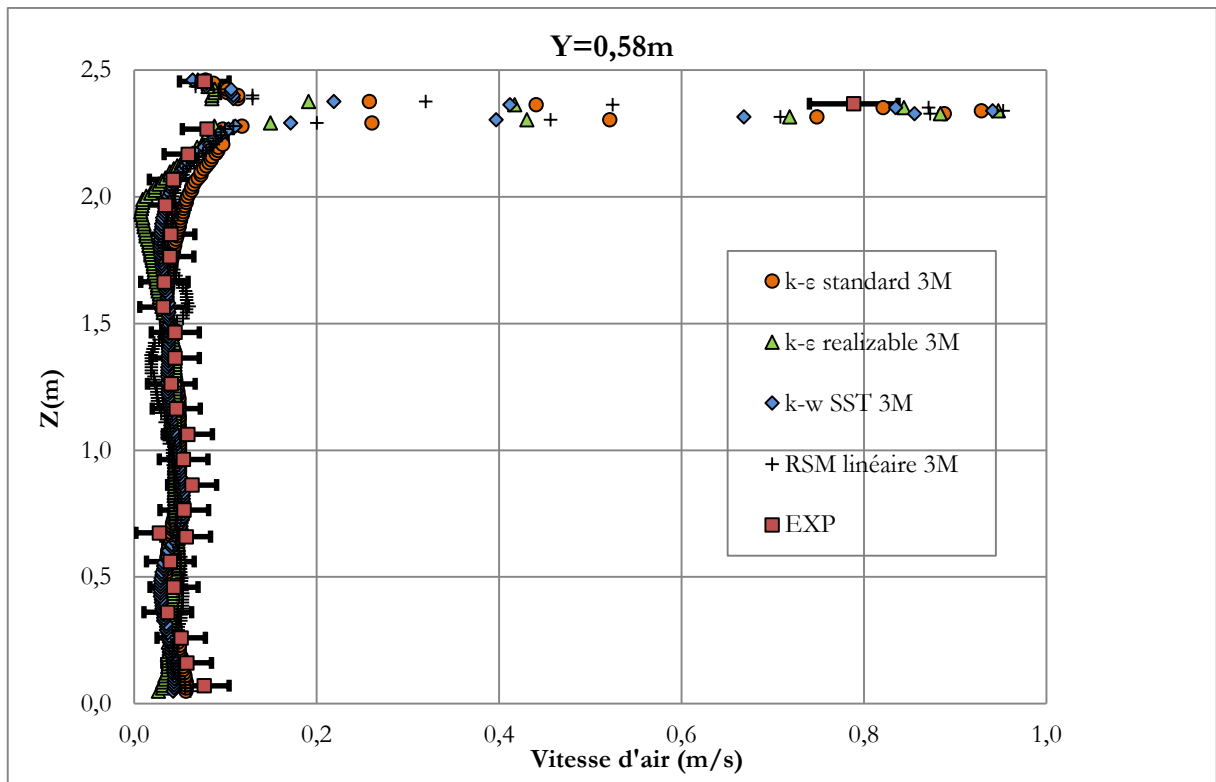
Cas chaud : profils de température d'air dans le plan médian

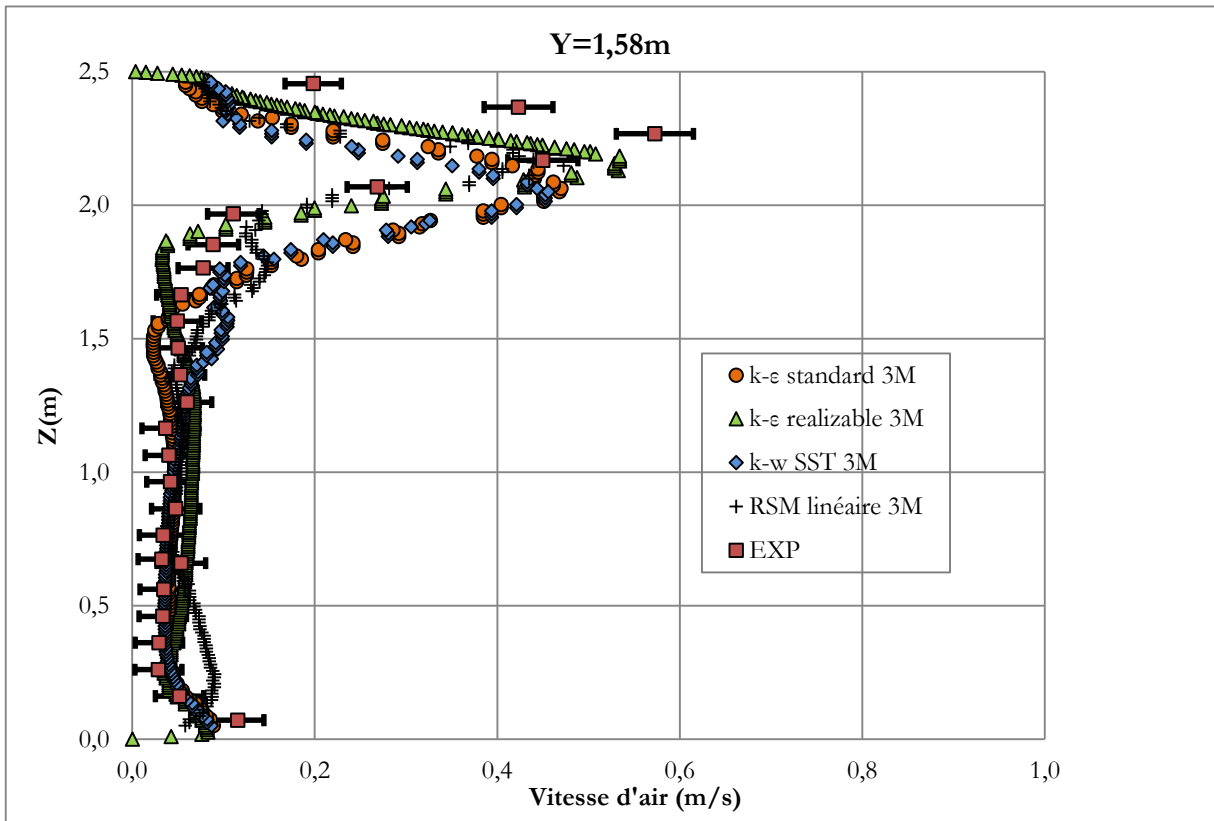
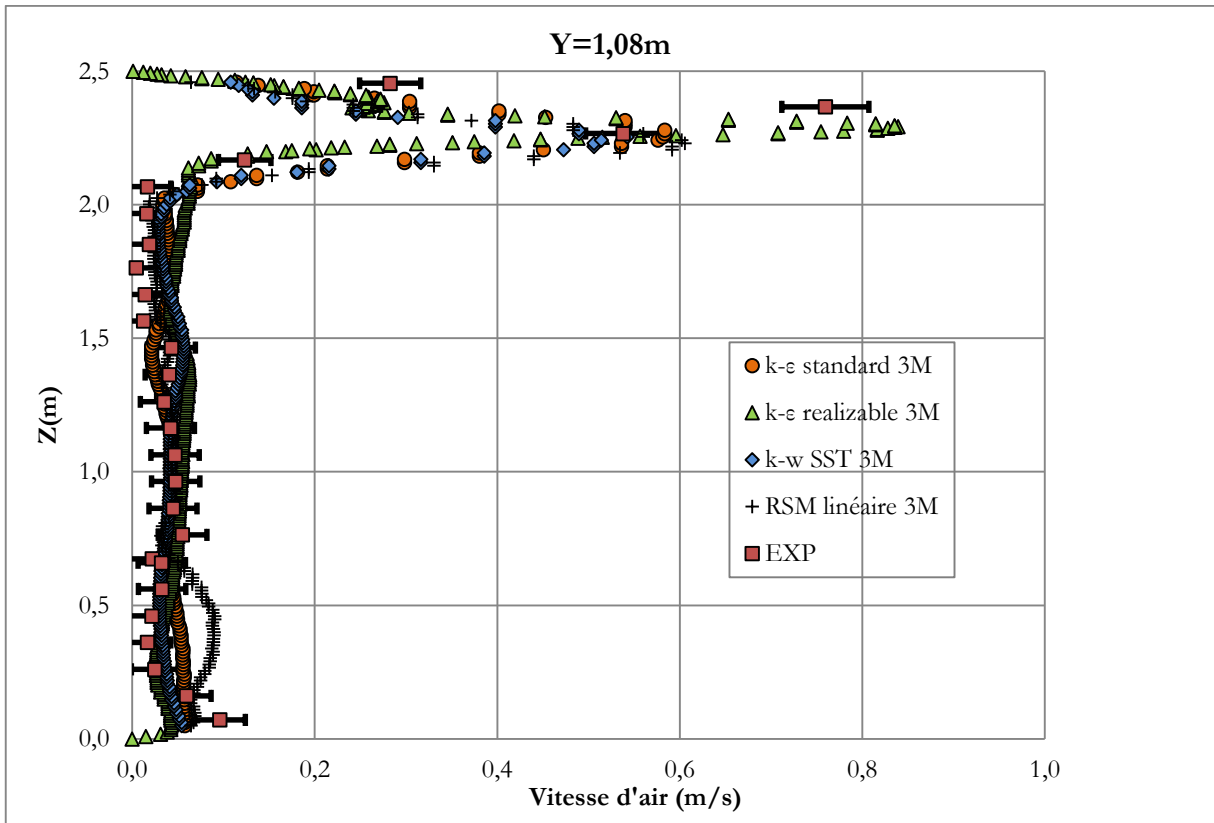


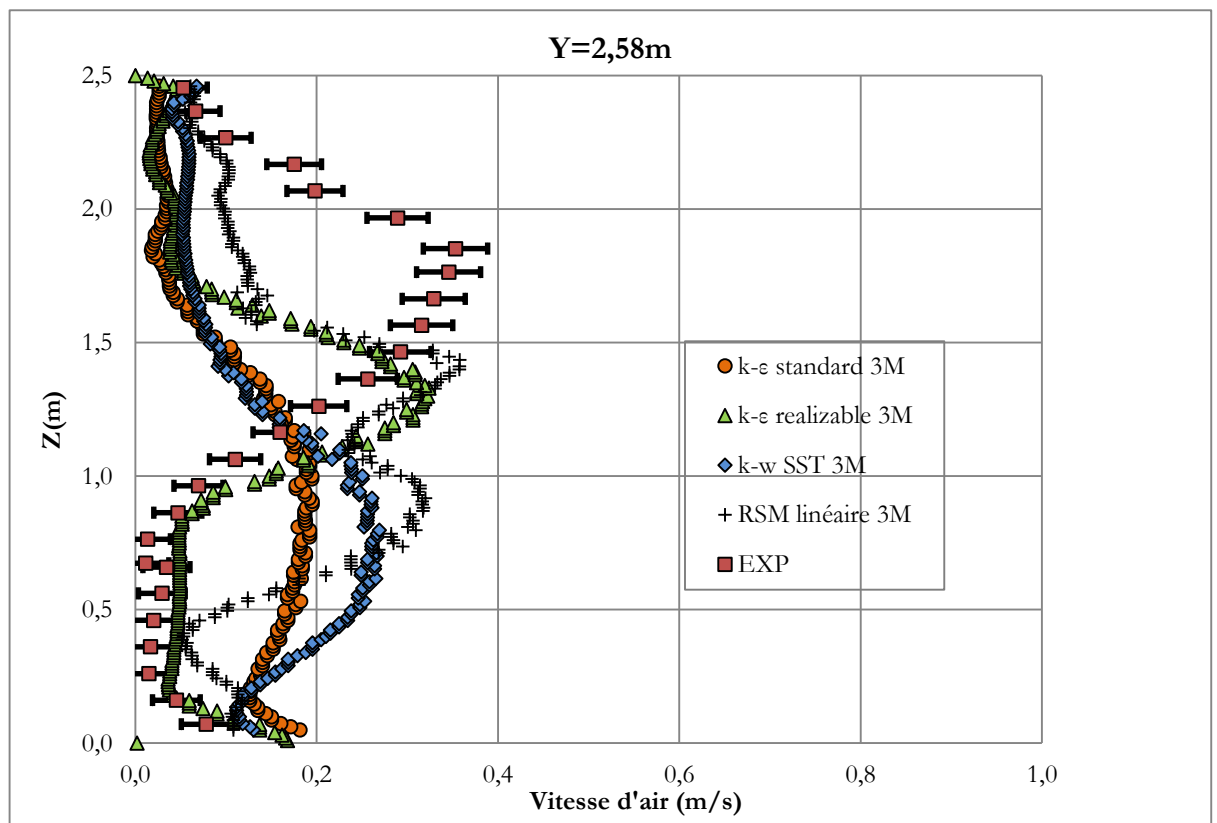
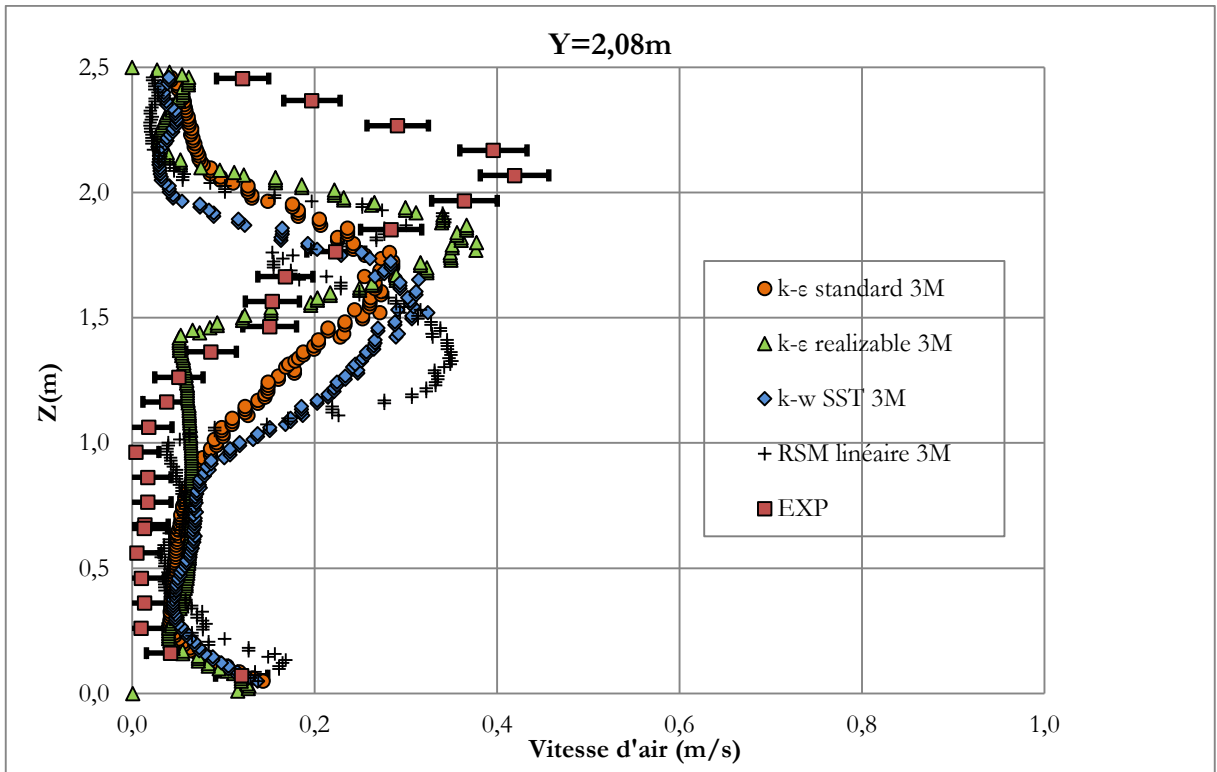




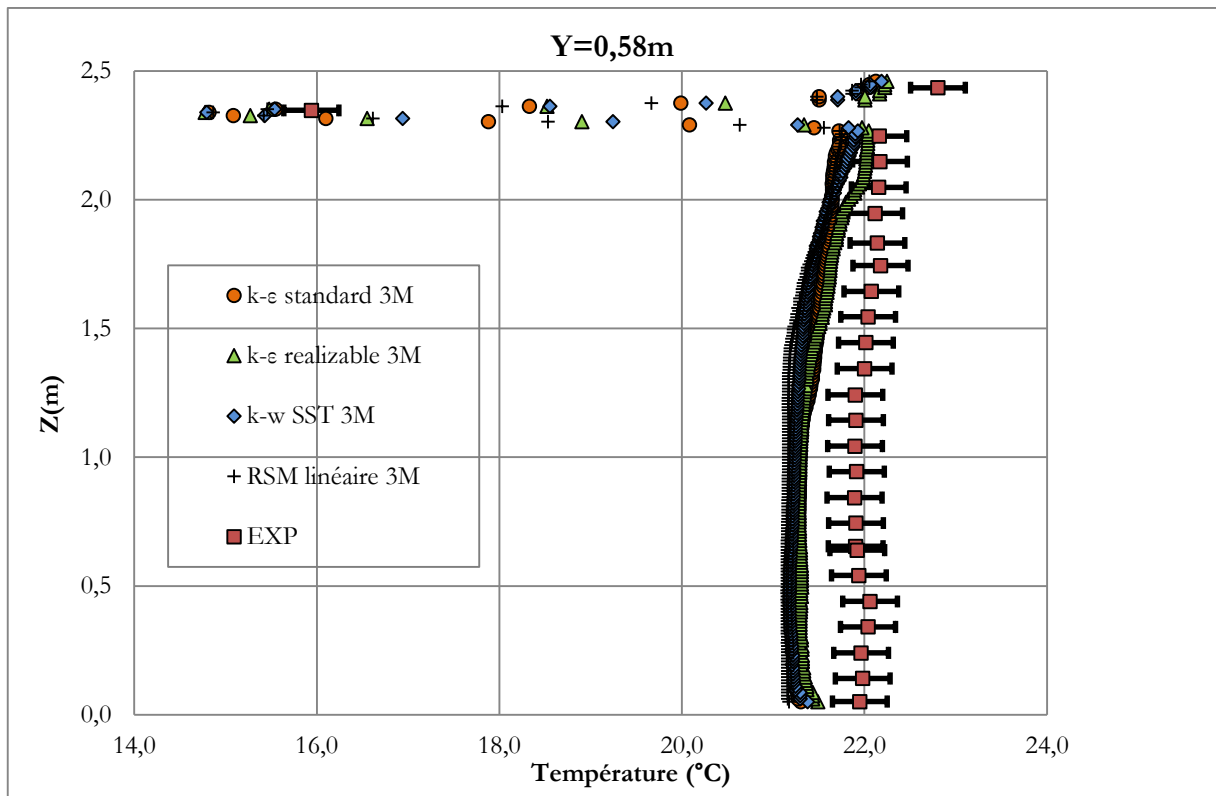
Cas froid : profils de vitesse d'air dans le plan médian

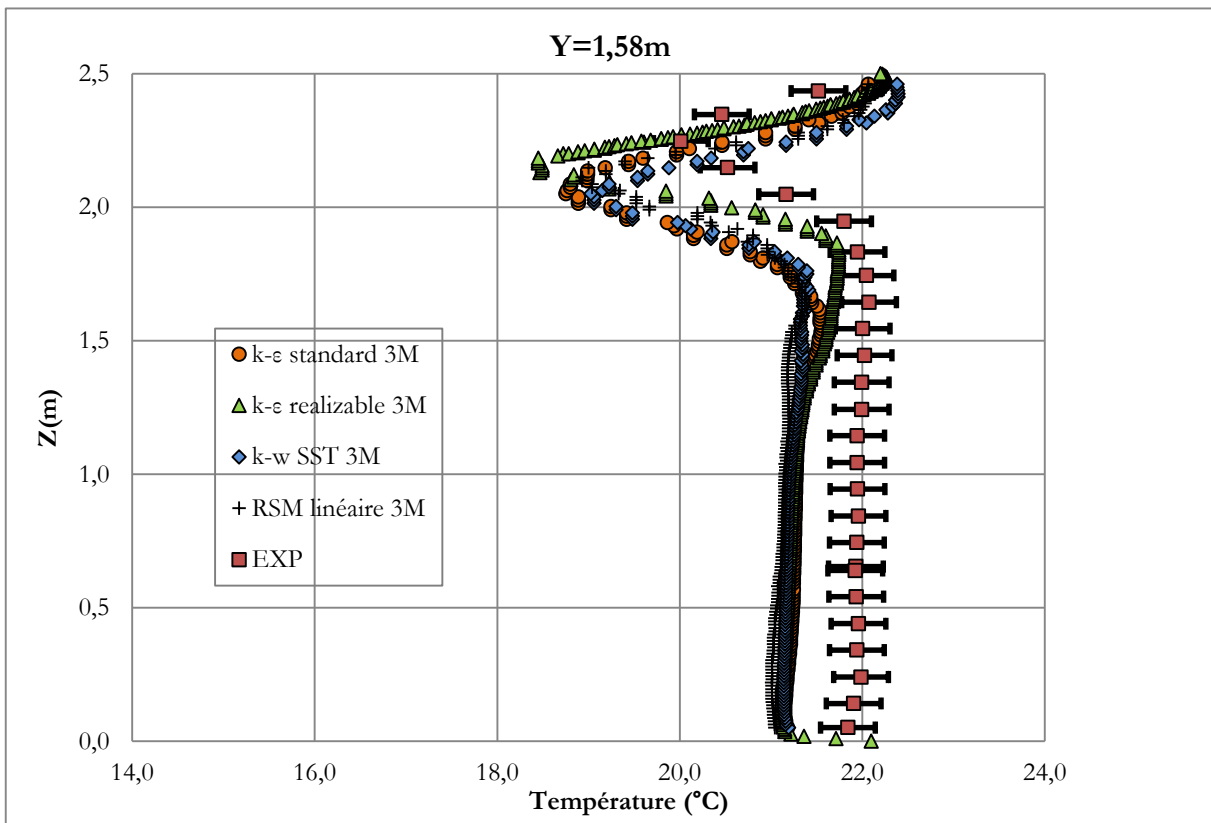
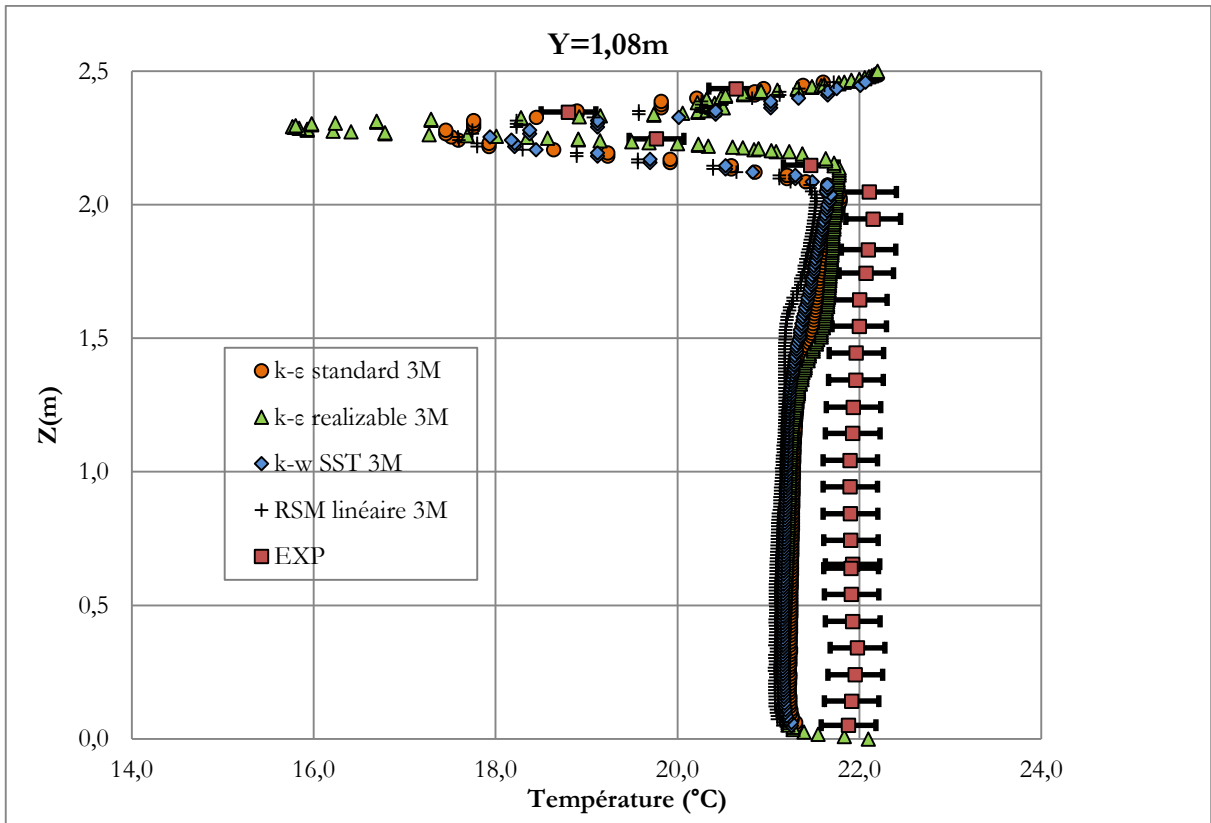


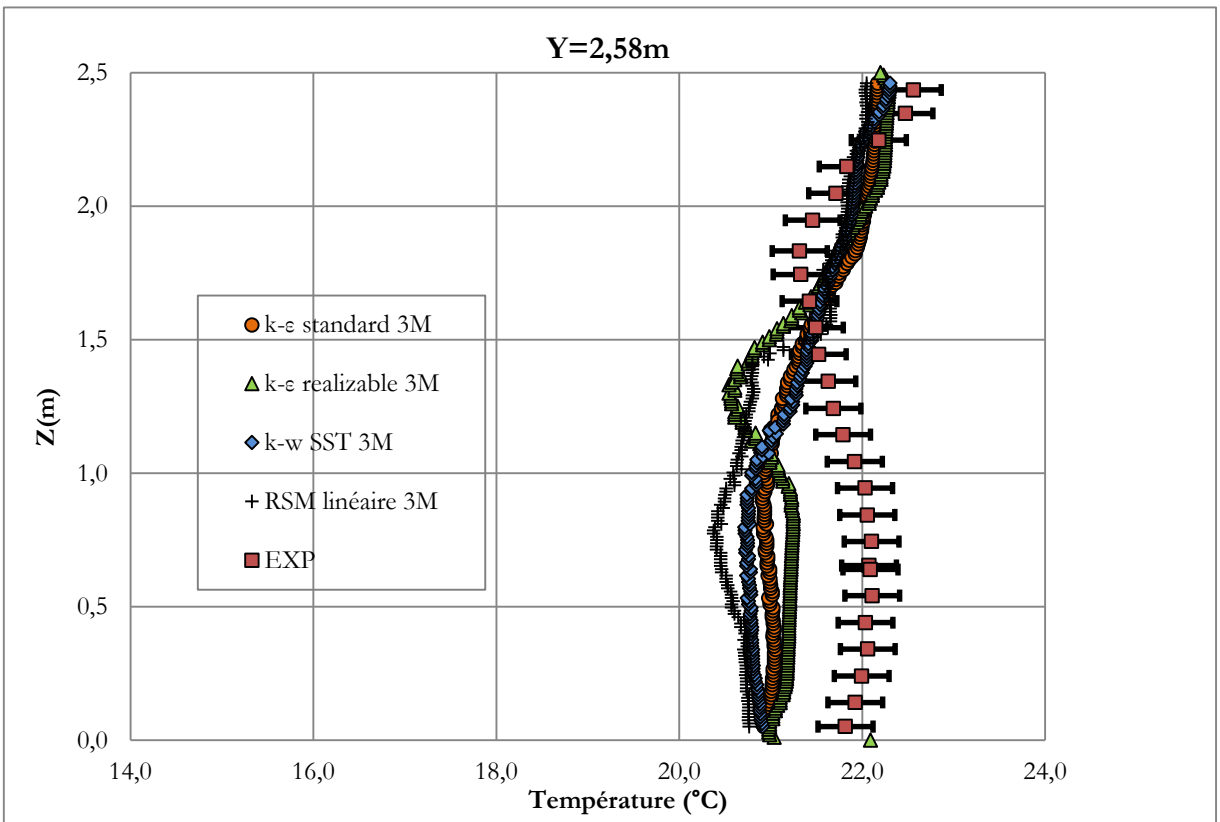
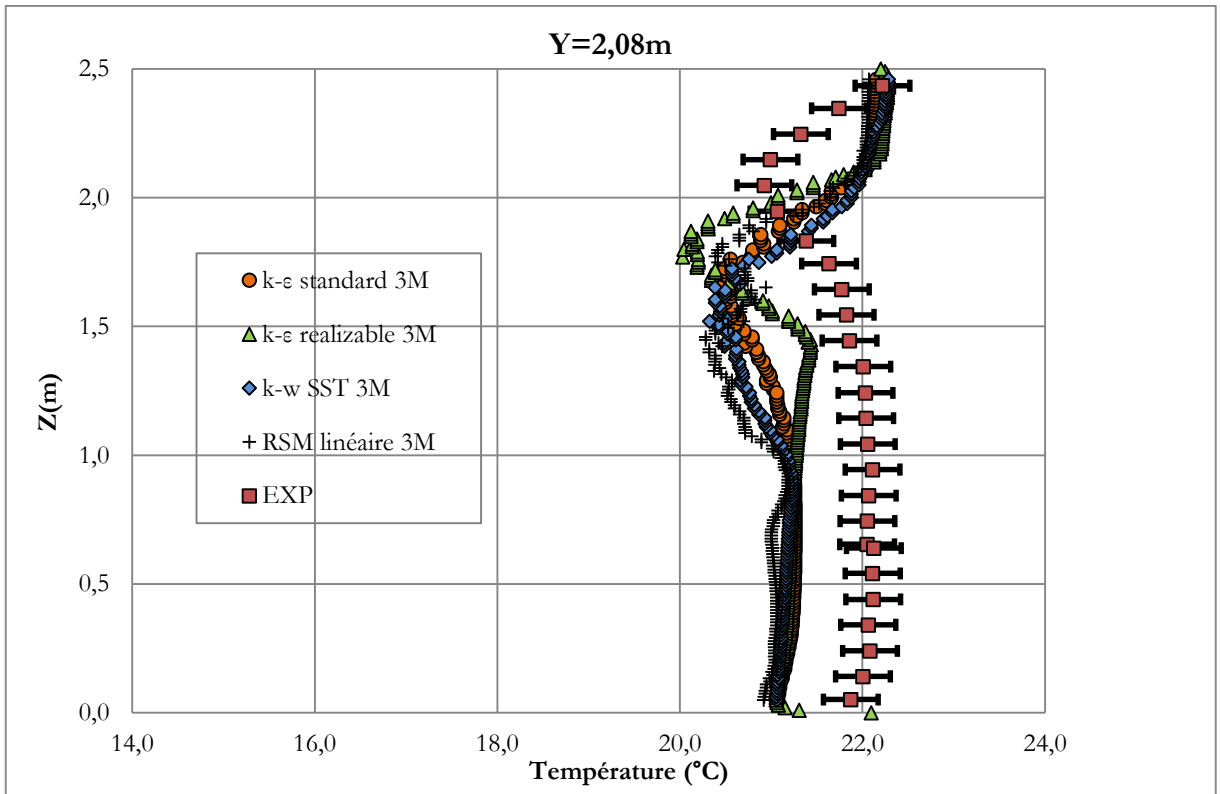




Cas froid : profils de température d'air dans le plan médian







Annexe C : Mesures expérimentales

Essai C0+ : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

Tair 20,9 Vair 0,00	Tglobe 20,5 [CO2] -	Tair 20,9 Vair 0,00	Tglobe 20,4 [CO2] -	Tair 21,1 Vair 0,01	Tglobe 20,5 [CO2] -
Tair 19,9 Vair 0,00	Tglobe 20,1 [CO2] -	Tair 20,0 Vair 0,00	Tglobe 20,1 [CO2] -	Tair 20,0 Vair 0,00	Tglobe 19,8 [CO2] -
Tair 19,2 Vair 0,00	Tglobe 19,4 [CO2] -	Tair 19,3 Vair 0,00	Tglobe 19,4 [CO2] -	Tair 19,2 Vair 0,03	Tglobe 19,3 [CO2] -

Tair 20,9 Vair 0,00	Tglobe 20,5 C -	Tair 20,9 Vair 0,00	Tglobe 20,5 C -	Tair 20,9 Vair 0,00	Tglobe 20,4 C -
Tair 19,9 Vair 0,00	Tglobe 19,8 C -	Tair 20,0 Vair 0,00	Tglobe 19,9 C -	Tair 20,1 Vair 0,00	Tglobe 19,8 C -
Tair 19,1 Vair 0,00	Tglobe 19,3 C -	Tair 19,2 Vair 0,03	Tglobe 19,3 C -	Tair 19,2 Vair 0,02	Tglobe 19,3 C -

Tair 21,0 V 0,00	Tglobe 20,4 [CO2] -	Tair 20,9 V 0,00	Tglobe 20,5 [CO2] -	Tair 20,9 V 0,00	Tglobe 20,4 [CO2] -
Tair 20,0 V 0,00	Tglobe 19,9 [CO2] -	Tair 20,5 V 0,00	Tglobe 19,9 [CO2] -	Tair 20,0 V 0,00	Tglobe 19,8 [CO2] -
Tair 19,1 V 0,03	Tglobe 19,4 [CO2] -	Tair 19,2 V 0,00	Tglobe 19,3 [CO2] -	Tair 19,2 V 0,00	Tglobe 19,3 [CO2] -

Essai C0+ : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

PMV -0,23 DR 0,0	Top 20,5 ϵ_c -	PMV -0,22 DR 0,0	Top 20,4 ϵ_c -	PMV -0,19 DR 0,0	Top 20,5 ϵ_c -
PMV -0,36 DR 0,0	Top 20,1 ϵ_c -	PMV -0,35 DR 0,0	Top 20,1 ϵ_c -	PMV -0,35 DR 0,0	Top 19,8 ϵ_c -
PMV -0,48 DR 0,0	Top 19,4 ϵ_c -	PMV -0,47 DR 0,0	Top 19,4 ϵ_c -	PMV -0,48 DR 0,0	Top 19,3 ϵ_c -

PMV -0,22 DR 0,0	Top 20,5 ϵ_c -	PMV -0,22 DR 0,0	Top 20,5 ϵ_c -	PMV -0,22 DR 0,0	Top 20,4 ϵ_c -
PMV -0,36 DR 0,0	Top 19,8 ϵ_c -	PMV -0,35 DR 0,0	Top 19,9 ϵ_c -	PMV -0,34 DR 0,0	Top 19,8 ϵ_c -
PMV -0,49 DR 0,0	Top 19,3 ϵ_c -	PMV -0,47 DR 0,0	Top 19,3 ϵ_c -	PMV -0,48 DR 0,0	Top 19,3 ϵ_c -

PMV -0,20 DR 0,0	Top 20,4 ϵ_c -	PMV -0,22 DR 0,0	Top 20,5 ϵ_c -	PMV -0,22 DR 0,0	Top 20,4 ϵ_c -
PMV -0,36 DR 0,0	Top 19,9 ϵ_c -	PMV -0,29 DR 0,0	Top 19,9 ϵ_c -	PMV -0,35 DR 0,0	Top 19,8 ϵ_c -
PMV -0,49 DR 0,0	Top 19,4 ϵ_c -	PMV -0,47 DR 0,0	Top 19,3 ϵ_c -	PMV -0,47 DR 0,0	Top 19,3 ϵ_c -

Essai C1- : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

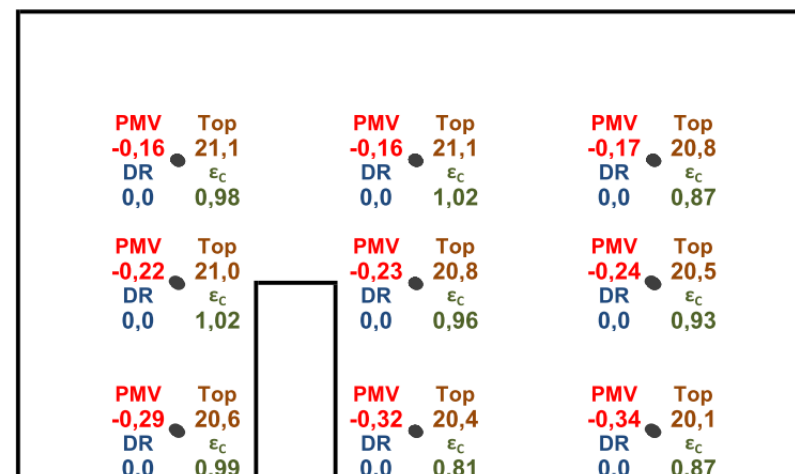
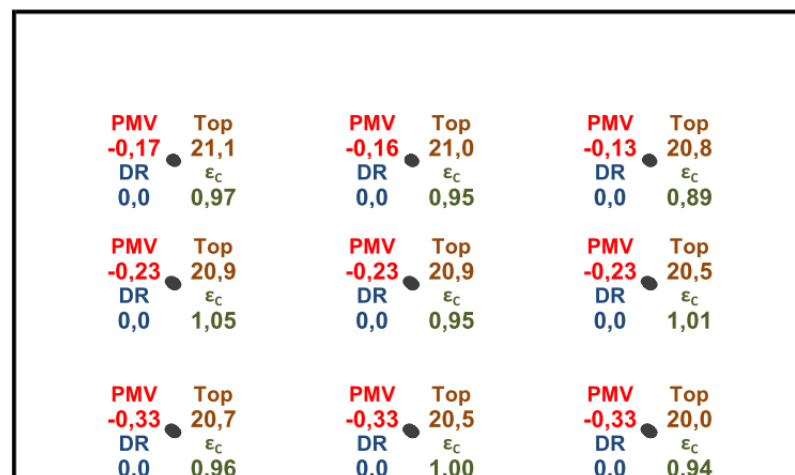
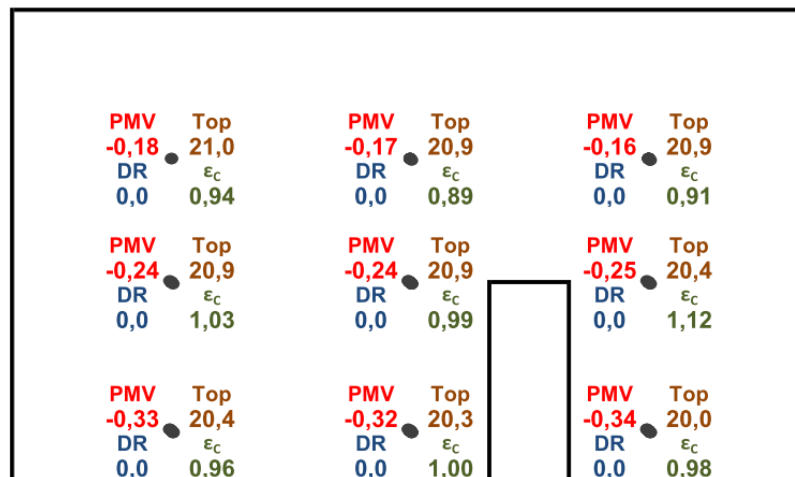
Tair 21,1 Vair 0,00	Tglobe 21,0 C 951	Tair 21,1 Vair 0,02	Tglobe 20,9 C 979	Tair 21,3 Vair 0,01	Tglobe 20,9 C 967
Tair 20,6 Vair 0,00	Tglobe 20,9 C 901	Tair 20,6 Vair 0,00	Tglobe 20,9 C 924	Tair 20,6 Vair 0,00	Tglobe 20,4 C 863
Tair 20,0 Vair 0,03	Tglobe 20,4 C 938	Tair 20,1 Vair 0,01	Tglobe 20,3 C 918	Tair 19,9 Vair 0,03	Tglobe 20,0 C 927

Tair 21,1 Vair 0,02	Tglobe 21,1 C 931	Tair 21,2 Vair 0,01	Tglobe 21,0 C 943	Tair 21,5 Vair 0,04	Tglobe 20,8 C 977
Tair 20,7 Vair 0,00	Tglobe 20,9 C 894	Tair 20,7 Vair 0,00	Tglobe 20,9 C 944	Tair 20,7 Vair 0,00	Tglobe 20,5 C 910
Tair 20,0 Vair 0,03	Tglobe 20,7 C 939	Tair 20,0 Vair 0,02	Tglobe 20,5 C 919	Tair 20,0 Vair 0,03	Tglobe 20,0 C 951

917

Tair 21,2 Vair 0,02	Tglobe 21,1 C 925	Tair 21,2 Vair 0,00	Tglobe 21,1 C 907	Tair 21,1 Vair 0,01	Tglobe 20,8 C 995
Tair 20,8 Vair 0,01	Tglobe 21,0 C 905	Tair 20,7 Vair 0,00	Tglobe 20,8 C 941	Tair 20,6 Vair 0,00	Tglobe 20,5 C 954
Tair 20,3 Vair 0,03	Tglobe 20,6 C 922	Tair 20,1 Vair 0,03	Tglobe 20,4 C 1035	Tair 19,9 Vair 0,01	Tglobe 20,1 C 993

Essai C1- : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)



Essai C2- : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

Tair Tglobe 21,2 21,3 Vair [CO2] 0,00 1351	Tair Tglobe 21,4 21,3 Vair [CO2] 0,02 1391	Tair Tglobe 21,4 21,6 Vair [CO2] 0,01 1411
Tair Tglobe 21,0 21,4 Vair [CO2] 0,00 1259	Tair Tglobe 21,2 21,6 Vair [CO2] 0,00 1336	Tair Tglobe 21,3 21,6 Vair [CO2] 0,00 1307
Tair Tglobe 20,6 20,9 Vair [CO2] 0,03 1298	Tair Tglobe 20,7 21,1 Vair [CO2] 0,01 1310	Tair Tglobe 20,8 21,4 Vair [CO2] 0,03 1354

434

Tair Tglobe 21,2 21,4 Vair C 0,02 1267	Tair Tglobe 21,7 21,4 Vair C 0,01 1368	Tair Tglobe 21,4 21,3 Vair C 0,04 1381
Tair Tglobe 21,2 21,4 Vair C 0,00 1258	Tair Tglobe 21,2 21,7 Vair C 0,00 1514	Tair Tglobe 21,3 21,4 Vair C 0,00 1405
Tair Tglobe 20,5 21,1 Vair C 0,03 1306	Tair Tglobe 20,7 21,3 Vair C 0,02 1277	Tair Tglobe 21,0 21,1 Vair C 0,03 1441

1365

Tair Tglobe 21,2 21,3 Vair C 0,02 1273	Tair Tglobe 21,6 21,4 Vair C 0,00 1353	Tair Tglobe 21,5 21,3 Vair C 0,01 1374
Tair Tglobe 21,3 21,5 Vair C 0,01 1302	Tair Tglobe 21,3 21,4 Vair C 0,00 1397	Tair Tglobe 21,2 21,2 Vair C 0,00 1402
Tair Tglobe 20,7 21,1 Vair C 0,03 1319	Tair Tglobe 20,8 21,1 Vair C 0,03 1476	Tair Tglobe 20,7 20,9 Vair C 0,01 1439

Essai C2- : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

PMV -0,14 DR 0,0	Top 21,3 ϵ_c 1,02	PMV -0,11 DR 0,0	Top 21,3 ϵ_c 0,97	PMV -0,11 DR 0,0	Top 21,6 ϵ_c 0,95	
PMV -0,17 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 1,13	PMV -0,14 DR 0,0	Top 21,6 ϵ_c 1,03		PMV -0,13 DR 0,0	Top 21,6 ϵ_c 1,07
PMV -0,23 DR 0,0	Top 20,9 ϵ_v 1,08	PMV -0,21 DR 0,0	Top 21,1 ϵ_v 1,06		PMV -0,20 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_v 1,01

PMV -0,14 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 1,12	PMV -0,08 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 1,00	PMV -0,10 DR 0,0	Top 21,3 ϵ_c 0,98
PMV -0,14 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 1,13	PMV -0,14 DR 0,0	Top 21,7 ϵ_c 0,86	PMV -0,13 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 0,96
PMV -0,24 DR 0,0	Top 21,1 ϵ_c 1,07	PMV -0,21 DR 0,0	Top 21,3 ϵ_c 1,10	PMV -0,17 DR 0,0	Top 21,1 ϵ_c 0,92

PMV -0,08 DR 0,0	Top 21,3 ϵ_c 1,11	PMV -0,09 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 1,01	PMV -0,09 DR 0,0	Top 21,3 ϵ_c 0,99
PMV -0,13 DR 0,0	Top 21,5 ϵ_c 1,07	PMV -0,13 DR 0,0	Top 21,4 ϵ_c 0,97	PMV -0,13 DR 0,0	Top 21,2 ϵ_c 0,96
PMV -0,21 DR 0,0	Top 21,1 ϵ_c 1,05	PMV -0,20 DR 0,0	Top 21,1 ϵ_c 0,89	PMV -0,21 DR 0,0	Top 20,9 ϵ_c 0,93

Essai C2+ : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

Tair 21,1 Vair 0,05	Tglobe 21,2 C 1032	Tair 21,2 Vair 0,05	Tglobe 21,2 C 1037	Tair 21,3 Vair 0,05	Tglobe 21,3 C 1043
Tair 21,1 Vair 0,04	Tglobe 21,4 C 971	Tair 21,1 Vair 0,01	Tglobe 21,6 C 1021	Tair 21,3 Vair 0,04	Tglobe 21,5 C 954
Tair 20,6 Vair 0,07	Tglobe 20,8 C 999	Tair 20,9 Vair 0,03	Tglobe 21,1 C 1012	Tair 20,8 Vair 0,03	Tglobe 21,4 C 1054

433

Tair 21,1 Vair 0,02	Tglobe 21,2 C 962	Tair 21,4 Vair 0,04	Tglobe 21,3 C 994	Tair 21,3 Vair 0,03	Tglobe 21,1 C 1002
Tair 21,1 Vair 0,03	Tglobe 21,3 C 952	Tair 21,1 Vair 0,03	Tglobe 21,5 C 1022	Tair 21,3 Vair 0,03	Tglobe 21,2 C 981
Tair 20,5 Vair 0,04	Tglobe 21,1 C 991	Tair 20,7 Vair 0,06	Tglobe 21,2 C 977	Tair 21,0 Vair 0,05	Tglobe 21,1 C 1028

989

Tair 21,1 Vair 0,03	Tglobe 21,2 C 988	Tair 21,2 Vair 0,05	Tglobe 21,3 C 986	Tair 21,3 Vair 0,05	Tglobe 21,1 C 1023
Tair 21,2 Vair 0,02	Tglobe 21,4 C 971	Tair 21,2 Vair 0,03	Tglobe 21,4 C 1006	Tair 21,1 Vair 0,00	Tglobe 21,1 C 1009
Tair 20,7 Vair 0,04	Tglobe 21,1 C 980	Tair 20,8 Vair 0,03	Tglobe 21,1 C 1064	Tair 20,8 Vair 0,01	Tglobe 20,9 C 1035

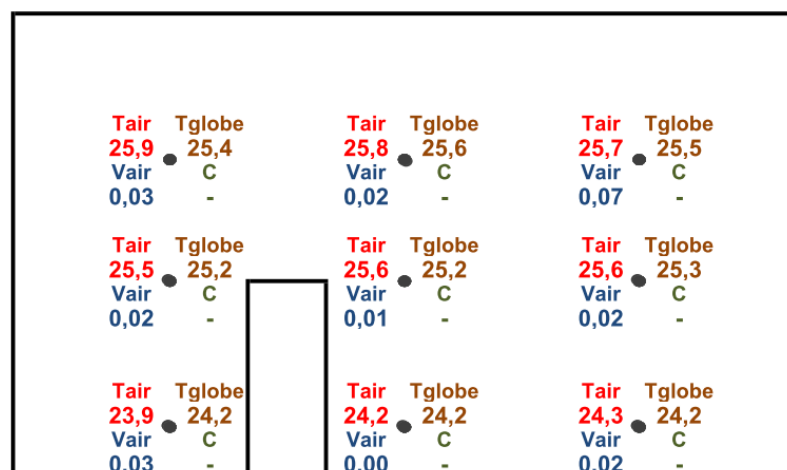
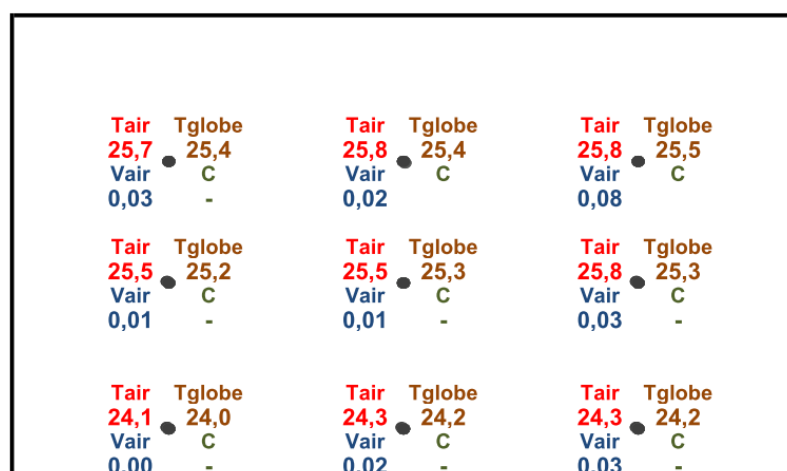
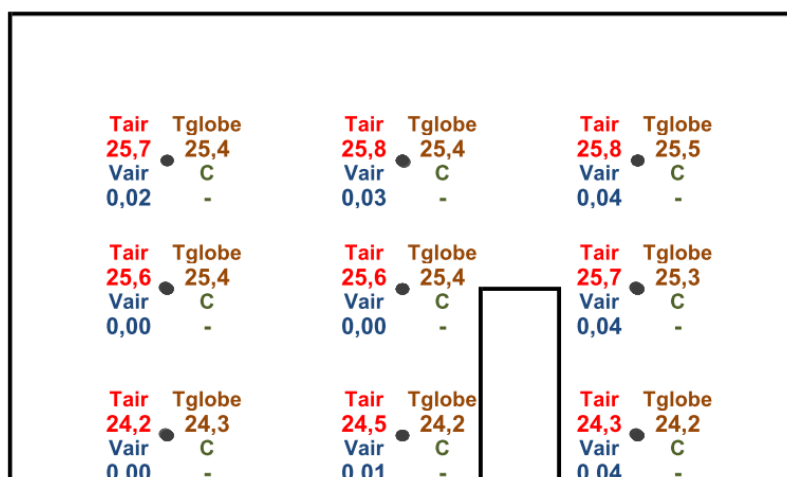
Essai C2+ : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

PMV Top -0,16 21,2 DR ϵ_c 0,0 0,96	PMV Top -0,15 21,2 DR ϵ_c 1,4 0,95	PMV Top -0,14 21,3 DR ϵ_c 1,5 0,95
PMV Top -0,16 21,4 DR ϵ_c 0,0 1,02	PMV Top -0,16 21,6 DR ϵ_c 0,0 0,97	PMV Top -0,14 21,5 DR ϵ_c 0,0 1,04
PMV Top -0,24 20,8 DR ϵ_c 3,9 0,99	PMV Top -0,19 21,1 DR ϵ_c 0,0 0,98	PMV Top -0,20 21,4 DR ϵ_c 0,0 0,94

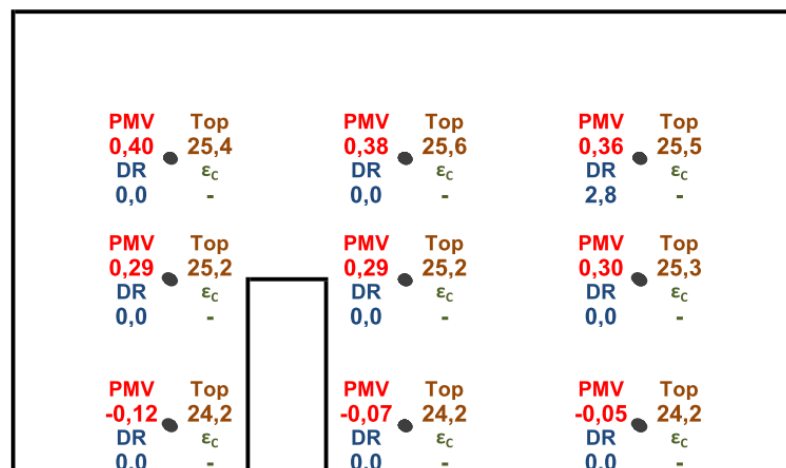
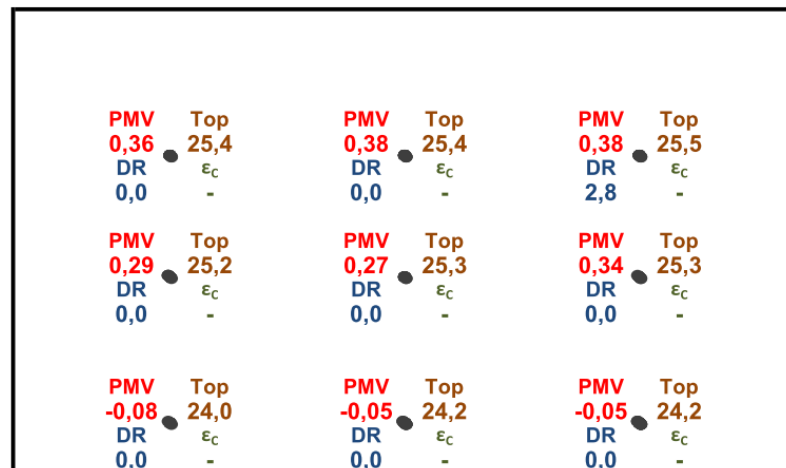
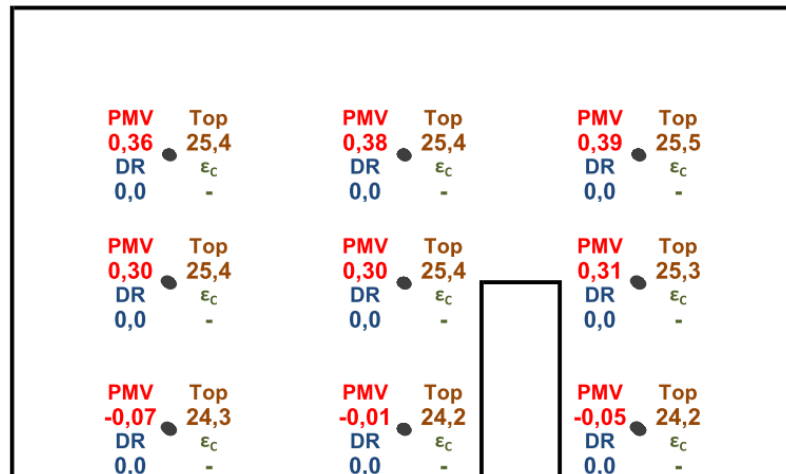
PMV Top -0,16 21,2 DR ϵ_c 0,0 1,03	PMV Top -0,11 21,3 DR ϵ_c 0,0 0,99	PMV Top -0,13 21,1 DR ϵ_c 0,0 0,99
PMV Top -0,16 21,3 DR ϵ_c 0,0 1,04	PMV Top -0,16 21,5 DR ϵ_c 0,0 0,97	PMV Top -0,14 21,2 DR ϵ_c 0,0 1,01
PMV Top -0,25 21,1 DR ϵ_c 0,0 1,00	PMV Top -0,21 21,2 DR ϵ_c 2,5 1,01	PMV Top -0,17 21,1 DR ϵ_c 0,0 0,96

PMV Top -0,16 21,2 DR ϵ_c 0,0 1,00	PMV Top -0,14 21,3 DR ϵ_c 1,3 1,00	PMV Top -0,13 21,1 DR ϵ_c 0,0 0,97
PMV Top -0,15 21,4 DR ϵ_c 0,0 1,02	PMV Top -0,15 21,4 DR ϵ_c 0,0 0,98	PMV Top -0,15 21,1 DR ϵ_c 0,0 0,98
PMV Top -0,21 21,1 DR ϵ_c 0,0 1,01	PMV Top -0,20 21,1 DR ϵ_c 0,0 0,93	PMV Top -0,20 20,9 DR ϵ_c 0,0 0,96

Essai F0+ : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)



Essai F0+ : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)



Essai F1+ : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

Tair 25,5	Tglobe 25,5	Tair 25,5	Tglobe 25,5	Tair 25,5	Tglobe 25,5
Vair 0,05	C 700	Vair 0,08	C 699	Vair 0,16	C 639
Tair 25,4	Tglobe 25,7	Tair 25,5	Tglobe 25,7	Tair 25,5	Tglobe 25,4
Vair 0,05	C 656	Vair 0,05	C 697	Vair 0,07	C 693
Tair 24,9	Tglobe 25,1	Tair 25,1	Tglobe 25,0	Tair 25,2	Tglobe 25,0
Vair 0,03	C 697	Vair 0,01	C 682	Vair 0,06	C 673

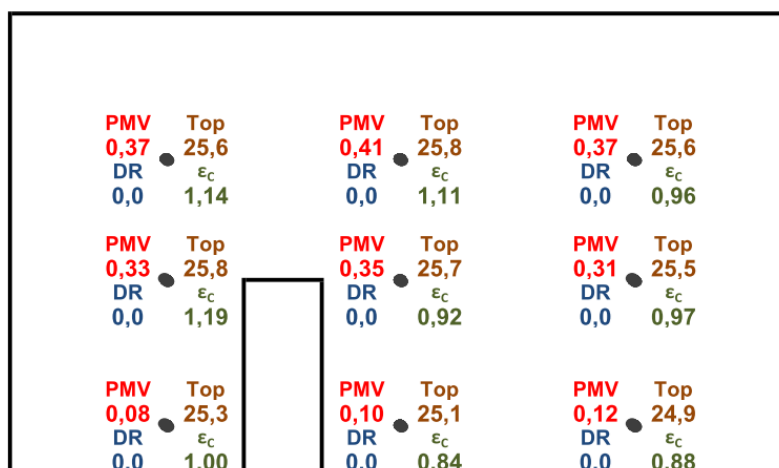
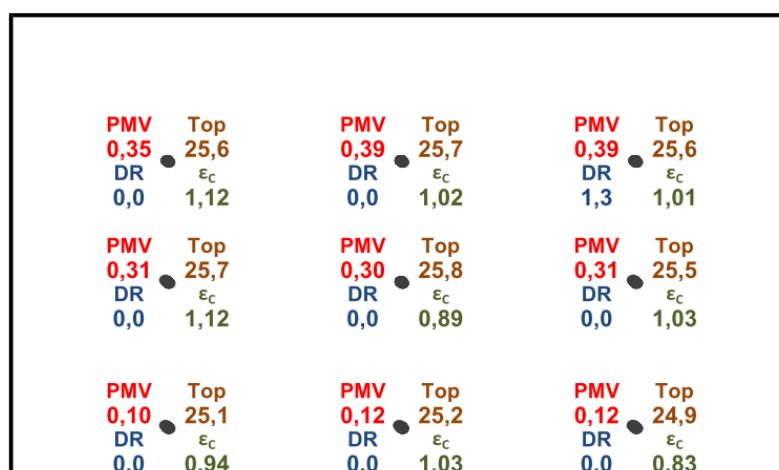
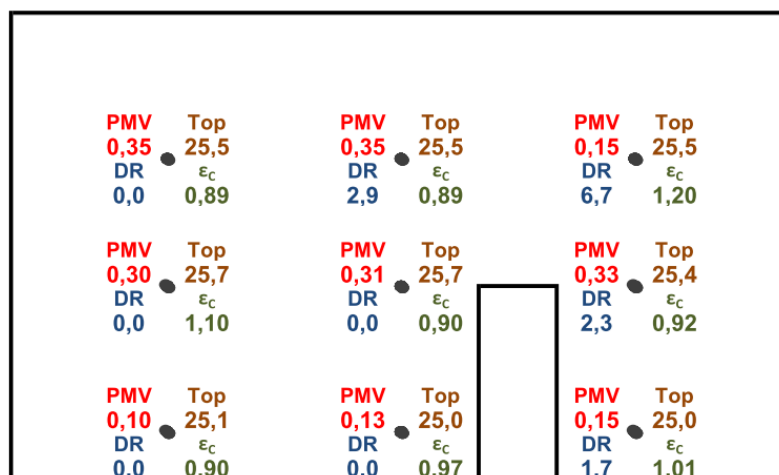
466

Tair 25,5	Tglobe 25,6	Tair 25,8	Tglobe 25,7	Tair 25,7	Tglobe 25,6
Vair 0,04	C 653	Vair 0,05	C 671	Vair 0,06	C 673
Tair 25,5	Tglobe 25,7	Tair 25,5	Tglobe 25,8	Tair 25,5	Tglobe 25,5
Vair 0,04	C 652	Vair 0,04	C 700	Vair 0,04	C 668
Tair 24,9	Tglobe 25,1	Tair 25,0	Tglobe 25,2	Tair 25,0	Tglobe 24,9
Vair 0,02	C 687	Vair 0,02	C 670	Vair 0,04	C 719

675

Tair 25,6	Tglobe 25,6	Tair 25,8	Tglobe 25,8	Tair 25,6	Tglobe 25,6
Vair 0,05	[CO2] 650	Vair 0,05	[CO2] 655	Vair 0,02	[CO2] 683
Tair 25,6	Tglobe 25,8	Tair 25,7	Tglobe 25,7	Tair 25,5	Tglobe 25,5
Vair 0,04	[CO2] 641	Vair 0,03	[CO2] 693	Vair 0,02	[CO2] 682
Tair 24,8	Tglobe 25,3	Tair 24,9	Tglobe 25,1	Tair 25,0	Tglobe 24,9
Vair 0,03	[CO2] 676	Vair 0,01	[CO2] 715	Vair 0,00	[CO2] 703

Essai F1+ : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)



Essai F2+ : valeurs des grandeurs physiques (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

Tair 25,3 Vair 0,03	Tglobe 25,3 C 1021	Tair 25,3 Vair 0,07	Tglobe 25,3 C 1043	Tair 25,5 Vair 0,09	Tglobe 25,6 C 1069
Tair 25,2 Vair 0,04	Tglobe 25,6 C 981	Tair 25,3 Vair 0,05	Tglobe 25,6 C 1025	Tair 25,5 Vair 0,05	Tglobe 25,7 C 961
Tair 24,9 Vair 0,11	Tglobe 24,9 C 1009	Tair 25,0 Vair 0,04	Tglobe 25,0 C 994	Tair 25,1 Vair 0,08	Tglobe 25,3 C 1008

488

Tair 25,3 Vair 0,04	Tglobe 25,4 C 962	Tair 25,7 Vair 0,05	Tglobe 25,5 C 999	Tair 25,4 Vair 0,06	Tglobe 25,5 C 1006
Tair 25,3 Vair 0,03	Tglobe 25,5 C 971	Tair 25,3 Vair 0,03	Tglobe 25,7 C 1020	Tair 25,4 Vair 0,05	Tglobe 25,5 C 983
Tair 24,6 Vair 0,05	Tglobe 24,9 C 990	Tair 24,8 Vair 0,04	Tglobe 25,1 C 972	Tair 24,9 Vair 0,05	Tglobe 25,0 C 1034

1002

Tair 25,5 Vair 0,06	Tglobe 25,4 C 969	Tair 25,7 Vair 0,04	Tglobe 25,6 C 979	Tair 25,4 Vair 0,03	Tglobe 25,5 C 1013
Tair 25,4 Vair 0,03	Tglobe 25,6 C 953	Tair 25,6 Vair 0,03	Tglobe 25,5 C 1016	Tair 25,3 Vair 0,01	Tglobe 25,4 C 1009
Tair 24,5 Vair 0,04	Tglobe 25,0 C 987	Tair 24,8 Vair 0,02	Tglobe 25,0 C 1042	Tair 24,7 Vair 0,02	Tglobe 24,8 C 1009

Essai F2+ : valeurs des indices de confort (plan occupant B/plan médian/plan occupant A)

PMV 0,25	Top 25,3	DR 0,0	ϵ_c 0,96	PMV 0,25	Top 25,3	DR 2,6	ϵ_c 0,93	PMV 0,29	Top 25,6	DR 3,6	ϵ_c 0,88
PMV 0,21	Top 25,6	DR 0,0	ϵ_c 1,04	PMV 0,21	Top 25,6	DR 0,0	ϵ_c 0,96	PMV 0,26	Top 25,7	DR 0,8	ϵ_c 1,09
PMV -0,03	Top 24,9	DR 5,1	ϵ_c 0,99	PMV 0,06	Top 25,0	DR 0,0	ϵ_c 1,01	PMV 0,08	Top 25,3	DR 3,4	ϵ_c 0,99

PMV 0,25	Top 25,4	DR 0,0	ϵ_c 1,08	PMV 0,32	Top 25,5	DR 0,9	ϵ_c 1,00	PMV 0,28	Top 25,5	DR 1,2	ϵ_c 0,99
PMV 0,21	Top 25,5	DR 0,0	ϵ_c 1,06	PMV 0,21	Top 25,7	DR 0,0	ϵ_c 0,97	PMV 0,24	Top 25,5	DR 0,1	ϵ_c 1,04
PMV -0,01	Top 24,9	DR 0,0	ϵ_c 1,02	PMV 0,03	Top 25,1	DR 0,0	ϵ_c 1,06	PMV 0,04	Top 25,0	DR 0,5	ϵ_c 0,94

PMV 0,29	Top 25,4	DR 1,7	ϵ_c 1,07	PMV 0,32	Top 25,6	DR 0,0	ϵ_c 1,05	PMV 0,28	Top 25,5	DR 0,0	ϵ_c 0,98
PMV 0,24	Top 25,6	DR 0,0	ϵ_c 1,11	PMV 0,26	Top 25,5	DR 0,0	ϵ_c 0,97	PMV 0,22	Top 25,4	DR 0,0	ϵ_c 0,99
PMV -0,03	Top 25,0	DR 0,0	ϵ_c 1,03	PMV 0,03	Top 25,0	DR 0,0	ϵ_c 0,93	PMV 0,01	Top 24,8	DR 0,0	ϵ_c 0,99

