



**HAL**  
open science

**Prédiction des performances thermo-aérauliques des  
bâtiments par association de modèles de différents  
niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté  
objet**

Laurent Mora

► **To cite this version:**

Laurent Mora. Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de la Rochelle, 2003. Français. NNT : . tel-00003984

**HAL Id: tel-00003984**

**<https://theses.hal.science/tel-00003984>**

Submitted on 16 Dec 2003

**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 Sciences Fondamentales et Sciences pour l'Ingénieur

## Doctorat

Spécialité GÉNIE CIVIL

Laurent MORA

# Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet

Thèse dirigée par C. INARD

Encadrement scientifique par E. WURTZ

Soutenue le 19 Septembre 2003

### Composition du Jury:

<i>Rapporteurs:</i>	S. ALVAREZ	Professeur, Université de Séville, Espagne
	J. BRAU	Professeur, INSA de Lyon
<i>Examineurs:</i>	A. J. GADGIL	Senior Staff Scientist, LBNL, Berkeley, USA
	C. INARD	Professeur, Université de La Rochelle
	S. KHERROUF	Ingénieur de Recherche, ADEME
	E. WURTZ	Maître de Conférences, Université de La Rochelle



À STÉPHANIE *et* ÉLISA,  
*À mes parents.*



# Remerciements

Avant tout, je tiens à remercier mon directeur de thèse Christian INARD. Il a su non seulement me soumettre une problématique riche de perspectives et d'enseignements mais aussi insuffler sans cesse de nouvelles idées dans mon sujet. De cette manière, il m'a fait profiter de son expertise tout en me laissant une grande autonomie.

Aussi, je remercie vivement Etienne WURTZ pour avoir co-encadré cette thèse. Il a su m'ouvrir l'esprit sur d'autres perspectives, tant sur les plans humain que scientifique. Ses conseils et son écoute m'ont apporté beaucoup sur la connaissance de l'environnement de la recherche et ont grandement contribué à valoriser et me faire apprécier mon activité.

Je suis très reconnaissant envers Jean BRAU et Servando ALVAREZ DOMINGUEZ qui ont accepté d'être les rapporteurs de cette thèse, et également de faire partie de mon jury. A cette occasion, et aussi lors de multiples conversations, j'ai pu apprécier l'attention qu'ils portent à mon travail. Je les en remercie vivement.

Je remercie enfin Ashok GADGIL et Samira KHERROUF pour avoir accepté d'être membres de mon jury. Je tiens à remercier tout particulièrement Ashok GADGIL pour m'avoir accueilli à de nombreuses reprises au sein de son laboratoire (LBNL). Ces séjours ont été très enrichissants en tous points de vue. J'en profite également pour remercier les personnes du LBNL pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail, et plus particulièrement à Dimitri CURTIL, pour son écoute et sa disponibilité au regard des contraintes d'utilisation de l'environnement SPARK.

Ces travaux de thèse ont été réalisés dans le cadre très convivial du Laboratoire d'études des phénomènes de transfert appliqués au bâtiment de l'Université de La Rochelle. Je tiens ici à exprimer ma reconnaissance aux membres du laboratoire, en particulier à Francis ALLARD, Patrice JOUBERT et Marc ABADIE pour nos riches entretiens autour de ce travail.

Il me reste à remercier ceux qui m'ont entouré pendant ces quelques années. Pour n'en citer que quelques-uns (que les autres me pardonnent) merci donc à Olivier, Jean-Michel, Marjorie, Anne, Jérôme et Emmanuel pour les nombreuses conversations amicales que nous avons eues, et pour bien d'autres choses encore.



## Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet

### Résumé

La conception de systèmes énergétiques innovants et la caractérisation du confort des occupants requièrent de d'être capable d'estimer les détails des écoulements et des transferts de chaleur au sein des zones des bâtiments. Les méthodes de modélisation permettant d'estimer ces détails, telles que les méthodes zonales et CFD, sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps.

Notre étude consiste à proposer une plate-forme de simulation permettant dans un premier temps de traiter la plupart des zones du bâtiment et de son enveloppe à l'aide de l'approche nodale qui considère chacune des zones comme un volume parfaitement uniforme. Chaque zone est alors caractérisée par un seul nœud de calcul où sont déterminées les variables d'états (température, pression, concentration, etc.). Ensuite, il s'agit d'étudier les détails au sein d'un nombre limité de zones et d'estimer l'impact de ces détails sur le comportement global du bâtiment. Ainsi, nous proposons différentes méthodes de couplage entre d'une part la méthode nodale et d'autre part, les méthodes zonales et CFD.

Après avoir présenté les différentes méthodes de modélisation retenues pour la détermination des transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments, nous tentons de montrer l'intérêt d'utiliser l'une plutôt qu'une autre en fonction, des spécificités de chacune des zones, et de l'étude à effectuer. Ensuite, nous exposons la plate-forme de simulation développée, permettant de mettre en œuvre aussi bien les approches nodales et zonales, que les différentes procédures de couplage dépendant du type d'association de modèles.

Enfin, différentes applications viennent confirmer les capacités offertes par la plate-forme, pour moduler le niveau de finesse des modèles utilisés pour représenter chacune des zones d'un bâtiment, mais aussi pour proposer de nouvelles orientations de recherche. En effet, la dernière application présente une approche de couplage entre les approches zonale et CFD, dans laquelle la première tire la connaissance de la structure de l'écoulement de la seconde. L'outil développé apporte de nombreuses possibilités d'applications, aussi bien pour la caractérisation du bâtiment lui-même que de son intégration dans son environnement immédiat.

**Mots-clé :** simulation, bâtiment, thermo-aéraulique, CFD, nodal, zonal, SPARK.





## **Thermal and airflow prediction in buildings by associating models with different levels of details within an object-oriented simulation environment**

### **Abstract**

The design of innovative HVAC systems, as well as the evaluation of the comfort of occupants requires a detailed estimation of airflows and heat transfers within building zones. Zonal and CFD methods can in principal provide such details, but in practice they are difficult to apply to study a whole building over long periods of time.

In this study, we propose a new simulation platform based on the object oriented simulation environment SPARK to treat most of building zones using the nodal approach. This modeling method considers each zone as a fully and instantaneously well mixed volume. In this case, each zone can be characterized by a unique computational node where temperature, pressure and concentration are determined. Then, some specific rooms are studied with more details. In order to see the impact of these details on the entire building model, we propose different coupling methods depending on models associations between the nodal approach, and zonal or CFD room models.

After a brief presentation of the different modeling methods used in this study, we attempt to demonstrate the interest to use one method instead of another depending on the room characteristics or the modeler's objectives. We then present the developed platform in which we solve both nodal and zonal models, and we couple detailed room models with the first method.

Finally, a few applications demonstrate some capabilities of the developed platform to not only adjust the level of detail for each room model, but also propose new ways of research. In fact, the last application shows a new coupling method between zonal and CFD methods. In this approach, the first method acquires the airflow structure from results obtained using a CFD model in the room. Consequently, the developed platform has numerous applications, to study the dynamics of heat and mass transfers in buildings as well as in their immediate surroundings.

**Keywords:** simulation, building, energy, airflow, CFD, nodal, zonal, SPARK.



# Table des matières

<b>Remerciements</b>	<b>iii</b>
<b>Résumés</b>	<b>v</b>
<b>Table des matières</b>	<b>ix</b>
<b>Table des figures</b>	<b>xv</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>xvii</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>xix</b>
<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>1 Contexte</b>	<b>3</b>
1.1 Le développement d'une plate-forme de simulation . . . . .	6
1.1.1 Environnements dédiés, modulaires ou basés sur les équations . . . . .	6
1.1.2 Objectifs à atteindre . . . . .	9
1.2 Des niveaux de finesse adaptés aux objectifs du modélisateur . . . . .	10
1.2.1 La modélisation monozone . . . . .	11
1.2.2 La modélisation multizone . . . . .	12
1.2.3 La modélisation intermédiaire . . . . .	13
1.2.4 La modélisation par codes de champs . . . . .	16
1.3 Conclusion . . . . .	17
<b>2 Différents niveaux de modélisation</b>	<b>19</b>
2.1 La méthode nodale . . . . .	21
2.1.1 Historique . . . . .	21
2.1.2 L'hypothèse de mélange parfait . . . . .	23
2.1.3 Mise en équations . . . . .	33
2.1.4 Exemple de cas traité . . . . .	41
2.1.5 Conclusion . . . . .	43
2.2 La méthode zonale . . . . .	44
2.2.1 Historique . . . . .	44
2.2.2 Mise en équations . . . . .	48
2.2.3 Exemple de cas traité . . . . .	52
2.2.4 Conclusion . . . . .	52
2.3 Les techniques CFD . . . . .	53
2.3.1 Historique . . . . .	53

2.3.2	Mise en équations . . . . .	58
2.3.3	Conclusion . . . . .	63
2.4	Applications . . . . .	64
2.4.1	Convection forcée . . . . .	64
2.4.2	Convection mixte . . . . .	73
2.4.3	Application à l'étude de la dispersion de polluant . . . . .	81
2.5	Conclusions . . . . .	95
<b>3</b>	<b>Intégration dans la plate-forme SIMSPARK</b>	<b>97</b>
3.1	Le choix d'un environnement de simulation . . . . .	99
3.1.1	Classification des équations . . . . .	99
3.1.2	Environnements existants . . . . .	100
3.1.3	SPARK: un environnement général pour la simulation . . . . .	107
3.1.4	Les outils de la mécanique des fluides numérique . . . . .	115
3.2	Implémentation des modèles dans SPARK . . . . .	116
3.2.1	Méthodes nodales et zonales . . . . .	117
3.2.2	Une librairie de modèles structurée . . . . .	121
3.2.3	La construction d'une simulation . . . . .	123
3.3	La simulation avec SimSPARK . . . . .	124
3.3.1	Conceptualiser le problème . . . . .	124
3.3.2	Produire le simulateur . . . . .	125
3.3.3	Formater les données d'entrée du problème . . . . .	125
3.3.4	Visualiser les résultats . . . . .	126
3.3.5	Faciliter l'ensemble par une interface graphique . . . . .	127
3.3.6	Conclusions . . . . .	128
3.4	Le couplage entre les différents niveaux de finesse . . . . .	129
3.4.1	Les couplages physiques . . . . .	131
3.4.2	Les techniques numériques de couplage . . . . .	138
3.4.3	La mise en œuvre des couplages . . . . .	140
3.4.4	Conclusion . . . . .	141
3.5	Conclusions . . . . .	142
<b>4</b>	<b>Applications</b>	<b>143</b>
4.1	Analyse de l'efficacité de ventilation . . . . .	145
4.1.1	Dispositif expérimental . . . . .	145
4.1.2	Approche . . . . .	146
4.1.3	Résultats . . . . .	147
4.1.4	Conclusion . . . . .	150
4.2	Analyse de l'efficacité énergétique . . . . .	151
4.2.1	Description géométrique . . . . .	151
4.2.2	Approche . . . . .	152
4.2.3	Résultats . . . . .	154
4.2.4	Conclusions . . . . .	157
4.3	Comportement dynamique d'un bâtiment multi-zone . . . . .	159
4.3.1	Description géométrique . . . . .	159
4.3.2	Approche . . . . .	159
4.3.3	Résultats . . . . .	160
4.3.4	Conclusions . . . . .	162
4.4	De nouvelles perspectives pour l'approche zonale . . . . .	163

---

4.4.1	Problématique . . . . .	163
4.4.2	Approche . . . . .	165
4.4.3	Résultats préliminaires . . . . .	166
4.4.4	Conclusions . . . . .	168
4.5	Conclusions . . . . .	169
	<b>Conclusions et perspectives</b>	<b>171</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>173</b>
<b>A</b>	<b>Procédure d'analyse du graphe des équations réalisée par SPARK</b>	<b>183</b>
A.1	Présentation du problème à traiter . . . . .	183
A.2	Construction et analyse du graphe . . . . .	184
A.3	Conclusion . . . . .	186
<b>B</b>	<b>Fichiers d'entrée de SimSPARK</b>	<b>187</b>
B.1	SIMSPARK pour l'approche nodale . . . . .	188
B.1.1	La spécification du problème et des données d'entrées . . . . .	188
B.1.2	La liste des classes . . . . .	190
B.2	SIMSPARK pour l'approche zonale . . . . .	191
B.2.1	La spécification du problème . . . . .	191
B.2.2	La liste des classes . . . . .	194
B.2.3	La spécification des données d'entrée du simulateur . . . . .	195



## Table des figures

1.1	Illustration des sollicitations d'un bâtiment multizone . . . . .	10
1.2	Illustration de la modélisation monozone . . . . .	11
1.3	Illustration de la modélisation multizone . . . . .	12
1.4	Illustration de la modélisation zonale . . . . .	15
2.1	Description de la cellule expérimentale (DRESCHER <i>et al.</i> , 1995) . . . . .	26
2.2	Corrélation entre puissance mécanique apportée à l'air et temps de mélange (DRESCHER, LOBASCIO, GADGIL et NAZAROFF, 1995) . . . . .	27
2.3	Développement d'une couche limite . . . . .	29
2.4	Champs du module des vitesses autour d'un cylindre traversant un écoulement unidirectionnel . . . . .	31
2.5	Modèle de fissure (FEUSTEL et RAYNER-HOOSON, 1990) . . . . .	34
2.6	Modèle de grande ouverture (ALLARD et UTSUMI, 1992) . . . . .	35
2.7	Modèle de conduction (RUMIANOWSKI, BRAU et ROUX, 1989) . . . . .	37
2.8	Modèle de rayonnement grande longueur d'onde . . . . .	39
2.9	Modèle de rayonnement courte longueur d'onde . . . . .	39
2.10	Disposition des zones d'un cas traité avec notre modèle . . . . .	42
2.11	Évolution des concentrations pour une source de $1 \text{ g.s}^{-1}$ pendant 5 min dans le séjour . . . . .	43
2.12	Géométrie de la configuration étudiée lors de l'étude comparative . . . . .	56
2.13	Profils de vitesses verticale pour $Z = 0,5$ . . . . .	57
2.14	Profils de température au droit du linteau $X = 1$ . . . . .	57
2.15	Modèle basé sur le transfert des frottements aux parois (AXLEY, 2001) . . . . .	65
2.16	Description du modèle expérimental (NIELSEN et RESTIVO, 1978) . . . . .	66
2.17	Écoulements obtenus avec les modèles zonaux conventionnels . . . . .	68
2.18	Écoulements obtenus avec les modèles zonaux de Axley . . . . .	68
2.19	Écoulements obtenus avec les méthodes CFD $k-\epsilon$ . . . . .	69
2.20	Profils de vitesse obtenus avec les modèles zonaux à $x = 2H$ . . . . .	70
2.21	Comparaison des profils de vitesses d'air obtenus par les modèles RANS $k-\epsilon$ avec les données expérimentales . . . . .	71
2.22	Dispositif expérimental (ZHANG, CHRISTIANSON, WU et RISKOWSKI, 1992) . . . . .	73
2.23	Visualisation de l'écoulement . . . . .	74
2.24	Prédiction de l'écoulement par un modèle zonal $8 \times 6$ . . . . .	75
2.25	Prédiction de l'écoulement par les modèles RANS $k-\epsilon$ . . . . .	75
2.26	Profils de vitesse obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet . . . . .	76
2.27	Profils de vitesse obtenus par différents modèles RANS $k-\epsilon$ . . . . .	78
2.28	Profils de température obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet . . . . .	79
2.29	Profils de température obtenus par différents modèles RANS $k-\epsilon$ . . . . .	79



2.30	Scénarios d'injection de l'agent polluant dans la cavité de NIELSEN . . . . .	81
2.31	Écoulement obtenu par le modèle zonal $6 \times 6$ . . . . .	83
2.32	Écoulement obtenu par le modèle RANS $k-\epsilon$ $40 \times 40$ . . . . .	83
2.33	Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans le système de ventilation . . . . .	84
2.34	Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans la pièce . . . . .	86
2.35	Pourcentage de la zone d'occupation ayant atteint $E > 70$ mg.min.kg <sup>-1</sup> . . . . .	87
2.36	Écoulement obtenu par le modèle zonal $6 \times 6$ . . . . .	89
2.37	Écoulement obtenu par le modèle RANS $k-\epsilon$ $40 \times 40$ . . . . .	89
2.38	Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans le système de ventilation . . . . .	90
2.39	Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans la pièce . . . . .	91
2.40	Pourcentage de la zone d'occupation ayant atteint $E > 70$ mg.min.kg <sup>-1</sup> . . . . .	92
3.1	Un exemple d'architecture modulaire . . . . .	104
3.2	Un exemple d'architecture basée sur les systèmes d'équations . . . . .	105
3.3	La construction d'un problème avec SPARK . . . . .	108
3.4	Exemple de problème aéraulique . . . . .	110
3.5	Description de la classe atomique : flow_element.cc . . . . .	112
3.6	Description de la classe macroscopique room.cm . . . . .	113
3.7	Description du fichier problème : exemple.pr . . . . .	113
3.8	Description du fichier problème exemple.pr (suite) . . . . .	114
3.9	Procédure de connexion des classes . . . . .	119
3.10	Création de classes composites . . . . .	120
3.11	Librairie des classes pour les approches nodales et zonales . . . . .	122
3.12	Description de la géométrie . . . . .	123
3.13	Schématisation de la spécification du problème . . . . .	124
3.14	Interface graphique pour la visualisation des résultats . . . . .	126
3.15	Interface graphique de SIMSPARK zonal (1 <sup>re</sup> partie) . . . . .	127
3.16	Interface graphique de SIMSPARK zonal (2 <sup>e</sup> partie) . . . . .	128
3.17	Description du dispositif expérimental (NIELSEN et RESTIVO, 1978) . . . . .	132
3.18	Évolution de la chute de pression au travers de la pièce . . . . .	133
3.19	Couplage énergétique entre les approches zonales et nodales au niveau d'une paroi	134
3.20	Bilan d'énergie à la surface d'une paroi . . . . .	135
3.21	Représentation schématique des différents couplages numériques . . . . .	139
4.1	Description du bâtiment bizona MINIBAT . . . . .	145
4.2	Débits au travers de l'ouverture . . . . .	147
4.3	Profils de concentration en polluant . . . . .	148
4.4	Débits de polluant au travers de l'ouverture . . . . .	149
4.5	Description du bâtiment multi-zone . . . . .	151
4.6	Illustration de la méthode de couplage . . . . .	153
4.7	Evolution des variables de couplage au cours de la résolution . . . . .	154
4.8	Résultats avec un modèle RANS $k-\epsilon$ dans l'atrium . . . . .	154
4.9	Résultats du modèle zonal dans l'atrium . . . . .	155
4.10	Profils de température au centre de l'atrium . . . . .	155
4.11	Description du bâtiment multi-zone . . . . .	159
4.12	Profils de température au centre de l'atrium . . . . .	160
4.13	Évolution de la puissance des convecteurs . . . . .	161

---

4.14	Description du dispositif expérimental (NIELSEN et RESTIVO, 1978) . . . . .	163
4.15	Profils de vitesse obtenus avec les modèles zonaux à $x = 2H$ . . . . .	164
4.16	Évolution de la chute de pression au travers de la pièce . . . . .	164
4.17	Intégration des débits issus du modèle RANS $k-\epsilon$ sur la grille zonale . . . . .	166
4.18	Profils de vitesses d'air dans la section $x = H$ . . . . .	167
4.19	Profils de vitesses d'air dans la section $x = 2H$ . . . . .	167
A.1	Exemple de problème aérodynamique . . . . .	183
A.2	Données du graphe déterminé par SPARK . . . . .	185
A.3	Graphe du problème complet . . . . .	186
A.4	Graphe ouvert . . . . .	186
B.1	Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (1 <sup>re</sup> partie) . . . . .	188
B.2	Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (2 <sup>e</sup> partie) . . . . .	189
B.3	La liste des classes ClassList.xml . . . . .	190
B.4	Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (1 <sup>re</sup> partie) . . . . .	191
B.5	Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (2 <sup>e</sup> partie) . . . . .	192
B.6	Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (3 <sup>e</sup> partie) . . . . .	193
B.7	La liste des classes ObjectListFile.xml . . . . .	194
B.8	La spécification des données d'entrée du simulateur InputDataSpec.xml (1 <sup>re</sup> partie) . . . . .	195
B.9	La spécification des données d'entrée du simulateur InputDataSpec.xml (2 <sup>e</sup> partie) . . . . .	196



# Liste des tableaux

2.1	Expression des coefficients de transferts convectifs . . . . .	38
3.1	Classification des niveaux de finesse . . . . .	100
3.2	Liste des classes atomiques . . . . .	111
3.3	Méthodes de propagation des résultats entre les deux modèles . . . . .	136
4.1	Températures de surface dans la cellule MINIBAT [ $^{\circ}\text{C}$ ] . . . . .	146
4.2	Caractéristiques physiques des matériaux . . . . .	152
4.3	Expression des coefficients de transfert convectif . . . . .	153
4.4	Puissance de chauffe et température d'équilibre convectif . . . . .	156
4.5	Flux convectifs et températures de surface . . . . .	156
A.1	Système d'équations à résoudre . . . . .	183
A.2	Liste des classes atomiques . . . . .	184



# Nomenclature

Lettres minuscules		[Unité]
$a$	Coefficient empirique d'un profil de vitesse	[-]
$b_t$	Gradient de pression dû à la turbulence	[Pa.m <sup>-1</sup> ]
$b_u$	Épaisseur du jet	[m]
$c$	Coefficient empirique pour la détermination du temps de mélange	[-]
$c_{p_k}$	Coefficient de pression au point $k$	[-]
$e_k$	Épaisseur de l'élément $k$	[m]
$g$	Accélération gravitationnelle	[m.s <sup>-2</sup> ]
$k$	Énergie cinétique turbulente	[]
$h$	Hauteur	[m]
$h_{cu}$	Coefficient d'échange convectif dans la direction $u$	[W.m <sup>-2</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$h_{rm}$	Coefficient d'échange radiatif linéarisé	[W.m <sup>-2</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$h_s$	Source moyenne volumique de chaleur	[W]
$l$	Longueur	[m]
$\dot{m}$	Débit massique de fluide	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{as,j}$	Débit d'air sec traversant la connexion $j$	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{es,j}$	Débit d'espèce traversant la connexion $j$	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$n_A$	Nombre de nœuds pour représenter la couche du matériau $A$	[-]
$u_i$	Composante moyenne de la vitesse sur l'axe $i$ du repère	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u'_i$	Fluctuation de la vitesse sur l'axe $i$ du repère	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v(z)$	Vitesse au point d'altitude $z$	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_{cl}$	Vitesse dans la couche limite	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_d$	Vitesse de déplacement du corps humain	[m.s <sup>-1</sup> ]
$w$	Épaisseur	[m]
$z_i$	Altitude du point $i$	[m]
$z_{ref}$	Altitude de référence	[m]

Lettres majuscules		[Unité]
$C_d$	Coefficient de décharge	[-]
$C_{pas}$	Capacité calorifique de l'air sec	[J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$C_{pes}$	Capacité calorifique du polluant	[J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$C_{pah}$	Capacité calorifique de l'air humide	[J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$C_s$	Facteur de réduction de section	[-]
$D_{es}$	Coefficient de diffusion de l'espèce <i>es</i> dans l'air	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$D_p$	Distance de pénétration d'un jet	[m]
$E$	Exposition à un agent polluant	[kg <sub>es</sub> .s.kg <sub>air</sub> <sup>-1</sup> ]
Fo	Nombre de FROUDE	[-]
$F_D$	Force de frottement sur le modèle de corps humain	[N]
Gr	Nombre de GRASHOF	[-]
$H$	Hauteur d'une grande ouverture	[m]
$H_c$	Hauteur du modèle de corps humain	[m]
$H_s$	Source de chaleur volumique	[W]
$K$	Coefficient caractérisant l'écoulement	[-]
$P_0$	Pression de référence	[Pa]
$P_{dyn}$	Pression dynamique	[Pa]
$P_i$	Pression au point <i>i</i>	[Pa]
$P_m$	Puissance mécanique	[W]
$R$	Résistance thermique	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$R_{as}$	Constante des gaz parfait pour l'air sec	[-]
$R_{es}$	Constante des gaz parfait pour le polluant	[-]
Re	Nombre de REYNOLDS	[-]
$S$	Surface	[m <sup>2</sup> ]
$Source_{es}$	Source en espèce polluante	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$Source_{sens}$	Source d'énergie sous forme sensible	[W]
$T_a$	Température de l'air	[°C]
$T_c$	Température de surface du corp	[°C]
$T_i$	Température de l'air dans la zone	[°C]
$T_{rm}$	Température rayonnante moyenne	[K]
$T_{source}$	Température de la source de polluant	[K]
$T_{su}$	Température de la surface d'orientation <i>u</i>	[K]
$U_0$	Vitesse à l'origine du jet	[m.s <sup>-1</sup> ]
$U_{cl}$	Facteur d'échelle de la vitesse dans la couche limite	[m.s <sup>-1</sup> ]
$U_i$	Vitesse instantanée dans la direction $x_i$	[m.s <sup>-1</sup> ]
$U_m$	Amplitude de la vitesse fonction de la distance à l'origine du jet	[m.s <sup>-1</sup> ]
$V$	Volume de la zone considérée	[m <sup>3</sup> ]
$Z_n$	Hauteur du plan neutre dans une grande ouverture	[m]

	<b>Symboles grecs</b>	[Unité]
$\alpha_v$	Coefficient du profil de vitesse du vent	[-]
$\alpha$	Diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\beta$	Coefficient d'expansion volumétrique	[K <sup>-1</sup> ]
$\delta$	Épaisseur de la couche limite	[m]
$\Delta P_{i,j}$	Différence de pression statique entre les nœuds $i$ et $j$	[Pa]
$\Delta T$	Différence de température	[°C]
$\theta$	Température moyenne	[K]
$\Theta$	Température instantanée	[K]
$\kappa$	Constante universelle	[-]
$\lambda_k$	Conductivité thermique de l'élément $k$	[W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\nu_t$	Viscosité cinématique turbulente	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\rho_{es}$	Masse volumique de l'espèce polluante	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{i,j}$	Masse volumique du fluide amont donc fonction du signe( $\Delta P_{i,j}$ )	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\sigma$	Constante de Boltzman	[-]
$\sigma_\phi$	Nombre de PRANDTL turbulent associé au scalaire $\phi$	[-]
$\bar{\tau}$	Contrainte moyenne de cisaillement	[N.m <sup>-2</sup> ]
$\tau_{mix}$	Temps de mélange	[s]
$\phi_{i-1,i}$	Densité de flux de chaleur entre l'élément $i-1$ et l'élément $i$	[W.m <sup>-2</sup> ]
$\phi_c$	Diamètre du modèle de corps humain	[m]
$\Phi_{cond}$	Flux de conduction	[W]
$\Phi_{conv_{i \rightarrow u}}$	Flux convectif échangé dans la direction $u$	[W]
$\Phi_{ray_{CLO}}$	Flux radiatif de courte longueur d'onde	[W]
$\Phi_{ray_{GLO}}$	Flux radiatif de grande longueur d'onde	[W]





# Introduction

Un bâtiment, qu'il soit à usage d'habitation ou tertiaire, est un environnement complexe, de par sa géométrie et ses sollicitations nombreuses et fluctuantes dans le temps, et de par la nature multiple des transferts de masse et de chaleur dont il est le siège. Sauf exceptions, chaque bâtiment est un prototype unique pour lequel l'étude expérimentale de sa conception est irréalisable en pratique. Par conséquent, la conception des bâtiments, et plus précisément l'évaluation de ses performances doit être assistée par la modélisation des phénomènes physiques.

Les approches réglementaires telles que la norme de construction française (RÉGLEMENTATION THERMIQUE, 2000) permettent d'estimer l'efficacité énergétique des bâtiments et de dimensionner grossièrement les systèmes énergétiques et de ventilation de manière à satisfaire des conditions simples dans l'ambiance intérieure (ex. une température d'air de consigne) dans des conditions extérieures de base en régime permanent. Des outils de simulation monozone considérant l'ensemble du bâtiment comme une seule zone, ont été développés afin de caractériser les transferts au travers de l'enveloppe des bâtiments. Mais en aucun cas, ils ne permettent d'estimer les caractéristiques au sein de chacune des zones.

Par la suite, un grand nombre d'outils de simulation des transferts de masse et de chaleur par l'approche nodale (1 nœud de calcul par zone) a été développé pour apporter une information sur l'état des différentes zones et caractériser les transferts entre elles et avec l'extérieur. Ces outils se sont révélés très utiles pour la conception des systèmes énergétiques et de ventilation. Mais ils font généralement l'hypothèse que les variables d'état sont uniformes au sein de chacune des zones. Or, d'une part cette hypothèse peut se révéler inappropriée, mais aussi, l'évaluation du confort thermique des occupants ou de la qualité de l'air intérieur, ainsi que la conception de systèmes innovants, requièrent d'obtenir une information détaillée sur les caractéristiques de l'ambiance. Ainsi, des méthodes de modélisation intermédiaire, telles que l'approche zonale qui consiste à diviser le domaine de simulation en un petit nombre de sous-volumes, ou de méthodes plus fines telles que la famille des méthodes de champs, peuvent être employées pour accéder à cette information. Cependant, ces différentes méthodes, et notamment les dernières, s'appliquent difficilement à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et de surcroît sur des longues périodes

de temps, car elles demandent des ressources et des temps de calcul trop importants.

L'objet de nos travaux consiste alors à associer des modèles de différents niveaux de finesse pour la représentation des phénomènes de transfert au sein des bâtiments. Dans cette approche, la majorité des zones sont modélisées par la méthode nodale tandis qu'un nombre limité de zones est détaillé à l'aide des méthodes de champ ou zonale. Les besoins de préciser le comportement d'un local en particulier sont motivés, soit par les objectifs du modélisateur, soit par la nature des contraintes thermiques, aérauliques ou solutales imposées à cette zone.

Dans la première partie de ce document, nous détaillons les motivations de notre étude en introduisant les concepts généraux abordés dans la suite du document.

Dans la deuxième partie, nous détaillons les méthodes de modélisation que nous avons retenues, à savoir les approches nodale, zonale et par code de champ. Après avoir rappelé l'historique du développement des trois méthodes, nous tentons de montrer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre, en fonction des spécificités de chaque zone d'un bâtiment.

La troisième partie traite du développement d'une plate-forme de simulation basée sur un environnement orientée objet, qui est adaptée pour la résolution de différentes méthodes et permettant de mettre en œuvre des procédures de couplage entre les méthodes de modélisation retenues. Le choix des procédures de couplage est discuté en fonction du type d'association envisagée.

Enfin, dans la dernière partie, nous exposons différentes applications démontrant le potentiel des approches de couplage et de la plate-forme développée. Les trois premières applications présentent différentes associations de modèles permettant d'estimer les performances des bâtiments tandis que dans la dernière nous illustrons l'intérêt de la plate-forme pour le développement d'une approche zonale novatrice, montrant qu'il est possible de définir une simulation dynamique de l'écoulement à partir de résultats en régime stationnaire, obtenus à l'aide d'un code de champ.

# Chapitre 1

## Contexte

---

Dans cette première partie, nous mettons en évidence les enjeux du développement d'une plate-forme de simulation du comportement thermique et aérodynamique des bâtiments. En effet, celle-ci doit permettre de moduler le niveau de finesse de la représentation des phénomènes de transferts afin de répondre aux multiples objectifs du modélisateur.

Après un bref aperçu du contexte international, nous présentons les objectifs d'une plate-forme de simulation dans le domaine de la prédiction des performances des bâtiments.

---



Au cours de ces dernières décennies, un nombre important d'outils de simulation thermique et aérodynamique des bâtiments a été développé pour les domaines aussi bien de l'industrie que de la recherche. La première motivation de tels développements était de se doter d'outils d'aide à la conception des bâtiments en vue d'une meilleure efficacité énergétique.

La première génération d'environnements de simulation a permis de représenter finement l'enveloppe du bâtiment et ainsi les déperditions énergétiques engendrées sur de longues périodes de temps. Il s'agissait de modèles mono-zones. Parmi les différents outils disponibles, nous retiendrons ceux dont l'utilisation a été la plus notable, à savoir les deux codes américains DOE-2 (BIRDSALL, BUHL, ELLINGTON, ERDEM et WINKELMANN, 1990) développé principalement par le Simulation Research Group (SRG) du Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) et BLAST (HITTLE, 1979) développé par le National Institute of Standards and Technology (NIST) ainsi que le code français CODYBA développé par l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA) (ROUX, 1984; BRAU, 1987). Dès leur apparition, ces différents codes de calcul ont permis des progrès importants en matière de réduction des consommations énergétiques pour le chauffage ou la climatisation des bâtiments. Néanmoins, ces outils ne permettaient pas de représenter le détail des transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments, d'où le développement d'outils multizones.

Les outils multizones mettent en œuvre la méthode de modélisation nodale. Ils traitent un bâtiment comme un ensemble de zones parfaitement et instantanément mélangées. Ils caractérisent alors les transferts entre l'extérieur et l'intérieur du bâtiment, ainsi qu'entre les différentes zones qui le composent. Deux familles d'outils multizones se sont dégagées. La première avait pour objectifs l'étude de la qualité de l'air dans les bâtiments, et l'aide à la conception des systèmes de ventilation. Ainsi, des outils tels que COMIS (FEUSTEL et RAYNER-HOOSON, 1990) ou CONTAM (WALTON, 1997) ont été développés pour la prédiction des écoulements et du transport d'espèces polluantes dans les bâtiments. La deuxième famille avait pour objectif d'affiner la prédiction des transferts de chaleur. TRNSYS est un outil phare qui a occupé et occupe encore une large place dans le paysage des outils de simulation thermique du bâtiment (KLEIN, DUFFIE et BECKMAN, 1976). Cependant ces deux types d'outils souffrent de l'absence du couplage entre les phénomènes de transfert de masse et de chaleur. De plus, ils ne permettent pas d'appréhender les détails au sein même des zones. Or aujourd'hui, la connaissance de ces détails est nécessaire pour améliorer le confort des occupants et la qualité de l'air afin de prévenir les risques vis à vis de la santé et augmenter leur productivité.

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

leur (WEBER, KOSCHENZ, HOLST, HILLER et WELFONDER, 2002). Mais l'utilisation de cet environnement reste délicate, car à l'origine les deux outils n'ont pas été conçus avec cet objectif. En parallèle de ces travaux, on a vu apparaître des outils destinés à décrire les phénomènes couplés de transfert de masse et de chaleur. Côté français, on peut citer les outils CSTBAT (ROLDAN, 1985) et CLIM2000 (BONNEAU, RONGERE, COVALET et GAUTIER, 1993). Ce dernier est un environnement modulaire utilisant un algorithme indépendant pour la résolution numérique. Aussi, des outils tels que PASSPORT+ (SANTAMOURIS *et al.*, 1997) ou encore ESP-R (CLARKE, 1996) possèdent eux aussi une structure modulaire. Ce dernier permet de plus de coupler un outil utilisant une technique CFD<sup>1</sup> avec l'approche multizone classique. Enfin, EnergyPlus (CRAWLEY, WINKELMANN, LAWRIE et PEDERSEN., 2001), en cours de développement, est le fruit du rapprochement des outils BLAST et DOE-2 étendus à l'approche multizone. Ces concepteurs se sont attachés à lui donner une structure flexible et ouverte afin de rendre plus facile son couplage avec d'autres codes.

Mais parmi ces différents environnements, aucun d'entre eux n'offre la possibilité d'utiliser des méthodes de modélisation de niveau intermédiaire telles que la *méthode zonale* (INARD, BOUIA et DALICIEUX, 1996; WURTZ, NATAF et WINKELMANN, 1999). Cette approche, consistant à partitionner chaque local en un petit nombre de sous-volumes, permet d'estimer rapidement et de manière plus détaillée qu'avec les méthodes précédemment citées, les transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments et ceci sur de longues périodes de temps. Notre intérêt est également d'utiliser simultanément les différents niveaux de modélisation cités pour la description d'un même bâtiment. Aussi, pour parvenir à cet objectif nous avons dû développer notre propre plate-forme de simulation. Enfin, de manière à obtenir un outil le plus évolutif possible, nous avons réalisé ces développements au sein d'un environnement de simulation orienté objet nommé SPARK (BUHL, ERDEM et WINKELMANN, 1993).

## 1.1 Le développement d'une plate-forme de simulation

### 1.1.1 Environnements dédiés, modulaires ou basés sur les équations

Dans les années 80, un groupe d'experts internationaux dans le domaine de la simulation des bâtiments a soulevé le problème suivant : la plupart des outils développés jusque là étaient beaucoup trop rigides pour rendre possibles les évolutions et la flexibilité qui seraient demandées dans l'avenir (CLARKE, SOWELL et SRG, 1985). Chaque nouvelle fonctionnalité ajoutée demandait un effort important de programmation. De plus, la quantité de données à fournir pour traiter un problème devenait rapidement insurmontable pour la plupart des utilisateurs. Aussi,

---

1. Computational Fluid Dynamics

des changements dans la base même de l'outil tels que le choix d'une nouvelle méthode de résolution du problème était quasiment impossible dans la mesure où la plupart de la structure du code devait être remise en question. En réponse à cette problématique, des projets importants ont vu le jour avec pour objectif de développer une architecture modulaire pour des outils de simulation des performances des bâtiments qui répondrait aux attentes formulées en termes de flexibilité, de facilité de maintenance et de lisibilité. C'est ainsi que sont nés aux Etats-Unis SPANK (qui s'appelle aujourd'hui SPARK<sup>2</sup>) (SOWELL, BUHL, ERDEM et WINKELMANN, 1986), au Royaume-Uni EKS<sup>3</sup> (CLARKE, 1986) et en France ZOOM (BONIN *et al.*, 1989).

Dans les années 90, les mêmes outils dédiés à chacun des sous-domaines de la simulation des performances des bâtiments étaient toujours dominants dans la communauté scientifique. Ce constat est certainement dû au fait que les difficultés liées au développement de codes informatiques modulaires avaient été sous-estimées et que dans le même temps, la demande du milieu industriel dans le domaine de la thermique du bâtiment était inexistante. Toute la communauté scientifique restait alors dans l'attente de méthodes modulaires pour la construction de modèles physiques complexes permettant la simulation des performances des bâtiments.

Plus récemment, deux types de réponses ont été apportées à cette problématique : l'une basée sur les environnements modulaires, l'autre basée sur les systèmes d'équations symboliques. La première démarche repose sur le développement d'environnements modulaires (dans la tradition de l'environnement TRNSYS), dans lesquels chaque modèle élémentaire est décrit dans un module algorithmique indépendant déterminant un ensemble de valeurs de sorties à partir de données d'entrées. Le problème complet est alors décrit par la réalisation de connexions entre différents modules. Ainsi, l'environnement Matlab/Simulink a été utilisé pour l'implémentation de modèles de transferts de masse et de chaleur pour l'analyse des performances énergétiques des bâtiments par l'approche nodale (MENDES, OLIVEIRA et ARAÚJO, 2001). Dans cette même logique, une boîte à outils (SIMBAD) a été développée par le CSTB<sup>4</sup> pour l'analyse des performances des systèmes de ventilation, chauffage et climatisation (HUSAUNDEE, 2001). Cette approche offre une grande flexibilité pour la spécification d'un problème par l'assemblage et la connexion de modules au travers d'une interface graphique. Aussi, l'intégration dans Matlab, permet de tirer profit des hautes performances de ce dernier sur les plans numériques et graphiques pour l'obtention et la mise en forme des résultats.

Néanmoins, ce type d'approche souffre d'un handicap. Les modèles physiques sont implémentés sous forme d'algorithmes exigeant des données d'entrées et retournant un ensemble de variables de sorties. Ainsi, les procédures de calcul sont orientées a priori et ce en fonction des besoins du développeur. Or dans le domaine de l'analyse des performances énergétiques des bâ-

---

2. Simulation Problem Analysis and Research Kernel

3. Energy Kernel System

4. Centre Scientifique et Technique du Bâtiment



timents, les modèles physiques employés (et développés) se résument à des systèmes couplés d'équations algèbro-différentielles (continues et discrètes) ; la fermeture du système étant obtenue par un ensemble de conditions aux limites et initiales. Or dans une démarche de recherche, un modélisateur peut être amené à changer la nature du problème à résoudre tout en conservant le même modèle, c'est-à-dire à imposer comme données d'entrée des variables qui étaient jusque-là des inconnues et *vice-versa*. Ces cas de figures sont très courants notamment pour l'analyse de problèmes inverses. Dans ce cas, un modèle élémentaire ne doit plus être décrit sous forme d'algorithme mais sous forme de systèmes d'équations manipulables symboliquement. C'est ainsi que l'on voit apparaître la catégorie des environnements de simulation basés sur les systèmes d'équations.

Dans cette catégorie, nous pouvons citer les environnements SPARK (BUHL *et al.*, 1993; SOWELL et HAVES, 2001) et IDA (SAHLIN, 1991). Ce type d'environnements de simulation n'est pas exclusivement dédié au domaine de l'énergétique des bâtiments. Il s'agit d'environnements possédant leur propre langage de description de modèles sous forme d'assemblages de systèmes d'équations. Leurs intérêts majeurs sont la non orientation *a priori* du système à résoudre, l'indépendance entre : (1) les modèles utilisés, (2) la spécification du problème particulier à résoudre et enfin (3) les méthodes numériques employées pour la résolution. Nous détaillerons les différents intérêts de cette catégorie d'environnement dans la suite de ce document.

Parallèlement, des environnements dits *orientés objets* ont vu le jour. Par ce terme il faut comprendre qu'ils utilisent un langage orienté objet soit pour la description du problème à traiter (c'est le cas de SPARK) soit pour la programmation du code lui-même. Ces dernières années, les langages de programmation orientée objet se sont imposés assez largement dans le domaine de la programmation informatique au travers des langages C++, Java, etc. Ceci pour essentiellement deux raisons :

- la programmation sous forme de classes encapsulant les données et les méthodes (fonctions) permet de décomposer le code en parties élémentaires bien maîtrisables que l'on peut réutiliser par la suite pour d'autres applications. Lorsqu'une opération élémentaire a été codée, on ne souhaite plus avoir à la ré-écrire par la suite.
- Le mécanisme d'héritage pour la création de nouvelles classes permet de transmettre à ces nouvelles classes l'ensemble des compétences acquises par les premières et de les spécialiser par la suite à des tâches supplémentaires. Nous verrons l'intérêt de ce mécanisme appliqué au langage de description de problèmes dans SPARK.

Parmi les environnements de simulation utilisant les attributs de la programmation orientée objet, nous citerons SMILE (NYTSCH-GEUSEN et BARTSCH, 2001). Cet environnement permet la simulation des performances énergétiques des bâtiments par l'approche nodale en intégrant les systèmes de ventilation, chauffage et climatisation. Les transferts radiatifs sont également pris

en compte. Cette architecture orientée objet en fait un outil évolutif et permet d'interchanger les modèles élémentaires facilement, cependant elle ne possède pas de mécanisme de réduction du système à résoudre. Sa formulation matricielle du système (intégrant l'ensemble des variables du problème) peut s'avérer très coûteuse en temps de calcul pour des problèmes de grande taille sachant que celui-ci varie en fonction de  $n^3$  avec  $n$  le nombre de variables impliquée dans une procédure de résolution de type NEWTON.

Nous avons donc pu observer que de nombreux environnements sont disponibles pour le développement de plate-formes de simulation des performances énergétiques des bâtiments. Dans la section suivante, nous allons tenter de dresser l'ensemble des objectifs auxquels devra répondre notre plate-forme de simulation.

### 1.1.2 Objectifs à atteindre

Notre plate-forme de simulation doit répondre à des objectifs de nature différente. Un des objectifs est de rendre possible la prédiction des champs scalaires et vectoriels des grandeurs physiques caractérisant la qualité d'une ambiance intérieure. Dans le cadre de notre approche, nous étudierons principalement les paramètres nécessaires à l'évaluation du confort thermique (température de l'air, champs radiatifs, taux d'humidité, vitesse d'air, etc.) et de la qualité de l'air (concentration d'espèces polluantes gazeuses, temps de résidence de l'air, etc.) dans les bâtiments.

Le modélisateur peut être amené à étudier simultanément un nombre variable de phénomènes physiques. Et comme nous l'avons souligné précédemment, ces phénomènes peuvent être décrits aussi bien à l'échelle locale que macroscopique. La plate-forme de simulation doit donc permettre de développer et valider une large gamme de modèles décrivant les différents phénomènes physiques (qui sont bien souvent couplés entre eux) mis en jeu au sein des bâtiments. De plus, il est indispensable de développer l'ensemble des modèles sous la forme d'une librairie de modules bien documentés, ceci afin de faciliter la maintenance et améliorer la lisibilité des développements. La flexibilité et la lisibilité des développements est le deuxième objectif pour cette plate-forme. Cette propriété est indispensable à l'évolutivité de l'outil et donc à sa pérennité. Car bien souvent, le fait qu'un environnement de simulation soit trop fermé est un obstacle à sa longévité. De plus, la portabilité de l'environnement développé vers différents systèmes d'exploitation (ex. UNIX, LINUX, WINDOWS, etc.) est essentielle à la diffusion de l'outil auprès de partenaires.

L'étude de la qualité des ambiances intérieures doit être possible à différents niveaux en fonction des besoins du modélisateur. Par exemple, l'étude du comportement énergétique global du bâtiment peut se limiter à la description de l'enveloppe, alors que la caractérisation d'un élément de système de ventilation, de chauffage ou de climatisation imposera la résolution très

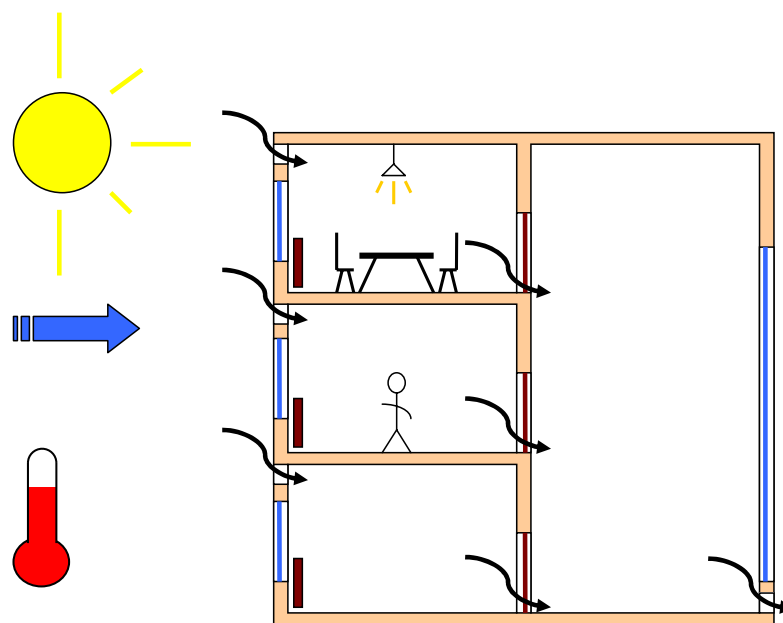


FIG. 1.1 – Illustration des sollicitations d'un bâtiment multizone

fine d'équations de thermodynamique et de mécanique des fluides dans une infime partie du bâtiment. Le troisième objectif de cette plate-forme, est donc de permettre l'étude des caractéristiques de l'environnement intérieur à différentes échelles. Ceci signifie, que pour chaque échelle, le bâtiment ou des parties de celui-ci doivent être conceptualisés de façon claire au sein de cette plate-forme. Nous détaillerons cette idée un peu plus loin dans ce document. Ce dernier objectif, consistant à adapter les détails de la représentation des phénomènes physiques en fonction des objectifs du modélisateur contribue en grande partie à l'originalité de notre travail de recherche. Dans la section suivante, nous détaillons comment le modélisateur peut être amené à faire ses choix en terme de niveau de finesse de modélisation, au regard de la configuration étudiée.

## 1.2 Des niveaux de finesse adaptés aux objectifs du modélisateur

Dans la réalité, le bâtiment est un environnement très complexe. Il est composé de différents volumes de géométries variables et complexes, connectés entre eux directement par des ouvertures, ou indirectement au travers de systèmes de ventilation et de climatisation. Il dispose généralement de mobilier, et sa vocation première est souvent d'abriter des occupants. De plus il est soumis aux sollicitations de l'environnement extérieur que sont le soleil, le vent, la température, le taux d'humidité ou les concentrations en éléments polluants. Ces différentes sollicitations sont illustrées sur la figure 1.1. Aussi toutes ces conditions extérieures dépendent de l'environ-

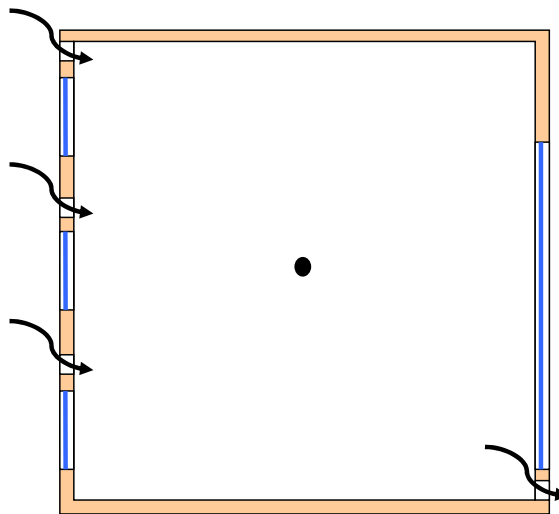


FIG. 1.2 – Illustration de la modélisation monozone

nement immédiat du bâtiment, de son orientation et de sa localisation (ex. en zone urbaine ou en rase campagne).

Le travail du modélisateur consiste alors à idéaliser son cas d'étude, en définissant l'ensemble des modèles physiques accompagnés de leurs conditions aux limites pour en prédire le comportement. Comme nous l'avons déjà souligné, le modélisateur doit adapter ses hypothèses simplificatrices en fonction des objectifs de son étude. Dans cette section, nous allons détailler ces différents niveaux de finesse et introduire leur domaine d'utilisation. Les différentes approches seront présentées en suivant une progression allant de la plus macroscopique à la plus détaillée, progression qui est étroitement liée à l'évolution chronologique des techniques de simulation du bâtiment.

### 1.2.1 La modélisation monozone

Comme nous l'avons rappelé en début de chapitre, le véritable essor de la modélisation dans le domaine de la thermique correspond à la crise de l'énergie apparue dans le début des années 1970. De nombreuses actions de recherche se sont focalisées sur la limitation des dépenses énergétiques liées au bâtiment. Ces travaux ont permis la mise en place de normes nationales, telles que la réglementation thermique dans le cas de la France (RÉGLEMENTATION THERMIQUE, 2000), visant à prédire et maîtriser les déperditions de chaleur par l'enveloppe du bâtiment et par le renouvellement d'air. La modélisation monozone est née de cette approche.

Les modèles développés à cette époque considéraient le bâtiment comme une enceinte dont les caractéristiques internes sont parfaitement uniformes (voir figure 1.2). Dans ce cas, le comportement de l'ambiance de l'ensemble du bâtiment est représenté par un seul jeu de variables

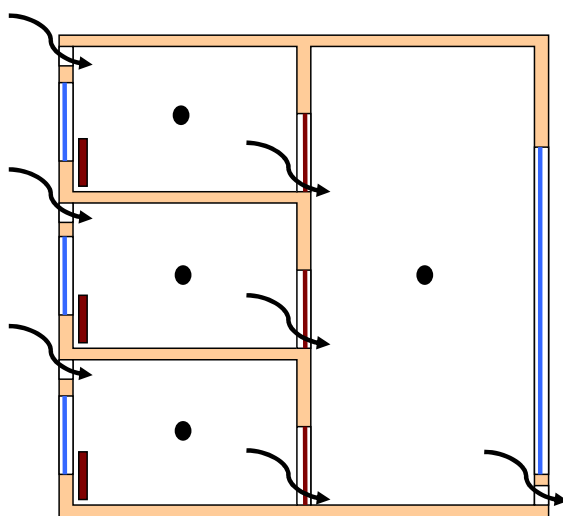


FIG. 1.3 – *Illustration de la modélisation multizone*

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

### 1.2.2 La modélisation multizone

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

Cette approche de modélisation consiste donc à représenter le bâtiment comme un ensemble de zones idéalisées par un seul nœud de calcul (voir figure 1.3). Ces zones sont reliées entre elles par des éléments permettant la caractérisation des transferts de masse et de chaleur. Par exemple, pour la prédiction des écoulements d'air entre les différentes zones du bâtiment, ces éléments

de connexion caractérisent les transferts de masse au travers des ouvertures (grandes ouvertures, fissures, etc.). L'hypothèse de mélange parfait et instantané au sein de chaque zone du bâtiment permet de limiter le nombre d'équations et de variables nécessaires à la représentation sur de longues périodes de temps du comportement de bâtiments complexes et comportant un nombre important de zones.

Cependant, l'absence de détail concernant les écoulements d'air et l'hétérogénéité des différentes grandeurs scalaires caractéristiques d'une ambiance intérieure rend difficile l'étude du confort thermique des occupants ou du couplage entre l'ambiance et un système énergétique ou de ventilation. De plus, il arrive fréquemment que l'hypothèse de mélange parfait et instantané au sein de toutes les zones du bâtiment soit mise en défaut. Lorsque les pièces ont un grand volume, quand les écoulements sont faibles, ou que des sources de chaleur (ou d'élément polluant) sont localisées, le champ des variables caractéristiques de l'ambiance aura une distribution hétérogène au sein du volume de la pièce. Lorsque ces conditions apparaissent, ou que le modélisateur a pour objectif d'étudier le confort thermique des occupants ou l'efficacité d'un système, il sera nécessaire de prédire les détails au sein des zones du bâtiment. Pour cela nous aurons recours à la modélisation intermédiaire et/ou à la modélisation par codes de champs en fonction du niveau de détail souhaité. La première approche permet d'obtenir une estimation rapide mais relativement grossière des écoulements et des profils de température au sein d'un local. Les codes de champs quant à eux, donnent des solutions des équations locales de la mécanique des fluides. Ils procurent donc une représentation très détaillée de l'environnement intérieur, mais au prix de temps et de ressources de calcul beaucoup plus importants.

### 1.2.3 La modélisation intermédiaire

Tandis que les travaux de modélisation thermique et aéraulique du bâtiment se développaient pour décrire des géométries de plus en plus complexes en affinant la précision des modèles, une nouvelle approche a vu le jour, introduisant le concept de modèles *zonaux* intrazones c'est-à-dire le partitionnement à l'intérieur même d'une zone du bâtiment. Ce type d'approche n'a pas pour objet de développer des connaissances sur les phénomènes physiques rencontrés dans une zone d'un bâtiment, mais de permettre d'exploiter des modèles obtenus soit de façon expérimentale soit par voie numérique plus fine. L'utilisation de modèles réduits permet de prendre en compte simultanément l'ensemble des phénomènes physiques présents dans une même simulation, afin d'étudier le comportement thermique et aéraulique d'une ambiance sur des périodes de temps relativement longues (analyses saisonnières ou annuelles). Pour parvenir à cet objectif, il est essentiel de disposer de modèles fiables et de niveaux d'hypothèses homogènes.

Une des premières propositions de partitionnement d'un local a été faite par Lebrun (LE-

BRUN, 1970) puis étendue par Inard (INARD *et al.*, 1996) pour l'étude du couplage thermique entre une ambiance et un émetteur de chaleur. Cette proposition consiste à diviser la pièce en quelques nœuds entre lesquels on impose les débits massiques d'air. L'écriture des bilans d'énergie thermique entre les différents nœuds permet de déterminer la distribution du champ de température dans le local. Ce type d'approche permet de caractériser très rapidement le comportement thermique d'un local, mais dans une configuration très précise. De plus, cette approche est fondée sur la connaissance *a priori* de l'allure de l'écoulement, elle est donc difficilement applicable à une large gamme de configurations.

Une deuxième grande famille de méthodes de modélisation intermédiaire a eu pour objectif de ne plus nécessiter la connaissance préalable de l'écoulement dans un local. C'est la résolution du champ de pression au sein de la pièce qui supporte la prédiction de l'écoulement. Cette approche, initiée par Grelat (GRELAT, 1987), consiste à diviser la pièce en sous-volumes, ou *cellules*, dans lesquelles la température et les concentrations en espèces sont supposées homogènes alors que la pression varie de façon hydrostatique. Les bilans de masse et d'énergie sont appliqués à chaque cellule et l'air est traité comme un gaz parfait. Le modèle d'écoulement entre deux cellules adjacentes est basé sur les méthodes utilisées pour caractériser les transferts au travers des ouvertures dans l'approche multizone. Dans ces méthodes, le débit massique d'air élémentaire  $d\dot{m}$  entre deux cellules  $i$  et  $j$  est supposé être gouverné par la relation :

$$d\dot{m} = C_d \rho_{i,j} w \left( \frac{2}{\rho_{i,j}} |\Delta P_{i,j}| \right)^{\frac{1}{2}} \times \text{signe}(\Delta P_{i,j}) dz \quad (1.1)$$

avec :  $\Delta P_{i,j} = (P_i - \rho_i g z_i) - (P_j - \rho_j g z_j)$

$\dot{m}$  le débit massique de fluide

$C_d$  un coefficient empirique analogue au coefficient de décharge

$\rho_{i,j}$  la masse volumique du fluide amont donc fonction du signe( $\Delta P_{i,j}$ )

$w$  la dimension transversale à l'écoulement

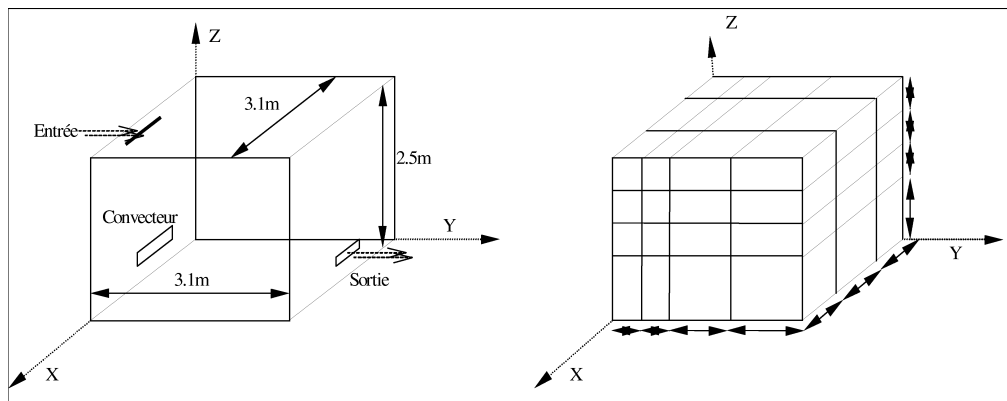
$dz$  l'élément différentiel

$\Delta P_{i,j}$  la différence de pression statique

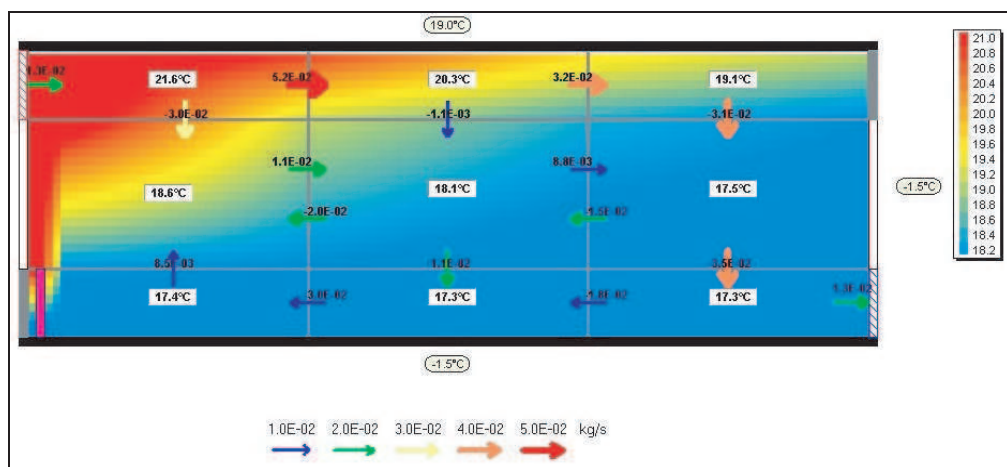
$z_i$  l'altitude du centre de la zone  $i$

$z_j$  l'altitude du centre de la zone  $j$

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



(a) Maillage



(b) Résultats

FIG. 1.4 – Illustration de la modélisation zonale

Cette dernière version de la méthode zonale permet d'estimer rapidement les écoulements et la distribution des champs scalaires (température, humidité, etc.) au sein d'un local ainsi que le couplage thermique avec des systèmes énergétiques ou de ventilation. La figure 1.4(a) présente l'application de la méthode zonale à l'un des bureaux du bâtiment typique présenté dans la figure 1.1 présentée précédemment. Ce local ventilé est chauffé à l'aide d'un convecteur électrique. La figure 1.4(b) présente des résultats de champs de températures obtenus dans le plan vertical central du local, au droit du convecteur.

Si cette méthode a fait preuve de son efficacité pour la prédiction des températures ainsi que du confort thermique, il n'en est pas de même concernant la précision des résultats des écoulements. En effet celle-ci n'est pas toujours satisfaisante pour appréhender correctement le transport de polluants dont la prédiction peut être très sensible aux détails de l'écoulement. Nous détaillerons cette limitation dans la suite du document. De plus, le modélisateur doit avoir une expertise suffisante pour choisir, voire adapter, les modèles d'écoulements dominants à imposer sur des parties du domaine de simulation. C'est pourquoi, le modélisateur pourra avoir recours à



une dernière classe de méthodes de modélisation intermédiaire que constituent les méthodes de champs à maillage grossier.

Les codes de champs permettent de résoudre les équations locales de NAVIER-STOKES prenant en considération la conservation de la quantité de mouvement. Pour la prédiction des écoulements turbulents, communément rencontrés au sein des bâtiments, les équations de NAVIER-STOKES sont moyennées en temps (RANS<sup>5</sup>) et deux équations supplémentaires permettent d'appréhender les quantités turbulentes que sont l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. De plus ces équations sont discrétisées sur un maillage qui peut comprendre un très grand nombre de nœuds afin de satisfaire les conditions de stabilité et de convergence des schémas de discrétisation spatiale ainsi que les conditions d'application des modèles de turbulence (ex. lois de parois pour le modèle  $k-\epsilon$  pour des écoulements à hauts nombres de Reynolds). Par conséquent, la résolution de tels systèmes d'équations s'avère être, encore aujourd'hui très coûteuse à la fois en temps et en ressources de calculs. Afin de réduire l'effort de simulation, nous avons exploré la possibilité d'estimer les écoulements et le transport de gaz polluants au sein d'un local en discrétisant les équations sur un maillage grossier, c'est-à-dire que la taille des mailles ne permet plus de satisfaire les critères précédemment cités. Cette approche s'inscrit dans la logique de modélisation intermédiaire, dans le sens où l'on fait des hypothèses simplificatrices, certes avec des conséquences notables sur les résultats, pour obtenir une estimation rapide des caractéristiques d'un local. Elle nous a permis d'obtenir des résultats très satisfaisants avec des temps de calculs réduits. Ceux-ci sont détaillés dans la suite de ce document.

Pour conclure cette section, nous observons que le modélisateur possède une palette de différentes méthodes de modélisation intermédiaire. Nous ne retiendrons pas les premières méthodes qui nécessitent la connaissance a priori des écoulements dans un local, car leur application reste limitée à des configurations bien précises. Nous exploiterons donc les possibilités offertes par la méthode zonale pour la caractérisation du confort thermique et des champs de température, et la méthode RANS à maillage grossier pour l'étude du transport de gaz polluants ou l'étude rapide des détails des écoulements.

#### 1.2.4 La modélisation par codes de champs

Les codes de champs ont été largement utilisés pour la simulation du comportement d'un local (LADEINDE et NEARON, 1997; EMMERICH, 1997; NIELSEN, 1998), et plus rarement pour la modélisation d'un bâtiment dans son ensemble car les ressources de calcul nécessaires dépassent en pratique les capacités des machines les plus courantes.

---

5. Reynolds Averaged NAVIER-STOKES Equations

Les différentes techniques CFD sont les méthodes DNS<sup>6</sup>, LES<sup>7</sup> et RANS. Elles mettent en œuvre des procédures de résolution de différentes variantes des équations de NAVIER-STOKES régissant les écoulements de fluides incompressibles en régime turbulent.

Dans le cadre de notre étude, ces méthodes CFD vont d'une part être utilisées pour apporter de la connaissance à la modélisation intermédiaire. C'est-à-dire que dans ce cas, elles seront employées ponctuellement pour développer des modèles à intégrer dans l'approche zonale, ou servir de référence pour les méthodes de champs à maille grossière. Dans un deuxième temps, elles seront appliquées directement à l'étude des détails des caractéristiques d'une zone particulière du bâtiment. Dans ce cas, nous mettrons en place des procédures de couplage de ce modèle détaillé avec l'approche nodale par exemple.

### 1.3 Conclusion

Dans ce premier chapitre, nous avons dressé un rapide état de l'art des différents environnements de simulation existants, très variables de par la nature des modèles qu'ils mettent en œuvre et de par l'architecture de leur code informatique. Au vu de cet éventail, nous avons conclu qu'aucun des outils ne pouvait être utilisé en l'état pour l'intégration de modèles de zones détaillés permettant d'étendre l'étude des performances des bâtiments.

Nous avons alors dressé un cahier des charges pour le développement d'une plate-forme de simulation dans laquelle il sera possible de capitaliser les développements en cours et à venir au sein de notre laboratoire de recherche.

Enfin, nous avons tenté de démontrer l'intérêt de disposer d'un outil de simulation permettant de moduler les niveaux de détails pour la représentation de chacune des zones d'un bâtiment afin d'en déterminer au mieux le comportement thermique et aéraulique et de répondre également au plus juste aux attentes formulées par le modélisateur.

Cependant, pour les différents niveaux de finesse envisageables pour la représentation des zones et de l'enveloppe d'un bâtiment, il nous faut déterminer l'adéquation entre les modèles et les objectifs du modélisateur. En d'autres termes, pour chacun des objectifs du modélisateur qui sont dans notre cas l'évaluation de l'efficacité énergétique d'un bâtiment, du confort thermique ou de la qualité de l'air au sein d'une zone de celui-ci, il nous faudra évaluer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre, en mesurant le compromis entre temps de simulation et précision des résultats. C'est pourquoi, dans le chapitre suivant, après avoir introduit rapidement la démarche de développement des différentes méthodes de simulation, nous effectuerons une

---

6. Direct Numerical Simulation

7. Large Eddy Simulation

étude comparative et quantitative entre ces différentes approches sur des cavités dont nous avons pu obtenir des résultats expérimentaux précis, en terme de profils de vitesse et température d'air.

## Chapitre 2

# Différents niveaux de modélisation

---

Dans ce chapitre, nous détaillons les différentes méthodes de modélisation employées pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans des bâtiments multizones. Pour chacune des méthodes (nodale, zonale et CFD) nous décrivons l'historique de leur développement ainsi que leur domaine d'utilisation pour l'évaluation des performances des bâtiments.

---



Comme nous l'avons présenté dans le chapitre précédent, différents niveaux de finesse sont disponibles pour la modélisation des transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments. Chaque niveau de finesse a son propre domaine de validité et permet d'apporter une réponse spécifique aux besoins du modélisateur.

Dans ce chapitre, nous allons détailler les différentes méthodes de modélisation que sont les méthodes nodales, zonales et CFD. Pour chacune, nous rappellerons brièvement l'historique de leur développement ainsi que la formulation mathématique des modèles associés. Enfin nous présenterons des applications de ces méthodes.

L'objectif général de ce chapitre n'est pas de faire une description exhaustive des modèles dans la mesure où nous couvrons une très large gamme de méthodes de simulation, mais plutôt pour chacune d'introduire la méthodologie et son contexte de développement ainsi que le type d'équations mises en œuvre pour la formulation des modèles. Enfin, la dernière partie tente de démontrer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre en fonction des spécificités de chaque zone d'un bâtiment, le but final étant d'associer ces différentes méthodes pour envisager la description pertinente d'un bâtiment complet.

## 2.1 La méthode nodale

### 2.1.1 Historique

L'approche *nodale*, dite aussi multizone, considère que chaque zone d'un bâtiment est parfaitement et instantanément mélangée; Ainsi chaque zone peut être caractérisée par une pression, une température et une concentration par espèce présente. Cette méthode est largement utilisée, tant dans le domaine des transferts thermiques qu'aérauliques. Cette hypothèse de mélange parfait présente l'intérêt de pouvoir se limiter à un seul nœud pour la caractérisation de l'ambiance au sein d'une zone du bâtiment. Les équations régissant les transferts de masse et de chaleur sont alors considérablement simplifiées et les outils utilisant cette méthode permettent ainsi de prédire rapidement le comportement d'un bâtiment sur de longues périodes de temps telles qu'une saison ou une année entière.

A l'origine, les méthodes basées sur les bilans énergétiques ont été introduites pour permettre une représentation des charges énergétiques sur les bâtiments (ex. KUSUDA, 1976) plus rigoureuses que celles apportées par les méthodes analytiques basées sur les fonctions de transfert. Au lieu d'utiliser des fonctions de transfert pour évaluer la réponse de la température ambiante aux sollicitations liées au rayonnement solaire, aux charges internes ou aux types de matériaux composant l'enveloppe, cette approche consiste à résoudre les équations de bilan d'énergie au sein des zones et à la surface des parois du bâtiment. Ces bilans d'énergie tiennent compte des prin-

cipaux modes de transfert de la chaleur que sont : la conduction dans les matériaux, les échanges par rayonnement de grande longueur d'onde entre les surfaces internes, le rayonnement solaire, la convection entre l'air et les parois solides (parois opaques, vitrages, etc.). La résolution du système d'équations couplées formé par l'ensemble des bilans d'énergie permet de déterminer à chaque instant la température de l'air et des surfaces de l'enveloppe du bâtiment.

La modélisation des performances énergétiques des bâtiments, a été complétée par la modélisation des composants des systèmes de chauffage, de ventilation et de traitement d'air, tels que ventilateurs, gaines de distribution, batteries de traitement d'air, chaudières, groupes de production de froid, etc. L'intégration de ces modèles dans des outils d'analyse des performances énergétiques s'est opérée dans les années 1980 afin de prendre en compte l'interaction entre les deux familles de modèles (CLARKE, 1982).

Mais la simulation des performances des bâtiments ne s'est pas limitée aux aspects énergétiques. Un travail parallèle avait lieu concernant la prédiction des transferts de masse dans les bâtiments dus aux effets du vent ou au tirage thermique (voir FEUSTEL et DIERIS (1992) pour une revue bibliographique). Ces modèles macroscopiques sont basés sur l'écriture des bilans de masse au sein de chaque zone du bâtiment. Les infiltrations d'air et de polluants ont lieu au travers d'ouvertures (portes, fenêtres, etc.) et de fissures. Une relation non linéaire entre le débit d'infiltration et la différence de pression de part et d'autre du composant aéraulique permet de formuler l'ensemble du système formé par les bilans de masse, uniquement en fonction du champ des pressions dans les zones et au niveau des façades du bâtiment. La résolution de ce système d'équations non linéaires permet d'estimer les transferts de masse au sein du bâtiment. L'application principale de ces outils, tels que COMIS (FEUSTEL et RAYNER-HOOSON, 1990) ou CONTAM (WALTON, 1997), a été l'aide à la conception des systèmes de ventilation. Des applications plus récentes de ces outils se sont tournées vers la prédiction de la sécurité des occupants vis-à-vis de la dispersion d'agents toxiques (SOHN, REYNOLDS, GADGIL et SEXTRO, 2002) au moyen de méthodes statistiques.

La convergence de ces deux orientations de développements s'est opérée au cours des années 1980 (voir par exemple WALTON (1983) et ROLDAN (1985)) où un modèle nodal de transfert de masse a été couplé à un modèle de transfert de chaleur. Aussi, la plupart des efforts se sont tournés vers l'amélioration des outils de simulation des performances énergétiques tels que TRNSYS (KLEIN *et al.*, 1976), BLAST (HERRON, WALTON et LAWRIE., 1981) ou DOE-2 (BIRD-SALL *et al.*, 1990). Ainsi, ces outils se sont uniquement focalisés sur les mécanismes de transfert de chaleur. Bien que les effets des écoulements d'infiltration ou traversant le bâtiment sur son comportement énergétique aient été pris en considération, les débits d'air demeuraient des données d'entrée spécifiées par l'utilisateur, ou estimées de façon simplifiée. Les écoulements d'air n'étaient pas simulés. Par conséquent, ces outils étaient difficilement applicables pour l'étude de

configurations où les transferts de masse et de chaleur sont intimement liés, comme par exemple dans l'analyse de systèmes de ventilation naturelle.

C'est pourquoi une nouvelle génération d'outils de simulation est apparue permettant la prédiction des transferts couplés de masse et de chaleur. Une tentative de coupler COMIS et TRNSYS a donné naissance à l'outil TRNFLOW (WEBER *et al.*, 2002). En effet TRNSYS intègre aujourd'hui une large gamme de modèles caractérisant les transferts de chaleur et les systèmes énergétiques associés au bâtiment. L'idée de coupler un tel outil avec un outil de prédiction des écoulements au sein des bâtiments permettait de bénéficier de l'ensemble des développements capitalisés depuis plus de deux décennies. Cependant, les deux outils ayant été développés indépendamment, TRNFLOW demeure d'une utilisation complexe. Des outils tels que CLIM2000 (BONNEAU *et al.*, 1993), ESP-R (CLARKE, 1996) ou ENERGYPLUS (CRAWLEY *et al.*, 2001), tous bâtis de façon modulaire, présentent de meilleurs atouts en termes d'évolutivité et de pérennité.

Néanmoins, dans la pratique, ces outils considèrent que chaque zone du bâtiment est parfaitement et instantanément homogène. Même s'il est parfois possible de prescrire un gradient thermique au sein d'une zone (dans CONTAM par exemple), ce paramètre reste difficile à estimer *a priori*. La difficulté avec ce type de modèles est donc d'estimer leur domaine de validité, notamment pour l'étude de la dynamique de la dispersion des polluants. En effet lorsqu'un polluant est injecté dans un local sous la forme d'une source ponctuelle, le processus de mélange de la pièce peut s'avérer plus long que le pas de temps de calcul qui est généralement d'une heure dans les applications courantes. Les résultats de tels modèles peuvent alors être entachés d'une erreur importante. C'est pourquoi, avant de décrire plus en détail les équations mises en jeu dans la méthode de modélisation nodale, nous présentons un modèle analytique simple, permettant d'estimer *a priori* le temps de mélange d'un polluant dans un local, afin de valider la pertinence de cette hypothèse de mélange instantané.

### 2.1.2 L'hypothèse de mélange parfait

L'étude de la dynamique du transport de gaz polluants dans les bâtiments est communément basée sur l'approximation que l'air, au sein de chacune des zones du bâtiment, est parfaitement et instantanément mélangé (SHAIR et HEITNER, 1974; NAZAROFF et CASS, 1986; WALTON, 1997; FEUSTEL, 1999).

Cette hypothèse d'uniformité spatiale dans une zone a de nombreux avantages. Les expérimentateurs ont besoin d'un seul point de mesure pour caractériser la pièce et les modélisateurs peuvent simplifier de façon considérable les systèmes d'équations à résoudre pour prédire la dynamique du transport de polluants, au sein de bâtiments comportant un grand nombre de zones et sur de longues périodes de temps.



Cependant, dans de nombreuses conditions, notamment lorsque les sources d'éléments polluants sont localisées, ou se situent dans des pièces soumises à de faibles mouvements d'air, cette hypothèse d'uniformité peut se révéler inappropriée. Par exemple, une étude sur le transport de fumée de cigarette a montré que les niveaux de concentration en particules respirables en suspension et de concentration en nicotine étaient respectivement plus faibles de 40 % et 65 % dans les zones «non-fumeurs» des restaurants que dans les zones «fumeurs» (LAMBERT, SAMET et SPENGLER, 1993).

La dispersion de polluant peut être caractérisée par la notion de *temps de mélange* requis pour une source ponctuelle et éphémère de polluant. Deux études expérimentales ont été menées pour caractériser ce temps de mélange dans la même pièce de 31 m<sup>3</sup> dans des conditions de convection naturelle et de convection mixte (BAUGHMAN, GADGIL et NAZAROFF, 1994; DRESCHER *et al.*, 1995). Ces expériences ont montré que le temps de mélange peut varier de 2 min à 42 min selon la nature et l'intensité de l'écoulement dans la pièce.

Aussi, la plupart des études sur la dynamique de dispersion de gaz polluants considèrent la pièce étudiée comme un volume inoccupé. Or, un local est généralement conçu pour être occupé, et le plus souvent par des personnes. Cette présence peut avoir une influence sur le temps de mélange lorsque les écoulements d'air sont faibles dans le local. Ainsi, des personnes se déplaçant dans un local apportent une certaine quantité de mouvement à l'air par frottement, et induisent alors le mélange du polluant dans la pièce. De plus, le panache thermique qui se développe au dessus de leur tête peut lui aussi générer un écoulement d'air suffisamment important pour affecter le temps de mélange. Enfin, la respiration des occupants a aussi un effet sur la dynamique de dilution du polluant dans la pièce. Même si ces différentes sources possibles d'écoulement deviennent négligeables lorsqu'un local est soumis à un système de ventilation mécanique créant des écoulements d'air importants, il est nécessaire de quantifier l'impact de la présence des occupants sur le temps de mélange d'une pièce, afin d'être à même d'apprécier la pertinence de l'hypothèse de mélange parfait, notamment pour l'étude du transport de polluants (MORA et GADGIL, 2002).

Le but de l'étude qui suit, est de développer un modèle analytique pour l'évaluation du temps de mélange résultant de la présence d'occupants dans un local soumis à une source ponctuelle et éphémère de polluant. Ensuite, nous appliquerons ce modèle à la pièce précédemment étudiée par BAUGHMAN et DRESCHER (BAUGHMAN *et al.*, 1994; DRESCHER *et al.*, 1995).

### 2.1.2.1 Contexte

BAUGHMAN et DRESCHER ont mené des expériences visant à caractériser la dynamique de dispersion d'un polluant dans un local soumis à différentes conditions thermiques et aérauliques.

Nous rappelons ici l'essentiel des résultats obtenus.

### • Définition du temps de mélange

Le temps de mélange, comme défini par BAUGHMAN *et al.* (1994), est égal à l'intervalle de temps entre l'introduction instantanée de polluant en un point de la pièce et le moment où l'écart-type relatif des concentrations mesurées à des points bien répartis dans la pièce devient inférieur à 10 %. Cette définition est applicable dans tous les cas, mais n'est utile que lorsque le temps de mélange est plus court que le temps caractéristique d'extraction du polluant, sinon la valeur de 10 % pourrait ne jamais être atteinte.

### • Mélange par convection naturelle

BAUGHMAN a conçu un dispositif expérimental pour estimer quantitativement la vitesse à laquelle de la fumée de cigarette se disperse dans une pièce inoccupée de 31 m<sup>3</sup> soumise à un faible taux de renouvellement d'air et à un écoulement de convection naturelle (BAUGHMAN *et al.*, 1994). La fumée de cigarette a été simulée à l'aide d'un mélange d'hélium et d'hexafluorure de soufre (SF<sub>6</sub>) de densité égale à celle de l'air ambiant.

Le temps de mélange a été mesuré sous trois régimes d'écoulements différents : un faible écoulement d'air avec des températures de surface quasiment identiques ; un régime de convection naturelle forte induite par un convecteur électrique d'une puissance de 500 W et un cas de convection induite par une tache solaire sur une partie du sol de la pièce. Chaque expérience a été dupliquée. Lors de chaque expérience, des échantillons d'air ont été prélevés à distance en 41 points de la pièce et analysés à l'aide d'un chromatographe.

Dans les cas d'écoulement très calme, la différence de température maximale entre toutes les surfaces de la pièce était inférieure à 0,4°C et les temps de mélange mesurés de 80 et 100 min. Dans le second cas, la présence du convecteur électrique de 500 W génère un panache thermique qui rend le mélange du polluant beaucoup plus rapide. Les temps de mélange mesurés étaient de 15 et 13 min pour les deux expériences. Enfin, le rayonnement solaire incident sur le plancher (estimé à 600 W) crée un mélange encore plus rapide. Dans ces conditions, les temps de mélange mesurés étaient de 7 et 10 min.

### • Mélange par convection forcée

DRESCHER a utilisé la même cellule expérimentale pour la mesure du temps de mélange pour une source ponctuelle de 1,5 litres de monoxyde de carbone pur (CO) dans des conditions de convection forcée générée par des ventilateurs à vitesse variable (DRESCHER *et al.*, 1995). La figure 2.1 présente les détails du dispositif expérimental. Le débit de circulation au travers des ventilateurs variait de 0 à 2 volumes par heure. Les mesures ont été confirmées par la duplica-

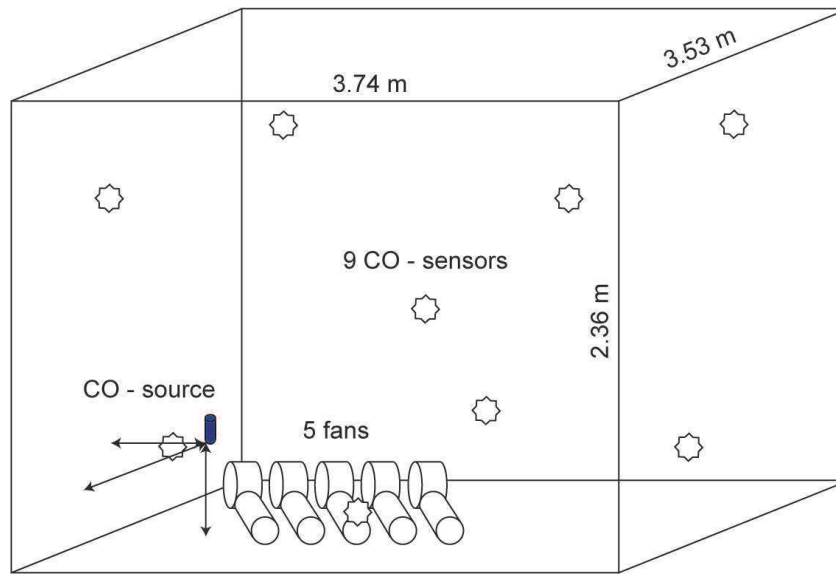


FIG. 2.1 – Description de la cellule expérimentale (DRESCHER *et al.*, 1995)

tion des expériences. Dans chaque expérience, la concentration en monoxyde de carbone a été mesurée en 9 points de la pièce.

Afin de mettre en relation le temps de mélange induit par la convection forcée et l'intensité des mouvements d'air générés par les ventilateurs, l'influence des forces de convection naturelle a été soustraite des valeurs de temps de mélange mesurées lors de cette campagne de mesure. DRESCHER a fait l'hypothèse que les temps de mélange induits par les forces de convection forcée seules,  $\tau_{mix.cf}$ , et par les forces de convection naturelle seules,  $\tau_{mix.cn}$  se combinent comme des résistances électriques en parallèle. Donc le temps de mélange global mesuré dans l'expérience sous condition de convection mixte,  $\tau_{mix.exp}$ , satisfait l'expression suivante :

$$\frac{1}{\tau_{mix.exp}} = \frac{1}{\tau_{mix.cn}} + \frac{1}{\tau_{mix.cf}} \quad (2.1)$$

Pour l'ensemble des conditions d'écoulement étudié, les temps de mélange observés variaient entre 2 min (pour un débit de circulation de 2 volumes par heure) et 42 min (dans les conditions d'écoulement sans ventilateur), alors que le temps de mélange dû aux seules forces de convection forcée s'étendait de 2,4 min à 22,9 min. A partir de ces résultats expérimentaux, DRESCHER a déduit une corrélation entre le temps de mélange associé aux forces de convection forcée et la puissance mécanique,  $P_m$  apportée à l'air de la pièce :

$$\tau_{mix.cf} = c\rho^{1/3}V^{5/9}P_m^{-1/3} \quad (2.2)$$

où  $c$  est le coefficient de proportionnalité (sans dimension) déterminé expérimentalement ( $c =$

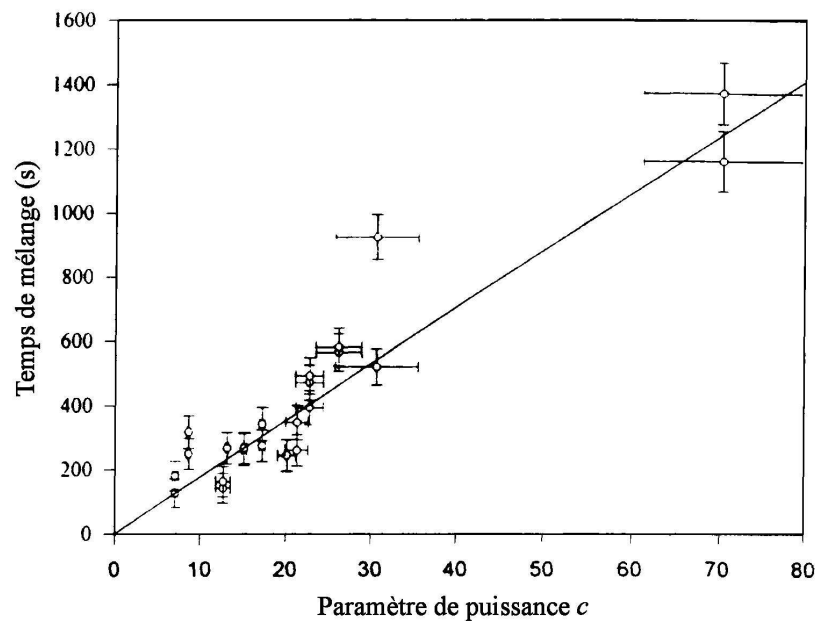


FIG. 2.2 – Corrélation entre puissance mécanique apportée à l'air et temps de mélange (DRESCHER *et al.*, 1995)

$17,6 \pm 0,6$ ),  $\rho$  la masse volumique de l'air, et  $V$  le volume de la pièce. La figure 2.2 présente les résultats obtenus par DRESCHER.

### 2.1.2.2 Approche développée

Le modèle empirique présenté précédemment permet donc d'estimer simplement le temps de mélange dans un local soumis à diverses forces de convection lorsqu'un polluant est injecté de façon ponctuelle. Notre préoccupation est alors de savoir quelle est l'influence de la présence d'occupants sur ce temps de mélange.

Nous allons caractériser le temps de mélange lié à la présence d'occupants en estimant la puissance mécanique apportée par ceux-ci à l'air de la pièce. L'utilisation de la corrélation donnée par DRESCHER permettra alors d'estimer le temps de mélange induit au sein de ce local.

La présence d'occupants peut générer des mouvements d'air qui faciliteront le mélange du polluant. Nous avons retenu trois causes possibles de génération de mouvements d'air :

- un panache dû aux forces de poussée thermique se développant au dessus d'un occupant en position debout ;
- la respiration des occupants ;
- le déplacement des occupants.

Dans cette étude, nous assimilerons le corps humain à un cylindre de diamètre  $\phi_c = 70$  cm

et de hauteur  $H_c = 1,70$  m.

### • Mélange dû au panache thermique créé par un occupant

De nombreuses études expérimentales et numériques ont montré que la dissipation de chaleur par le corps humain peut générer des écoulements ascendants de convection naturelle qui peuvent avoir un impact important sur la structure et l'intensité des écoulements dans une pièce (HOMMA et YAKIYAMA, 1988; MURAKAMI, KATO et ZENG, 2000).

Nous faisons l'hypothèse que le corps humain a une température de surface constante  $T_c$  différente de la température ambiante  $T_a$ . La température de surface du corps humain en régime permanent est déterminée par le bilan thermo-convectif et radiatif basé sur la norme ASHRAE (ASHRAE, 1997). Si l'on fait l'hypothèse que la température de l'air  $T_a$  est identique à la température des surfaces de paroi de la pièce  $T_p$  ( $T_p = T_a = 20^\circ\text{C}$ ) la température de surface des vêtements  $T_c$  est alors  $27,3^\circ\text{C}$  pour une personne debout au repos.

Dans ces conditions, le nombre de GRASHOF associé au cylindre représentant le corps humain à température constante  $T_c$  est alors :

$$Gr = \frac{\beta \Delta T g H_c^3}{\nu^2} = 4,8 \times 10^9 \quad (2.3)$$

La surface du cylindre échauffe l'air adjacent qui s'élève sous l'action des forces de convection naturelle. Des couches limites thermiques et dynamiques se développent le long de la surface de ce cylindre. Nous allons alors estimer les profils de température et de vitesse le long de la paroi du cylindre à l'aide des lois classiques de convection naturelle le long de plaques infinies issues de l'analyse intégrale des équations de conservation d'énergie et de quantité de mouvement. Ainsi nous serons en mesure d'estimer la puissance mécanique fournie à l'air par le panache thermique se développant au dessus de la tête de l'occupant par la relation :

$$P_{m_{panache}} = \frac{1}{2} \rho \int_A v_{cl}^3 dA \quad (2.4)$$

avec  $v_{cl}$  le profil de vitesse verticale au sein de la couche limite en partie haute du cylindre, et  $A$  la surface annulaire traversée par l'écoulement (voir figure 2.3(a)).

Une méthode d'analyse intégrale est appliquée à une surface plane, en faisant l'hypothèse d'une symétrie de révolution dans notre problème (voir figure 2.3(b)) afin de déterminer les profils de vitesse et de température au sommet du cylindre.

Les formes intégrées des équations de conservation d'énergie et de quantité de mouvement

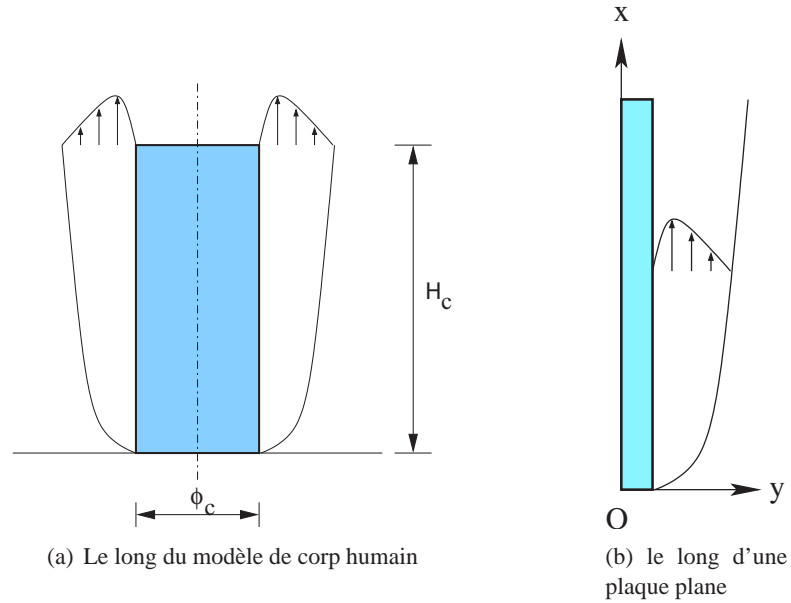


FIG. 2.3 – Développement d'une couche limite

appliquées à un élément différentiel de la couche limite peuvent s'écrire :

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\infty} v_{cl}^2 dy = \int_0^{\infty} g \beta (T - T_a) dy - \nu \left. \frac{\partial v_{cl}}{\partial y} \right|_0 \quad (2.5)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\infty} v_{cl} (T - T_a) dy = -\alpha \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_0 \quad (2.6)$$

Les conditions aux limites du problème sont :

$$y = 0 : \quad v_{cl} = 0, \quad T = T_c \quad (2.7)$$

$$y \rightarrow \infty : \quad v_{cl} = 0, \quad T = T_a \quad (2.8)$$

Le nombre de GRASHOF de l'ordre de  $5 \times 10^9$  indique que l'écoulement peut devenir turbulent en partie haute de la plaque, mais par simplicité, nous considérons que la couche limites dynamique reste laminaire sur toute la hauteur du modèle. Nous faisons ensuite l'hypothèse que les couches limites dynamique et thermique ont la même épaisseur ( $\delta = \Delta$ ) et que les profils de vitesse et de température sont de la forme :

$$\frac{v_{cl}}{U_{cl}} = \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2, \quad \frac{T - T_a}{T_c - T_a} = \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 \quad (2.9)$$

avec  $U_{cl}$  un facteur d'échelle sur la vitesse, à déterminer en fonction de  $x$  uniquement. Nous

faisons également l'hypothèse que  $U_{cl}$  et  $\delta$  varient selon des lois en puissance de la forme :

$$\delta = D x^m, \quad U = X x^n \quad (2.10)$$

L'intégration et la résolution des équations 2.5 et 2.6 en utilisant les profils décrits par les équations 2.9 et 2.10 mènent à la solution suivante pour le profil de vitesse (MILLS, 1992).

$$v_{cl_H}(y) = \frac{80 \alpha H_c}{\delta_{H_c}^3} y \left(1 - \frac{y}{\delta_{H_c}}\right)^2 \quad (2.11)$$

La puissance mécanique ajoutée à l'air peut alors s'écrire :

$$P_{m_{panache}} = \frac{1}{2} \rho \int_0^\delta v_{cl_H}^3(y) \pi \left(y + \frac{d}{2}\right) dy \quad (2.12)$$

L'évaluation de cette intégrale mène à :

$$P_{m_{panache}} = \frac{\pi}{2} \rho (80\alpha)^3 \left( \frac{673\phi_c}{1680} \frac{H_c^{5/4}}{D^3} - \frac{921}{6930} \frac{H_c^{5/2}}{D^2} \right) \quad (2.13)$$

avec

$$D = 4,23 \times 10^{-2} (T_c - T_a)^{-1/4} \quad (2.14)$$

L'application numérique mène à :

$$P_{m_{panache}} \approx 1 \times 10^{-4} \quad [\text{W}] \quad (2.15)$$

A l'aide de l'équation 2.2, nous sommes alors en mesure d'estimer le temps de mélange associé aux effets du panache thermique créée par un occupant en position debout dans le local étudié par (DRESCHER *et al.*, 1995) :

$$\tau_{mix.panache} = c\rho^{1/3} V^{5/9} P_{m_{panache}}^{-1/3} \approx 45 \text{ min} \quad (2.16)$$

Le temps de mélange associé à 5 personnes debout dans cette même pièce et dans les mêmes conditions que précédemment serait de 26,7 min.

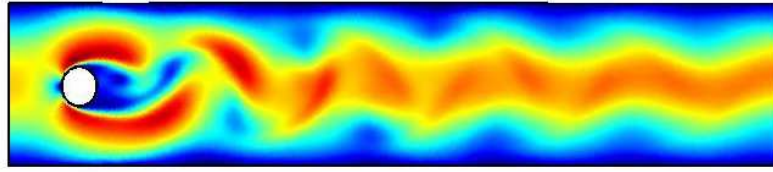


FIG. 2.4 – Champs du module des vitesses autour d'un cylindre traversant un écoulement unidirectionnel

#### • Mélange dû à la respiration des occupants

Afin d'estimer la puissance mécanique apportée à l'air par l'expiration d'un occupant, nous faisons les hypothèses suivantes : chaque occupant respire un volume d'air de  $6 \text{ l.min}^{-1}$  avec une fréquence de 10 cycles d'inspiration et expiration par minute (BJORN et NIELSEN, 1998). Si nous supposons que le débit massique d'air varie de façon sinusoïdale et que la surface d'ouverture des narines est de  $2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , la vitesse instantanée maximale près des narines est alors d'environ  $1 \text{ m.s}^{-1}$ . L'équation 2.4 nous permet alors d'estimer la puissance mécanique fournie à l'air basée sur la moyenne quadratique de la vitesse. Dans ce cas,  $P_{m_{\text{expiration}}} = 4,3 \times 10^{-5} \text{ W}$ , ce qui mène à un temps de mélange,  $\tau_{\text{mix.expiration}} \approx 1 \text{ heure}$ .

#### • Mélange dû au déplacement des occupants

Lorsqu'une personne se déplace, les effets du frottement du corps sur l'air génèrent des mouvements d'air turbulents qui accélèrent le processus de mélange du polluant dans l'air. La figure 2.4 illustre, en vue de dessus, le champ du module des vitesses autour d'un cylindre placé dans un écoulement unidirectionnel (FEMLAB, 2002). Si nous considérons une personne marchant à une vitesse constante  $v_d$  dans une direction donnée, il est possible de déterminer la résultante des forces de frottement agissant sur l'air par :

$$F_D = C_d H_c \phi_c \frac{1}{2} \rho \frac{v_d^2}{g} \quad (2.17)$$

Pour un rapport d'aspect ( $H_c/\phi_c$ ) d'environ 2,5, et pour des conditions d'écoulements à nombre de Reynolds supérieur à 1000, Bloomer (BLOOMER, 2000) donne une valeur du coefficient de perte de charge  $C_d = 0,8$ . La puissance mécanique fournie à l'air peut alors être calculée par :

$$P_{m_{\text{mouvement}}} = F_D v_d = C_d H_c \phi_c \frac{1}{2} \rho \frac{v_d^3}{g} \quad (2.18)$$

En considérant que cette puissance mécanique estimée pour une personne se déplaçant à vitesse constante  $v_d$  est apportée de façon uniforme à l'air, il est alors possible de déterminer son temps



de mélange associé en appliquant l'équation 2.2 :

$$\tau_{mix.mouvement} = c \left( \frac{2g}{C_d H_c \phi_c} \right)^{1/3} \frac{V^{5/9}}{v_d} \quad (2.19)$$

La vitesse de déplacement d'un individu dans une telle pièce peut s'étendre de  $0,2 \text{ m.s}^{-1}$  à  $3 \text{ m.s}^{-1}$ . Pour ces valeurs extrêmes, les temps de mélange associés sont alors respectivement de 27,1 min et 1,8 min. Pour une valeur intermédiaire de  $1,4 \text{ m.s}^{-1}$ , le temps de mélange est de 3,9 min. Par conséquent, le temps de mélange est fortement dépendant de la vitesse de déplacement d'un occupant. Par contre, d'après ces résultats, 8 personnes se déplaçant à la même vitesse seront nécessaires pour diviser le temps de mélange par deux.

### 2.1.2.3 Conclusion

Dans cette étude, nous avons développé un modèle semi-empirique simple capable d'estimer les effets de la présence d'occupants sur le temps de mélange d'un polluant injecté de façon ponctuelle dans un local. Nos résultats suggèrent que le déplacement des occupants peut être la contribution majeure au processus de dispersion du polluant. Les panaches de convection naturelle générés par des personnes debout auront un impact sur le temps de mélange uniquement lorsque les mouvements d'air issus des autres causes seront négligeables. Enfin, il semble que les effets de la respiration des occupants sur le temps de mélange puissent être négligés en toutes circonstances.

Afin de préciser ce travail, il conviendrait de réaliser des expériences avec des mannequins et d'étudier également différentes stratégies de ventilation (ex. ventilation par déplacement). Néanmoins, les modèles semi-empiriques tels que celui présenté ici pour la prédiction du temps de mélange sont très utiles pour des analyses de premier ordre. En effet, ils permettent une estimation très rapide de l'ordre de grandeur de la dynamique de dispersion d'un polluant comparée à des approches de modélisation complexes telles que les techniques CFD.

Ainsi, il apparaît dans cette étude que le temps de mélange d'un local peut être variable, en fonction des conditions de l'écoulement ou de l'éventuelle présence d'occupants. Par conséquent, il apparaît que dans de nombreux cas, ce temps nécessaire au mélange peut se révéler inférieur au pas de temps d'observation du comportement du système, qui peut être le pas de temps de calcul utilisé dans des codes mettant en œuvre cette approche nodale. Nous discuterons ceci au travers d'applications comparatives à la fin de ce chapitre.

Dans la section suivante, nous présentons brièvement le système d'équations régissant les transferts de masse et de chaleur par l'approche nodale que nous avons retenue.

### 2.1.3 Mise en équations

L'approche nodale consiste à représenter chaque zone du bâtiment comme un volume parfaitement et instantanément mélangé. A chaque instant, les variables d'état sont uniformes dans toute la zone, sauf la pression qui varie de façon hydrostatique. Les lois de conservation de la masse et de l'énergie sont alors appliquées au sein de chacune des zones. Les résultats obtenus avec cette méthode dépendent fortement de la caractérisation des transferts de masse et de chaleur entre les zones elles-mêmes et avec l'extérieur du bâtiment. Dans un premier temps, nous présentons le modèle de zone où sont appliquées les lois de conservation. Puis nous présenterons les modèles de transferts aérauliques et thermiques et nous terminerons par le modèle d'enveloppe.

#### 2.1.3.1 Modèle de zone

D'une façon générale, on écrit les équations de bilans suivantes : le bilan d'énergie pour le mélange gazeux, le bilan de masse pour l'air sec et pour chaque espèce polluante ou pour l'humidité.

##### • Bilan massique d'air sec au sein d'une zone

Cette équation de bilan consiste à imposer que la somme des débits massiques d'air sec entrant dans la zone considérée est nulle.

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_{as,j} = 0 \quad (2.20)$$

##### • Bilan massique d'espèce polluante ou de l'humidité au sein d'une zone

Pour chacune des espèces polluantes, y compris la vapeur d'eau, l'équation de conservation de la masse de l'espèce s'écrit:

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_{es,j} + Source_{es} = V \frac{\partial \rho_{es}}{\partial t} \quad (2.21)$$

Dans ce cas, le taux de variation de la masse volumique de l'espèce dans la zone, dépend d'une source éventuelle, et du transport de polluant venant des zones adjacentes ou de l'extérieur.

##### • Bilan thermique simplifié au sein d'une zone

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_{as,j} C_{p_{as}} T_j + Source_{sens} + \dot{m}_{es,source} C_{p_{es}} T_{source} = m_{as} C_{p_{as}} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{es}}{\partial t} V C_{p_{es}} T \quad (2.22)$$

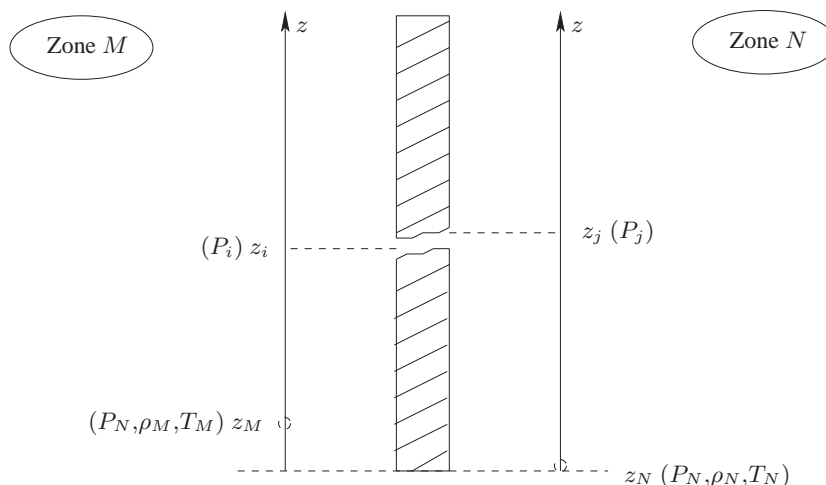


FIG. 2.5 – *Modèle de fissure* (FEUSTEL et RAYNER-HOOSON, 1990)

La fermeture du problème est obtenue à l'aide de la relation des gaz parfaits modifiée pour la prise en compte de la présence d'un élément polluant ou de l'humidité dans le mélange gazeux considéré.

- **Relation des gaz parfaits modifiée**

$$\rho = \frac{P + 101325}{(R_{as} \rho_{as} + R_{es} \rho_{es})(T + 273,15)} \quad (2.23)$$

avec  $R_{as}$  et  $R_{es}$  les constantes des gaz parfaits pour l'air sec et l'espèce polluante, respectivement.

### 2.1.3.2 Modèles de transferts aérauliques

Dans cette approche, les modèles d'ouvertures retenus concernent les ouvertures de type fissures, ou grandes ouvertures verticales. Ces deux modèles permettent de représenter une vaste gamme de connexions aérauliques entre les zones ou entre une zone et l'extérieur du bâtiment.

- **Modèle de fissure**

La figure 2.5 présente le modèle d'écoulement au travers d'une fissure (FEUSTEL et RAYNER-HOOSON, 1990). Le système d'équations régissant les transferts de masse au travers de ce type d'ouvertures est le suivant :

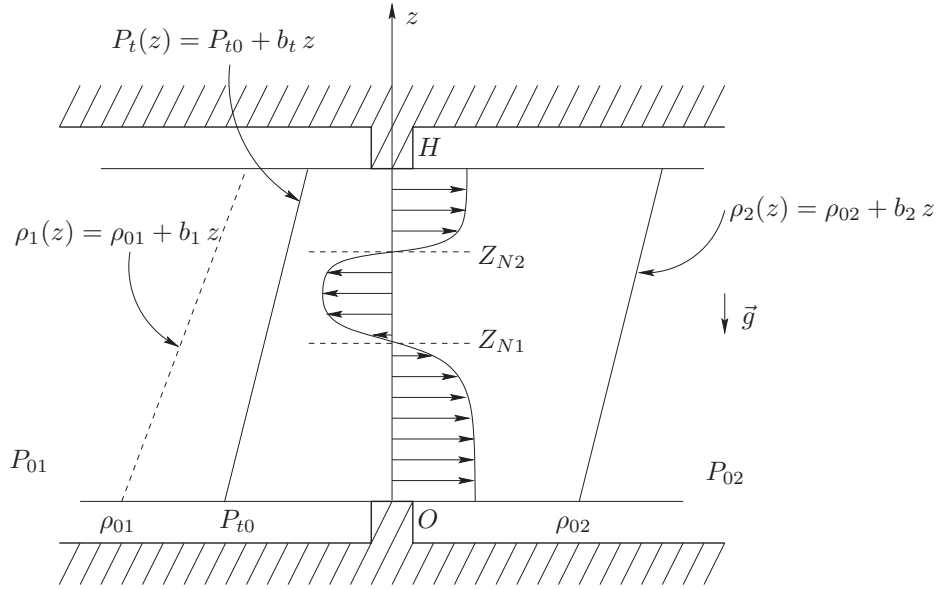


FIG. 2.6 – Modèle de grande ouverture (ALLARD et UTSUMI, 1992)

$$\dot{m}_{as} = C_t K \rho_a (\Delta P)^n \quad (2.24)$$

$$\Delta P = P_I - P_J = P_M - P_N + P_t \quad (2.25)$$

$$P_t = \rho_M g(Z_M - Z_I) - \rho_N g(Z_N - Z_J) \quad (2.26)$$

$$\rho_a = \frac{\rho_I + \rho_J}{2} \quad (2.27)$$

Ce type de modèle lie donc le débit massique à la différence de pression de part et d'autre du composant.

#### • Modèle de grande ouverture

La figure 2.6 présente le modèle d'écoulement au travers d'une grande ouverture verticale (ALLARD et UTSUMI, 1992) faisant partie des contributions dans COMIS.

Le modèle retenu est un cas particulier pour lequel  $b_1 = b_2 = 0$  (la masse volumique est uniforme dans chaque zone). Dans ce cas, seuls deux débits sont possibles de part et d'autre d'un plan neutre unique situé à la hauteur  $Z_n$ . Dans ce cas l'expression de ces deux débits est :

$$\dot{m}_{as,Z_n-H} = \frac{2}{3} W C_d C_s \sqrt{\rho} \left( 2g(\rho_{01} - \rho_{02}) - b_t \right)^{\frac{1}{2}} \left| H - Z_n \right|^{\frac{3}{2}} \quad (2.28)$$

$$\dot{m}_{as,0-Z_n} = \frac{2}{3} W C_d C_s \sqrt{\rho} \left( 2g(\rho_{01} - \rho_{02}) - b_t \right)^{\frac{1}{2}} \left| Z_n \right|^{\frac{3}{2}} \quad (2.29)$$

### 2.1.3.3 Modèles de transferts thermiques

Au niveau des ouvertures, les transferts de chaleur s'effectuent par convection (ou advection) et diffusion dans le mélange gazeux. Ainsi, le flux de chaleur au travers d'une ouverture liant les zones  $i$  et  $j$  aux températures  $T_i$  et  $T_j$  s'écrit :

$$\Phi_{i \rightarrow j} = (\dot{m}^- C_{pah} T_j + \dot{m}^+ C_{pah} T_i) - \lambda \frac{w h}{l} (T_j - T_i) \quad (2.30)$$

Les transferts de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment s'effectuent par conduction, convection et rayonnement. Au niveau des surfaces de chaque élément de paroi, le bilan d'énergie entre ces trois formes de transferts peut s'écrire :

$$\phi_{conv} + \phi_{ray} = \phi_{cond} \quad (2.31)$$

Ce bilan signifie que les flux de convection et de rayonnement reçus par la surface doivent équilibrer le flux de conduction. Nous décrivons maintenant les différentes approches pour calculer ces différents flux.

#### • Modèle de transfert conductif dans les parois

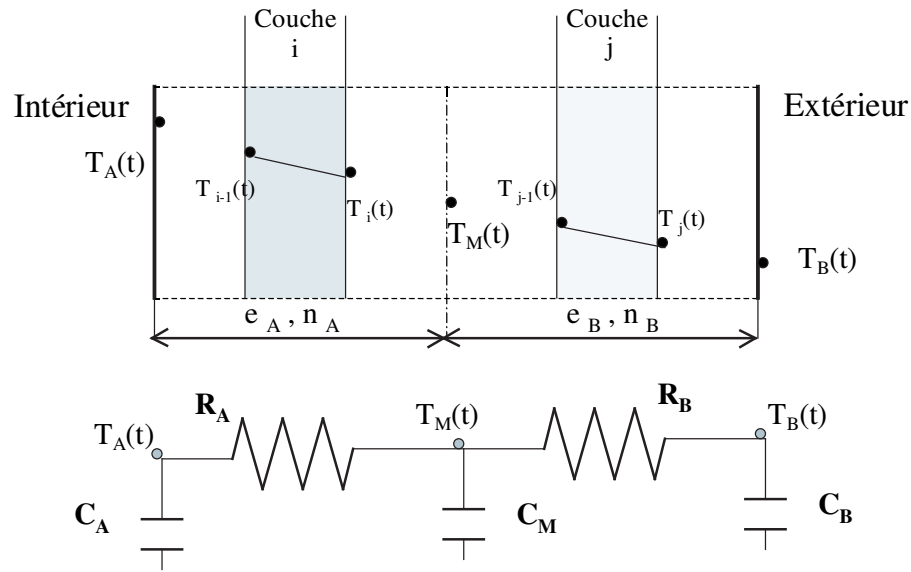
La modélisation des phénomènes conductifs en régime dynamique au sein des parois est réalisée par une méthode des volumes finis. La paroi est discrétisée en  $n$  éléments. On écrit alors l'équation de la chaleur dans chaque élément :

$$\rho_i C_{pi} e_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \phi_{i-1,i} + \phi_{i+1,i} \quad (2.32)$$

Par exemple, pour une paroi discrétisée en 5 couches  $i$  d'épaisseur  $e_i$ , l'écriture du bilan d'énergie nous apporte donc 5 équations et 11 inconnues (5 températures internes à chaque élément, 4 flux entre éléments et les 2 températures de surface). On écrit alors les relations de continuité des flux aux interfaces d'éléments de paroi, soit 4 relations.

Le schéma de discrétisation temporelle est de type implicite avec prise en compte des 4 valeurs précédentes de température, et les conditions aux limites du problème sont de troisième espèce. À l'issue de la discrétisation par la méthode des volumes finis, le modèle de transfert conductif dans la paroi se limite donc à un système d'équations algébriques et différentielles ordinaires.

Une autre formulation simplifiée est également envisageable. Elle consiste à représenter le système dynamique de la paroi multicouche par un modèle basé sur une analogie électrique. Il se compose de 2 résistances et de 3 capacités (2R-3C). La figure 2.7 présente le principe de

FIG. 2.7 – Modèle de conduction (RUMIANOWSKI *et al.*, 1989)

ce modèle proposé par RUMIANOWSKI *et al.* (1989) et repris par (CRON, INARD et BELARBI, 2003).

Les résistances thermiques sont calculées de la façon suivante :

$$R_A = \sum_{k=1}^{n_A} \frac{e_k}{\lambda_k} \quad R_B = \sum_{k=n_A+1}^n \frac{e_k}{\lambda_k} \quad \text{et} \quad n = n_A + n_B \quad (2.33)$$

Les capacités quant à elles sont déterminées comme suit :

$$C_A = \sum_{i=1}^{n_A} \rho_i C_{p_i} e_i (1 - \beta_i) \quad C_B = \sum_{j=n_A+1}^n \rho_j C_{p_j} e_j \delta_j \quad (2.34)$$

$$C_M = \sum_{i=1}^{n_A} \rho_i C_{p_i} e_i \beta_i + \sum_{j=n_A+1}^n \rho_j C_{p_j} e_j (1 - \delta_j) \quad (2.35)$$

$$\text{avec} \quad \beta_i = \frac{\frac{e_i}{2\lambda_i} + \sum_{k=1}^{i-1} \frac{e_k}{\lambda_k}}{R_A} \quad \text{et} \quad \delta_j = \frac{\frac{e_j}{2\lambda_j} + \sum_{k=n_A+1}^{j-1} \frac{e_k}{\lambda_k}}{R_B} \quad (2.36)$$

L'utilisation correcte de ce modèle implique la détermination d'une valeur optimale pour l'épaisseur  $e_a$ . Pour la déterminer, il est nécessaire de comparer la réponse de ce modèle avec celle d'un autre modèle plus précis (différences finies par exemple) ou avec une solution analytique. La minimisation de l'écart entre les réponses des deux modèles permet d'optimiser la valeur des paramètres du modèle 2R-3C. Ce modèle est donc particulièrement attractif de par la simplicité de sa formulation. Néanmoins, la détermination de ses paramètres doit être effectuée pour chaque type de parois rencontrées dans les bâtiments.

- **Modèle de transfert convectif aux abords d'une paroi**

Le flux convectif est déterminé de la manière suivante :

$$\Phi_{conv_{i \rightarrow u}} = h_{cu} S_u (T_i - T_{su}) \quad (2.37)$$

avec  $\Phi_{conv_{i \rightarrow u}}$  le flux échangé entre l'air et la paroi.

TAB. 2.1 – Expression des coefficients de transferts convectifs

Orientation parois	Expression	Régime d'écoulement	Référence
Verticales	$h_{cu} = 3  T_i - T_{su} ^{1/3}$	convection mixte	(LEBRUN, 1970)
	$h_{cu} = 1,5  T_i - T_{su} ^{1/3}$	convection naturelle	(ALLARD, 1987)
Horizontales (plafond)	$h_{cu} = 3  T_i - T_{su} ^{2/3}$	convection mixte	(INARD, 1988)
	$h_{cu} = 3$	convection naturelle	(ALLARD, 1987)
Horizontales (plancher)	$h_{cu} = 3$	Tous les cas	(ALLARD, 1987)

Le tableau 2.1 présente quelques expressions tirées de la littérature concernant les coefficients de transferts convectifs en fonction du régime de l'écoulement et de l'orientation des parois.

- **Modèle de transfert radiatif**

On distingue les deux bandes spectrales : de courtes et grandes longueurs d'onde, habituellement retenues en thermique du bâtiment. La méthode utilisée pour ces deux modes de transferts est la méthode dite « de l'encainte fictive » (WALTON, 1980). Cette méthode a été largement utilisée pour déterminer la distribution des flux radiatifs au sein des cavités. Elle consiste à faire l'hypothèse que chacune des surfaces de la pièce échange avec une surface fictive étant définie comme la réunion de toutes les autres surfaces de la pièce. Cette méthode approchée permet de s'affranchir du calcul des facteurs de formes, ce qui rend plus aisée sa mise en œuvre dans un code de calcul.

Une seconde méthode basée sur le calcul d'une température rayonnante moyenne est également largement utilisée dans l'approche nodale (CRON *et al.*, 2003).

La figure 2.8 présente les différents transferts radiatifs pris en considération. La température rayonnante moyenne  $T_{rm}$  s'exprime alors par :

$$T_{rm} = \frac{\sum_{i=1}^n h_{rmi} S_i T_{Si}}{\sum_{i=1}^n h_{rmi} S_i} \quad (2.38)$$

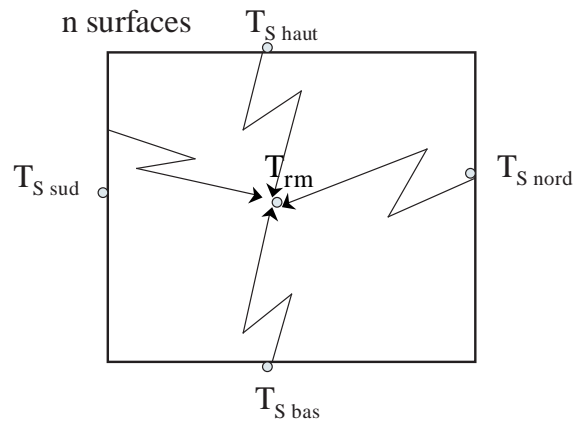


FIG. 2.8 – Modèle de rayonnement grande longueur d'onde

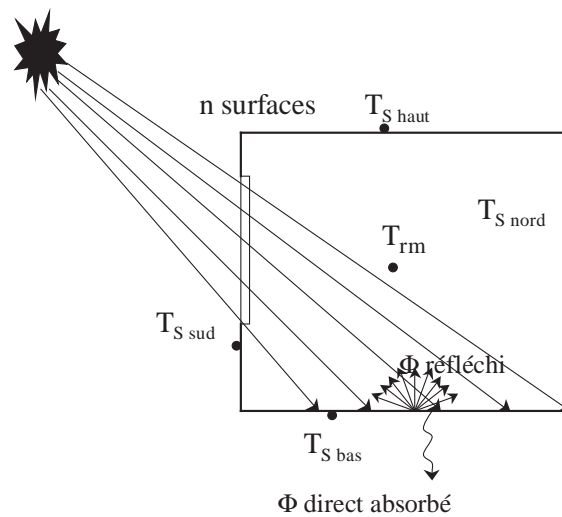


FIG. 2.9 – Modèle de rayonnement courte longueur d'onde

Le coefficient de transferts radiatifs linéarisé associé s'écrit :

$$h_{rmi} = 4\sigma \left( \frac{T_{rm} + T_{Si}}{2} \right)^3 \quad (2.39)$$

Il est alors possible de déterminer le flux net perdu par l'élément de paroi  $i$  de surface  $S_i$  :

$$\Phi_{net\ GLO\ i} = h_{rmi} S_i (T_{Si} - T_{rm}) \quad (2.40)$$

La figure 2.9 présente quant à elle la répartition des flux de rayonnement diffus réfléchis dans le spectre de courte longueur d'onde. Le rayonnement solaire diffus transmis par les  $n$  surfaces est réparti sur l'ensemble des surfaces. L'hypothèse est faite que le rayonnement solaire direct sur les ouvertures et transmis par les parois vitrées est réparti de façon uniforme sur le plancher.



Une partie de rayonnement est absorbé, le reste réfléchi de manière diffuse. Ce dernier est alors réparti par réflexion diffuse sur les autres éléments de parois de la zone, au prorata des surfaces.

### 2.1.3.4 Conditions aux limites et initiales

#### • Conditions aux limites aérauliques

Dans la section précédente, nous avons décrit les différentes équations mises en jeu pour la description des transferts de masse et de chaleur au sein de bâtiments multizones. Les écoulements sont déterminés par la résolution du champ de pression satisfaisant les bilans de masse dans les différentes zones.

La pression extérieure aux différents nœuds de calcul liant une zone à l'extérieur est déterminée à l'aide de coefficients de pression, traduisant les effets du vent sur le point considéré du bâtiment (FEUSTEL et RAYNER-HOOSON, 1990). Le coefficient de pression  $c_{p_k}$  au point  $k$  d'altitude  $z$  sur la façade du bâtiment et pour une direction du vent donnée  $\phi$  est défini tel que :

$$c_{p_k}(z_{ref}, \phi) = \frac{P_k - P_0(z)}{P_{dyn}(z_{ref})} \quad (2.41)$$

avec

$$P_{dyn}(z_{ref}) = \frac{1}{2} \rho_0 v^2(z_{ref}) \quad (2.42)$$

La pression  $P_0(z)$  est la pression statique au point  $k$ , déterminée à partir d'une pression de référence  $P_0$  à laquelle on ajoute la variation de pression hydrostatique :

$$P_0(z) = P_0 - \rho g z \quad (2.43)$$

Le profil de vitesse du vent est donné par l'expression :

$$\frac{v(z)}{v(z_{ref})} = \left( \frac{z}{z_{ref}} \right)^\alpha \quad (2.44)$$

L'écoulement autour d'un bâtiment étant très sensible à sa géométrie, et à la topologie de l'environnement du bâtiment, les coefficients  $C_{p_k}$  sont déterminés par interpolation de données expérimentales pour des conditions similaires. Pour plus de précision, il peut être nécessaire de faire des essais en soufflerie sur un modèle réduit du bâtiment dans son environnement pour mesurer le champ de pression autour du bâtiment, ou d'en faire la prédiction au moyen de simulations numériques fines telles que des techniques de dynamique des fluides numérique (CFD).

Etant donnée une pression atmosphérique de référence, l'intensité du vent, et sa direction, il

est possible de déterminer l'ensemble des coefficients de pression autour d'un bâtiment donné, et ainsi de résoudre le problème aéraulique.

À partir des conditions extérieures des concentrations en éléments polluant ou en humidité, et de leurs valeurs initiales, nous sommes alors en mesure de déterminer l'évolution au cours du temps des concentrations de chaque espèce chimique au sein des différentes zones du bâtiment.

#### • Conditions aux limites thermiques

De même que précédemment, nous avons décrit l'ensemble des équations mises en jeu pour la caractérisation des transferts de chaleur dans un bâtiment multizone. Les conditions aux limites du problème sont l'évolution au cours du temps des températures d'air autour du bâtiment, les charges solaires directes et diffuses, et éventuellement des sources internes.

Les températures d'air sont données sous forme de fichier météorologique, et les températures initiales sont fixées pour les zones et les éléments de parois. Les flux solaires sont déterminés à partir de données météorologiques d'ensoleillement pour chaque élément de paroi du bâtiment.

Nous décrivons maintenant un exemple d'application simple de cette méthode nodale. Cette étude consiste à étudier la dynamique de la dispersion d'un élément polluant dans une maison d'habitation.

### 2.1.4 Exemple de cas traité

#### 2.1.4.1 Description

Le modèle présenté précédemment a été utilisé pour décrire le comportement thermique, aéraulique et solutal d'un logement d'habitation individuelle comprenant six zones : une entrée, une salle de bain, une cuisine, un séjour et deux chambres. La figure 2.10 présente la disposition de ces différentes zones adoptée initialement par BURCHIU (1998). On notera que la hauteur sous plafond est de 2,5 m.

Dans cet exemple, les modèles utilisés permettent la prédiction des phénomènes de transport-diffusion de la chaleur et d'un gaz polluant dans l'ambiance. Les connexions aérauliques entre les zones, ou entre les zones et l'extérieur sont traitées comme des ouvertures à débit simple. Un pas de temps de 10 s a permis d'obtenir l'indépendance des résultats.

Le renouvellement d'air est assuré par un système de ventilation mécanique contrôlée, dont les débits d'extraction de  $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  dans la cuisine et de  $40 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  dans la salle de bains se répartissent en air neuf comme suit :

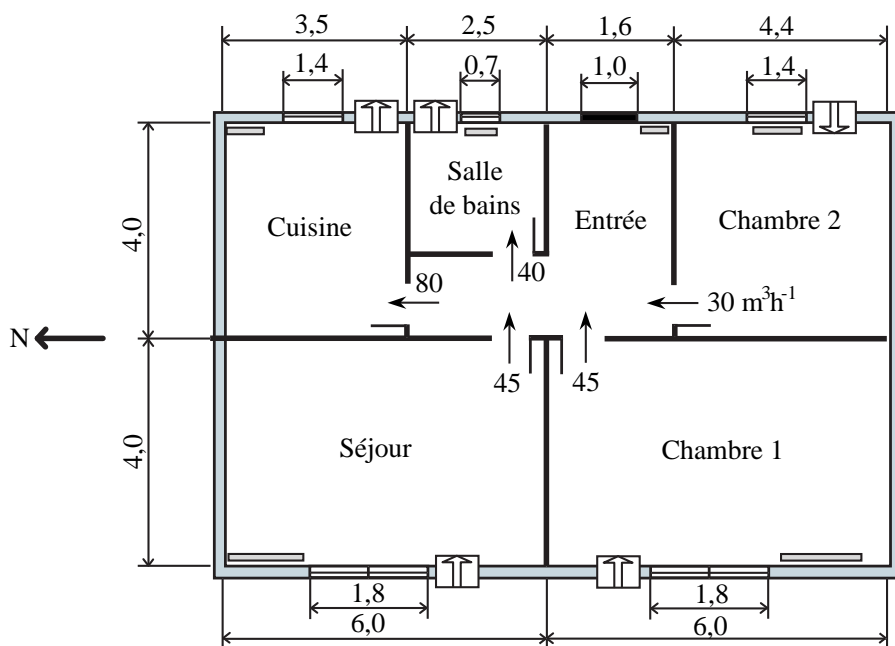


FIG. 2.10 – Disposition des zones d'un cas traité avec notre modèle

- Séjour :  $45 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Chambre n°1 :  $45 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Chambre n°2 :  $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Une source de polluant, supposé de même densité que l'air, d'intensité  $1 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$  pendant 5 min, est appliquée dans le séjour. La température extérieure tout autour du bâtiment est constante et égale à  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , le calcul est donc réalisé en régime isotherme.

#### 2.1.4.2 Résultats

La figure 2.11 présente l'évolution des concentrations en élément polluant obtenues dans chacune des pièces du bâtiment au cours des 30 premières minutes.

Ces résultats mettent en évidence le comportement attendu d'un tel bâtiment. On observe tout d'abord un pic de la concentration dans la zone où a été placée la source. Ensuite, les concentrations dans les autres pièces sont amorties et légèrement déphasées dans le temps. La concentration dans deux des pièces du bâtiment (les chambres) reste nulle, dans la mesure où l'écoulement transporte le polluant directement du séjour vers la cuisine et la salle de bain (pièces dans lesquelles a lieu l'extraction).

Néanmoins, nous voyons apparaître les limites de l'hypothèse de mélange parfait. On peut en effet observer que le temps nécessaire à l'apparition du pic de polluant dans la cuisine ou la

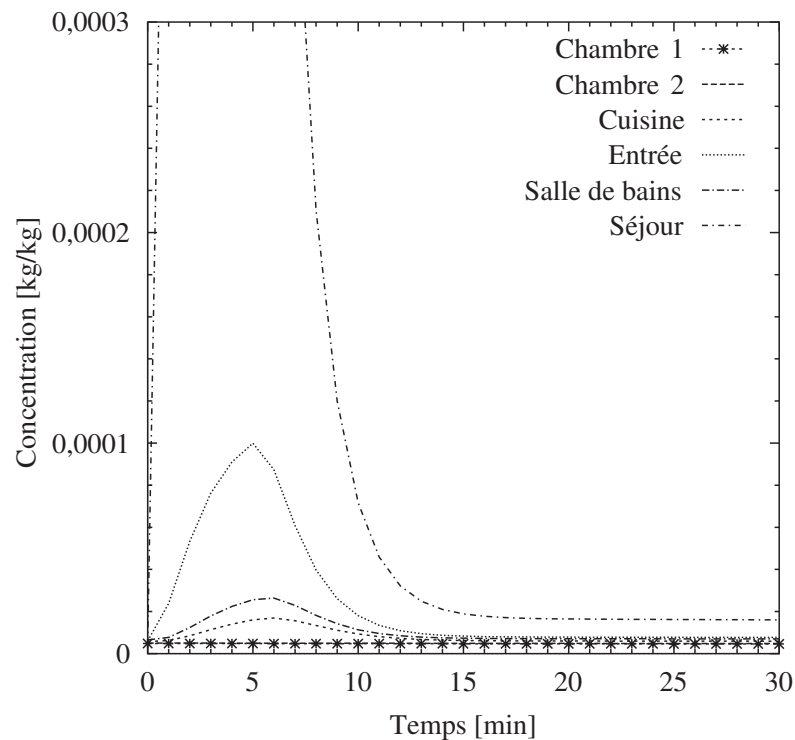


FIG. 2.11 – Évolution des concentrations pour une source de  $1 \text{ g.s}^{-1}$  pendant 5 min dans le séjour

salle de bain n'est que d'environ 6 min. Soit seulement une minute après l'arrêt de l'émission de la source dans le séjour. Ces résultats semblent ne pas représenter correctement la réalité, dans la mesure où le temps de mélange dans le séjour pourra avoir le même ordre de grandeur. On comprend donc que cette hypothèse de mélange parfait est difficilement applicable dans des études de la dynamique de dispersion sur de courtes échelles de temps, c'est-à-dire sur des temps courts par rapport au temps de mélange d'un local. Et cette observation est d'autant plus importante dans le local où est placée la source. Pour ce type d'études, il apparaît donc important d'envisager le calcul du détail spatial du transport de polluant dans un local afin de prédire correctement la dynamique de la dispersion. Ainsi, si nous pouvions déterminer ces détails dans le séjour, la dynamique de dispersion dans le reste du bâtiment serait certainement très différente.

### 2.1.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons décrit de façon concise l'ensemble des équations mises en jeu pour la représentation des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment multizone par l'approche nodale. Il est important de noter que l'ensemble des modèles utilisés sont formulés à l'aide d'équations algébriques et différentielles ordinaires.

Au travers d'une application simple, nous avons démontré que cette méthode permet de

simuler le comportement d'un bâtiment dans son ensemble. Mais comme nous l'avons souligné précédemment, cette méthode est basée sur une hypothèse forte considérant que chaque zone du bâtiment est un volume dont les caractéristiques sont uniformes. Or lorsque les pièces sont de grand volume, quand les écoulements sont de faible intensité, ou enfin que des sources de chaleur ou en élément polluant sont localisées, le champ des variables caractéristiques de l'ambiance aura une distribution hétérogène dans la pièce. Par conséquent, lorsque ce type de conditions apparaît ou que le modélisateur a pour objectif d'étudier le confort thermique et l'exposition des occupants à un agent polluant, il sera nécessaire de prédire les caractéristiques de l'environnement intérieur avec plus de détails.

Ainsi, nous aurons recours à deux familles de modèles. La première dite « intermédiaire » (la méthode zonale) et la seconde basée sur les techniques de dynamique des fluides numérique (CFD). Dans la suite de ce chapitre nous allons présenter ces deux méthodes de modélisation et tenter d'évaluer leur domaine d'application pour l'étude des transferts de masse et de chaleur au sein d'une zone d'un bâtiment.

## 2.2 La méthode zonale

### 2.2.1 Historique

Deux motivations différentes sont à l'origine du développement des modèles zonaux. Dans un premier temps, il est apparu que la stratification thermique dans un local est un paramètre déterminant pour l'évaluation du confort thermique (FANGER, 1973). Ensuite, l'efficacité d'un système énergétique tel qu'un convecteur électrique par exemple, ne peut être évaluée qu'au travers de l'étude de son couplage thermique mais aussi aéraulique avec l'ambiance qu'il traite.

Les premières études ont alors porté sur le couplage d'un émetteur de chaleur (radiateur à eau chaude ou convecteur électrique) avec l'ambiance, car il est apparu que ce type de système de chauffage peut induire une forte stratification thermique dans un local. Ainsi, LEBRUN (1970), LARET (1980), et INARD (1988) ont proposé des modèles simples permettant de déterminer la stratification thermique dans de telles conditions. Ces différents modèles sont basés sur la connaissance *a priori* de la structure et de l'intensité de l'écoulement induit par la présence d'un panache thermique au dessus de l'émetteur, cette connaissance étant issue d'observations et de mesures expérimentales. Un bilan énergétique aux différents nœuds du modèle permet d'y déterminer la valeur de la température à partir des caractéristiques du local et de l'émetteur. Cette approche donne des résultats très satisfaisants en termes de prédictions de la stratification thermique par rapport à des données expérimentales ou à des résultats de modèles RANS  $k-\epsilon$  (INARD, MESLEM et DEPECKER, 1998). Cependant, cette méthode demeure difficilement

applicable à d'autres configurations d'écoulements. D'autres travaux ont alors vu le jour, tentant d'établir une formulation simple du modèle d'écoulement qui puisse être généralisable à une gamme plus large de configurations et qui permette également l'étude de l'efficacité de la ventilation dans les bâtiments.

FAUCONNIER, GRELAT et GUILLEMARD (1989), puis BOUIA et DALICIEUX (1991) et enfin WURTZ (1995) ont entamé le développement de modèles zonaux pour la prédiction des écoulements et des champs de température, basés sur le calcul du champ de pression dans un local. Dans cette méthode zonale, la pièce est divisée en un petit nombre de volumes de contrôle, également appelés *cellules*, dans lesquels la température et la masse volumique de l'air sont supposées être homogènes, alors que la pression varie de façon hydrostatique. Les équations de conservation de la masse et de l'énergie sont appliquées à chaque cellule où le mélange gazeux est traité comme un gaz parfait. Les transferts de masse entre cellules sont déterminés à l'aide de modèles basés sur les écoulements dans des conduites. Le débit de masse  $\dot{m}_{i,j}$  traversant la surface commune aux deux cellules  $i$  et  $j$  dépend de la différence de pression entre ces deux cellules. Cette expression s'écrit :

$$d\dot{m}_{i,j} = C_d \rho_{i,j} w \left( \frac{2}{\rho_{i,j}} |\Delta P_{i,j}| \right)^{\frac{1}{2}} \times \text{signe}(\Delta P_{i,j}) dz \quad (2.45)$$

avec :  $\Delta P_{i,j} = (P_i - \rho_i g z_i) - (P_j - \rho_j g z_j)$

$\dot{m}$  le débit massique de fluide

$C_d$  un coefficient empirique analogue au coefficient de décharge

$\rho_{i,j}$  la masse volumique du fluide amont donc fonction du signe( $\Delta P_{i,j}$ )

$w$  la dimension transversale à l'écoulement

$dz$  l'élément différentiel

$\Delta P_{i,j}$  la différence de pression statique

$z_i$  l'altitude du centre de la zone  $i$

$z_j$  l'altitude du centre de la zone  $j$

Cette expression est alors intégrée le long de l'axe  $z$  sur toute la longueur de l'élément aéraulique séparant deux cellules adjacentes, c'est-à-dire sur toute la hauteur dans le cas d'une interface verticale, en supposant  $\Delta P_{i,j}$  constant, avec  $z_i$  et  $z_j$  constantes et égales aux altitudes des centres des deux cellules considérées. L'expression 2.45 devient alors:

$$\dot{m}_{i,j} = C_d \rho_{i,j} w h \left( \frac{2}{\rho_{i,j}} |\Delta P_{i,j}| \right)^{\frac{1}{2}} \times \text{signe}(\Delta P_{i,j}) \quad (2.46)$$

avec  $h$  la hauteur de l'interface verticale. À partir de cette expression du flux de masse, nous pouvons alors déterminer les échanges de chaleur et d'espèces chimiques entre deux cellules adjacentes par advection et diffusion.

Cette formulation des modèles zonaux a été largement utilisée par diverses équipes de recherches et mise en œuvre dans différents types d'environnements de simulation, pour d'une part déterminer la stratification thermique dans un local (WURTZ *et al.*, 1999), ou pour la caractérisation de locaux fortement vitrés (VOELTZEL, CARRIÉ et GUARRACINO, 2001). Les travaux de WURTZ et MUSY (WURTZ *et al.*, 1999; WURTZ, MUSY et ALLARD, 2000; MUSY, WURTZ, WINKELMANN et ALLARD, 2001) ont montré que l'augmentation du nombre de cellules (résolution spatiale) dans un modèle zonal n'améliore pas la qualité des prédictions du champ de vitesse dans un local. De plus, ces études concluent que pour améliorer la prédiction de la structure de l'écoulement, il faut ajouter de nouvelles lois au modèle standard. En effet, les lois de la formulation classique des débits ne représentent pas de façon convenable les régions de l'écoulement où les vitesses d'air sont importantes (comme dans un jet ou un panache thermique par exemple), du fait d'une mauvaise caractérisation de la conservation de la quantité de mouvement dans l'écoulement (par l'approximation de celle-ci par une relation entre le débit massique et la différence de pression créée par l'écoulement au travers d'une ouverture).

INARD, MOLLE et ALLARD (1991) ont développé une formulation intéressante pour remédier à cette inefficacité des modèles classiques à représenter les zones de jets ou de panaches thermiques. Dans le but d'étudier le couplage entre un panache thermique issu d'un émetteur de chaleur et l'écoulement dans le reste de la pièce, ils ont appliqué un ensemble d'équations spécifiques dans la région des écoulements à grande vitesse, le reste du modèle étant décrit de façon classique. Ces travaux ont permis d'étendre l'ensemble de ces modèles spécifiques à la représentation des zones de jets, de panaches thermiques et de couches limites.

Pour cette formulation du modèle intégrant des lois spécifiques pour les écoulements moteurs au sein d'un local, BOUIA a développé un outil intégré appelé SAMIRA (BOUIA, 1993). Dans les années suivantes, WURTZ et MUSY (WURTZ *et al.*, 1999; MUSY *et al.*, 2001; WURTZ, MUSY et MORA, 1999) ont développé une librairie de modèles au sein de l'environnement de simulation orienté objet SPARK mettant en œuvre des modèles similaires. La formulation des modèles zonaux proposée par WURTZ permet de traiter des écoulements bidirectionnels au travers des interfaces séparant deux cellules adjacentes et permet donc la prise en compte de la stratification thermique dans un local avec des maillages plus grossiers. MUSY, quant à elle, a développé un outil pour la génération automatique d'un modèle zonal pour un bâtiment multizone. Elle a également étendu la librairie de modèles pour la prise en compte du transport de polluants gazeux dans l'air, des transferts radiatifs entre les surfaces intérieures, et des transferts de chaleur par conduction au travers des parois du bâtiment.

INARD *et al.* (1996) ont présenté des résultats démontrant un accord satisfaisant entre des données expérimentales et les prédictions des champs de température obtenus avec SAMIRA dans des conditions de convection naturelle et mixte à l'aide de la formulation des modèles zonaux

intégrant des lois spécifiques pour le traitement des écoulements moteurs. Cette étude a porté sur l'étude du couplage entre un émetteur de chaleur (Convecteur électrique, radiateur à eau chaude et plancher chauffant) et l'ambiance. De son côté, MUSY (1999) a montré les capacités de cette classe de modèles à prédire les profils de température dans des locaux traités par d'autres systèmes de chauffage ou de climatisation.

LEPERS (2000) présente des résultats (obtenus également avec SAMIRA) en très bon accord avec des données expérimentales dans une configuration en convection mixte. Les prédictions du champ de température sont cohérentes avec les mesures, et l'allure de l'écoulement est qualitativement bien représentée, bien que la recirculation au sein du local soit cependant sous-estimée.

Enfin, de nouvelles implémentations de ces mêmes modèles ont été réalisées dans des environnements de simulation différents. HAGHIGHAT, LIN et MEGRI (2001) proposent un outil (POMA) pour la prédiction de l'écoulement et du champs de température dans un local. GAGNEAU et ALLARD (2001) proposent une méthodologie pour la sélection automatique des modèles d'écoulements dominants et pour la génération du modèle zonal. On trouvera d'ailleurs dans cette référence, une liste intéressante de modèles de jets. REN et STEWART ont quant à eux implémenté ces mêmes modèles zonaux dans COMIS pour l'étude du détail des concentrations en éléments polluants (STEWART et REN, 2003) et pour la prédiction de la distribution des températures (REN et STEWART, 2003) dans une pièce particulière d'un bâtiment. Enfin, RIEDERER, MARCHIO, VISIER, HUSAUNDEE et LAHRECH (2002) ont mis en œuvre un modèle zonal semblable au modèle à 5 nœuds de INARD et MOLLE (1989) dans le module SIMBAD (HUSAUNDEE, 2001). Ce module permet la description des systèmes énergétiques et de leur lois de contrôle associées. RIEDERER *et al.* (2002) ont alors défini un modèle de zone du bâtiment par l'approche zonale à cinq nœuds afin de déterminer l'influence de la position d'une sonde de régulation sur le contrôle d'un convecteur électrique.

D'une manière générale, s'il est admis que les modèles zonaux sont capables de prédire convenablement un champ de température, peu de travaux ont montré la pertinence de cette approche pour la prédiction du détail des écoulements dans un local. Nous commenterons cet aspect dans la partie 2.4 (débutant page 64) pour différentes configurations d'écoulements.

La section suivante présente l'ensemble des équations nécessaires à la description d'un local par la méthode zonale. Cet ensemble d'équations est basé principalement sur les travaux précédemment cités, et plus particulièrement ceux de WURTZ (1995) et MUSY (1999).



## 2.2.2 Mise en équations

### 2.2.2.1 Modèle de l'ambiance

Le modèle d'ambiance caractérise les transferts de masse et de chaleur au sein de la pièce. Ce domaine est constitué d'un maillage de cellules au sein desquelles sont appliqués les bilans de masse pour l'air sec, pour la vapeur d'eau et pour chacune des espèces polluantes ainsi que le bilan d'énergie permettant de déterminer respectivement, la pression statique de l'air, la pression et la concentration de vapeur d'eau, les concentrations en espèces polluantes et la température.

#### • Bilan de masse pour l'air sec

Le bilan de masse pour l'air sec dans la cellule  $i$  s'écrit :

$$\sum_{u=1}^6 \dot{m}_{as_{u \rightarrow i}} = 0 \quad (2.47)$$

avec  $u$  l'indice des facettes de la cellule.

D'après l'expression 2.46 nous pouvons déterminer le flux de masse d'air sec entrant par la facette  $u$  en fonction de la différence de pression entre la cellule voisine  $j$  dans cette direction et la cellule  $i$ , d'où :

$$\dot{m}_{as_{u \rightarrow i}} = C_d \rho_{as_{i,j}} w h \left( \frac{2}{\rho_{i,j}} |\Delta P_{i,j}| \right)^{\frac{1}{2}} \times \text{signe}(\Delta P_{i,j}) \quad (2.48)$$

#### • Bilan de masse d'une espèce chimique

Pour chacune des espèces chimiques  $y$  compris l'humidité, la loi de conservation de la masse d'une espèce s'écrit :

$$\sum_{u=1}^6 \dot{m}_{es_{u \rightarrow i}} + S_{es_i} = V_i \frac{\partial \rho_{es_i}}{\partial t} \quad (2.49)$$

avec:

- $\dot{m}_{es_{u \rightarrow i}}$  le flux d'espèce  $es$  entrant dans la cellule  $i$  par la facette  $u$
- $S_{es_i}$  la source d'espèce  $es$  dans la cellule  $i$
- $V_i$  le volume de la cellule  $i$
- $\rho_{es_i}$  la masse volumique de l'espèce  $es$  dans la cellule  $i$

Dans cette expression, le flux d'espèce  $es$  est la somme d'un terme advecté et d'un terme de diffusion de l'espèce dans l'air sec.

D'où :

$$\dot{m}_{es_{u \rightarrow i}} = \frac{\rho_{es_{i,j}}}{\rho_{as_{i,j}}} \times \dot{m}_{as_{j \rightarrow i}} + D_{es} w h \frac{1}{2} (\rho_i + \rho_j) \times \left( \frac{\rho_{es_i}}{\rho_i} - \frac{\rho_{es_j}}{\rho_j} \right) \times \frac{2}{l_i + l_j} \quad (2.50)$$

avec:

- $\rho_{es_{i,j}}$  la masse volumique de l'espèce  $es$  de la cellule  $j$  si  $\dot{m}_{as_{j \rightarrow i}} > 0$  et *vice-versa*
- $\rho_{as_{i,j}}$  la masse volumique d'air sec de la cellule  $j$  si  $\dot{m}_{as_{j \rightarrow i}} > 0$  et *vice-versa*
- $\dot{m}_{as_{j \rightarrow i}}$  le débit d'air sec de la cellule  $j$  vers la cellule  $i$
- $D_{es}$  le coefficient de diffusion de l'espèce  $es$  dans l'air
- $w, h$  les dimensions de la facette  $u$
- $\rho_i, \rho_j$  la masse volumique du mélange gazeux dans les cellules  $i$  et  $j$
- $l_i, l_j$  la dimension des cellules  $i$  et  $j$  dans la direction de l'écoulement

### • Le bilan d'énergie

Le bilan d'énergie simplifié tenant compte des apports d'énergie liés à la présence d'humidité ou d'une source de masse peut s'écrire :

$$\sum_{j=1}^6 \dot{m}_{as_{j \rightarrow i}} C_{pas} T_j + \Phi_{sens_i} + S_{es_i} C_{pes} T_{source} = \rho_{as_i} V_i C_{pas} \frac{\partial T_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{es_i}}{\partial t} V_i C_{pes} T_i \quad (2.51)$$

avec:

- $C_{pas}$  la chaleur spécifique de l'air sec
- $C_{pes}$  la chaleur spécifique de l'espèce  $es$
- $\Phi_{sens_i}$  la source de chaleur sensible dans la zone  $i$
- $\Phi_{sens_i}$  la source de chaleur sensible dans la zone  $i$
- $S_{es_i}$  la source massique d'espèce  $es$  dans la zone  $i$
- $T_{source}$  la température de la source

Nous pouvons observer que dans cette expression, le terme de transfert par diffusion moléculaire a été négligé.

### • La relation des gaz parfaits

La fermeture du système est obtenue par la relation des gaz parfaits modifiée pour tenir compte de la présence d'espèces dans l'air :

$$\rho_i = \frac{P_i + P_0}{(R_{as} \rho_{as_i} + R_{es} \rho_{es_i}) (T_i + 273,15)} \quad (2.52)$$

avec:

$\rho_i$	la masse volumique du mélange gazeux dans les cellules $i$
$P_i$	la pression statique dans la zone $i$
$P_0$	la pression à l'altitude de référence
$R_{as}, R_{es}$	les constantes des gaz parfaits pour l'air sec et pour une espèce $es$
$T_i$	la température du mélange gazeux dans la zone $i$

Le système des équations 2.47 à 2.52 constitue les cellules dites « standard ». Or dans l'historique des modèles zonaux nous avons montré que de nombreux auteurs ont proposé l'ajout de modèles spécifiques pour la prise en compte des écoulements dominants ou moteurs au sein de l'ambiance. Ces modèles spécifiques sont ajoutés dans la partie du domaine de l'ambiance où ce type d'écoulement apparaît. Nous considérons que le système d'équations concernant ces modèles spécifiques constitue des cellules dites « spéciales ». Et dans la partie suivante, nous présentons un exemple de modèle spécifique pour le traitement d'un jet isotherme de paroi.

### 2.2.2.2 Modèles d'écoulements moteurs

De nombreux travaux ont montré la nécessité de caractériser ces écoulements de manière spécifique car la formulation standard des modèles zonaux, et notamment la caractérisation de l'écoulement par une relation liant le débit massique à une différence de pression (équation 2.48) ne permet pas de représenter les zones à forte quantité de mouvement telles que des zones de jet, de panache thermique, etc. En effet la relation 2.48 considère que dans les cellules standard le seul moteur de l'écoulement est une différence de pression. Ce qui signifie également que dans cette formulation, la totalité de l'énergie cinétique entrant dans une cellule est convertie en pression statique. On comprend alors que dans les zones d'écoulement de forte intensité, cette relation ne peut satisfaire de manière satisfaisante la conservation de la quantité de mouvement. D'où l'idée de traiter ces zones à l'aide de lois issues de l'expérience ou d'études semi-empiriques utilisant des techniques d'analyse intégrale. Cette dernière méthode permet de simplifier les équations de conservation de la quantité de mouvement pour ces écoulements spécifiques qui sont souvent assimilés à des couches limites. Dans ces conditions il est possible d'obtenir des solutions analytiques du comportement de l'écoulement (profil de vitesse, expansion géométrique par exemple).

Nous allons nous limiter à la présentation du modèle de jet isotherme de paroi développé par RAJARATNAM (1976), que nous utiliserons par la suite dans les applications de la partie 2.4. Ce modèle permet de caractériser l'évolution de la dimension du jet et du profil de vitesse transversale en fonction de la distance  $x$  par rapport à l'origine du jet proche de la bouche de diffusion d'air. Pour une liste plus exhaustive de modèles d'écoulements dominants on pourra se reporter aux travaux de MUSY (1999) et GAGNEAU et ALLARD (2001).

Dans le modèle de jet de paroi isotherme de RAJARATNAM (1976), le profil de vitesse lon-

gitudinale  $U$  en fonction de la distance à la paroi  $y$  s'écrit :

$$U = U_m \exp \left( -0,937 \left( \frac{y}{b_u} - 0,14 \right)^2 \right) \quad (2.53)$$

avec:

$U_m$  l'amplitude de la vitesse fonction de la distance à l'origine du jet

$y$  distance normale par rapport à la paroi

$b_u$  l'épaisseur du jet

Dans cette expression, l'amplitude du champ des vitesses varie en fonction de la distance  $x$  par rapport à l'origine du jet :

$$U_m = U_0 3,5 \sqrt{\frac{h}{x}} \quad (2.54)$$

avec:

$U_0$  le module de la vitesse au niveau du diffuseur d'air

$h$  la dimension transversale du diffuseur

$x$  la distance par rapport à l'origine du jet

L'épaisseur du jet varie elle aussi en fonction de la distance par rapport à l'origine du jet :

$$b_u = 0,068 (x - 10 h) \quad (2.55)$$

Enfin, la distance de pénétration du jet dans le local est fonction de la position des bouches de soufflage et d'extraction (ADRE et ALBRIGHT, 1994). Par exemple, si la bouche de reprise est située sur une paroi opposée à celle de la bouche de diffusion, cette distance  $D_p$  peut être évaluée par la relation :

$$D_p = 0,9 L \quad (2.56)$$

avec  $L$  la longueur de la paroi (en m).

En revanche, si les bouches sont situées sur la même paroi, cette distance de pénétration pourra s'exprimer par :

$$D_p = 0,64 L \quad (2.57)$$

L'ensemble de ces équations permet de caractériser le profil des vitesses et la géométrie de l'écoulement le long de la paroi. Ce système est alors raccordé au modèle zonal standard au niveau des frontières de la zone de jet. Enfin, dans la partie suivante, nous présentons les modèles nécessaires à la représentation de la frontière du domaine de simulation, c'est-à-dire au modèle d'enveloppe.

### 2.2.2.3 Modèle d'enveloppe

Les modèles de transferts thermiques et aérauliques au niveau des parois de la zone du bâtiment sont semblables à ceux de la méthode nodale. Les ouvertures sont de type fissure, ou grande ouverture verticale et le couplage des transferts convectifs, radiatifs et conductifs est réalisé aux surfaces de chaque élément de paroi. Et de par le nombre important de surfaces élémentaires au sein d'une zone, les transferts radiatifs sont calculés à l'aide de la méthode des enceintes fictives (WALTON, 1980). Pour plus de détails sur les équations mises en jeu, le lecteur pourra se reporter à la partie 2.1.3.2, page 34.

### 2.2.3 Exemple de cas traité

Trois applications différentes des modèles zonaux seront faites dans la section 2.4 (page 64) concernant la prédiction de l'écoulement et des transferts de chaleur et d'un gaz polluant dans des cavités ventilées.

### 2.2.4 Conclusion

Dans cette partie, nous avons fait une description rapide des équations mises en jeu pour la caractérisation des transferts de masse et de chaleur dans un local par l'approche zonale. Les différentes études rapportées dans la littérature montrent que cette méthode a des atouts intéressants en terme de temps de calcul pour la prédiction des champs de température dans un local. Cependant, peu d'études permettent de conclure quant à la qualité des prédictions des champs de vitesse d'air et de l'opportunité d'utiliser cette méthode pour l'étude de la dispersion d'un gaz polluant. C'est pourquoi, dans la dernière partie de ce chapitre, nous avons réalisé différentes études pour tenter de répondre à cette question.

Dans la section suivante, nous décrivons le troisième niveau de modélisation des détails dans un local retenu pour notre étude, à savoir les techniques CFD. Nous pourrons ensuite traiter trois études comparatives pour tenter de déterminer les domaines d'application de chacune des méthodes retenues.

## 2.3 Les techniques CFD

### 2.3.1 Historique

Avec le développement de la mécanique des fluides et des méthodes numériques, les techniques de Dynamique des Fluides Numérique connues sous l'acronyme CFD (Computational Fluid Dynamics) sont devenues des outils très attractifs pour la prédiction des écoulements fluides dans de nombreux domaines de l'ingénierie, et ceci depuis le début des années 1970. Dès lors, ces techniques ont été employées pour l'analyse des écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments. En effet elles ont l'attrait d'être beaucoup plus flexibles et moins onéreuses que les techniques expérimentales traditionnelles pour la description détaillée de la distribution spatiale et temporelle des grandeurs physiques de l'écoulement que sont la vitesse d'air, la température, les concentrations en humidité ou polluant, etc.

NIELSEN (1974) et GADGIL (1980) sont certainement les tous premiers à avoir appliqué les techniques CFD à l'étude numérique d'écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments, pour le premier, et à l'étude des phénomènes convectifs pour le second. Dès lors, de nombreux travaux se sont succédés en vue d'améliorer la formulation des modèles afin de répondre à la problématique spécifique des écoulements en cavités. Parmi ces travaux nous pouvons citer les contributions de KOOI et CHEN (1986), MURAKAMI, KATO et SUYAMA (1988), HAGHIGHAT, WANG et JIANG (1990), AWBI et GAN (1994), EMMERICH (1997), CHEN (1997) et enfin ZHAI, CHEN et SCANLON (2002).

Les techniques CFD permettent de prédire des écoulements turbulents. Dans le domaine de l'analyse des écoulements d'air dans les bâtiments, la formulation des modèles se limite le plus souvent à l'étude de fluides incompressibles. De plus, à ce jour, la théorie de la turbulence n'est pas complète car des aspects tels que sa non-linéarité et son anisotropie demeurent difficiles à comprendre. De plus, dans un pièce, l'écoulement peut être à la fois en régime de turbulence localement induite, de turbulence transitoire ou encore complètement établie, et plus rarement en régime laminaire suivant les endroits. La prédiction de ce type d'écoulements peut s'effectuer à l'aide de trois grandes techniques CFD que sont : la simulation numérique directe appelée aussi DNS<sup>1</sup>, la simulation des grandes structures tourbillonnaires aussi connue sous le nom de LES<sup>2</sup> et enfin la simulation par des modèles de transport des quantités moyennées en temps, les méthodes RANS<sup>3</sup>.

---

1. Direct Numerical Simulation

2. Large-Eddy Simulation

3. REYNOLDS Averaged NAVIER-STOKES

- **La DNS**

L'approche DNS détermine les caractéristiques d'un écoulement turbulent par la résolution des équations de NAVIER-STOKES sans introduire d'hypothèse particulière. Cette technique requiert un maillage du domaine suffisamment fin pour capturer l'énergie produite ou dissipée par les plus petits tourbillons présents dans l'écoulement. D'après la théorie de la turbulence (NIEUWSTADT, 1990), le nombre de points de la grille doit être au moins  $N \sim Re^{\frac{9}{4}}$  pour la description des mouvements turbulents ( $Re$  étant le nombre de REYNOLDS). Dans ce cas, le système de calcul doit être extrêmement performant en termes de mémoire et de vitesse de processeur pour effectuer les opérations nécessaires à l'obtention d'une solution dans un temps raisonnable. De ce fait, il est clair que l'utilisation d'une telle technique pour la simulation des écoulements d'air dans les bâtiments demeure actuellement irréaliste.

- **La LES**

DEARDORFF (1970) a été le premier à développer une approche CFD appelée LES. Cette modélisation fait l'hypothèse que l'écoulement peut se séparer en tourbillons de grandes et de petites tailles, de telle manière que la séparation des deux échelles n'a pas d'effet significatif sur le développement et le déplacement des tourbillons de grande taille. Cette séparation des échelles spatiales s'appuie sur le fait que ce sont les grosses structures de l'écoulement qui sont porteuses de l'énergie cinétique et responsables de la production d'énergie cinétique turbulente qui est transférée vers les petites échelles où elle est dissipée sous forme visqueuse. Les interactions entre les petites échelles non résolues et les grosses structures (qui elles sont résolues directement) sont modélisées, et conduisent à l'introduction de termes supplémentaires dans les équations de NAVIER-STOKES. Cette approche permet, comme la DNS, une description instantanée des écoulements. Cependant à ce jour, peu d'applications de cette technique ont été réalisées sur des configurations de pièces de bâtiment, c'est-à-dire sur des géométries complexes ou de grande taille, et pour des écoulements à haut nombre de REYNOLDS (PIOMELLI, 1993). Ceci est dû au fait que cette approche qui permet de travailler avec des maillages plus grossiers que ceux utilisés en DNS requiert cependant des maillages assez raffinés qui entraînent également des limitations en terme de capacité de calcul. Nous pouvons néanmoins citer quelques exemples d'applications tels que les travaux de MURAKAMI, MOCHIDA, OOKA, KATO et IZUKA (1996) concernant la prédiction d'écoulements turbulents autour d'un bâtiment, les travaux de VOKE et GAO (1993) pour la simulation de jets au sein des bâtiments, et enfin deux exemples d'analyses en conditions de convection forcée dans un local (DAVIDSON et NIELSEN, 1996; EMMERICH et MCGRATTAN, 1998) et de convection naturelle (SERGENT, JOUBERT, LE QUÉRÉ et TENAUD, 2000; JIANG et CHEN, 2001; PENG et DAVIDSON, 2001). Récemment, cette méthode de modélisation a également été utilisée pour le transport de particules (JIANG et CHEN, 2002; BOUILLY, LIMAM, BEGHEIN et CHEN, 2003). Mais malgré tout, elle reste encore aujourd'hui difficilement

applicable à la caractérisation rapide des écoulements d'air dans un local.

- **Les RANS**

Dans la mesure où les détails des écoulements turbulents sont difficiles à calculer et que la plupart des ingénieurs sont principalement intéressés par leurs valeurs caractéristiques moyennes, la technique basée sur les équations de transport turbulent peut dans ces conditions apporter des réponses intéressantes. Les modèles correspondants représentent les quantités dynamiques par un champ turbulent moyen et ne simulent que grossièrement les caractéristiques de l'écoulement turbulent. Ces équations sont également appelées équations de REYNOLDS, d'où l'acronyme RANS donné à cette technique (REYNOLDS-Averaged NAVIER-STOKES) qui est basée sur une moyenne statistique des équations de NAVIER-STOKES. On peut noter que cette technique permet d'obtenir des résultats pour les écoulements communément rencontrés en pratique, et ce avec des moyens de calcul courants aujourd'hui (ordinateur personnel ou station de travail).

Les nombreux modèles de turbulence développés jusqu'ici peuvent être classés en deux catégories : les modèles basés sur le concept de viscosité turbulente (*eddy-viscosity*), et les modèles de contraintes de REYNOLDS. La première catégorie adopte l'hypothèse de BOUSSINESQ (1877) qui lie le tenseur des contraintes de REYNOLDS au taux moyen de déformation par l'intermédiaire de la viscosité turbulente. Les modèles classiques basés sur ce concept sont : le modèle de longueur de mélange à zéro équation (PRANDTL, 1926), le modèle à une équation de KOLMOGOROV (1942) et le modèle à deux équations (LAUNDER et SPALDING, 1974). Le modèle  $k-\epsilon$  à deux équations (LAUNDER et SPALDING, 1974), communément appelé « modèle standard  $k-\epsilon$  » a été largement utilisé dans la pratique. Les grandeurs  $k$  et  $\epsilon$  sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. De nombreuses modifications du modèle standard à deux équations ont été proposées par la suite.

L'hypothèse de BOUSSINESQ est parfois inadaptée pour représenter les caractéristiques locales de la turbulence dans des situations d'écoulements complexes tels que des écoulements de recirculation communément rencontrés dans les bâtiments. Cette limitation peut être dépassée par la deuxième catégorie concernant les modèles de contraintes de REYNOLDS qui utilisent des équations de transport pour chaque élément du tenseur des contraintes. CHEN (1996) a effectué une comparaison entre trois modèles différents de cette catégorie, et le modèle standard  $k-\epsilon$  dans différentes conditions de convection naturelle, forcée et mixte, ou dans le cas d'un jet impactant sur une paroi du bâtiment. Il a conclu que ces modèles basés sur les contraintes de REYNOLDS offrent des performances légèrement supérieures au modèle standard  $k-\epsilon$ , mais avec des temps de simulation beaucoup plus long (entre 3 et 10 fois selon les cas). Cette catégorie de modèles nécessite donc encore des développements pour répondre à la spécificité des écoulements d'air dans les bâtiments.



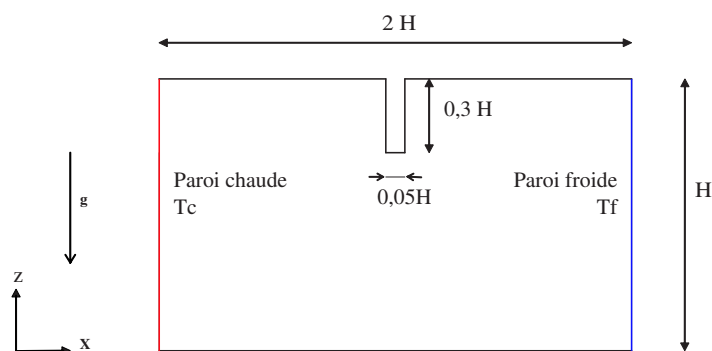
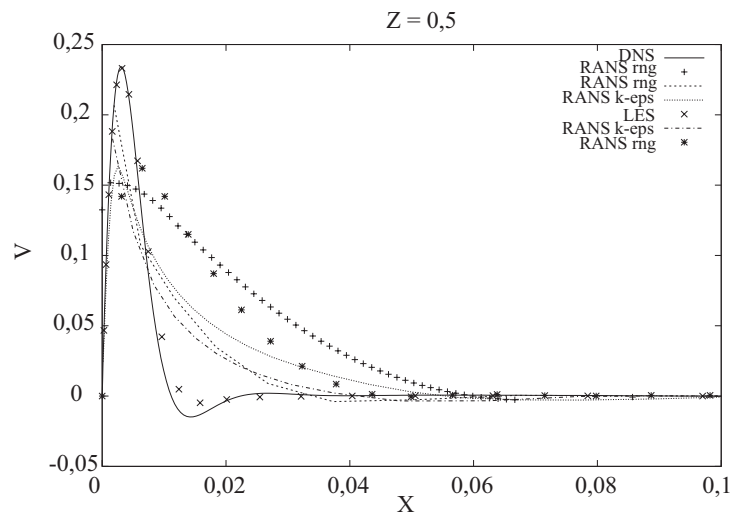
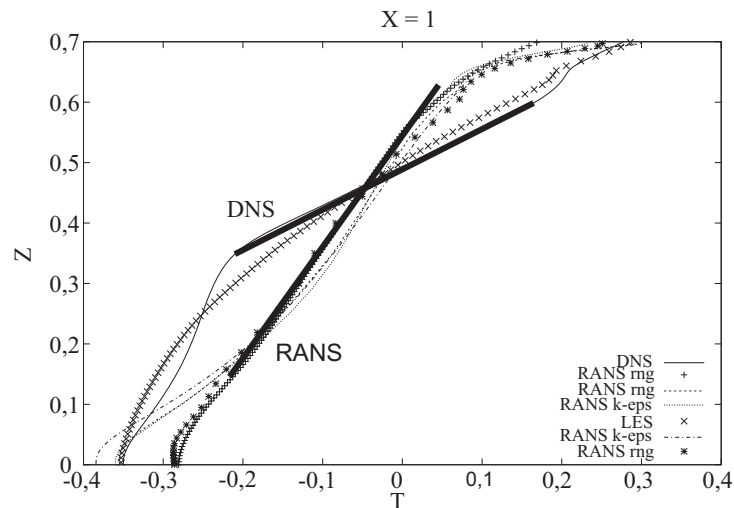


FIG. 2.12 – Géométrie de la configuration étudiée lors de l'étude comparative

Aujourd'hui, la plupart des codes CFD commerciaux utilisés dans la pratique permettent de résoudre les équations de NAVIER-STOKES moyennées en temps (modèles RANS) avec différents modèles de turbulence. Ces outils peuvent fournir des résultats de qualité satisfaisante pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur des bâtiments, et ceci pour des temps de simulation acceptables. De tels outils CFD ont joué un rôle important dans les analyses de confort thermique et de qualité de l'air dans les bâtiments. La vitesse d'air, la température de l'air, l'humidité relative et la température des surfaces de parois sont quatre paramètres importants pour estimer le confort thermique. Pour l'évaluation de la qualité de l'air, l'évolution au cours du temps du niveau de concentration en différents agents polluants est certainement le critère le plus important. Les outils CFD, et en particulier les modèles RANS  $k-\epsilon$ , sont à même de prédire ces différents champs scalaires et vectoriels par le biais de la résolution des bilans de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de masse en espèces chimiques, et ceci avec une résolution spatiale et temporelle importante. Aussi, FANGER, MELIKOV, HANZAWA et RING (1989) ont mis en évidence l'influence de l'intensité turbulente sur les inconforts locaux. Cette grandeur peut également être déterminée à partir des lois de conservation des contraintes de REYNOLDS.

Des résultats encourageants ont été rapportés concernant des études de confort thermique et d'analyse de la qualité de l'air effectuées à l'aide de techniques CFD. On pourra se reporter aux synthèses bibliographiques sur le sujet effectuées notamment par WHITTLE (1986), RHODES (1989), EMMERICH (1997) et NIELSEN (1998). Ces synthèses ont conclu que les modèles RANS  $k-\epsilon$  peuvent être utiles à la prédiction des écoulements d'air. Cependant, de nombreux facteurs influencent les résultats obtenus. Différents utilisateurs peuvent obtenir des résultats différents au même problème bien qu'utilisant le même code de calcul. Pour citer un exemple, à l'issue d'un atelier ARIEL sur le thème de la prédiction de la qualité des ambiances intérieures au LBNL<sup>4</sup>, Berkeley, Californie (Avril 2001) une étude comparative a été réalisée entre différents codes et méthodes CFD sur un cas idéalisé de convection naturelle. La géométrie et les conditions aux limites du problème traité sont présentés sur la figure 2.12 (pour plus de précision, se reporter

4. Lawrence Berkeley National Laboratory

FIG. 2.13 – Profils de vitesses verticale pour  $Z = 0,5$ FIG. 2.14 – Profils de température au droit du linteau  $X = 1$ 

à JOUBERT, 2002)

La figure 2.13 représente les profils de vitesse verticale à mi-hauteur de la pièce ( $Z = z/H = 0,5$ ) au droit de la paroi chaude. Si les méthodes DNS et LES ont des prédictions assez semblables de la couche limite dynamique, on ne peut pas dire de même pour les différents modèles  $k-\epsilon$  (RNG et standard). En effet, ces derniers ont été appliqués sur des maillages de densité différente. On observe alors la difficulté de prédire correctement le phénomène de convection naturelle dans cette configuration à l'aide des méthodes CFD.

La figure 2.14 présente les profils de température obtenus au droit du linteau ( $X = x/H = 1$ ) par ces mêmes codes de champs. Nous observons des différences notables sur la prédiction de la droite de stratification entre les méthodes DNS et LES (toujours assez proches) et les méthodes

RANS. La dispersion sur les résultats des modèles RANS est importante dans les couches limites au niveau du sol et du linteau. Cette étude comparative montre d'une part la capacité des modèles LES à représenter le phénomène de convection naturelle dans cette configuration, et d'autre part toutes les réserves que l'on peut être amené à porter sur les prédictions des modèles RANS  $k-\epsilon$ .

Néanmoins, dans le contexte de notre étude, il s'agit d'être capable d'estimer les détails des caractéristiques d'une ambiance avec des temps de simulation et des moyens de calculs acceptables en pratique. En effet, nous souhaitons mettre en évidence des techniques permettant d'associer un modèle détaillé de type CFD avec l'approche macroscopique nodale. Par conséquent, la méthodologie mise en œuvre pourra tout à fait s'appliquer à d'autres méthodes CFD. Et dès que le temps de calcul deviendra acceptable, nous pourrons utiliser une autre méthode que les modèles RANS  $k-\epsilon$ , la technique LES étant un candidat possible à moyen terme.

Dans la section suivante, nous allons rapidement présenter la formulation du modèle RANS  $k-\epsilon$ . Nous commencerons par les équations de base (NAVIER-STOKES) pour terminer par le modèle moyenné en temps (RANS), incluant le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard.

### 2.3.2 Mise en équations

Dans la partie précédente, nous avons signalé les travaux montrant l'intérêt dans la pratique, d'utiliser les techniques CFD pour prédire de manière relativement fine les caractéristiques de l'environnement intérieur. Nous avons nous même utilisé un modèle RANS  $k-\epsilon$  standard dans les applications présentées dans la partie 2.4 (page 64).

Dans cette partie, nous allons dans un premier temps présenter rapidement les systèmes d'équations à résoudre dans ce type de technique afin d'être mieux à même de déterminer l'environnement à utiliser pour la mise en œuvre de la résolution. Ensuite, nous présenterons quelques conditions aux limites usuelles pour les modèles RANS  $k-\epsilon$ . La connaissance de ces conditions aux limites sera importante pour la mise en place de techniques de couplages avec les méthodes nodale et zonale.

#### 2.3.2.1 Les équations de NAVIER-STOKES

Pour un écoulement de fluide incompressible satisfaisant à l'approximation de BOUSSINESQ les équations gouvernant l'écoulement sont les équations de continuité, de conservation de la quantité de mouvement et de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \beta g_i \Theta \quad (2.59)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} + \frac{\partial \Theta U_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \kappa \frac{\partial \Theta}{\partial x_j} \right\} + H_s \quad (2.60)$$

avec:

- $g_i$  l'accélération gravitationnelle dans la direction  $x_i$
- $U_i$  la composante de la vitesse instantanée dans le direction  $x_i$
- $P$  la pression statique instantanée
- $t$  le temps
- $x_i$  les coordonnées cartésiennes ( $i \in \{1,2,3\}$ )
- $\beta$  le coefficient d'expansion volumique
- $\Theta$  la température instantanée
- $\rho$  la masse volumique du fluide
- $\nu$  la viscosité cinématique
- $H_s$  la source volumique de chaleur

La loi de conservation d'une espèce polluante injectée dans l'air sera traitée avec la même équation que la loi de conservation de l'énergie, en substituant la température  $\Theta$  par la fraction massique  $C$  et la diffusivité  $\kappa$  par le coefficient de diffusion moléculaire de l'espèce  $e$  dans l'air  $D_e$ .

C'est la résolution directe de ces équations qui constitue la méthode DNS. Dans la mesure où aucune loi ne caractérise le phénomène de turbulence, ces équations devront être discrétisées sur un maillage suffisamment fin pour caractériser correctement l'énergie dissipée par les plus petites structures tourbillonnaires (échelle de KOLMOGOROV). Cette formulation est de plus instationnaire. La simulation d'une zone de bâtiment demandera alors des capacités de calcul extrêmement importantes, et les temps de simulation seront prohibitifs en pratique.

### 2.3.2.2 Les équations de REYNOLDS

Une seconde formulation consiste alors à moyenner les équations de NAVIER-STOKES, en considérant que chaque variable instationnaire du problème peut se décomposer comme étant la somme d'un terme moyen et d'un terme de fluctuations. Ainsi la composante de la vitesse instantanée dans le direction  $x_i$  peut s'écrire  $U_i = u_i + u'_i$ , et la température instantanée  $\Theta = \theta + \theta'$ , avec les moyennes des fluctuations nulles ( $\overline{u'_i} = \overline{\theta'} = 0$ ). Les équations de NAVIER-STOKES deviennent alors :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.61)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_i u'_j} \right\} - \beta g_i \theta \quad (2.62)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \kappa \frac{\partial \theta}{\partial x_j} - \overline{\theta' u'_j} \right\} + h_s \quad (2.63)$$

avec:

- $u_i$  la composante moyenne de la vitesse dans le direction  $x_i$
- $p$  la pression statique moyenne
- $\theta$  la température moyenne
- $h_s$  la source moyenne volumique de chaleur

### 2.3.2.3 Modèle de turbulence $k-\epsilon$

Dans ce modèle de turbulence, une approximation du tenseur des contraintes de REYNOLDS est réalisée à l'aide du concept de *viscosité turbulente*. Cette formulation s'exprime par :

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{i,j} \quad (2.64)$$

avec

- $\delta_{i,j}$  le symbole de Kronecker
- $k$  l'énergie cinétique turbulente

Ainsi l'expression du bilan de quantité de mouvement (équation 2.62) peut alors s'écrire :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\nu + \nu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \beta g_i \theta \quad (2.65)$$

avec  $\Pi = p + \frac{2}{3} \rho k$ .

Enfin, le flux de transport d'un scalaire est estimé à l'aide du nombre de PRANDTL turbulent  $\sigma$  associé au scalaire  $\phi$ , de telle manière que :

$$-\overline{\phi'_i u'_j} = \frac{\nu_t}{\sigma} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \quad (2.66)$$

Cette relation permet alors de tenir compte des termes turbulents dans l'expression du bilan d'énergie :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \kappa + \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right\} + h_s \quad (2.67)$$

Le dernier paramètre indéterminé est la viscosité cinématique turbulente  $\nu_t$ . Elle peut s'ex-

primer par la relation suivante liant  $\nu_t$  à l'énergie cinétique turbulente  $k$  et à l'échelle de longueur des structures tourbillonnaires  $l$  :

$$\nu_t = \sqrt{k} l \quad (2.68)$$

Dans le modèle  $k-\epsilon$  l'équation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente est utilisée pour déterminer ce paramètre supplémentaire  $\epsilon$ . L'analyse dimensionnelle permet de lier cette grandeur physique à l'énergie cinétique  $k$  et à l'échelle de longueur des structures tourbillonnaires  $l$  :

$$\nu_t = C_D k^{\frac{3}{2}} l \quad (2.69)$$

En éliminant l'échelle de longueur  $l$  dans les deux équations précédentes, nous obtenons une relation entre la viscosité turbulente  $\nu_t$ , l'énergie cinétique turbulente  $k$  et son taux de dissipation  $\epsilon$  :

$$\nu_t = C_D \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.70)$$

Finalement nous présentons ci-dessous l'expression des lois de conservation des deux grandeurs turbulentes  $k$  et  $\epsilon$  :

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + \nu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} - \epsilon \quad (2.71)$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right\} + \frac{\epsilon}{k} \left\{ C_1 \nu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_2 \epsilon + C_3 \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \right\} \quad (2.72)$$

avec les valeurs communément admises :

$$C_D = 0,09 \quad \sigma_k = 1,00$$

$$C_1 = 1,44 \quad \sigma_\epsilon = 1,30$$

$$C_2 = 1,92 \quad \sigma_\theta \approx 0,5 - 0,7$$

$$C_3 = 0 \text{ ou } C_1$$

et  $\frac{D}{Dt}$  l'opérateur de dérivée particulaire tel que :  $\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial \phi u_j}{\partial x_j}$

### 2.3.2.4 Le modèle standard $k-\epsilon$

Le système complet des équations décrivant le domaine fluide est présenté ci-dessous.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{Du_i}{Dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ p + \frac{2}{3} \rho k \right\} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \nu_t \right) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \beta g_i \theta \quad \forall i \in \{1,2,3\} \\ \frac{D\theta}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \kappa + \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right\} + h_s \\ \nu_t &= C_D \frac{k^2}{\epsilon} \\ \frac{Dk}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + \nu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} - \epsilon \\ \frac{D\epsilon}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right\} + \frac{\epsilon}{k} \left\{ C_1 \nu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_2 \epsilon + C_3 \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \right\} \end{aligned} \quad (2.73)$$

avec

$$\begin{aligned} C_D &= 0,09 & \sigma_k &= 1,00 \\ C_1 &= 1,44 & \sigma_\epsilon &= 1,30 \\ C_2 &= 1,92 & \sigma_\theta &\approx 0,5 - 0,7 \\ C_3 &= 0 \text{ ou } C_1 \end{aligned}$$

Les conditions aux limites utilisées couramment pour ce système sont de différentes natures:

1. Entrée d'air (écoulement imposé) : dans le cas d'une entrée d'air ou d'une frontière *libre*, où la distribution du flux de masse et des propriétés du fluide sont connues, y compris les deux grandeurs turbulentes pour le modèle standard  $k-\epsilon$ .
2. Sortie : à laquelle le gradient de toutes les variables dans la direction de l'écoulement sont prises égales à zéro à la surface de l'ouverture et où le flux massique est déterminé par le bilan de masse global au niveau du domaine (application de l'équation de continuité de proche en proche).
3. Pression imposée : où la distribution de pression (statique, piézométrique ou totale) est connue, et où la direction et le module des flux sont à déterminer.
4. Surface non glissante : condition appliquée à une paroi sous la forme d'un vecteur de vitesse nul et d'un gradient nul pour les autres variables de l'écoulement.
5. Plan de symétrie : considère une surface à laquelle la vitesse normale est nulle ainsi que le gradient de toutes les autres variables. Cette condition est généralement utilisée pour réduire le domaine de simulation lorsque des symétries sont observées dans cas d'étude.
6. Température ou concentration imposée : élément de paroi où les champs scalaires sont imposés. Cette valeur peut être imposée sur la surface interne en contact avec le fluide, où sur la face opposée de la paroi en lui associant une résistance thermique tenant compte des échanges par diffusion (et rayonnement pour le cas de la température).
7. Flux imposé : permet d'imposer une distribution de flux de chaleur ou d'une espèce chimique, avec une valeur nulle pour le cas particulier d'une paroi adiabatique.

En général, des modèles empiriques sont utilisés pour le traitement du domaine en contact avec les parois ayant une condition de non glissement (composantes de vitesse nulles). En effet, il arrive que la dimension des éléments de la grille normale à la paroi ne soit pas suffisamment petite pour permettre une résolution correcte des couches limites dynamiques, thermiques ou solutales à l'aide des équations du modèle standard RANS  $k-\epsilon$ . Pour remédier à ce problème, des lois empiriques dites aussi « lois de paroi » sont utilisées pour modéliser ces couches limites. A chaque modèle de turbulence est associé un modèle de transfert à la paroi. Pour le cas par exemple du modèle  $k-\epsilon$  à hauts nombres de REYNOLDS, le principe consiste à se donner un profil de vitesse (de forme logarithmique) et à aligner les contraintes de cisaillement parallèlement à la surface de la paroi. A partir de ces hypothèses, des relations algébriques et différentielles permettent de

déterminer les transferts de quantité de mouvement, de chaleur et d'espèce chimique aux abords de la paroi. Pour plus de détails concernant ces modèles, le lecteur pourra se reporter par exemple à STARCD MANUAL (1999, Chap. 6).

Deux grandes familles de méthodes de discrétisation spatiale permettent de résoudre ce système d'équations : la méthode des éléments finis, et la méthode des volumes finis. Ces deux méthodes consistent à discrétiser les équations aux dérivées partielles sur une grille spatiale afin de se ramener à un système d'équations algébriques et différentielles non-linéaires. Si la famille des codes de calcul aux éléments finis a connu des difficultés à traiter correctement les termes convectifs des équations de transport, de nouvelles méthodes dites « stabilisées » permettent aujourd'hui de dépasser ce handicap (DONEA et HUERTA, 2002). Toutefois, dans le domaine de la simulation des écoulements dans les bâtiments, la méthode des volumes finis est la plus répandue. Elle consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur un volume d'observation du fluide délimité par une maille de la grille de discrétisation. Une introduction de cette méthode est faite par PATANKAR (1980) qui met en évidence des techniques numériques pour la résolution de ces systèmes par des méthodes itératives. Des méthodes spécifiques de discrétisation temporelle sont également appliquées pour la résolution des modèles en formulation instationnaire.

### 2.3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons souligné les divers intérêts pratiques de l'utilisation de modèles RANS  $k-\epsilon$  pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur en vue de l'étude du confort thermique ou de l'analyse de la qualité de l'air intérieur. Nous présentons maintenant des applications des différentes méthodes de modélisation retenues.



## 2.4 Applications

Dans cette section, nous allons appliquer les méthodes zonales et RANS  $k-\epsilon$  à l'étude du comportement d'un local soumis à différentes sollicitations. Nous étudierons dans un premier temps deux cavités ventilées, l'une dans des conditions de convection forcée (cavité de NIELSEN, NIELSEN et RESTIVO, 1978), l'autre dans des conditions de convection mixte (cavité de ZHANG, ZHANG *et al.*, 1992). Enfin, nous appliquerons également ces deux méthodes à une étude de dispersion de polluants gazeux en vue de la prédiction de la dose ingérée par les personnes présentes dans la zone d'occupation de la cavité de NIELSEN.

### 2.4.1 Convection forcée

Dans cette première étude, nous comparons les prédictions de divers modèles présentés dans ce chapitre permettant d'appréhender les détails de l'écoulement d'air dans un local ventilé isotherme à des données expérimentales fournies par NIELSEN et RESTIVO (1978).

Nous comparons ici les approches suivantes :

- la méthode zonale conventionnelle décrite en début de ce chapitre ;
- une formulation alternative de modèles zonaux basée sur un bilan quantité de mouvement tenant compte des effets du frottement de l'air avec les parois développée par AXLEY (2001) (nous décrivons cette formulation ci-dessous) ;
- l'application de modèle RANS  $k-\epsilon$  sur des maillages grossiers ;
- un modèle RANS  $k-\epsilon$  conventionnel, c'est-à-dire appliqué à un maillage suffisamment fin pour satisfaire l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.

Après une brève description de la formulation des modèles zonaux de AXLEY (2001), nous décrirons le dispositif expérimental et les résultats des prédictions de vitesse d'air obtenues à l'aide des différents modèles.

AXLEY (2001) a proposé une méthode permettant de dépasser une limitation majeure des modèles zonaux conventionnels dont la prédiction de l'écoulement est basée sur une loi en puissance mettant en relation le débit massique d'air traversant une facette du maillage et la différence de pression de part et d'autre de cet élément. Lorsque cette méthode est appliquée à la prédiction de l'écoulement dans un local, il s'avère que la chute totale de pression au travers de la pièce dépend linéairement du nombre de cellules composant le maillage. Cet inconvénient était bien connu des utilisateurs de modèles zonaux, mais aucun remède n'avait été apporté dans la mesure où cette approche s'était essentiellement limitée à l'étude d'un local ventilé en particulier. Le champ de pression n'était donc présent que pour supporter la résolution des autres champs de variables. Mais dans l'hypothèse où nous souhaitons intégrer ce modèle de pièce dans un modèle

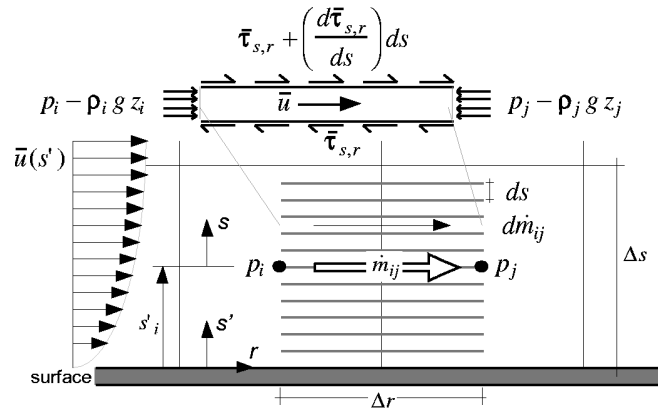


FIG. 2.15 – Modèle basé sur le transfert des frottements aux parois (AXLEY, 2001)

(nodal par ex.) s'étendant au reste du bâtiment, il est primordial d'être en mesure d'estimer de façon convenable la perte de charge associée à cette pièce.

La proposition d'AXLEY (2001) évite cette dépendance envers la densité de la grille. Il fait l'hypothèse que la chute de pression au sein du local est le résultat uniquement des effets du frottement de l'air avec les parois. L'écoulement traversant chaque face des cellules du maillage est alors déterminé en considérant le transfert des contraintes de cisaillement venant de la paroi la plus proche.

L'application d'une loi de conservation de la quantité de mouvement le long d'un élément différentiel de conduite de hauteur  $ds$  et de longueur  $\Delta r$  (voir figure 2.15) reliant les nœuds de pression  $P_i$  et  $P_j$  des cellules adjacentes  $i$  et  $j$  mène à l'expression suivante :

$$\Delta P_{i,j} w ds = - \frac{d\bar{\tau}_{s,r}}{ds} w \Delta r ds \quad (2.74)$$

Exprimant les contraintes moyennes de cisaillement  $\bar{\tau}_{s,r}$  dans un écoulement turbulent par l'approximation de la longueur de mélange de PRANDTL, et étant donné un profil de vitesse perpendiculairement à la paroi la plus proche, la différence de pression entre deux cellules adjacentes peut s'écrire de la façon suivante :

$$\Delta P_{i,j} \approx 2 k_s \frac{\kappa^2 a^3 \Delta r}{\rho w^2 \Delta s^3} \dot{m}_{i,j}^2 \quad (2.75)$$

avec:

- $\kappa$  une « constante universelle » variant entre 0,36 et 0,40
- $a$  coefficient empirique du profil de vitesse ( $a = 1/7$ )
- $\Delta r$  la distance entre le centre des deux cellules considérées
- $\Delta s$  la hauteur des cellules
- $w$  l'épaisseur des cellules

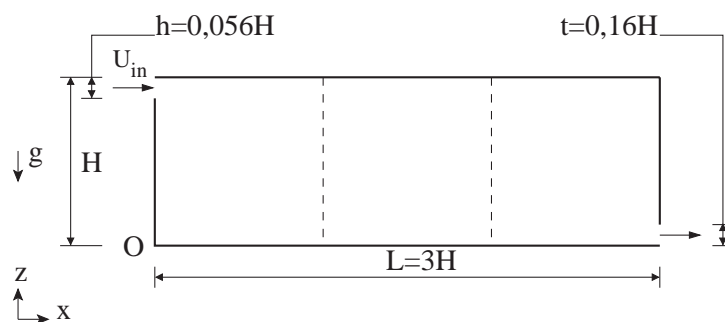


FIG. 2.16 – Description du modèle expérimental (NIELSEN et RESTIVO, 1978)

$k_s$  est défini de manière unique en fonction de la position de la cellule dans le maillage. Ce coefficient permet ainsi de traduire la distance entre le centre de la cellule et les parois parallèles à la direction de l'écoulement. On notera que cette formulation est valable uniquement pour des maillages réguliers dans chacune de directions. Ainsi  $k_s \approx 4/(4n_s - 3)$  pour la cellule centrale d'un maillage de dimension impaire, alors que pour toutes les autres cellules  $k_s \approx 2/(2n_s - 1)$ .

On observe dans cette équation une relation similaire à celle des modèles zonaux conventionnels liant la différence de pression au carré du débit massique. La différence ici est que le coefficient multiplicateur dépend de la densité du maillage et de la position relative de l'élément d'écoulement considéré vis-à-vis des parois du local.

De la même façon que les modèles zonaux conventionnels, ce type d'approche peut se voir associer un modèle spécifique pour le traitement d'un écoulement moteur tel qu'un jet par exemple. Dans cette étude concernant la prédiction de l'écoulement dans une pièce isotherme, nous avons voulu observer si cette formulation alternative était capable d'améliorer la qualité des prédictions de l'approche conventionnelle. Ensuite, nous avons tenté d'appliquer également des modèles RANS  $k-\epsilon$  avec des maillages grossiers, autres candidats à la modélisation intermédiaire des écoulements. Mais avant de présenter les résultats, nous décrivons ici le dispositif expérimental étudié.

#### 2.4.1.1 Dispositif expérimental

NIELSEN et RESTIVO (1978) ont effectué des mesures de vitesses d'air dans un modèle à échelle réduite d'un local parallélépipédique ( $H = 89,3$  mm) dans lequel l'écoulement isotherme est supposé être bi-dimensionnel (voir figure 2.16). La vitesse d'air à l'entrée de la cellule,  $U_{in}$  est imposée de façon à ce que le nombre de REYNOLDS basé sur la hauteur de la bouche soit  $Re = 5000$ , d'où  $U_{in} = 15,02$  m.s<sup>-1</sup>. Le détail des mesures de vitesse est fourni le long de 4 lignes dans le plan central vertical situé à  $y = W/2$ : deux lignes verticales (à  $x = H$  et  $x = 2H$ ), et deux horizontales (à  $z = 0,972 H$  et  $z = 0,028 H$ ).

Nous avons conduit des simulations de l'écoulement au sein d'une pièce à échelle réelle ( $H = 3$  m) dont la géométrie est équivalente à celle de NIELSEN, avec les mêmes conditions aux limites, à savoir  $Re = 5000$ . Pour cette géométrie, la vitesse d'entrée d'air est imposée à  $U_{in} = 0,447$  m.s<sup>-1</sup>.

Notre intention était de caractériser la qualité de prédiction de ces différents modèles en comparant leurs résultats aux données expérimentales. Nous avons effectué des simulations de ce dispositif expérimental à l'aide des modèles zonaux conventionnels, des modèles zonaux proposés par AXLEY (2001) pour un maillage  $6 \times 6$  et des modèles RANS  $k-\epsilon$  pour différents maillages s'étendant de  $6 \times 6$  à  $40 \times 40$ . Comme nous le verrons par la suite, les modèles zonaux ont été implantés dans l'environnement de simulation SPARK alors que les résultats des modèles RANS  $k-\epsilon$  ont été obtenus à l'aide du code de calcul commercial STARCD.

Concernant les modèles zonaux, nous avons utilisé des modèles constitués uniquement de cellules standards avec le paramètre  $C_d = 0,83$  dans l'équation 2.48 (page 48), ainsi que d'une version intégrant un modèle de jet avec les mêmes paramètres que précédemment pour les cellules standards avec toujours le même maillage de dimension  $6 \times 6$ . Pour ce qui est des modèles RANS  $k-\epsilon$ , seul le maillage  $40 \times 40$  a bénéficié d'un raffinement suffisant des mailles adjacentes aux parois pour assurer la résolution des couches limites satisfaisant au critère d'applicabilité des lois de parois (dans ce cas  $y^+ < 40$ ). Pour les autres maillages, plus grossiers, la taille des cellules adjacentes aux parois a été fixée à 15 cm dans la direction perpendiculaire aux parois.

### 2.4.1.2 Résultats

Nous présentons ici les différents résultats obtenus en terme de prédiction de l'allure de l'écoulement et des profils de vitesse d'air à l'aide des différents modèles cités précédemment.

#### • Allures des écoulements

##### Modèles zonaux conventionnels

Les prédictions de l'écoulement obtenu par les modèles zonaux conventionnels sont présentés dans la figure 2.17. Comme dans toutes les figures suivantes montrant la structure de l'écoulement calculé par des modèles zonaux, chaque flèche représente la résultante du vecteur vitesse interpolé au centre de chacune des cellules. Les vitesses d'air au niveau des facettes des cellules sont déterminées à partir du résultat de débit massique donné par le modèle zonal. Pour cela, nous considérons que la vitesse est uniforme sur la section de la facette, ainsi son expression peut s'écrire :

$$u_{i,j} = \frac{\dot{m}_{as_{i \rightarrow j}}}{\rho_{i,j} w h} \quad (2.76)$$

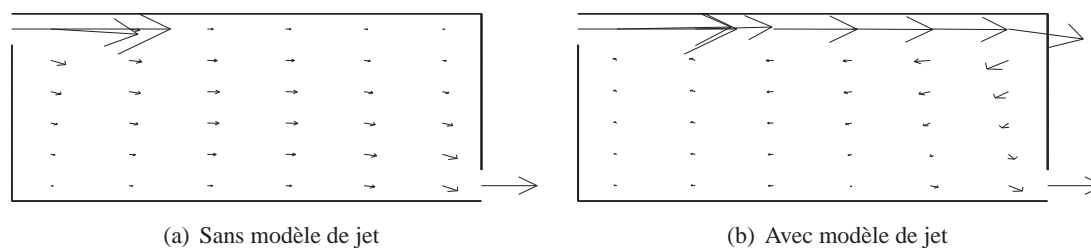


FIG. 2.17 – Écoulements obtenus avec les modèles zonaux conventionnels

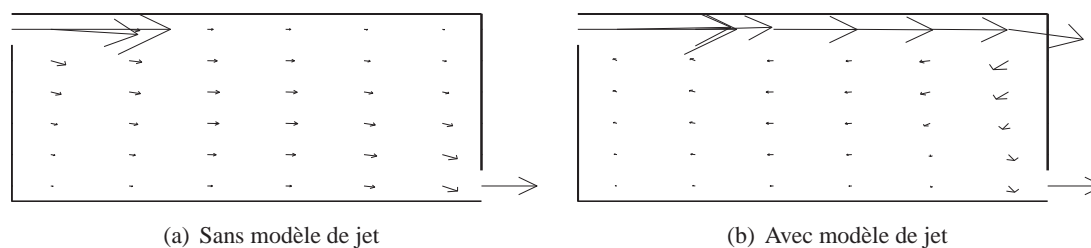


FIG. 2.18 – Écoulements obtenus avec les modèles zonaux de Axley

Lorsque le jet n'est pas traité de manière spécifique (figure 2.17(a)), l'écoulement obtenu est unidirectionnel (il n'y a pas de recirculation) et le jet de paroi n'est pas visible. L'écoulement s'apparente à un écoulement dans une gaine de ventilation. Nous avons ensuite ajouté un modèle spécifique pour représenter la zone de jet. Le modèle utilisé permet de caractériser les dimensions du jet ainsi que le profil des vitesses en aval du diffuseur pour un jet isotherme de paroi (RAJARAM, 1976). La prédiction de l'écoulement ainsi obtenu est présentée dans la figure 2.17(b). L'entraînement de l'air de la pièce n'est pas clairement prédit, de même pour la recirculation. Le jet de paroi semble traverser la pièce pour impacter le mur opposé au diffuseur et crée seulement une légère recirculation dans cette région.

#### Modèles zonaux de AXLEY

Les écoulements prédits par le modèle zonal de AXLEY sont présentés dans la figure 2.18. Sans modèle de jet, l'écoulement résultant (voir figure 2.18(a)) est vraiment semblable à celui obtenu dans les mêmes conditions avec un modèle zonal conventionnel. Il n'y a aucun écoulement dominant, ni même de recirculation dans la pièce. Nous avons ensuite ajouté le modèle de jet isotherme de paroi dans le modèle de AXLEY. Les prédictions obtenues sont présentées dans la figure 2.18(b) qui semble elle aussi très semblable à la figure 2.17(b) présentant les résultats de l'approche zonale conventionnelle.

#### Modèles RANS $k-\epsilon$

CHEN et XU (1998) ont comparé les prédictions de modèles conventionnels RANS  $k-\epsilon$  et du modèle à zéro équation récemment développé avec les données expérimentales fournies par

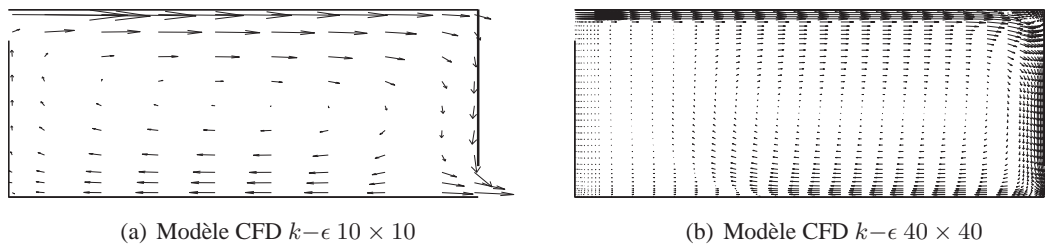


FIG. 2.19 – Écoulements obtenus avec les méthodes CFD  $k-\epsilon$

NIELSEN. Les résultats fournis par notre modèle à  $40 \times 40$  nœuds semblent en très bon accord avec ceux présentés par CHEN et XU (1998) pour le cas RANS conventionnel. La figure 2.19 présente l'allure des écoulements obtenus à l'aide des modèles RANS  $k-\epsilon$  conventionnels pour les maillages à  $10 \times 10$  (figure 2.19(a)) et  $40 \times 40$  (figure 2.19(b)) nœuds. Les deux modèles prédisent une large boucle de recirculation due à l'entraînement du jet. La section suivante présente le détail des profils de vitesses obtenus à l'aide des différents modèles comparés aux données expérimentales.

#### • Profils de vitesses

##### Modèles zonaux

La figure 2.20 présente une comparaison des profils de vitesse de l'air obtenus à l'aide des différents modèles zonaux avec les données expérimentales fournies par NIELSEN dans la section verticale située à  $x = 2H$ . On peut observer que les modèles disposant du traitement spécifique de la zone de jet prédisent une légère recirculation dans la pièce (figure 2.20(b)) mais avec un pic de vitesse égal à environ 10 % de la valeur mesurée expérimentalement. Les vitesses d'air dans la zone de jet sont en assez bon accord avec l'expérience. Mais aucune des quatre versions des modèles zonaux n'est capable de prédire la structure et l'intensité de la recirculation d'air dans ce local. Il est à noter qu'ici la recirculation est observée par des vitesses d'air négatives dans la zone inférieure à  $z/H \approx 0,6$  dans cette figure 2.20.

Aussi, les prédictions issues du modèle de AXLEY ne présentent pas d'amélioration notable par rapport aux résultats de l'approche conventionnelle concernant le profil de vitesse dans cette section de la pièce. Nous avons également comparé ces profils de vitesses dans d'autres sections de la pièce : l'axe vertical situé à  $x = H$ , et les deux axes horizontaux situés à  $z = 0,972H$  (au droit du centre du diffuseur) et à  $z = 0,028H$  (au droit du centre de la bouche de reprise). Ces comparaisons ne sont pas présentées ici dans la mesure où dans tous les cas, les prédictions étaient assez peu en accord avec les données expérimentales.

Enfin, il est à noter que comme indiqué par WURTZ *et al.* (1999), l'augmentation de la densité du maillage dans l'approche zonale n'améliore pas la qualité des prédictions du champ de

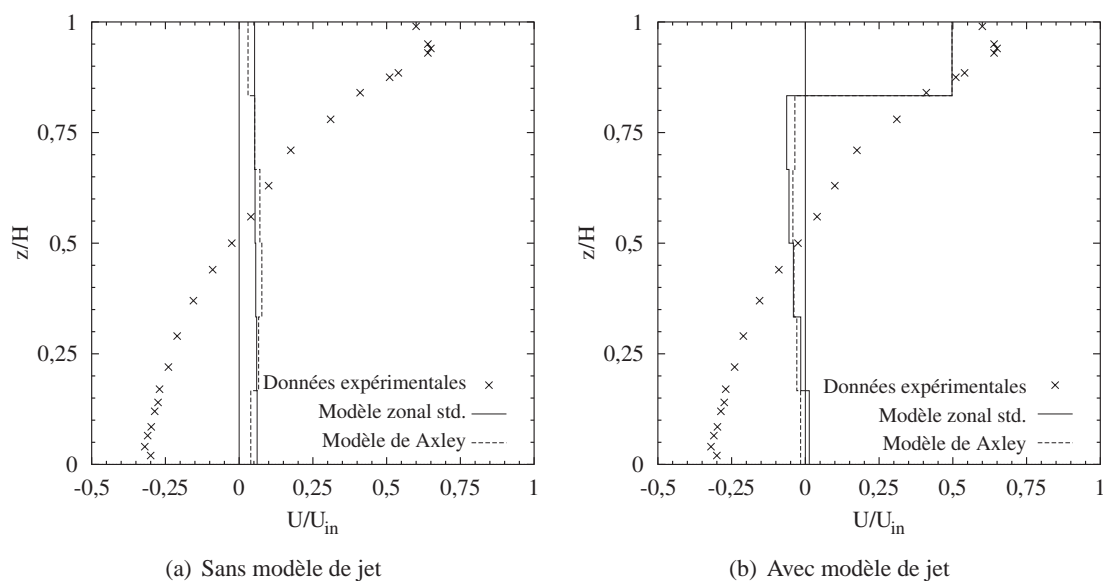


FIG. 2.20 – Profils de vitesse obtenus avec les modèles zonaux à  $x = 2H$

vitesses. Par conséquent, les résultats présentés ici pour un maillage  $6 \times 6$  sont représentatifs des résultats que nous pourrions obtenir avec des grilles plus fines pour les différentes formulations de modèles zonaux.

#### Modèles RANS $k-\epsilon$

La figure 2.21 présente les profils des vitesses d'air obtenus par les modèles RANS le long des quatre sections de la pièce mentionnées précédemment : les lignes verticales situées à  $x = H$  et  $x = 2H$ , et les deux lignes horizontales situées à  $z = 0,972H$  et  $z = 0,028H$ . Dans cette figure, nous comparons les prédictions de modèles RANS  $k-\epsilon$  pour des grilles  $6 \times 6$  et  $10 \times 10$  aux résultats de la grille  $40 \times 40$  et aux données expérimentales mesurées par NIELSEN. En comparaison avec les données expérimentales nous observons que toutes les simulations sous-estiment la recirculation. Les résultats des grilles  $6 \times 6$  et  $10 \times 10$  montrent une décroissance du jet légèrement trop rapide par rapport aux données expérimentales (voir 2.21(d)), mais dans l'ensemble, les modèles RANS à mailles grossières donnent des résultats satisfaisants comparés aux données expérimentales. L'ensemble de ces résultats sont détaillés par MORA *et al.* (2003).

Il semble donc que, pour ce cas d'étude, la limite de dépendance des résultats à la taille du maillage soit comprise entre une grille composée de  $20 \times 20$  cellules et une grille de  $10 \times 10$ . En effet, NEGRÃO (1995) a montré que pour le même cas d'étude, les résultats obtenus avec une grille  $20 \times 20$  sont quasiment identiques à ceux calculés en utilisant une grille  $40 \times 40$ .

L'application d'un modèle RANS  $k-\epsilon$  conventionnel pour la prédiction de l'écoulement isotherme dans une configuration géométrique simple, a montré qu'il est possible d'estimer de façon

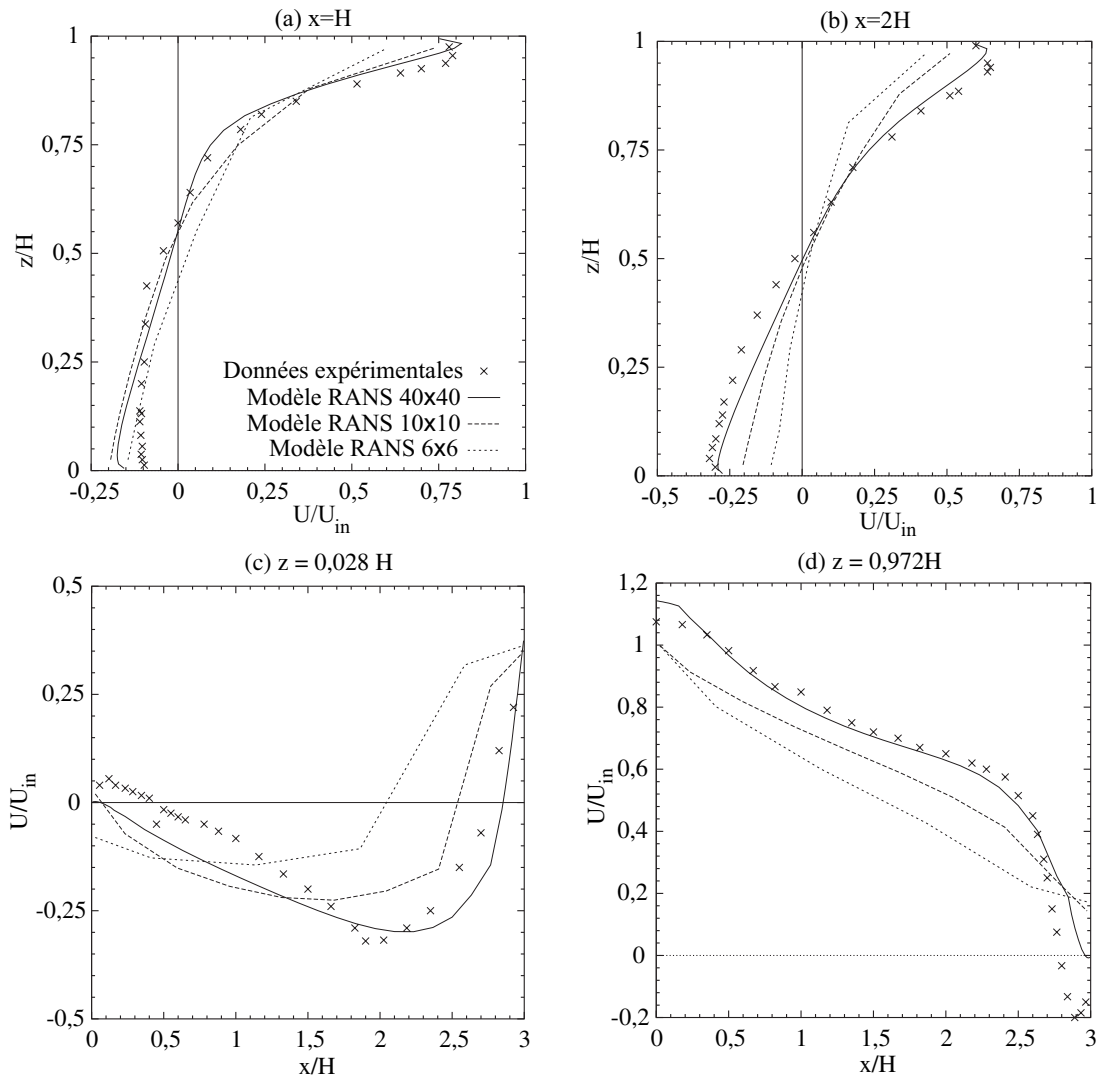


FIG. 2.21 – Comparaison des profils de vitesses d'air obtenus par les modèles RANS  $k-\epsilon$  avec les données expérimentales

satisfaisante les détails au sein d'une zone à l'aide d'un maillage grossier. L'intérêt de cette démarche est de permettre une réduction du temps nécessaire au calcul et ceci de façon significative. Dans le cas étudié à l'aide d'un maillage  $10 \times 10$ , le temps nécessaire à la résolution de l'écoulement en régime permanent est de 3,23 s seulement, avec une station de travail Silicon Graphics Origin 2000, alors que la résolution du même pas de temps avec un maillage  $40 \times 40$  est 13 fois plus long.

### 2.4.1.3 Conclusion

Dans cette étude, nous avons comparé la capacité de différents modèles zonaux et d'un modèle RANS  $k-\epsilon$  à prédire l'écoulement d'air dans un local ventilé isotherme. Nous avons



rappelé que la prédiction de l'écoulement d'air avec un modèle zonal est sensiblement améliorée si on ajoute des lois spécifiques pour le traitement des écoulements moteurs à la formulation standard de ces modèles. Cependant, dans cette configuration isotherme nous avons montré que l'intensité et la structure de l'écoulement est assez mal représentée par les différents modèles zonaux.

En revanche, nous avons montré que les modèles RANS  $k-\epsilon$  à maille grossière sont en mesure d'apporter rapidement une estimation de l'écoulement, aussi bien concernant sa structure que son intensité. De plus ces résultats sont obtenus sans expertise particulière pour la représentation des écoulements dominants.

Afin de mieux comprendre quels sont les différents domaines d'application des méthodes de modélisation retenues, nous allons maintenant tenter d'estimer le comportement d'un local ventilé, et soumis maintenant à des conditions de convection mixte.

### 2.4.2 Convection mixte

Dans cette étude, nous nous proposons de comparer les prédictions de vitesses et températures d'air obtenues par des modèles zonaux et des modèles RANS  $k-\epsilon$  à des mesures expérimentales effectuées dans une cavité ventilée, chauffée par un plancher chauffant (MORA, GADGIL, WURTZ et INARD, 2002).

Après avoir décrit le dispositif expérimental développé par ZHANG *et al.* (1992), nous détaillerons les prédictions de profils de vitesses et températures le long de trois sections verticales du local.

#### 2.4.2.1 Dispositif expérimental

ZHANG a développé un dispositif expérimental de façon à déterminer quantitativement le comportement moyen et turbulent de l'écoulement d'air dans un local ventilé (ZHANG *et al.*, 1992). La cellule expérimentale présentée en figure 2.22 est équipée d'un plancher chauffant constitué de 48 panneaux contrôlables individuellement de façon à maintenir une température constante et uniforme à la surface du sol et ainsi contrôler les apports de chaleur à l'air du local. Cette cellule a été construite à l'intérieur d'une chambre climatique afin de maîtriser au mieux les conditions aux limites de l'expérience. La température et la vitesse de l'air ont été mesurées en 205 points différents de la cellule, à l'aide respectivement d'un thermocouple et d'un anémomètre à fil chaud unidirectionnel accompagnés de systèmes d'acquisition des données et de déplacement des sondes contrôlés par ordinateur.

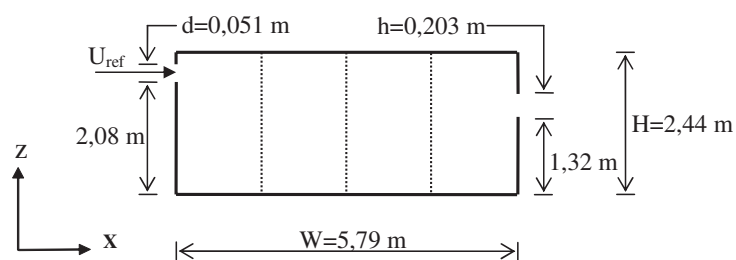


FIG. 2.22 – Dispositif expérimental (ZHANG *et al.*, 1992)

Dans l'expérience n° 6 présentée par ZHANG *et al.* (1992), l'air entre avec une vitesse maximale  $U_{ref}$  de  $1,71 \text{ m.s}^{-1}$  dans la section du diffuseur ( $Re_d = 5800$ ) à une température  $T_d$  de  $23,1^\circ\text{C}$ . La température de surface du plancher  $T_f$  est maintenue à  $39,7^\circ\text{C}$  ( $Gr = 3,7 \times 10^{11}$ ) alors que les autres parois du local sont supposées adiabatiques. Dans ces conditions de convection mixte, les mesures ont indiqué que l'écoulement était bi-dimensionnel au sein de tout le local sauf à proximité du mur opposé à celui du diffuseur.

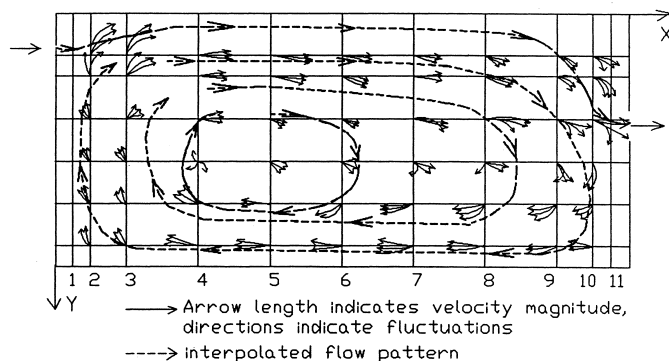


FIG. 2.23 – Visualisation de l'écoulement

### 2.4.2.2 Résultats

Nous présentons ici les prédictions de l'allure de l'écoulement, des profils de vitesse et de température d'air obtenus à l'aide de différents modèles zonaux et RANS  $k-\epsilon$  dans les conditions de l'expérience présentée ci-dessus. Ces différents résultats sont alors comparés aux données expérimentales qui nous ont été gracieusement transmises par Jianshun (Jensen) S. ZHANG.

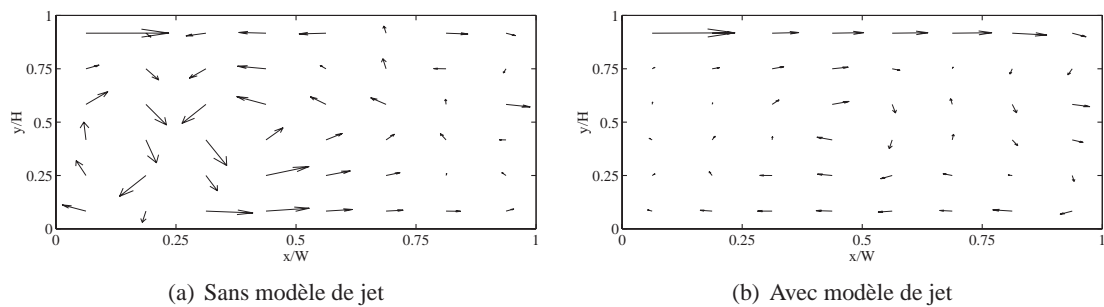
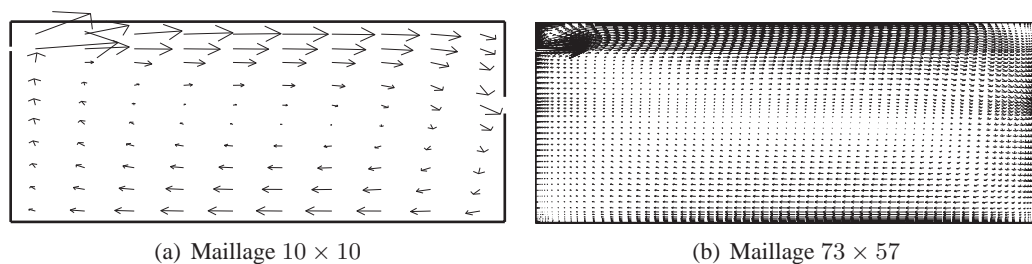
#### • Allure des écoulements

ZHANG a utilisé une technique d'injection de fumée pour visualiser les écoulements d'air dans la cellule expérimentale. Ces observations sont présentées dans la figure 2.23 où nous pouvons identifier l'apparition d'un jet en aval de la bouche de diffusion traversant la cellule expérimentale pour finalement créer une recirculation de l'air dans l'ensemble de la pièce.

#### Les prédictions des modèles zonaux

Les figures 2.24(a) et 2.24(b) présentent les allures d'écoulement obtenues à l'aide de deux modèles zonaux différents. Le premier est composé uniquement de *cellules standard* alors que le deuxième dispose d'un modèle de jet de paroi s'étendant de la bouche du diffuseur à la paroi qui lui est opposée. Le modèle de jet utilisé dans ce cas est un modèle empirique développé par RAJARATNAM pour la représentation des jets de parois monodimensionnels (RAJARATNAM, 1976).

Dans le premier cas, lorsque aucune équation du modèle ne traduit la quantité de mouvement apportée par le jet ainsi que son entraînement en parties basses et latérales, les prédictions montrent un jet qui tombe rapidement au premier quart de la pièce ( $x/L = 0,25$ ) dans la mesure où l'air soufflé a une température inférieure à la température moyenne ambiante d'environ  $2,5^{\circ}\text{C}$ . Aucune structure de recirculation n'est alors obtenue.

FIG. 2.24 – Prédiction de l'écoulement par un modèle zonal  $8 \times 6$ FIG. 2.25 – Prédiction de l'écoulement par les modèles RANS  $k-\epsilon$ 

Dans le second cas, l'impulsion de quantité de mouvement et l'entraînement semblent être mieux représentés par le modèle empirique de jet de parois. Et nous pouvons observer que dans ce cas, l'air recircule dans toute la pièce mais que la structure de la recirculation n'est pas clairement identique à celle décrite par les visualisations rapportées par ZHANG.

Dans ce type de configurations où les forces motrices de l'écoulement sont dues à la fois par la quantité de mouvement apportée à l'air par le jet et aux forces de poussée thermique, une bonne estimation de l'écoulement par la méthode zonale repose également sur l'ajout d'un modèle spécifique pour la représentation de la zone du jet.

#### Predictions par les modèles RANS $k-\epsilon$

Nous avons également réalisé des simulations de la cellule expérimentale de ZHANG avec des modèles RANS  $k-\epsilon$  conventionnels et à mailles grossières avec des maillages structurés s'étendant de  $8 \times 8$  à  $73 \times 57$  cellules. Pour les maillages de  $10 \times 10$  et  $15 \times 15$  cellules, la dimension des cellules adjacentes aux parois a été fixée à 10 cm. De plus, la dimension des lignes de cellules situées au droit des bouches d'entrée et de sortie d'air est égale à la dimension des ouvertures.

La figure 2.25 présente les allures de l'écoulement obtenu pour les maillages  $10 \times 10$  et  $73 \times 57$ . Dans les deux cas, la prédiction de la structure principale de recirculation de l'air est en bon accord avec les observations de l'expérience. Et de façon à comparer quantitativement

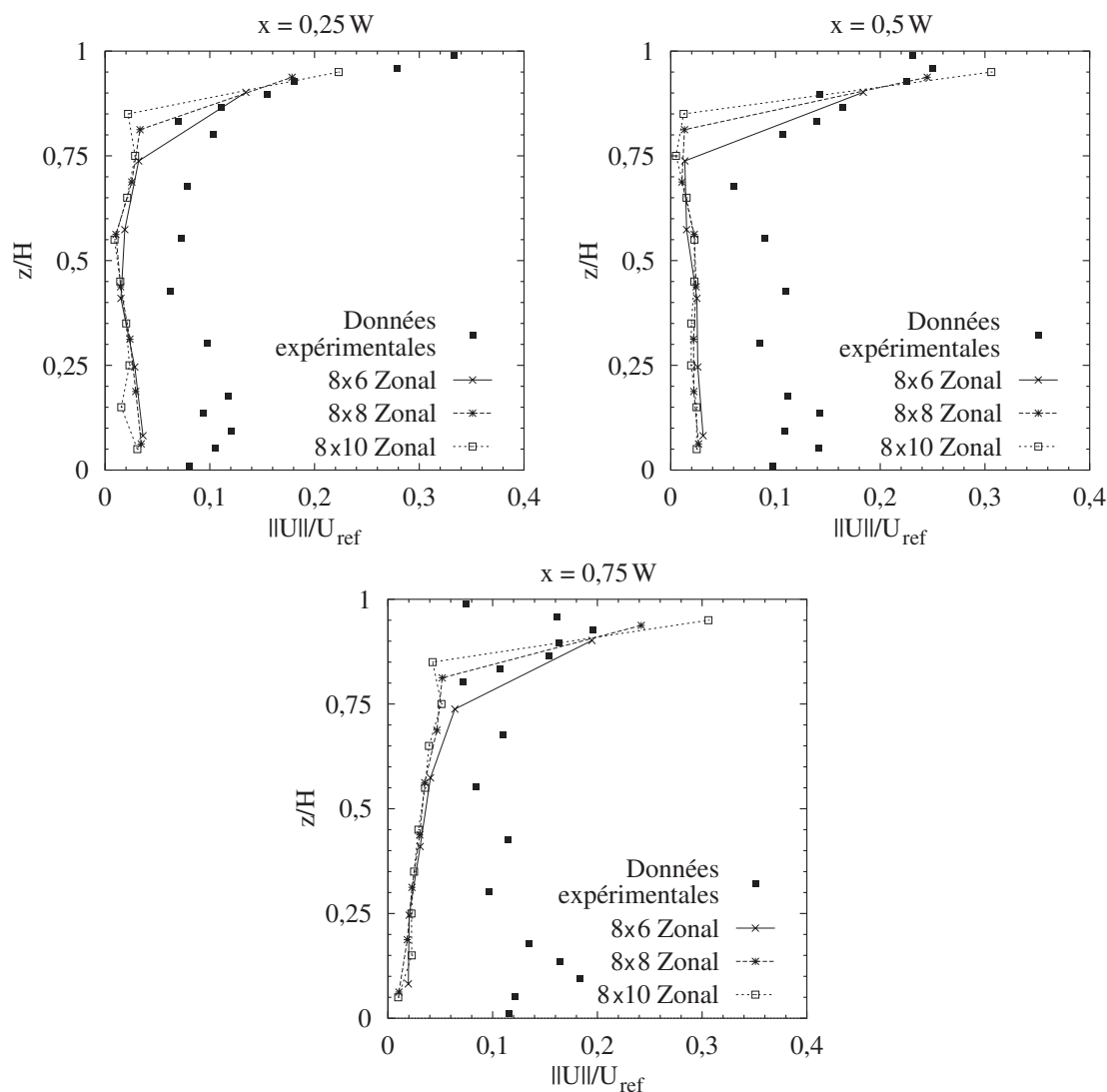


FIG. 2.26 – Profils de vitesse obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet

les prédictions de l'écoulement avec les mesures expérimentales, nous présentons dans la section suivante une comparaison des profils de vitesses le long des trois droites verticales situées à  $x/W = 0,25 ; 0,5$  et  $0,75$ .

### • Profils de vitesses

Nous comparons ici les profils de vitesse d'air obtenus à l'aide d'une part des modèles zonaux et d'autre part des modèles RANS  $k-\epsilon$  avec les données expérimentales recueillies par ZHANG.

Prédictions par les modèles zonaux

La figure 2.26 présente une comparaison des profils du module de la vitesse obtenus pour

différents modèles zonaux avec modèle de jet. En effet nous avons souligné dans l'application précédente l'importance d'utiliser un modèle spécifique pour les zones d'écoulement présentant une forte quantité de mouvement tel qu'un jet. Aussi, dans la mesure où les mesures de vitesses ont été effectuées avec une sonde à fil chaud unidimensionnelle, nous n'avons pas accès aux composantes horizontales et verticales de la vitesse, mais uniquement au module de son vecteur résultant.

Dans les différentes sections de la pièce qui sont étudiées, tous les modèles zonaux donnent une estimation satisfaisante de l'écoulement dans la zone de jet, alors que dans la zone de recirculation (section inférieure de la pièce) les vitesses d'air sont sous-estimées.

#### Prédictions par les modèles RANS $k-\epsilon$

Comme nous l'avons signalé précédemment, une sonde de vitesse à fil chaud unidimensionnelle ne permet d'appréhender que le module de la résultante du vecteur vitesse. Ce module peut aussi s'exprimer comme étant la valeur absolue de la somme d'un terme moyen et d'un terme de fluctuation de la vitesse. Les modèles RANS  $k-\epsilon$  fournissent des résultats en termes de vitesse moyenne. Afin de comparer les prédictions des différents modèles RANS  $k-\epsilon$  avec les données expérimentales de ZHANG, nous avons ajouté les termes de fluctuations aux prédictions numériques brutes en faisant les hypothèses suivantes : la turbulence est isotrope et suit une distribution normale. Dans ce cas, nous avons créé un échantillon aléatoire de 1000 éléments pour obtenir les termes de fluctuation à partir de l'énergie cinétique turbulente. Ces termes de fluctuation ont alors été ajoutés aux valeurs moyennes prédites par les modèle RANS  $k-\epsilon$ , et la figure 2.27 présente une comparaison du module des vitesses corrigées  $\|U\|$  avec les résultats expérimentaux.

Dans les trois sections verticales de la pièce, les prédictions de modèles RANS  $k-\epsilon$  donnent une estimation satisfaisante des profils de vitesse d'air lorsqu'ils sont comparés aux données expérimentales. La zone de jet (proche de la paroi horizontale supérieure) est bien représentée mais la recirculation est légèrement sous-estimée, particulièrement dans la section située à  $x = 0,75 W$ . Dans la section précédente, nous avons souligné l'importance dans l'approche zonale de traiter la zone de jet avec un modèle spécifique. Or nous observons qu'une telle expertise n'est pas requise *a priori* pour l'utilisation des modèles RANS  $k-\epsilon$ . Néanmoins, une expertise demeure importante quant à la capacité à construire le modèle et notamment le maillage. En effet, on observe dans ces résultats, que les modèles à mailles grossières donnent une estimation satisfaisante des profils de vitesse avec des temps de simulation réduits. Ce type d'approche peut être très utile dans des phases d'avant projet, pour mettre en évidence une tendance. Cependant, ces résultats doivent être présentés avec précaution, et un effort de recherche demeure nécessaire pour déterminer un niveau de finesse minimal du maillage pour assurer un intervalle de confiance sur les résultats comparés à des résultats satisfaisant l'indépendance de la grille.

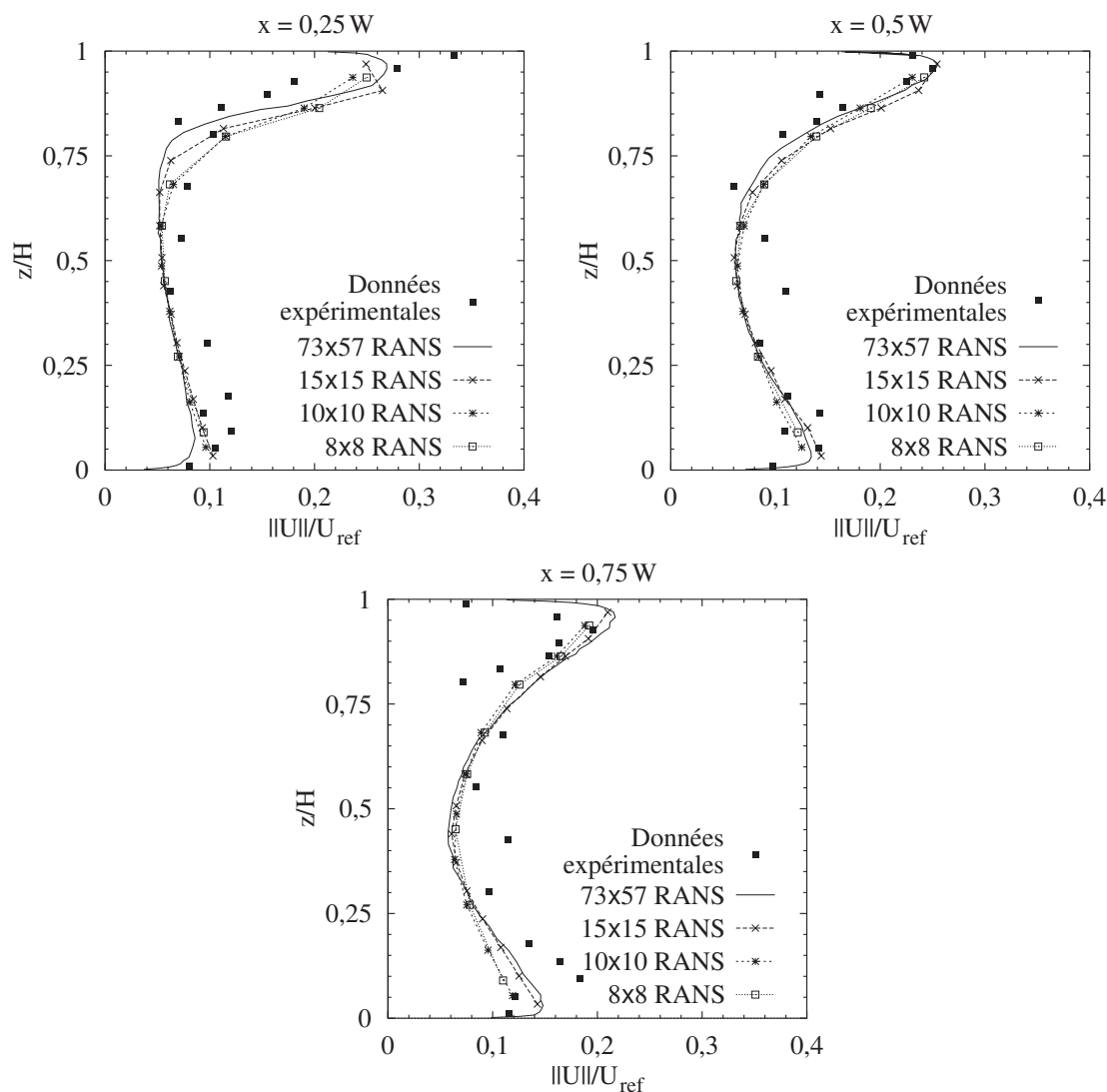


FIG. 2.27 – Profils de vitesse obtenus par différents modèles RANS  $k-\epsilon$

### • Profils de température

Pour les deux classes de modèles et pour tous les maillages excepté le maillage  $73 \times 57$ , les échanges convectifs avec le plancher ont été modélisés par une expression empirique du coefficient de transfert convectif en fonction de la différence entre la température de l'air et la température de la paroi.

Lorsque nous comparons les profils de température d'air le long des trois sections verticales de la pièce (figures 2.28 et 2.29), tous les modèles utilisés sont en bon accord avec l'expérience sauf dans la région proche du plancher où nous avons déjà observé que les vitesses d'air étaient sous-estimées.

Cette comparaison entre les prédictions des profils de température et les données expéri-

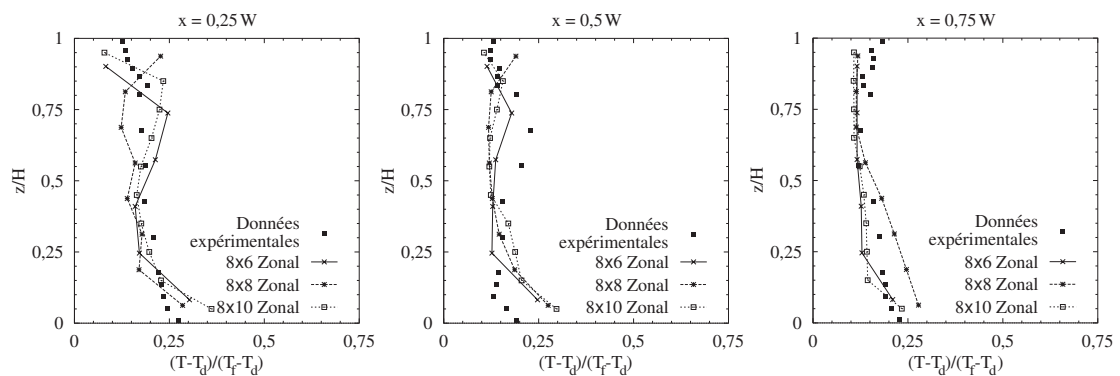


FIG. 2.28 – Profils de température obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet

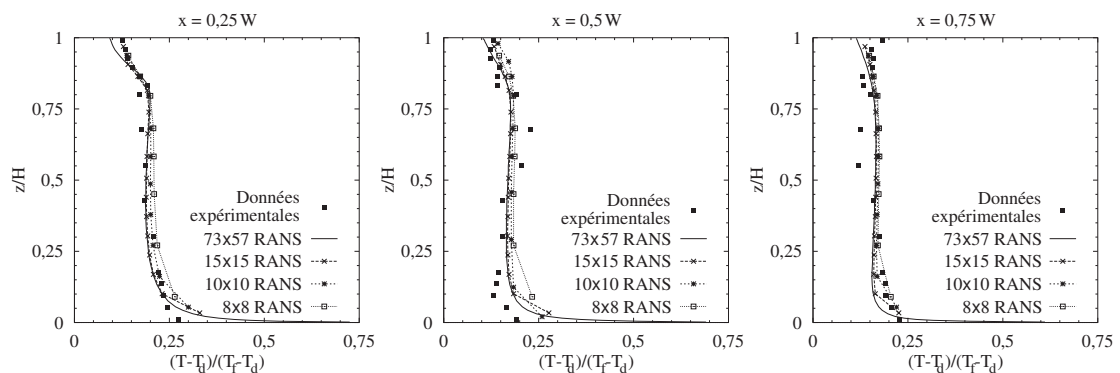


FIG. 2.29 – Profils de température obtenus par différents modèles RANS  $k-\epsilon$

mentales nous montre que les modèles zonaux peuvent apporter un niveau de détail suffisant pour des applications de confort thermique notamment, et ceci pour des temps de simulation restant certainement plus courts que ceux nécessaires pour la résolution des modèles RANS  $k-\epsilon$ . Malheureusement, nous n'avons pas pu comparer strictement les temps de calculs pour les deux types d'approches, car les deux programmes développés n'ont pu être portés sur des machines de calcul semblables.

### 2.4.2.3 Conclusions

Dans cette étude, nous avons comparé la capacité des modèles zonaux et RANS  $k-\epsilon$  à prédire les écoulements et les champs de température dans un local ventilé soumis à des sollicitations de convection mixte. Dans cette configuration, les modèles zonaux sont en mesure de fournir une estimation satisfaisante de l'écoulement uniquement lorsque la zone d'écoulement moteur – le jet de paroi dans ce cas – est modélisée par des lois spécifiques traduisant l'impulsion de quantité de mouvement ainsi que l'entraînement induit par le jet. Néanmoins, les modèles zonaux ne permettent pas de prédire avec précision la structure de l'écoulement dans le reste du local (modélisé par des zones standards).



En revanche, les différents modèles RANS  $k-\epsilon$  que nous avons utilisés dans cette étude ont été capables de prédire cette structure d'écoulement avec plus de précision que les modèles zonaux sans aucune expertise de l'utilisateur quant à la connaissance *a priori* de cet écoulement. Enfin, les deux types de modèles prédisent des profils de température d'air qui sont en accord satisfaisant avec les données expérimentales. Par conséquent, les modèles zonaux peuvent constituer un outil performant pour l'évaluation du confort thermique dans des locaux ventilés, et lorsque plus de détails sont requis concernant l'écoulement d'air, pour des études de dispersion de polluant gazeux par exemple, les modèles RANS  $k-\epsilon$  s'avèrent mieux adaptés.

Nous voulons enfin souligner l'importance d'étudier à l'avenir un moyen de déterminer le compromis entre la densité minimale de la grille pour les méthodes RANS  $k-\epsilon$  et la qualité des résultats obtenus.

### 2.4.3 Application à l'étude de la dispersion de polluant

Au travers de cette application, nous cherchons à caractériser l'aptitude des différents niveaux de finesse disponibles (méthodes nodale, zonale et RANS  $k-\epsilon$ ) à prédire convenablement la dynamique de dispersion d'un gaz polluant dans un local ventilé. Après avoir décrit la configuration géométrique étudiée, nous présentons les résultats de l'écoulement ainsi que du transport de polluant sous différentes conditions thermo-aérauliques et pour deux scénarios d'injection différents. Enfin, nous présentons des résultats d'exposition des occupants à cet agent polluant.

#### 2.4.3.1 Configuration géométrique étudiée

Différentes approches de modélisation ont été appliquées à la prédiction du transport de polluant dans la cavité de NIELSEN dans des conditions de convection forcée et de convection mixte. Dans notre cas, la hauteur de la pièce a été fixée à 3 m dans les modèles. Pour le détail de la géométrie de cette cavité on pourra se reporter à l'étude du champ de vitesse d'air (voir figure 2.16, page 66).

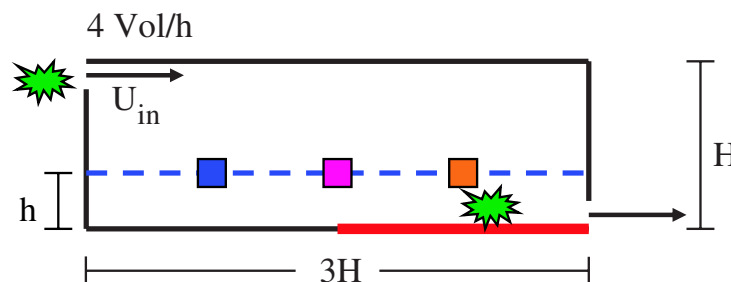


FIG. 2.30 – Scénarios d'injection de l'agent polluant dans la cavité de NIELSEN

Les conditions aux limites thermiques et aérauliques sont les suivantes. Dans tous les cas, le taux de renouvellement d'air a été fixé à  $4 \text{ vol.h}^{-1}$  (pour 1 m d'épaisseur de bâtiment). Dans le cas de convection forcée, l'ensemble des parois sont adiabatiques, l'écoulement est isotherme. Nous avons alors étudié deux scénarios d'injection d'un agent toxique au sein d'un local dans lequel il est important de prédire la dynamique de la dispersion du gaz dès le début de l'injection, tant les effets sur les occupants peuvent être rapidement désastreux. Le premier scénario consiste à introduire le polluant dans le système de ventilation, alors que dans le second cas il est émis directement dans la pièce (voir figure 2.30). Pour ces deux sources de polluant, nous avons considéré une injection de 1 g de sarin par mètre d'épaisseur du local (l'étude est réalisée en 2 dimensions) pendant une durée de 30 s. Pour l'injection dans le système de ventilation, nous avons alors déterminé une concentration en polluant de manière à représenter le débit de polluant de 1 g sur une durée de 30 s, soit  $2 \text{ g.min}^{-1}$ . Pour un débit volumique de  $108 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$

d'air de densité  $1,205 \text{ kg.m}^{-3}$  entrant dans le local ( $4 \text{ vol.h}^{-1}$ ), la concentration équivalente est de  $0,921 \text{ g.kg}^{-1}$  pour une pièce de profondeur 1 m. Cette valeur de concentration a été fixée durant les 30 premières seconde de simulation, puis la valeur nulle l'a remplacé pour la suite. Dans le cas de la source au sein de la pièce, nous avons imposé une source massique de polluant de  $2 \text{ g.min}^{-1}$  soit  $3,33 \times 10^{-5} \text{ kg.s}^{-1}$  durant les 30 premières secondes de simulation, ensuite cette valeur a été fixée à zéro. Enfin, dans cette étude nous avons considéré que le sarin a la même densité que l'air. Nous cherchons alors à prédire l'exposition des occupants dans le plan de respiration situé à  $h = 80 \text{ cm}$  du sol pour des personnes assises.

Dans ces conditions, le nombre de REYNOLDS associé à l'écoulement au travers de la bouche de diffusion de hauteur  $h_d$  est :

$$Re = \frac{U_{ref} h_d}{\nu} \approx 1930 \quad (2.77)$$

Dans le cas de convection mixte, la température  $T_d$  de l'air entrant par le diffuseur est de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  alors que la moitié droite de la surface du plancher est maintenue à une température  $T_p = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  simulant les effets d'apports solaires dans cette zone. Le nombre de FROUDE associé à ces conditions s'écrit :

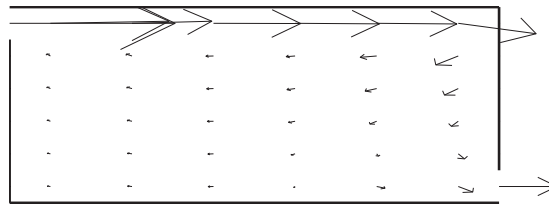
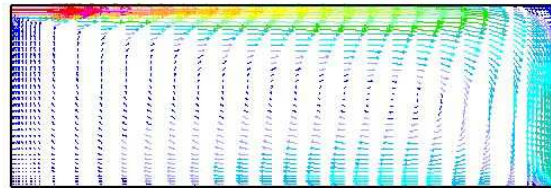
$$Fo = \frac{U_{ref}^2}{g \beta \Delta T h_d} \approx 1,15 \quad (2.78)$$

Ce nombre donne une indication du rapport entre les forces de convection forcée et les forces de convection naturelle. Sa valeur étant proche de l'unité, nous pouvons affirmer que ces conditions d'écoulement sont donc bien de type convection mixte.

Nous avons alors réalisé des simulations de cette cavité dans les deux conditions thermo-aérauliques et pour les deux scénarios d'injection de polluant à l'aide d'un modèle nodal, d'un modèle zonal  $6 \times 6$  et de modèles RANS  $k-\epsilon$  pour des maillages  $10 \times 10$  et  $40 \times 40$ . Dans toute l'étude, nous avons considéré que l'écoulement est stationnaire dans la mesure où la présence du polluant ne perturbe pas l'écoulement. Pour la discrétisation spatiale des équations du maillage  $40 \times 40$  nous avons utilisé le schéma MARS<sup>5</sup> (STARCD MANUAL, 1999). C'est un schéma du second ordre connu pour limiter la propagation d'erreur numérique. Pour le maillage  $10 \times 10$  un schéma classique « Upwind Difference » a été utilisé, car la convergence n'était pas possible avec le schéma MARS. Pour l'étude dynamique du transport de polluant, l'indépendance des résultats a été atteinte avec un pas de temps de  $0,01 \text{ s}$ . Les maillages et types de modèles utilisés sont identiques à ceux utilisés dans l'étude concernant la prédiction des champs de vitesse d'air présentée en début de cette section.

---

5. Monotone Advection and Reconstruction Scheme

FIG. 2.31 – Écoulement obtenu par le modèle zonal  $6 \times 6$ FIG. 2.32 – Écoulement obtenu par le modèle RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$ 

### 2.4.3.2 Convection forcée

Nous présentons dans un premier temps les résultats obtenus dans le cas des conditions de convection forcée.

#### • Allure de l'écoulement

Les figures 2.31 et 2.32 présentent les allures d'écoulement obtenues par un modèle zonal  $6 \times 6$  et par le modèle RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$ , respectivement. Nous observons dans la figure 2.31 que la zone de jet est représentée convenablement par le modèle spécifique utilisé dans l'approche zonale. En revanche, la structure de l'écoulement dans le reste de la pièce ne traduit pas convenablement l'entraînement du jet visible dans les résultats du modèle RANS  $k-\epsilon$  (figure 2.32).

#### • Prédiction des concentrations

Basé sur l'écoulement stationnaire prédit par les trois types de modèles (nodal, zonal et RANS  $k-\epsilon$ ) nous avons alors cherché à déterminer l'évolution de la concentration en élément polluant au cours du temps en trois points particuliers situés à la hauteur de respiration d'occupants en position assise dans ce local ( $h = 80$  cm). Ces trois points de présentation des résultats ainsi que la hauteur du plan de respiration sont symbolisés sur la figure 2.30.

#### Injection du polluant dans le système de ventilation

La figure 2.33 présente l'évolution de la concentration en sarin au cours du temps aux trois points du plan de respiration dans le cas où l'injection du polluant a lieu dans le système de ventilation. Dans ces conditions, le gaz polluant s'introduit dans le local par l'intermédiaire de

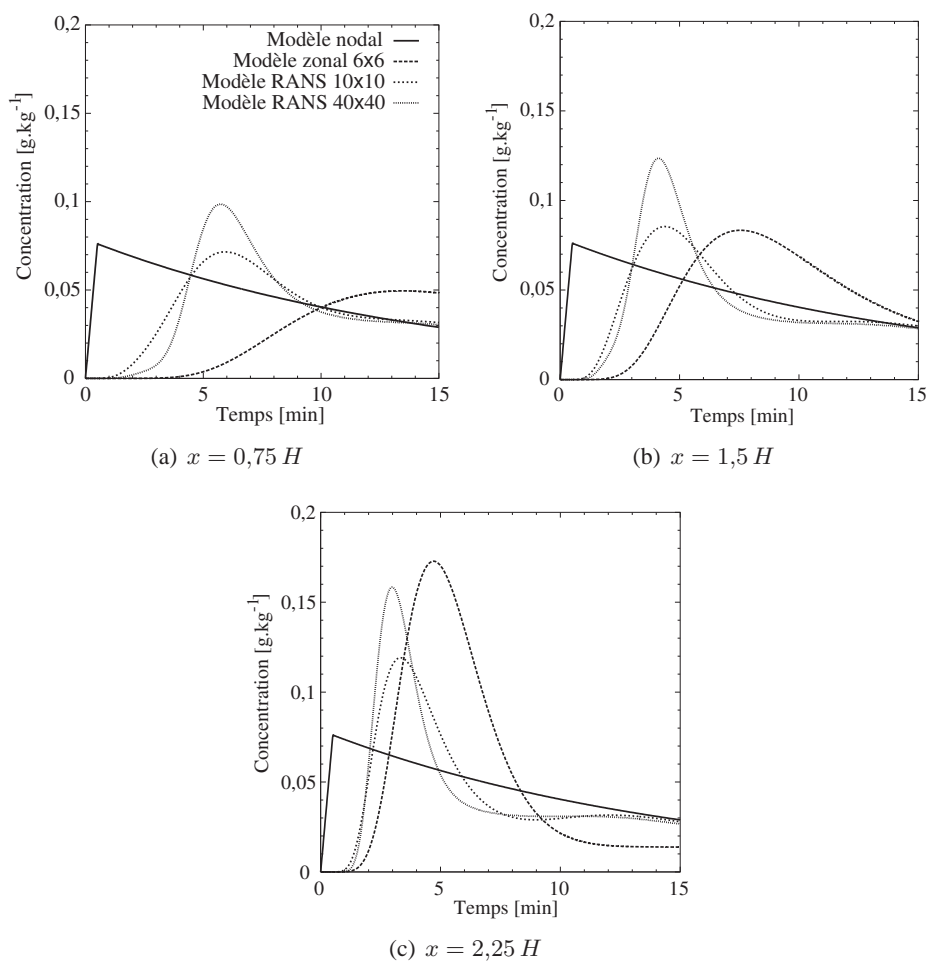


FIG. 2.33 – Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans le système de ventilation

l'air soufflé. On observe que la concentration en polluant reste nulle aux trois points durant au moins la première minute de la simulation pour tous les modèles excepté pour l'approche nodale. En effet dans l'approche nodale, tout l'air de la pièce est instantanément mélangé. L'entrée de polluant par le diffuseur entraîne donc une augmentation immédiate de la concentration qui est uniforme dans la pièce. Par contre, pour les autres modèles permettant d'appréhender avec différents niveaux de précision le détail dans le local, on observe qu'au moins une minute est nécessaire pour transporter le polluant du diffuseur jusqu'aux trois « sondes » situées dans le plan de respiration des occupants. De plus, on peut observer que pour les mêmes raisons, la méthode nodale sous-estime le pic de concentration dans la zone d'occupation. Pour les autres méthodes, on observe que le « temps de mélange », temps au bout duquel les concentrations aux trois points deviennent proches les unes des autres, est de l'ordre de 10 min.

Les allures de l'écoulement présentées dans les figures précédentes permettent de visualiser le parcours emprunté par le polluant avant d'atteindre les trois points où sont effectuées les com-

paraisons de concentration. De ce fait on peut expliquer que le pic de concentration est retardé entre les points  $x = 2,25 H$  et  $x = 0,75 H$  pour les prédictions des différents modèles détaillés. En effet la première sonde qui détecte le passage du panache de polluant est celle située la plus à droite du local ( $x = 2,25 H$ ). L'amortissement du pic s'explique alors par la dilution du polluant vers le reste du local due aux effets de diffusion.

Si l'on cherche à comparer les prédictions des différents modèles détaillés, nous observons que le modèle zonal prédit un pic légèrement plus tard (au point  $x = 2,25 H$ ) que les modèles RANS  $k-\epsilon$  pour lesquels le pic est prévu quasiment au même moment aux trois points considérés. Ce retard du pic prédit par le modèle zonal est dû à une sous-estimation des vitesses dès la sortie du modèle de jet, à proximité de la paroi opposée au diffuseur d'air. Cette sous-estimation des vitesses dans la partie basse du local, explique ce retard croissant du pic prédit par le modèle zonal, au fur et à mesure que le polluant se déplace vers l'origine de l'axe ( $Ox$ ) et elle explique également la lenteur avec laquelle la concentration diminue dans le temps (notamment au point  $x = 0,75 H$ ).

Si nous observons maintenant avec plus de précision les prédictions des modèles RANS  $k-\epsilon$ , nous notons que les résultats du modèle  $10 \times 10$  présentent un pic plus amorti que celui prédit par le modèle  $40 \times 40$ . Cette différence provient du fait de la grande dimension des mailles du modèle  $10 \times 10$  (de l'ordre de 30 cm sur l'axe vertical). En effet une telle dimension de maillage induit des erreurs importantes lors du calcul des gradients, que ce soit des valeurs vectorielles ou scalaires. Une telle erreur sur les schémas de discrétisation induit une diffusion artificielle des grandeurs calculées. Ce biais numérique introduit dans la solution est communément appelé « diffusion numérique » (Pour de plus amples explications concernant ce phénomène se reporter à l'ouvrage de PATANKAR (1980)). Ce surcroît de diffusion du polluant dans l'air entraîne alors l'apparition du pic plus tôt dans le temps avec une amplitude plus faible comparée aux résultats du modèle  $40 \times 40$ .

#### Injection du polluant dans la pièce

Dans les mêmes conditions thermiques et aérauliques que précédemment, nous avons étudié un second scénario d'injection du gaz polluant qui dans ce cas est directement introduit dans le local avec une source identique au scénario précédent à savoir 1 g de sarin injecté sur une période de 30 s. De façon à mettre en évidence l'importance de la prédiction du détail de l'écoulement dans l'espace proche de la source, nous avons placé cette source à proximité de la bouche de reprise d'air du local au point de coordonnées  $x = 2,5 H$  et  $z = 0,0833 H$ .

La figure 2.34 présente l'évolution au cours du temps de la concentration en élément polluant aux trois mêmes points de la zone d'occupation lorsque le polluant est injecté dans la pièce et pour les différents modèles utilisés précédemment (nodal, zonal, RANS  $k-\epsilon$ ). Il est à noter que

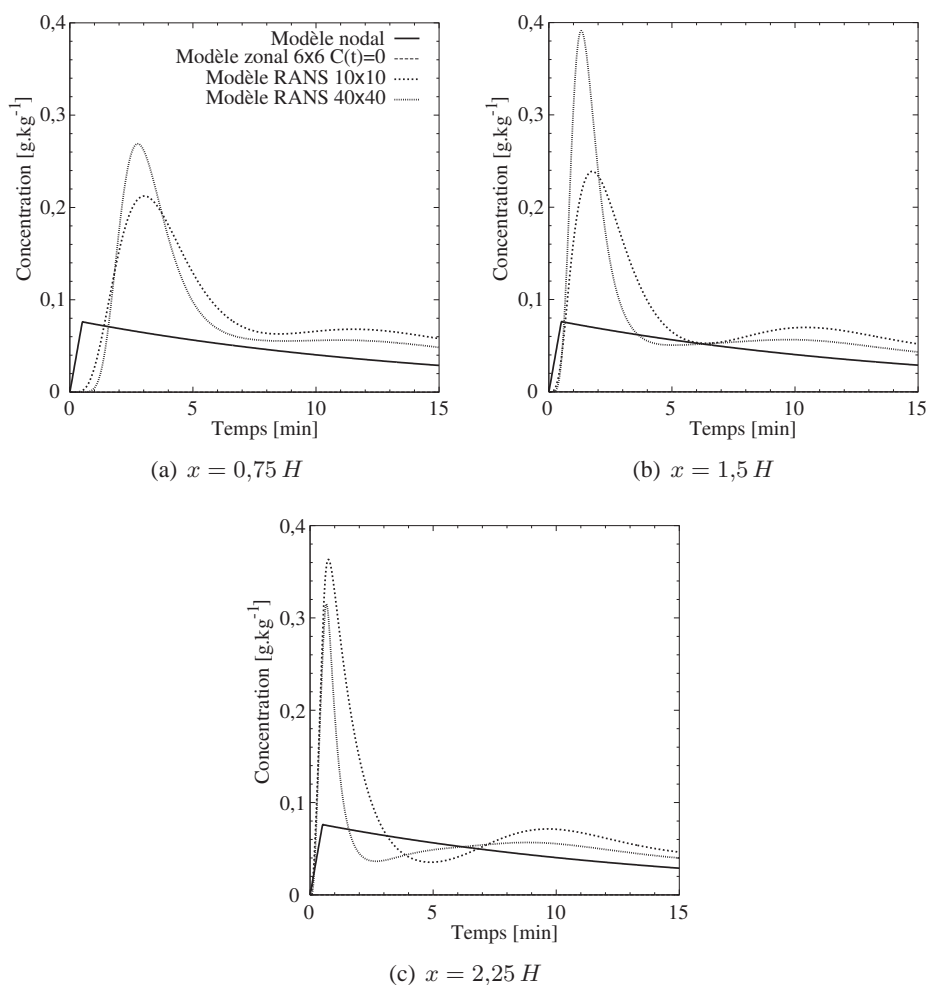


FIG. 2.34 – Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans la pièce

le modèle zonal prédit une concentration nulle aux trois points considérés. Ceci est dû à la nature de l'écoulement déterminé par ce modèle. En effet dans la zone d'injection du polluant, l'air circule en direction de la bouche de sortie, ce qui a pour effet d'évacuer de la pièce la totalité du polluant. Pour les modèles RANS  $k-\epsilon$  à maillage grossier et conventionnel on observe le même comportement que précédemment concernant l'amortissement du pic de concentration.

A partir de ces résultats d'évolution de la concentration dans la zone de respiration des occupants, nous avons cherché à évaluer l'exposition des occupants afin d'estimer le risque pour leur santé.

### • Exposition des occupants

L'exposition des occupants au point  $i$  de la zone de respiration et à l'instant  $t_{exp}$  peut être calculée de la façon suivante :

$$E = \int_0^{t_{exp}} \rho_{air,i} C_i(t) dt \quad (2.79)$$

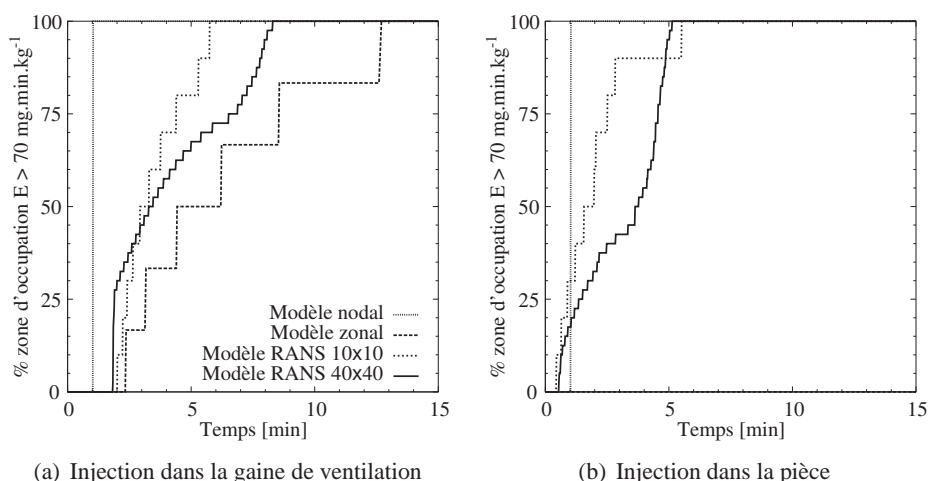


FIG. 2.35 – Pourcentage de la zone d'occupation ayant atteint  $E > 70 \text{ mg.min.kg}^{-1}$

Il s'agit donc de l'intégrale au cours du temps du produit de la densité de l'air et de la concentration du polluant au point considéré.

De façon à rendre la présentation des résultats plus concise, nous avons cherché à déterminer le pourcentage de la zone d'occupation pour lequel l'exposition des occupants a atteint le seuil léthal pour 50 % des occupants ( $70 \text{ mg.min.kg}^{-1}$  dans le cas du sarin). La figure 2.35 présente ces résultats pour les deux scénarios d'injection.

Ne disposant que d'un point de calcul dans l'approche nodale, 100 % de la zone d'occupation atteint brutalement le seuil critique d'exposition au bout d'environ 1 min, et ce pour les deux scénarios d'injection. En revanche, les prédictions des modèles zonaux et RANS  $k-\epsilon$  ont respectivement 6, 10 et 40 points de calcul dans le plan de respiration. La transition vers un seuil critique atteint dans la totalité du domaine occupé se fait alors de façon plus progressive.

Dans le cas où l'injection de sarin a lieu dans le système de ventilation (figure 2.35(a)), le seuil critique d'exposition de  $70 \text{ mg.min.kg}^{-1}$  commence à être atteint aux alentours de 2 min après le début de l'injection pour les trois modèles permettant de calculer le détail de la dispersion dans le local. En revanche la valeur de 100 % de la zone de respiration est atteinte pour des temps très différents : de l'ordre de 6 min pour le modèle RANS  $k-\epsilon 10 \times 10$ , un peu plus de 8 min pour le modèle RANS  $k-\epsilon 40 \times 40$  et enfin un peu moins de 13 min pour le modèle zonal. D'après l'étude de l'évolution de la concentration aux trois points de la zone de respiration et pour les différents modèles (figure 2.34), nous pouvons expliquer que l'exposition augmente plus rapidement pour le modèle RANS  $k-\epsilon 10 \times 10$  que pour le modèle  $40 \times 40$  du fait des effets de diffusion numérique. L'augmentation plus rapide de l'exposition aux différents points fait que le seuil mortel est alors atteint plus tôt pour le maillage  $10 \times 10$  que pour le maillage  $40 \times 40$ . Concernant la prédiction du modèle zonal, le seuil critique est atteint dans tout le local



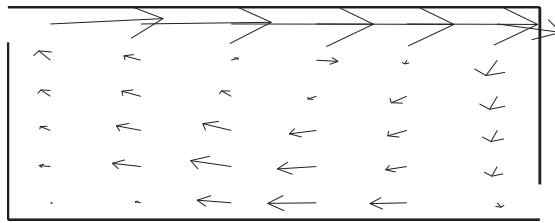
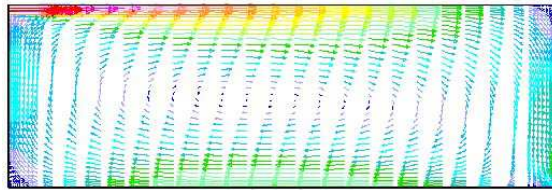
plus tard que pour les deux modèles précédents. Ceci s'explique par la sous-estimation du champ des vitesses dans la zone d'occupation. En effet nous avons observé que la concentration en polluant augmentait lentement au point  $x = 0,75 H$ . De ce fait, l'exposition tarde à atteindre le seuil critique dans la partie gauche de la zone d'occupation (proche de la paroi où est placée la bouche de soufflage).

Lorsque la source de polluant est localisée au sein de la pièce, le temps nécessaire pour atteindre le seuil critique dans la totalité de la pièce prédit par le modèle nodal est du même ordre de grandeur (environ 1 min) que dans le scénario d'injection précédent. En revanche, le modèle zonal ne prédit aucune exposition des occupants. En effet nous avons observé que ce modèle prédisait une concentration nulle quelque soit le temps passé après l'injection. Quant aux modèles RANS  $k-\epsilon$ , tous deux estiment les conditions critiques dans la totalité du plan de respiration aux environs de 5 min. Néanmoins, le taux est estimé en avance de 1 à 2 min, pour des valeurs comprises entre 20 et 90 % par le modèle  $10 \times 10$ . De même que précédemment, cette avance dans le temps provient du surcroît de diffusion induit par le biais numérique résultant de la taille excessive des mailles de ce modèle.

D'une manière générale si nous observons les prédictions du modèle RANS  $k-\epsilon 40 \times 40$ , il est à noter que le seuil critique est atteint le plus rapidement dans toute la zone de respiration lorsque le polluant est injecté dans la pièce. Aussi, les prédictions du modèle plus grossier (RANS  $10 \times 10$ ), permettent d'avoir une estimation assez satisfaisante des résultats pour des temps de calcul plus courts que pour le modèle  $40 \times 40$ , et ceci pour les deux scénarios d'injection. En effet si l'on souhaite protéger les occupants contre ce type de gaz, il est important d'être capable d'estimer leur exposition. Et même si pour les deux cas étudiés, les résultats du modèle  $10 \times 10$  ne concordent pas toujours correctement avec les résultats du modèle  $40 \times 40$ , il est important de noter que, dans ce cas, l'erreur commise est toujours préventive pour les occupants, car le seuil critique est toujours atteint en avance. Ainsi, ce type de calcul simplifié, pourrait être utile à l'établissement de procédures d'intervention pour le secours ou l'évacuation des occupants d'un bâtiment soumis à ce type de conditions.

### 2.4.3.3 Convection mixte

L'étude précédente a été faite en écoulement isotherme. Nous avons alors souhaité approfondir celle-ci en ajoutant une contrainte thermique dans ce même local, afin d'y étudier l'exposition des occupants pour les deux mêmes scénarios d'injection que précédemment. Cette contrainte simulant les effets d'apports solaires sur une partie du sol consiste à imposer une température de surface de  $25^\circ\text{C}$  sur la moitié droite du plancher. La température de l'air injecté est quant à elle de  $20^\circ\text{C}$ . L'ensemble des autres parois de la pièce sont supposées adiabatiques.

FIG. 2.36 – Écoulement obtenu par le modèle zonal  $6 \times 6$ FIG. 2.37 – Écoulement obtenu par le modèle RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$ 

#### • Allure de l'écoulement

Nous présentons dans un premier temps, les écoulements obtenus pour les modèles zonaux et RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$ . Les figures 2.36 et 2.37 présentent ces résultats. Dans cette étude, le modèle zonal standard a également été enrichi par un modèle de jet (RAJARATNAM, 1976). On observe que dans ce cas, ce modèle prédit une large recirculation de l'air dans le local qui est en accord satisfaisant avec les résultats du modèle RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$  bien que la hauteur de l'axe neutre (point de changement de signe des vitesses horizontales) semble surestimé.

#### • Prédiction des concentrations

Dans ces conditions thermiques et aérauliques, nous avons étudié les deux mêmes scénarios d'injection du polluant que dans l'étude isotherme. Avant de présenter les résultats de l'exposition des occupants, nous allons comparer l'évolution de la concentration aux trois points suivants situés dans le plan de respiration des occupants en position assise ( $h = 80$  cm) :  $x = 0,75 H$ ,  $x = 1,5 H$  et  $x = 2,25 H$ .

##### Injection du polluant dans le système de ventilation

La figure 2.38 présente l'évolution de la concentration au cours du temps, lorsque le gaz polluant est injecté dans le système de ventilation. Dans ces conditions, le gaz entre dans le local par la bouche de diffusion d'air et circule ensuite dans la pièce. De même que dans l'étude précédente, on observe que la concentration reste nulle aux trois points durant au moins la première minute de simulation pour tous les modèles, excepté le modèle nodal. Cette expérience numérique, met à nouveau en évidence les limites de l'hypothèse de mélange parfait et instantané qui est faite dans ce type de modèles.

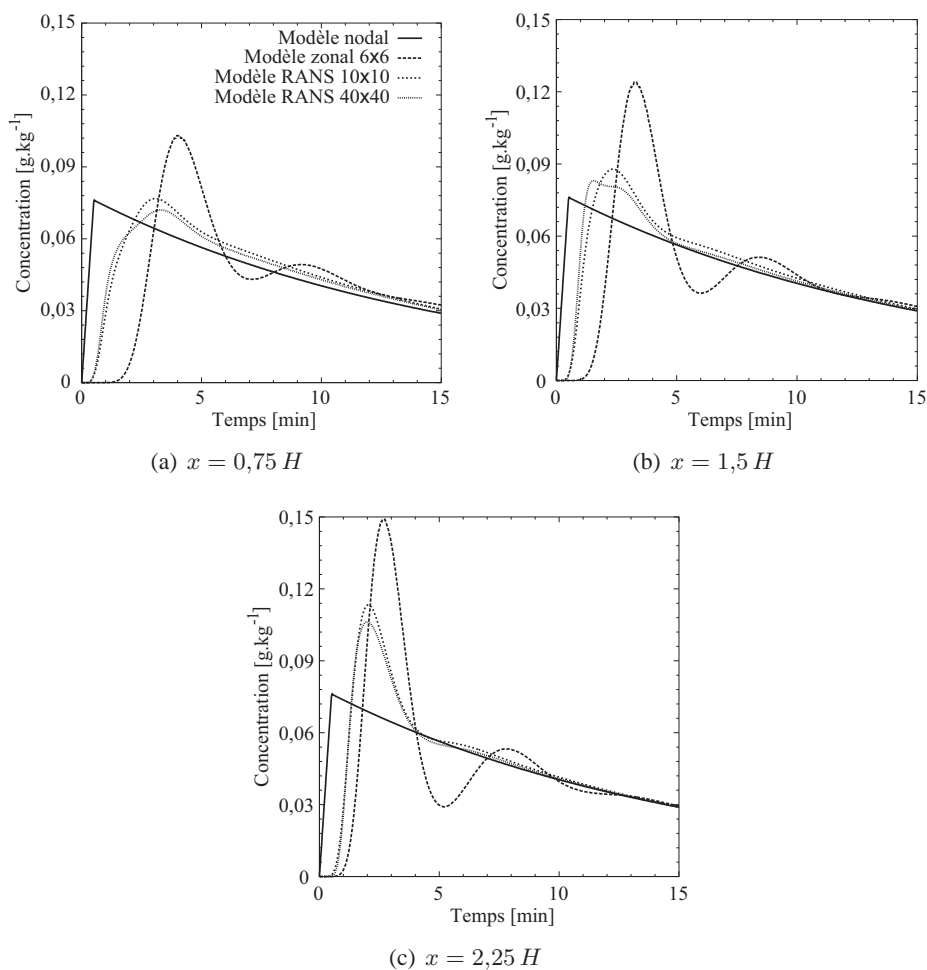


FIG. 2.38 – Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans le système de ventilation

En revanche, le pic de concentration observé pour les modèles RANS  $k-\epsilon$  est proche de la valeur prédite par le modèle nodal à la fois quant à son intensité et à sa position dans le temps. En effet, dans ces conditions de convection mixte, l'intensité de l'écoulement est plus importante que dans le cas isotherme, le pic se produit donc plus tôt dans le temps. Aussi, pour la même raison la dispersion dans la pièce est plus rapide, ce qui se traduit par une amplitude moindre du pic de concentration. On observe de plus que dans ces conditions, l'écart entre les résultats des modèles RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$  et  $10 \times 10$  ne sont pas significatifs. Ceci signifie que dans ces conditions, l'erreur due à la diffusion numérique bien que présente a un faible effet sur les résultats. Du fait de l'intensité de l'écoulement, les termes convectifs sont donc prépondérants sur les termes de diffusion dans l'équation de transport du gaz polluant.

Enfin, on observe une nette amélioration des résultats du modèle zonal par rapport à l'étude précédente. En effet la tendance sur la position et l'amplitude du pic est respectée entre le point  $x = 2,25 H$  et le point  $x = 0,75 H$ , c'est-à-dire une amplitude de plus en plus faible et légè-

rement retardée. Néanmoins le retard au point  $x = 0,75 H$  présente un écart de l'ordre de 2 min avec les prédictions des modèles RANS  $k-\epsilon$ . Cet écart provient ici aussi d'une légère sous-estimation du champ des vitesses horizontales en partie basse de la pièce par le modèle zonal.

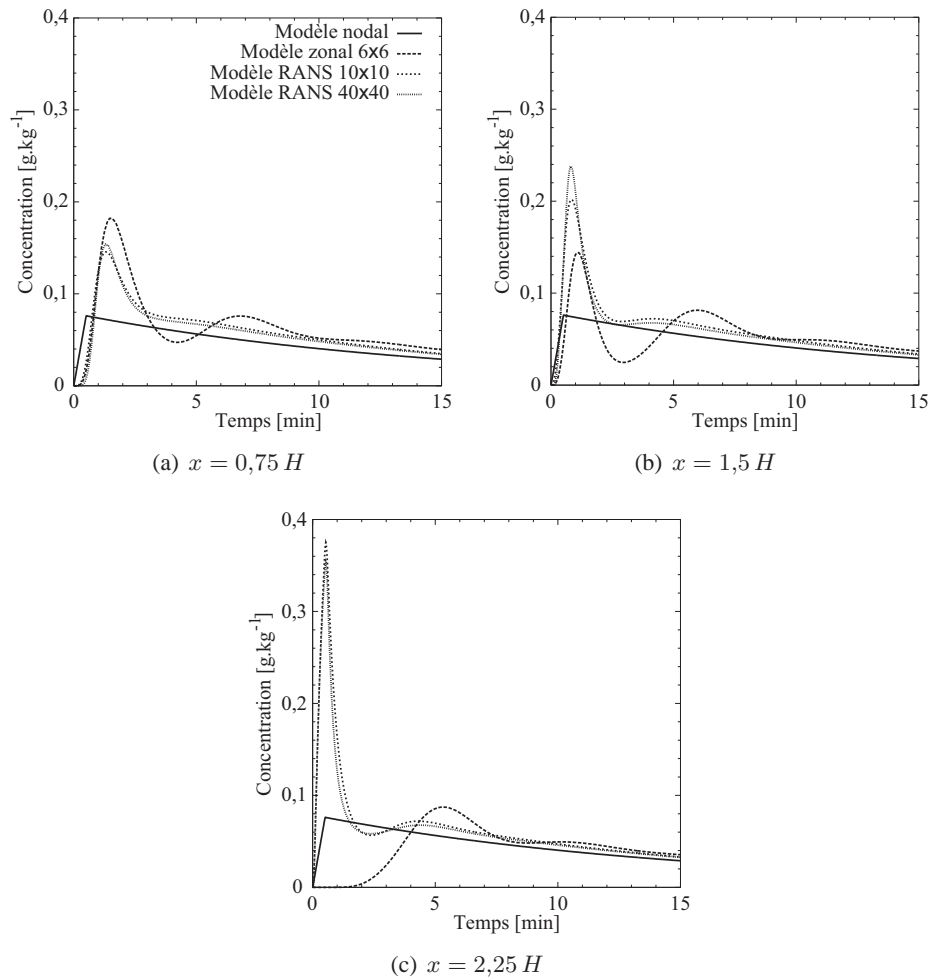


FIG. 2.39 – Concentrations obtenues pour une injection de polluant dans la pièce

#### Injection du polluant dans la pièce

La figure 2.39 présente l'évolution de la concentration aux trois mêmes points que précédemment dans le cas où l'injection du gaz polluant est effectuée dans la pièce. Nous pouvons observer que les prédictions des deux modèles RANS  $k-\epsilon$  sont très proches aux points de la comparaison. Encore une fois, du fait de la grande intensité de l'écoulement, les termes convectifs dominent le transport du polluant, et l'erreur induite par la diffusion numérique est peu visible sur ces résultats.

On observe ensuite que le modèle zonal prédit les pics de concentration de manière satisfaisante par rapport aux résultats des modèles RANS  $k-\epsilon$ , excepté en  $x = 2,25 H$ . En ce point, le détail de l'écoulement prédit par le modèle zonal joue un grand rôle. En effet l'écoulement

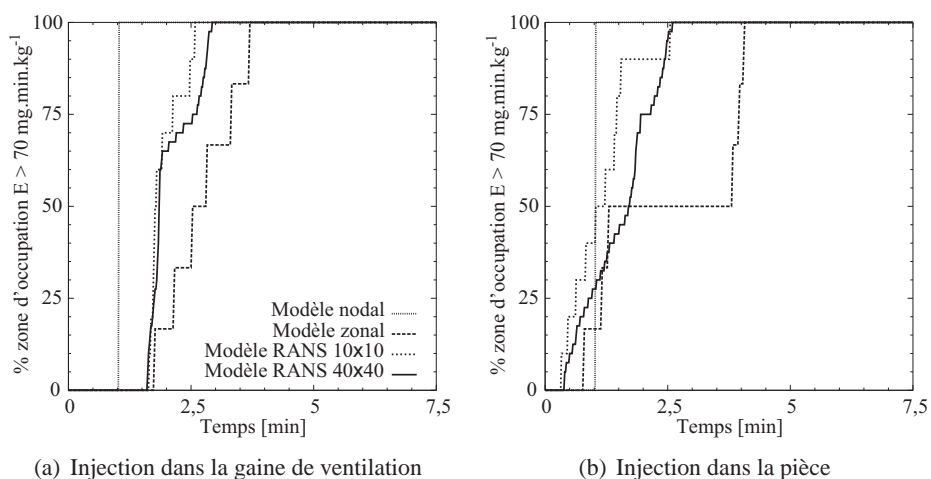


FIG. 2.40 – Pourcentage de la zone d'occupation ayant atteint  $E > 70 \text{ mg}\cdot\text{min}\cdot\text{kg}^{-1}$

transporte le polluant directement vers la cellule voisine de celle de la source, vers la gauche de la pièce. Ce qui permet d'observer le premier pic en  $x = 1,5 H$ , puis le second un peu plus tard au point  $x = 0,75 H$ . Le polluant passe donc littéralement en dessous de la sonde située au point  $x = 2,25 H$  qui ne verra apparaître le polluant que lorsqu'il aura circulé tout autour de la pièce. C'est pourquoi le pic n'est visible qu'aux environs de la 5<sup>e</sup> minute. Il est à noter également qu'un terme de diffusion est présent dans le modèle de transport du polluant. Or pour le moment, seule la diffusion moléculaire a été prise en compte. Et comme le montrent les résultats des modèles RANS  $k-\epsilon$ , la concentration en ce point fait apparaître un pic bref mais d'une grande intensité. C'est donc que les termes de flux de polluant par diffusion turbulente, caractérisés dans ce type de modèles, jouent ici un rôle important dans le phénomène de dispersion.

#### • Exposition des occupants

Nous présentons enfin les résultats concernant l'exposition des occupants dans ces conditions de convection mixte. La figure 2.40 présente le pourcentage de la zone de respiration où l'exposition a atteint le seuil critique de  $70 \text{ mg}\cdot\text{min}\cdot\text{kg}^{-1}$  pour lequel la dose est mortelle pour 50 % de la population.

On peut observer que pour les deux scénarios d'injection, le temps pour atteindre le seuil dans la totalité de la zone de respiration est bien plus court que dans le cas précédent où l'écoulement était isotherme. Ceci est dû à l'augmentation de l'intensité de l'écoulement, qui se traduit par une accélération du phénomène de dispersion. Pour les deux scénarios, le taux de 100 % est atteint en à peine 2,5 min pour les prédictions des modèles RANS  $k-\epsilon$ , alors que le modèle zonal estime que ce taux est atteint approximativement 1 min 30 s plus tard.

Il est à noter que dans ces conditions thermiques et aérauliques, les prédictions entre les

deux modèles RANS  $k-\epsilon$  sont assez proches l'une de l'autre, et ceci pour les deux scénarios d'injection. Le modèle RANS  $k-\epsilon$  à maillage grossier est alors un outil utile pour l'estimation des champs de concentration et de l'exposition des occupants à un gaz polluant dans un local soumis à des conditions de convection mixte.

#### 2.4.3.4 Conclusion

Cette étude nous a permis de comparer l'aptitude de différentes approches de modélisation à prédire l'exposition des occupants dans un local ventilé soumis à deux types de conditions thermiques et aérauliques, et pour deux scénarios d'injection.

Les résultats ont tout d'abord montré les limites de l'hypothèse de mélange parfait et instantané faite dans l'approche nodale. En effet ses prédictions sous-estiment le pic de concentration dans certaines parties du local et surestiment dans le même temps l'exposition des occupants. Bien que dans le cas de convection mixte, le phénomène de dispersion soit plus rapide, cette approche est mise en défaut lorsque le polluant est injecté dans le local. Cette étude montre donc bien l'importance de représenter les détails de l'environnement intérieur pour une estimation plus précise de l'exposition des occupants.

Ensuite, nous avons observé une nette amélioration des prédictions du modèle zonal pour la cavité soumise aux conditions de convection mixte. En effet, l'allure de l'écoulement prédit est plus précise qu'en conditions isothermes. Et de ce fait les résultats d'exposition des occupants donnent une estimation satisfaisante comparée aux résultats des modèles RANS  $k-\epsilon$ .

Bien que des réserves puissent être émises quant à la qualité des prédictions faites à l'aide du modèle RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$ , pour lequel le maillage a permis d'obtenir une indépendance des résultats par rapport à la grille, nous avons pris ces résultats comme référence pour cette étude de transport de polluant. Pour ce modèle, les résultats d'exposition ont montré que la totalité de la zone de respiration atteint un seuil mortel pour 50 % de la population en des temps variant de 2 min 30 s à 8 min 15 s. Ainsi, on peut observer que lorsque l'intensité de l'écoulement est faible (cas isotherme), la position de la source joue un rôle important sur la dynamique de la dispersion. Dans ces conditions, le seuil critique est atteint dans la totalité de la zone en 5 min lorsque l'injection est faite au sein de la pièce alors que lorsqu'elle est réalisée dans le système de ventilation, ce seuil n'est atteint que 8 min et 15 s après le début de l'injection. A l'inverse, lorsque l'intensité de l'écoulement est plus élevée, ici dans les conditions de convection mixte, ce temps est quasiment identique pour les deux scénarios d'injection (entre 2 min 40 s et 3 min).

Si l'on compare les résultats obtenus pour les deux maillages du modèle RANS  $k-\epsilon$ , on observe que les erreurs sur la prédiction de l'exposition, dues aux effets de la grosseur des mailles sont importantes dans le cas où l'intensité de l'écoulement est faible, c'est-à-dire lorsque les

phénomènes diffusifs peuvent être prépondérants sur les phénomènes convectifs. Dans ce cas, même si l'exposition des occupants n'est pas prédite de façon précise, il faut noter que celle-ci est surestimée, ce qui conduira à des mesures préventives pour les occupants. Par contre, lorsque l'intensité de l'écoulement est plus importante, les deux maillages produisent des résultats assez proches.

En conclusion, nous pouvons affirmer qu'il serait risqué de prétendre décrire les phénomènes de transport de polluant à l'aide d'un modèle nodal ou zonal, lorsque l'on souhaite obtenir une estimation de l'exposition des occupants à un gaz dangereux. Car ce type d'étude repose sur l'aptitude du modèle à prédire de manière satisfaisante l'allure et l'intensité de l'écoulement. Il semble qu'en revanche les modèles RANS  $k-\epsilon$  à mailles grossières soient en mesure de fournir une estimation relativement fiable et ceci pour des temps de calcul plus courts que les méthodes RANS  $k-\epsilon$  à maillage conventionnel.

Néanmoins, nous pouvons préconiser quelques orientations de travaux de recherche concernant l'étude de la suppression de diffusion numérique. Il serait également intéressant de comparer nos résultats avec des modèles CFD plus fiables tels que LES ou DNS afin de lever l'incertitude sur nos résultats de référence obtenus à l'aide d'un modèle RANS  $k-\epsilon$   $40 \times 40$ . Enfin, un travail de recherche est nécessaire pour donner une méthodologie permettant d'estimer *a priori* la densité minimale de la grille (voire sa géométrie) liée à un intervalle de confiance sur les résultats.

## 2.5 Conclusions

Ce chapitre nous a permis de présenter les différents niveaux de finesse disponibles pour la modélisation des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment ou dans une pièce particulière de celui-ci. Les différentes applications comparatives entre les méthodes nodales, zonales et RANS  $k-\epsilon$ , nous ont permis de mettre en évidence leur domaine d'application en fonction des besoins du modélisateur.

Dans un premier temps, nous avons observé qu'il est important de vérifier la validité de l'hypothèse de mélange parfait et instantané utilisée par l'approche nodale. En effet nous avons démontré que celle-ci peut se révéler inadaptée : lorsque des sources de chaleur ou de polluant sont localisées, pour la représentation de grands volumes, ou quand les détails de l'écoulement créent des sous-zones indépendantes dans le local. Dans de telles conditions, des zones particulières du bâtiment devront être traitées à l'aide de méthodes de simulation permettant d'appréhender le détail de l'environnement intérieur.

Ainsi, dans cette optique, nos résultats montrent que l'approche zonale est bien adaptée à l'estimation de l'évolution dynamique des champs de température en vue de la prédiction du confort thermique. En revanche cette approche n'est pas en mesure de représenter de manière satisfaisante les détails de l'écoulement en conditions isothermes. Nous avons montré que la méthode RANS  $k-\epsilon$  à mailles grossières se révèle être une bonne alternative, et ceci pour des temps de calculs restant raisonnables pour des problèmes bi-dimensionnels.

Enfin, pour l'étude de la dispersion de gaz polluants ou toxiques dans les bâtiments, nous avons montré que les résultats d'exposition des occupants dépendent fortement de la capacité de la méthode de simulation utilisée à caractériser correctement la structure et l'intensité de l'écoulement dans un local. Ainsi, nous avons pu observer les limites de l'approche zonale, et démontrer l'intérêt d'utiliser des modèles RANS  $k-\epsilon$  à mailles grossières pour une estimation rapide et approchée des résultats.

Il nous faut donc maintenant proposer un environnement permettant d'assembler ces différentes méthodes de simulation pour la représentation d'un même bâtiment. Ainsi, dans le chapitre suivant, nous allons justifier le choix des environnements retenus pour la résolution des différents modèles, ainsi que les approches de couplages numériques mis en œuvre entre les différents modèles pour la représentation des phénomènes de transfert de masse et de chaleur au sein des bâtiments.





## Chapitre 3

# Intégration dans la plate-forme SIMSPARK

---

Dans ce chapitre, nous présentons dans un premier temps le cheminement effectué pour le choix de l'environnement de développement des modèles. Ensuite, nous présentons les divers développements qui ont été nécessaires à l'élaboration d'un outil intégré permettant d'automatiser la génération de problèmes pour SPARK, la sélection des modèles, la construction du simulateur et enfin la représentation graphique des résultats. Enfin nous présentons différentes approches de couplage entre les différents niveaux de finesse.

---



Dans le chapitre précédent, nous avons présenté les différents modèles retenus pour la simulation des transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments. Nous avons également souligné l'intérêt de disposer d'un environnement de simulation permettant de moduler le niveau de finesse dans la représentation de chacune des zones du bâtiment. Dans ce chapitre, nous allons exposer la démarche accomplie pour la sélection des environnements de simulation nécessaires à la mise en œuvre des différentes méthodes de modélisation. Cette démarche nous a amené à développer un environnement original nommé SIMSPARK, permettant de faciliter la construction des simulations ainsi que la représentation graphique des résultats. Enfin dans une dernière partie, nous présenterons les grands principes de couplage entre les différents niveaux de finesse retenus.

### 3.1 Le choix d'un environnement de simulation

La première difficulté pour la réalisation de simulations est de trouver un environnement adapté à ses objectifs. Dans notre cas, il s'agit de trouver un environnement de simulation permettant la mise en œuvre de modèles de niveaux de finesse différents pour la représentation d'un bâtiment. Avant de dresser l'état des lieux des environnements existants, nous allons tenter de classer les équations que nous souhaitons résoudre.

#### 3.1.1 Classification des équations

Les différentes méthodes de modélisation que nous avons retenues sont les méthodes : nodales, zonales et RANS  $k-\epsilon$ . Au travers de leur domaine d'application et de la nature des modèles utilisés il est possible de regrouper ces différentes méthodes en deux catégories de niveaux de finesse :

- Grossiers et intermédiaires ;
- Fins et très fins.

La tableau 3.1 présente cette classification en détails. Dans un premier temps, les méthodes nodales et zonales permettent toutes deux l'étude des performances des bâtiments dans leur ensemble en y associant leurs systèmes énergétiques, alors que les techniques CFD sont essentiellement adaptées à des études fines de zones particulières d'un bâtiment et sur des périodes de temps limitées. Les modèles associés aux méthodes nodales et zonales sont des lois de conservation intégrées sur des grands volumes alors que les méthodes RANS  $k-\epsilon$  requièrent la résolution des équations de NAVIER-STOKES moyennées en temps auxquelles il faut ajouter deux équations pour la détermination des quantités turbulentes. Ainsi nous pouvons dégager deux grandes familles de systèmes d'équations à résoudre pour ces deux catégories de niveaux de finesse. Pour

TAB. 3.1 – Classification des niveaux de finesse

Niveaux de finesse	Grossier et intermédiaire	Fin et très fin
Méthodes	Nodale et Zonale	Techniques CFD
Domaine d'application	Simulation des performances des bâtiments	Etudes fines de zones spécifiques et limitées dans le temps
Modèles	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lois de conservations intégrées sur de grands volumes</li> <li>• Comportement des systèmes</li> <li>• Lois de contrôle des systèmes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Équations locales de NAVIER-STOKES pour un fluide incompressible</li> <li>• Modélisation de la turbulence</li> </ul>
Types d'équations	Équations algébriques et différentielles ordinaires essentiellement	Équations aux dérivées partielles
Type d'environnements de simulation	Général	Dédié à la mécanique des fluides numérique

les niveaux grossiers et intermédiaires les équations des modèles sont essentiellement algébriques et différentielles ordinaires alors que pour les niveaux fins et très fins, il s'agit de résoudre des systèmes d'équations aux dérivées partielles.

De par la nature des équations, nous pouvons donc conclure quant au choix de l'environnement de simulation pour la mise en œuvre de leur résolution. Ainsi, pour les méthodes nodales et zonales, nous pourrions nous orienter vers un environnement de simulation généraliste permettant la mise en œuvre de tels systèmes algébriques et différentiels. Par contre, ce type d'outil ne sera pas adapté à la résolution des équations aux dérivées partielles requise pour les techniques RANS  $k-\epsilon$ . Dans ce cas, nous utiliserons des codes de calculs commerciaux disposant de méthodes robustes car spécifiques à ce type de problèmes.

La question maintenant est de savoir quel environnement généraliste choisir pour la mise en œuvre des méthodes nodales et zonales, en vue de leur couplage avec un outil commercial CFD. Dans la partie suivante, nous décrivons les différents types d'environnements de la simulation des performances des bâtiments afin de justifier notre choix.

### 3.1.2 Environnements existants

Un très grand nombre d'outils de simulation ont été développés jusqu'ici. Le site internet du DEPARTMENT OF ENERGY américain ne recense pas moins de 248 outils ([http://www.eren.doe.gov/buildings/tools\\_directory/](http://www.eren.doe.gov/buildings/tools_directory/)) destinés à l'étude des performances des bâtiments ou au dimensionnement des systèmes énergétiques de ventilation, de chauffage et de climatisation dont nous pouvons citer par exemple : COMIS, DOE2, BLAST, CONTAM, TRNSYS, CLIM2000, HVACSYM+, IDA, ESP-R, ENERGY+, SIMULINK, SPARK, etc.

Parmi cet ensemble, nous pouvons dégager trois grandes catégories de codes ou environnements :

- monolithiques ;
- modulaires ;
- basés sur les systèmes d'équations.

Dans cette partie nous allons donc présenter ces trois catégories, en citant quelques exemples proches de nos besoins, mais surtout en insistant sur les points forts et les limites de ces outils par rapport à nos objectifs à court et moyen terme.

### 3.1.2.1 Environnements monolithiques

Par le terme monolithique nous entendons que les codes de calcul ou environnements de simulation sont conçus d'un seul bloc algorithmique pouvant répondre aux besoins de l'utilisateur. Ceux-ci peuvent s'étendre de la spécification du problème à la mise en forme des résultats. Parmi ce type d'outils nous pouvons citer par exemple DOE-2 et BLAST.

Même s'il est difficile de généraliser à tous les codes, nous pouvons néanmoins affirmer que ces environnements sont caractérisés par :

- un ensemble de fonctionnalités définies lors de la conception et difficiles à étendre ou modifier ;
- des données d'entrée bien identifiées ;
- une interface utilisateur, souvent graphique ;
- leur efficacité et facilité d'utilisation.

Ce type de codes de calcul est en effet conçu pour répondre à un objectif initial précis en terme de simulation, qui se traduit par la mise en œuvre d'algorithmes pour formuler le problème et ensuite le résoudre pour un ensemble de conditions aux limites et initiales spécifiées lors de chaque simulation. La connaissance avec précision de ces objectifs fait que le concepteur du code informatique va pouvoir fixer de nombreuses hypothèses d'une part sur la manière de formuler le problème, mais surtout sur la mise en œuvre des techniques numériques qu'il pourra adapter au traitement de son problème. D'ailleurs ces deux opérations sont souvent imbriquées dans le code. Par exemple, dans le cas d'une formulation purement linéaire d'un problème de transferts de chaleur, on peut utiliser une méthode numérique spécifique aux systèmes linéaires. Et dans le cas où le code traite un bâtiment dans son ensemble, les couplages numériques ne s'opèrent que d'une pièce vers ses voisines et ponctuellement avec des pièces plus éloignées (au travers d'un système de chauffage par exemple). La formulation du problème aboutit alors à un système à matrice creuse (CLARKE, 1996). Par conséquent, on pourra encore une fois spécialiser la technique de résolution à ce type particulier de systèmes matriciels.

On comprend par conséquent que ce type de codes informatiques est particulièrement efficace pour répondre au problème qui lui est posé, et pour lequel les données d'entrée sont bien identifiées au départ. Aussi, ces outils se sont vus adjoindre une interface utilisateur, souvent graphique, permettant la saisie des données d'entrée ou leur sélection au sein d'une bibliothèque spécifique. Par conséquent, on peut souligner à la fois leur efficacité et leur facilité d'utilisation.

Cependant, les développeurs sont souvent face à des problèmes extrêmement complexes lorsqu'il s'agit de modifier ou étendre les fonctionnalités de ces outils, du fait des hypothèses prises lors de la conception du code, à la fois sur la formulation et sur les techniques de résolution numérique. Dans ces conditions, ils sont parfois dans l'impossibilité de mettre en œuvre correctement ces fonctionnalités (l'ajout de nouveaux modèles par exemple) et doivent se résoudre à des « bricolages » pour obtenir un résultat. Pour des développements à usage de recherche, ce type de conditions ne sont pas admissibles et il faut trouver des moyens de construire des architectures algorithmiques permettant l'évolution du code. C'est ce constat qui a motivé la conception de codes dits « modulaires ».

### 3.1.2.2 Environnements modulaires

Dans la littérature, une confusion est communément faite entre la « modularité » et l'« orientation objet » d'un code ou d'un langage. Afin de lever cette ambiguïté, SAHLIN (1996) propose la définition suivante : « *Dans un environnement modulaire, les modèles sont interchangeables pour le traitement d'un même phénomène ou système* ». Il souligne également que dans ce type d'environnements, la formulation du problème est indépendante de la procédure de résolution numérique. La démarche générale consiste à organiser un module tel une boîte noire recevant une liste d'arguments et retournant un ensemble de résultats. Il s'agit donc d'éléments orientés. L'assemblage de ces modules permet alors de réaliser le code de calcul. On sent bien l'intérêt de cette démarche qui vise à fragmenter le code développé en modules indépendants afin d'en faciliter la maintenance et la lisibilité, tout en offrant davantage de flexibilité pour l'évolution future du code.

Cependant, la modularité n'est pas forcément liée au type de langage de programmation utilisé pour le développement du code de calcul. En effet, la qualification d'orientation objet appartient à un langage qu'il soit de programmation ou de spécification (d'un problème par exemple). Ce type de langage possède les attributs suivants (ECKEL, 2000) :

- Encapsulation des données et des méthodes au sein de classes ;
- Héritage des classes ;
- Polymorphisme.

Le principe d'encapsulation des données et des méthodes consiste à rassembler les structures

de données ainsi que les fonctions ou procédures qui effectuent des traitements sur ces données dans une seule entité appelée *classe*. Dans un langage de programmation, cet aspect se traduit par le développement de composants autonomes qui constitueront des parties élémentaires ou « briques » du code informatique final. Tous les éléments de ce type sont appelés *objets* appartenant à la classe définissant le type. L'intérêt majeur de ce concept est de produire des parties de codes qui soient robustes et réutilisables par la suite dans d'autres codes. Il permet également d'isoler les développements dans des entités faciles à identifier, ce qui rendra la maintenance ou l'évolution du code plus facile.

Le principe d'héritage consiste à créer de nouvelles classes (dites « filles ») qui héritent des caractéristiques de la classe d'origine (classe « mère »), de son patrimoine génétique en quelque sorte. On spécialise alors cette classe en lui adjoignant des données et méthodes supplémentaires. Ce concept permet essentiellement d'améliorer la structuration et la maintenance du code.

Enfin, le principe de polymorphisme consiste à donner un message identique à des objets appartenant à des classes de types différents. Prenons l'exemple simple de trois formes géométriques telles que le cercle, le rectangle et le triangle, décrites par trois classes différentes auxquelles nous souhaitons appliquer la transformation suivante : « agrandir de 50 % ». À un message unique (l'agrandissement) correspondront en fait trois méthodes spécifiques à chacune des classes. Ce concept est important car il améliore sensiblement la lisibilité d'un code. En effet, celui-ci permet d'exprimer la procédure de traitement d'un problème (l'algorithme) dans un langage générique qui est proche du langage humain.

Nous voyons ainsi que si les deux concepts de modularité et de programmation orientée objet ont des objectifs similaires, à savoir imposer une structure au code visant à améliorer sa lisibilité, sa maintenance et son évolutivité, ils demeurent cependant indépendants. En effet il est possible aussi bien de concevoir un code extrêmement modulaire avec un langage de programmation ancien, ou inversement de concevoir un code très peu évolutif à l'aide d'un langage orienté objet tel que le C++ par exemple. Il est évident que si le type de langage peut largement faciliter l'implémentation, les qualités du concepteur demeurent primordiales pour le développement de codes évolutifs.

Parmi les nombreux codes dits modulaires, nous pouvons citer par exemple avec des degrés de modularité croissants : COMIS, TRNSYS, HVACSYM+, CLIM2000 PASSPORT+ et SIMULINK. D'une manière générale, ils sont caractérisés par :

- une structure basée sur des sous-routines, des modules directionnels ;
- un langage d'interconnexions directionnel ;
- l'absence de hiérarchisation entre les éléments ;
- une librairie extensible ;



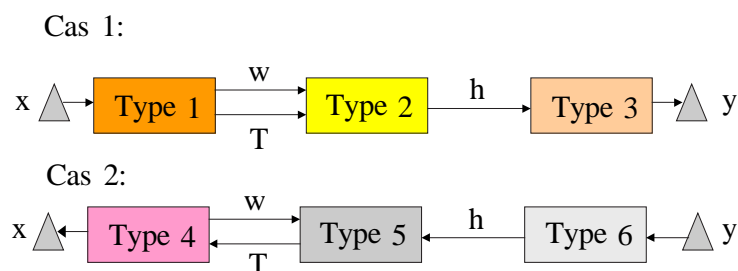


FIG. 3.1 – Un exemple d'architecture modulaire

- des techniques de résolution numérique ambitieuses.

Comme nous l'avons dit précédemment la construction du code de ce type d'outils consiste à assembler des modules ou sous-routines pour la formulation et la résolution du problème. Chaque module est dédié à la mise en œuvre d'une tâche élémentaire. Les outils modulaires récents tels que SIMULINK offrent un formalisme ergonomique pour la connexion des différents modules, c'est-à-dire pour lier les données résultats d'un module vers les entrées d'autres modules. Le cas n° 1 de la figure 3.1 présente ces connexions entre trois types de modules pour la détermination de la variable  $y$  à partir d'une variable  $x$ . Dans cette figure, chaque flèche représente le sens de propagation d'une variable, allant du module l'ayant calculé vers le (ou les) module(s) prenant cette variable comme argument.

L'intérêt de ce type d'approche est de mettre en place une librairie de modules spécialisés que l'on peut utiliser et enrichir par la suite. Le fait que la procédure de résolution soit indépendante de la formulation du problème dans la manière de coder le programme offre également plus de souplesse pour les évolutions futures de l'outil. Cependant, il faudra mettre en œuvre des techniques de résolution générales si l'on souhaite couvrir un maximum de problèmes. Mais comme la méthode de résolution « universelle » n'existe pas, ce type d'architecture est alors plus ambitieuse que la précédente d'un point de vue numérique.

Les codes modulaires peuvent avoir des limitations importantes du fait de l'orientation *a priori* des modules. En effet un module est développé pour répondre à un besoin précis. À partir d'un ensemble de données le module détermine les résultats attendus. Or dans la pratique de la recherche, on peut être amené à souhaiter résoudre un problème similaire, c'est-à-dire constitué du même système d'équations, mais pour lequel on souhaite échanger le rôle de certaines variables (des données d'entrée deviennent des inconnues et *vice-versa*). Ce type de problématique apparaît fréquemment dans des études d'identification de paramètres ou plus généralement pour des études de problèmes inverses. Dans ce cas, l'approche modulaire imposera au développeur de créer de nouveaux modules répondant à cette exigence, bien que ceux-ci forment le même modèle et permettent la connexion des mêmes variables. Le cas n° 2 de la figure 3.1 montre que

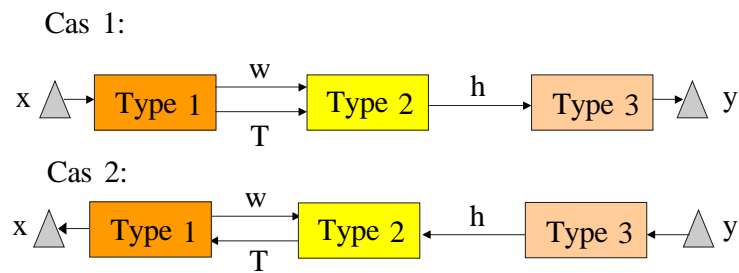


FIG. 3.2 – Un exemple d'architecture basée sur les systèmes d'équations

pour obtenir la solution pour la variable  $x$  connaissant la variable  $y$ , il est nécessaire de développer les modules de types 4, 5 et 6. Il apparaît donc que pour la représentation des mêmes modèles cette méthode impose de développer différents modules, dans les cas où l'éventualité du problème inverse n'a pas été prévue au départ. Une manière d'éviter l'orientation des modules est de ne plus concevoir des algorithmes, mais de travailler directement sur les systèmes d'équations constitutifs des modèles. Cet aspect est évoqué dans la partie suivante.

### 3.1.2.3 Environnements basés sur les systèmes d'équations

Les environnements basés sur les systèmes d'équations permettent de formuler le problème à résoudre uniquement en terme d'association de systèmes d'équations. Ils possèdent des méthodes numériques de résolution générales bien adaptées aux systèmes algébriques, différentiels et discrets. Ils ne sont donc pas dédiés uniquement à la modélisation des performances des bâtiments. Dans cette catégorie d'outils, nous pouvons citer SPARK et IDA. D'une manière générale, ils sont caractérisés par :

- une spécification du problème basée uniquement sur les équations (classes non directionnelles) ;
- un langage de connexions non directionnel ;
- une structuration hiérarchisée de la librairie de modèles ;
- des bibliothèques extensibles ;
- des techniques de résolution numérique ambitieuses.

On retrouve des caractéristiques communes avec les environnements modulaires, à savoir l'organisation des modèles dans une librairie extensible et un souci de disposer de méthodes de résolution suffisamment générales pour répondre à une large gamme de problèmes. L'atout majeur de cette approche est la non-orientation *a priori* du problème à résoudre. L'utilisateur se focalise uniquement sur le modèle, c'est-à-dire sur le système d'équations à résoudre pour obtenir un résultat. L'environnement se charge ensuite de déterminer la procédure adaptée à la résolution, si au moins une solution existe. Si nous reprenons l'exemple de problématique inverse présenté

précédemment, nous voyons alors l'intérêt d'utiliser ce type d'environnement pour la résolution de problèmes « inverses » (voir figure 3.2). En effet contrairement au cas des environnements modulaires, on s'aperçoit que les modules (systèmes d'équations) de types 1, 2 et 3 permettent à la fois de déterminer la variable  $y$  connaissant  $x$  et réciproquement.

De plus, ces outils possèdent d'autres intérêts tels que la possibilité de vérification d'un modèle. Chaque modèle élémentaire étant représenté comme un assemblage de systèmes d'équations, il est possible de demander la résolution indépendante de celui-ci afin d'en vérifier les résultats, sans faire appel aux autres modèles. Si par exemple l'utilisateur a mis en œuvre un modèle de transferts de chaleur couplés avec des phénomènes de diffusion de l'humidité au sein d'un élément de paroi pour l'approche nodale, il pourra vérifier les résultats de ce modèle élémentaire sans avoir à décrire un bâtiment dans son ensemble. Cette technique sera beaucoup plus fiable car elle limitera le nombre de paramètres d'entrée.

Un deuxième atout de l'utilisation des systèmes d'équations est la lisibilité du code. Dans ce type d'environnement, le plus petit élément constitutif du problème est une équation représentative d'un phénomène physique (dans l'utilisation que nous pouvons en faire). En aucun cas on ne voit apparaître des informations concernant l'algorithmique soit pour la formulation, soit pour la résolution.

Enfin, la portabilité des modèles constitue également un intérêt majeur pour ce type d'outils. Cette caractéristique pourrait être définie comme suit : « Votre modèle fonctionne dans notre environnement ». Pour atteindre cet objectif, des travaux importants ont donné naissance au NMF<sup>1</sup> qui est un langage de représentation de modèles indépendant de leur environnement d'utilisation (SAHLIN et SOWELL, 1989; SAHLIN, BRING et KOLSAKER, 1995). On note différents traducteurs de ce format vers IDA (BRING et SAHLIN, 1993), HVACSIM+ (SAHLIN, 1996) et SPARK (NATAF, 1995). Le constat de leurs concepteurs est qu'il est beaucoup plus facile de traduire des systèmes d'équations d'un environnement à l'autre plutôt que des algorithmes. Ces outils sont d'un grand intérêt dans la mesure où ils permettent le partage des développements effectués dans divers environnements.

Les outils basés sur les systèmes d'équations présentent de nombreux atouts et paraissent les mieux adaptés pour le développement de modèles pour l'étude des performances du bâtiment, c'est-à-dire à la fois par l'approche nodale et l'approche zonale. Il est ici important de rappeler brièvement les objectifs que nous nous étions fixés concernant la plate-forme de simulation. Dans un premier temps, nous souhaitons que différentes personnes du laboratoire puissent aborder dans le même environnement pour la mise en œuvre de modèles de transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments afin que chacun puisse tirer parti des avancées des autres. Dans un deuxième temps, la plate-forme doit permettre le couplage des équations des modèles nodaux et

---

1. Neutral Model Format

zonaux avec un code RANS  $k-\epsilon$  commercial.

La hiérarchisation des modèles dans une librairie nous apparaît fondamentale pour parvenir à répondre au premier objectif. De plus, ces environnements permettent de s'affranchir de concevoir des algorithmes aussi bien pour la formulation que pour la résolution des problèmes. L'utilisateur peut alors se focaliser uniquement sur la description des phénomènes physiques. Enfin, la non-orientation des modules mis en œuvre permet d'éliminer un grand nombre de limitations quant à l'évolution future de l'outil.

Pour répondre au deuxième objectif, un constat s'impose. Un code CFD commercial peut être considéré comme un module orienté, c'est-à-dire recevant une liste d'arguments (les conditions aux limites et initiales, etc.) et retournant un ensemble de résultats. Dans le formalisme des outils basés sur les équations, ce module n'est autre qu'une équation orientée. Dans ce cas, cela signifie que l'on ne peut obtenir d'expression explicite que pour les variables de sortie du module. Il reste à vérifier si le problème couplé peut être résolu malgré cette contrainte.

Avant de présenter les techniques de couplage envisagées, nous allons présenter l'environnement basé sur les systèmes d'équations que nous avons sélectionné, à savoir SPARK, pour la mise en œuvre des modèles nodaux et zonaux.

### 3.1.3 SPARK: un environnement général pour la simulation

#### 3.1.3.1 Présentation générale

SPARK est un environnement de simulation général permettant de résoudre de façon efficace des systèmes d'équations algébriques et différentielles (BUHL *et al.*, 1993; SOWELL et HAVES, 2001). Il a été développé essentiellement par le Simulation Research Group (SRG) au Lawrence Berkeley National Laboratory (Californie, USA) sur la base de travaux menés au centre scientifique d'IBM à Los Angeles (SOWELL et TAGHAVI, 1984). Pour décrire un problème dans SPARK, il s'agit tout d'abord de décomposer le système avec une démarche orientée objet. Cela signifie que le problème doit être pensé en termes de composants (groupes d'équations) où chacun est représenté par un objet SPARK. Un modèle est alors développé pour chaque nouveau composant encore non défini dans la librairie de SPARK. Dans la mesure où plusieurs composants peuvent être du même type, c'est-à-dire représenter la même équation ou le même groupe d'équations, les modèles SPARK sont définis de manière générique au sein de classes. Ces classes permettent ensuite de générer autant d'objets que nécessaire pour la représentation d'un système. Le système d'équations du modèle complet est alors réalisé par la connexion des différents objets entre eux, en indiquant la manière dont ils interagissent et en précisant les valeurs des données qui spécialisent le modèle pour la représentation du problème réel à résoudre.

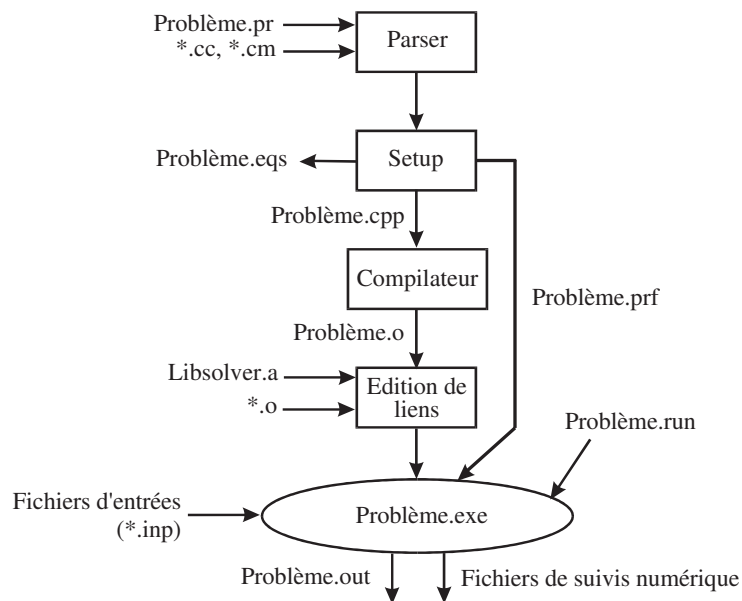


FIG. 3.3 – La construction d'un problème avec SPARK

Pour réaliser la spécification du problème, SPARK offre un langage textuel qui est similaire à d'autres langages de programmation. Cependant il a la spécificité d'être non procédurié, c'est-à-dire qu'il n'est pas nécessaire d'ordonner les équations, ni même de définir leur séquence d'appel pour la résolution. Ces propriétés viennent d'une part de la définition des classes qui n'est pas orientée *a priori*, et dans le cas général toutes les variables peuvent être soit une inconnue, soit une donnée (et ces propriétés peuvent être différentes d'un objet à l'autre même s'il appartient à la même classe). D'autre part, l'utilisation de graphes mathématiques permet de déterminer une séquence d'appel des fonctions appropriée pour l'obtention d'une solution au problème.

Dans SPARK, le plus petit élément de programmation est une classe permettant la représentation d'une seule équation. Les classes de ce type sont appelées classes *atomiques*. Les classes *macroscopiques* quant à elles, permettent d'agréger différentes classes atomiques (et également d'autres classes macroscopiques) pour définir une entité de plus haut niveau dans la représentation du système. La spécification du problème complet est réalisée de manière similaire en utilisant une association de classes atomiques et macroscopiques, au travers d'un fichier texte appelé fichier de spécification du problème (problème.pr). Le traitement d'un problème par SPARK consiste à lire ce fichier de spécification pour produire un programme écrit en C++ qui sera compilé puis lié à la librairie contenant les méthodes de résolution numérique pour enfin produire un simulateur (fichier exécutable problème.exe). Ce dernier sera alors exécuté pour un ensemble de conditions aux limites (et initiales s'il s'agit d'une formulation dynamique) définies dans les fichiers d'entrées (\*.inp) afin d'obtenir une solution au problème (problème.out). Enfin, les paramètres de la simulation (temps de début et de fin, pas de temps, etc.) sont rassemblés dans

le fichier `problème.run`. La figure 3.3 rappelle les différentes étapes nécessaires à la création du simulateur.

L'originalité de l'environnement SPARK, réside dans l'étape effectuée par le programme `setup`. Celui-ci reçoit la description du système d'équations complet et construit un graphe mettant en relation les variables inconnues du problème avec les fonctions disponibles, c'est-à-dire les inverses définies dans les classes atomiques permettant d'évaluer une variable en fonction des autres variables de l'équation. C'est cette définition du graphe qui permet de trouver une séquence d'appel des fonctions pour l'obtention d'une solution. Dans la pratique, différentes séquences sont possibles. SPARK offre alors à l'utilisateur une syntaxe particulière pour privilégier une fonction d'évaluation pour chaque variable. L'analyse de ce graphe permet ensuite à SPARK d'identifier des parties du système qui peuvent être résolues de manière indépendante et séquentielle. Par exemple, pour une étude de transport de polluant, si le gaz considéré est passif (de même densité que l'air) sa concentration n'affectera pas le calcul des vitesses d'air. Pour SPARK, cela signifie que le système d'équations régissant l'écoulement d'air peut être résolu de manière indépendante de celui calculant le transport de polluant, ce dernier nécessitant les résultats du précédent. Dans SPARK, ces deux entités sont appelées *composants forts* du système d'équations (BUHL *et al.*, 1993).

Les composants forts du système peuvent être de deux types : explicites ou implicites. Dans le premier cas, cela signifie qu'à chaque pas de temps, l'ensemble des inconnues du composant fort peuvent être évaluées explicitement à partir des données d'entrée pour ce pas de temps ou à partir des résultats d'autres composants calculés au préalable. En revanche, un composant est dit implicite lorsqu'il n'est pas possible de le résoudre de manière explicite. Ainsi bien souvent on aura recours à une procédure itérative pour sa résolution. On notera également que dans ce cas, le graphe correspondant présente des parties cycliques. Dans une approche numérique itérative classique de type NEWTON-RAPHSON par exemple, l'inversion numérique est réalisée en considérant l'ensemble des inconnues. Dans SPARK, l'analyse du graphe du composant cherche à minimiser le nombre de variables d'itérations qui seront impliquées dans le calcul du Jacobien du système. Les autres inconnues sont alors explicitement calculées par propagation des valeurs des variables d'itération.

Ce traitement numérique original accroît de manière importante la vitesse de résolution d'un système d'équations non linéaires par rapport aux techniques classiques de résolution numérique (SOWELL et HAVES, 2001). Au delà de ces mécanismes, SPARK offre différentes techniques générales telles que notamment la méthode de la sécante et NEWTON-RAPHSON. Récemment, des techniques de calcul de la pente maximale de descente vers la solution ont été implémentées pour répondre à la spécificité des systèmes algébriques non linéaires.

Avant de présenter en détail l'implémentation des méthodes nodales et zonales dans SPARK,

nous allons illustrer au travers d'un exemple simple, les différentes étapes de la formulation d'un problème dans SPARK, ainsi que les résultats des traitements de construction et d'analyse du graphe.

### 3.1.3.2 Exemple d'implémentation

Afin d'illustrer les différentes étapes de la construction d'un simulateur avec SPARK, nous avons choisi de traiter le problème suivant, volontairement simplifié : nous souhaitons déterminer les transferts aérauliques au sein et au travers d'un bâtiment composé de deux zones et trois ouvertures, et soumis aux effets du vent qui induisent une surpression sur une des façades du bâtiment. La disposition géométrique ainsi que les variables du problème sont présentées dans la figure 3.4.

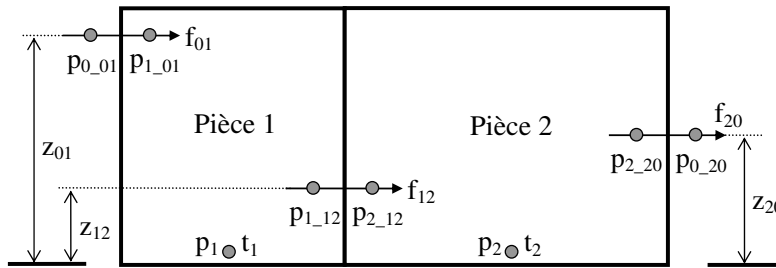


FIG. 3.4 – Exemple de problème aéraulique

Le système d'équations retenu pour la modélisation de ce problème est composé tout d'abord des bilans de masse dans chacune des zones liant les débits massiques traversant chacune des ouvertures :

$$\text{flow}_{01} - \text{flow}_{12} = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{flow}_{12} - \text{flow}_{20} = 0 \quad (3.2)$$

Ces trois débits massiques s'expriment par :

$$\text{flow}_{01} = \rho_{00} K_{01} (P_{0_01} - P_{1_01})^{\text{exp}_{01}} \quad (3.3)$$

$$\text{flow}_{12} = \rho_{01} K_{12} (P_{1_12} - P_{2_12})^{\text{exp}_{12}} \quad (3.4)$$

$$\text{flow}_{20} = \rho_{02} K_{20} (P_{2_20} - P_{0_20})^{\text{exp}_{20}} \quad (3.5)$$

Les pressions au niveau des ouvertures sont liées aux pressions de référence de chaque cel-

lule par la relation de variation hydrostatique de la pression :

$$P_{1\_01} = P_1 - \rho_{01} g z_{01} \quad (3.6)$$

$$P_{1\_12} = P_1 - \rho_{01} g z_{12} \quad (3.7)$$

$$P_{2\_12} = P_2 - \rho_{02} g z_{12} \quad (3.8)$$

$$P_{2\_20} = P_2 - \rho_{02} g z_{20} \quad (3.9)$$

Enfin, la relation des gaz parfaits met en relation la pression, la masse volumique et la température au sein de chaque zone :

$$P_1 = \rho_{01} r T_1 \quad (3.10)$$

$$P_2 = \rho_{02} r T_2 \quad (3.11)$$

Les conditions aux limites de ce problème sont les suivantes. Les pressions extérieures au niveau des ouvertures sont données par l'utilisateur, ainsi que les températures au sein de chacune des zones. Appliquons maintenant une approche orientée objet pour la représentation de ce système d'équations dans SPARK. Dans un premier temps, nous pouvons observer que le système complet ne se compose en fait que de quatre types d'équations auxquelles nous allons associer à chacune une classe atomique. Le tableau 3.2 donne la liste des noms des classes atomiques correspondant aux quatre types d'équations identifiés.

TAB. 3.2 – Liste des classes atomiques

Modèle	Equation	Nom de la classe
Écoulement	$\text{flow}_{ij} = \rho_{0i} K_{ij} (P_{i\_ji} - P_{j\_ij})^{\text{exp}_{ij}}$	flow_element.cc
Hydrostaticité	$P_{i\_ij} = P_i - \rho_{0i} g z_{ij}$	p_hydro.cc
Bilan de masse	$\sum_{i,i \neq j} \text{flow}_{ij} = 0$	flowbal_lm.cc
Loi des gaz parfaits	$P_i = \rho_{0i} r T_i$	perfgaz_r_lm.cc

La figure 3.5 présente une partie de la classe atomique définissant la loi d'écoulement. Cette écriture peut être fastidieuse dans la mesure où il faut définir une fonction en langage C++ pour évaluer chacune des variables de l'équation. C'est pourquoi il est préférable d'utiliser des outils de manipulation symbolique des équations pour la génération des classes atomiques. SPARK dispose d'un utilitaire sparksym pour effectuer cette opération, mais il est également possible d'utiliser des outils plus puissants tels que MAPLE ou MACSYMA.

Ensuite, nous observons que les équations du bilan de masse et de la relation des gaz parfaits s'appliquent à chacune des zones alors que la détermination de l'écoulement s'effectue au niveau des ouvertures. Nous pourrions donc regrouper ces deux premières équations dans une classe



---

```

Préambule uniquement lu par parser.exe
1  # ifdef   SPARK_ PARSEr
2  PORT    flow;
3  PORT    rho_ 0;
4  PORT    rho_ 1;
5  PORT    K;
6  PORT    n;
7  PORT    p0;
8  PORT    p1;
9  PORT    z;
10 PORT    g;

11 EQUATIONS {
12 flow= rho_ 0*K*((p0 - rho_ 0*g*z) - (p1 - rho_ 1*g*z))^(n);
13 }

14 FUNCTIONS {
15 flow=flow_flow_elem_lm(rho_ 0,rho_ 1,K,n,p0,p1,z,g);
16 p0=p0_flow_elem_lm(flow,rho_ 0,rho_ 1,K,n,p1,z,g);
17 p1=p1_flow_elem_lm(flow,rho_ 0,rho_ 1,K,n,p0,z,g);
18 }
19 # endif

Définition des fonctions inverses
20 # include "spark.h"

    Calcul du débit
21 double  flow_flow_elem_lm(ArgList args)
22 {
23     double result;
24     double rho_ 0=args[0];
25     double rho_ 1=args[1];
26     double K=args[2];
27     double n=args[3];
28     double p0=args[4];
29     double p1=args[5];
30     double z=args[6];
31     double g=args[7];

32     result = rho_ 0*K*pow((p0-rho_ 0*g*z)-(p1-rho_ 1*g*z),n);

33     return(result);
34 }

    Calcul de la pression: p0
35 double  p0_flow_elem_lm(ArgList args)
36 [...]

```

---

FIG. 3.5 – Description de la classe atomique : *flow\_element.cc*

macroscopique nommée *room.cm* et présentée dans la figure 3.6 afin de manipuler directement le système d'équations lors de la description du problème.

Une fois les différentes classes générées dans la librairie, la spécification du problème complet peut débuter. Dans le fichier *exemple.pr* nous allons commencer par déclarer l'ensemble

---

```

1  PORT  t;
2  PORT  r;
3  PORT  p;
4  PORT  rho;
5  PORT  flow_o;
6  PORT  flow_e;

7  declare  perfgaz_r_lm  perfgaz_r_lm_1;
8  declare  flowbal_lm  flow_bal_lm_2;

9  link  .t  perfgaz_r_lm_1.t;
10 link  .r  perfgaz_r_lm_1.r;
11 link  .p  perfgaz_r_lm_1.p;
12 link  .rho  perfgaz_r_lm_1.rho;
13 link  .flow_o  flow_bal_lm_2.flow_o;
14 link  .flow_e  flow_bal_lm_2.flow_e;

```

---

FIG. 3.6 – Description de la classe macroscopique *room.cm*

des objets en mentionnant leur type et leur nom. Ainsi nous utiliserons deux objets de type *room.cm*, nommés *room\_1* et *room\_2*, trois objets de type *flow\_element.cc* et quatre objets de type *p\_hydro.cc*. La syntaxe de déclaration des objets est reportée dans la première section du fichier *exemple.pr* présenté dans la figure 3.7.

---

```

1  declare  room  room_1;
2  declare  room  room_2;

3  declare  flow_element  f_01;
4  declare  flow_element  f_12;
5  declare  flow_element  f_20;

6  declare  p_hydro  p_hydro_1_01;
7  declare  p_hydro  p_hydro_1_12;
8  declare  p_hydro  p_hydro_2_12;
9  declare  p_hydro  p_hydro_2_20;

```

---

FIG. 3.7 – Description du fichier problème : *exemple.pr*

Dans la deuxième partie du fichier de spécification du problème, il s'agit de définir la manière dont interagissent les différents objets, en connectant les variables entre ceux-ci. La figure 3.8 présente ces différentes connexions. On notera que deux mots clés sont utilisés pour la définition de deux types de connexions que sont les données d'entrées (INPUT) et les inconnues (LINK). Il est important de comprendre que ce n'est qu'à partir de ce moment que le système d'équations est orienté. La syntaxe des connexions est assez intuitive, et par exemple, la ligne 10 montre que la constante des gaz parfaits  $r$  est identique pour les deux objets *room\_1* et *room\_2*.

A partir de ce moment, SPARK peut traiter le problème avec la procédure présentée dans la figure 3.3 (page 108) pour construire le simulateur de notre problème. La construction et l'analyse du graphe pour la détermination d'une séquence d'appel des fonctions et la sélection

Données d'entrée				
10	input	r	room_ 1.r, room_ 2.r;	
11	input	g	f_ 01.g, f_ 12.g, f_ 20.g,	
12			p_ hydro_ 1_ 01.g, p_ hydro_ 1_ 12.g,	
13			p_ hydro_ 2_ 12.g, p_ hydro_ 2_ 20.g;	
14	input	K_ 01	f_ 01.K;	
15	input	K_ 12	f_ 12.K;	
16	input	K_ 20	f_ 20.K;	
17	input	exp_ 01	f_ 01.n;	
18	input	exp_ 12	f_ 12.n;	
19	input	exp_ 20	f_ 20.n;	
20	input	z_ 01	f_ 01.z, p_ hydro_ 1_ 01.z;	
21	input	z_ 12	f_ 12.z, p_ hydro_ 1_ 12.z, p_ hydro_ 2_ 12.z;	
22	input	z_ 20	f_ 20.z, p_ hydro_ 2_ 20.z;	
23	input	t_ 1	room_ 1.t;	
24	input	t_ 2	room_ 2.t;	
25	input	p_ 0_ 01	f_ 01.p0;	
26	input	p_ 0_ 20	f_ 20.p1;	
27	input	rho_ 0	f_ 01.rho_ 0;	
Inconnues				
28	link	p_ 1	room_ 1.p, p_ hydro_ 1_ 01.p_room,	report;
29			p_ hydro_ 1_ 12.p_room	
30	link	p_ 2	room_ 2.p, p_ hydro_ 2_ 12.p_room,	report;
31			p_ hydro_ 2_ 20.p_room	
32	link	p_ 1_ 01	f_ 01.p1, p_ hydro_ 1_ 01.p;	
33	link	p_ 1_ 12	f_ 12.p0, p_ hydro_ 1_ 12.p;	
34	link	p_ 2_ 12	f_ 12.p1, p_ hydro_ 2_ 12.p;	
35	link	p_ 2_ 20	f_ 20.p0, p_ hydro_ 2_ 20.p;	
36	link	rho_ 1	room_ 1.rho,	
37			p_ hydro_ 1_ 01.rho, p_ hydro_ 1_ 12.rho,	
38			f_ 12.rho_ 0;	
39	link	rho_ 2	room_ 2.rho,	
40			p_ hydro_ 2_ 12.rho, p_ hydro_ 2_ 20.rho,	
41			f_ 20.rho_ 0;	
42	link	flow_ 01	f_ 01.flow, room_ 1.flow_ e	report;
43	link	flow_ 12	f_ 12.flow, room_ 1.flow_ o, room_ 2.flow_ e	report;
44	link	flow_ 20	f_ 20.flow, room_ 2.flow_ o	report;

FIG. 3.8 – Description du fichier problème *exemple.pr* (suite)

des variables d'itération est présentée en détail dans l'annexe A.1, page 183.

Pour ce problème très simple, SPARK n'a trouvé qu'un seul composant fort avec 27 variables dont 11 inconnues et 16 données d'entrées à rapprocher des 11 équations 3.1 à 3.11. Setup a alors trouvé une séquence d'appel des fonctions pour l'obtention de la solution et limité le nombre de variables d'itération à 2 qui sont la pression au sein des deux zones.

### 3.1.3.3 Conclusion

Dans cette partie, nous avons tenté de présenter brièvement l'environnement de simulation orienté objet SPARK. Au travers d'un exemple simple, nous avons illustré la procédure de mise en place d'un problème basé sur quatre types d'équations seulement. Cet exemple met en évidence l'intérêt de représenter un problème sous la forme de systèmes d'équations, surtout pour un domaine d'application où finalement les types de modèles ne sont pas très nombreux, mais plutôt utilisés en grand nombre pour la représentation d'un bâtiment. L'utilisateur peut alors tirer tous les avantages d'un développement de classes de modèles hiérarchisés dans une librairie. Ces aspects seront repris ultérieurement lors de la description de l'environnement SIMSPARK que nous avons construit comme une couche fonctionnelle en recouvrement de SPARK.

A ce stade du chapitre, nous avons exposé la démarche suivie pour le choix d'un environnement flexible pour le développement d'une librairie de modèles caractérisant les transferts de masse et de chaleur par les méthodes nodales et zonales. Avant de présenter la mise en œuvre de ces deux méthodes au sein de SIMSPARK ainsi que des méthodes de couplage entre les différentes méthodes, nous allons présenter rapidement les outils CFD que nous avons sélectionnés.

### 3.1.4 Les outils de la mécanique des fluides numérique

Nous souhaitons qu'un code de calcul soit fiable dans la manière d'implémenter un modèle RANS  $k-\epsilon$ . Dans notre cas, deux critères sont importants pour le choix d'un outil commercial. Le premier est la facilité offerte par l'outil à s'intégrer dans un autre environnement de simulation. Le deuxième est sa capacité à mettre en œuvre et résoudre de manière robuste un modèle RANS  $k-\epsilon$  pour des configurations géométriques typiques du bâtiment, à savoir dans notre cas, un local ventilé et soumis à des conditions de convection mixte.

Nous nous sommes d'abord orientés vers l'outil commercial FEMLAB (FEMLAB, 2002). Il s'agit d'une boîte à outils développée dans l'environnement MATLAB (MATLAB, 2002) permettant la résolution de nombreux systèmes d'équations couplées aux dérivées partielles par la méthodes des éléments finis. Cet outil présente une interface ergonomique pour la description de la géométrie. Un outil intégré génère le maillage non structuré de la géométrie, et le choix des modèles et de leurs paramètres s'effectue au travers d'un interface graphique. Le fait que FEMLAB soit construit sur les bases de MATLAB permet de tirer tous les avantages de ce dernier que ce soit pour la résolution numérique, pour les réalisations graphiques (pour la présentation des résultats) ou pour les mécanismes d'échanges de données dynamiques avec une autre application par partage de zones de mémoire. Cette dernière caractéristique était fort attrayante pour mettre en place des procédures de couplages dynamiques entre un modèle de bâtiment défini dans SPARK et un modèle de pièce représenté à l'aide de FEMLAB.

Cependant, FEMLAB s'est révélé limité en termes de capacité numérique pour la résolution des équations d'un modèle RANS  $k-\epsilon$  dont l'implémentation n'existe que pour des maillages en deux dimensions. Aussi, le caractère général de cet outil, rend difficile la mise en œuvre de procédures de résolution numérique spécifiques à ce type de systèmes d'équations. De plus, pour les cas en deux dimensions, la quantité de mémoire nécessaire sur des maillages comportant un grand nombre d'éléments ( $> 5000$ ) peut atteindre la limite supportée par MATLAB pour des formulations laminaires (ou DNS) en trois dimensions, auquel cas aucune solution satisfaisante ne peut être mise en œuvre pour contourner efficacement cette difficulté. Néanmoins, cet outil est certainement très intéressant pour représenter les phénomènes conductifs sur des zones localisées d'un bâtiment, pour évaluer les effets des ponts thermiques par exemple. Une telle étude a d'ores et déjà été réalisée par SCHIJNDEL (2003).

Nous nous sommes alors orientés vers un outil commercial plus conventionnel, STARCD, permettant de résoudre les équations de NAVIER-STOKES moyennées en temps par une méthode des volumes finis, appliquée à des grilles géométriques structurées pour des écoulements incompressibles et turbulents (STARCD MANUAL, 1999), dont la formulation a été décrite brièvement dans la partie 2.3 (page 53). Ce code commercial a surtout l'intérêt de permettre la représentation de géométries complexes, et de posséder des algorithmes de résolution optimisés pour ce type de problèmes. En revanche, aucun protocole d'échange dynamique de données n'est possible avec cette application, il faudra donc avoir recours à des échanges de données par écriture et lecture de fichiers.

Maintenant que les deux environnements de simulation ont été sélectionnés, nous allons dans la partie suivante, présenter la démarche que nous avons suivie pour mettre en œuvre les modèles de transfert de masse et de chaleur pour les approches nodales et zonales dans l'environnement de simulation SPARK.

## 3.2 Implémentation des modèles dans SPARK

Dans le chapitre précédent, nous avons montré que les modèles élémentaires caractérisant les phénomènes de transfert de masse et de chaleur dans les bâtiments sont sensiblement les mêmes pour les deux approches nodales et zonales. Dans cette partie, nous allons présenter notre contribution à la mise en place d'une architecture permettant d'implémenter les modèles pour ces deux approches dans une librairie unique partagée par différents utilisateurs.

### 3.2.1 Méthodes nodales et zonales

Pour cette opération d'implémentation des modèles dans SPARK, nous avons eu le souci de développer un protocole pour la connexion des classes de plus haut niveau, c'est-à-dire des classes déclarées dans le fichier problème et donc *a priori* les seules classes destinées à être manipulées par l'utilisateur. Dans le cas de l'approche nodale, il s'agit de classes représentant les *zones* et les *parois*, uniques éléments nécessaires et dont l'assemblage permet la description d'un bâtiment dans son ensemble. On disposera de différents types de *zones*, par exemple une zone comportant un système de régulation de la puissance de chauffe par rapport à une température de consigne ou au contraire une zone à température flottante. Dans le cas des *parois*, la diversité est plus grande, dans la mesure où la complexité des phénomènes peut être modulée en fonction des objectifs des modélisateurs, certains ne souhaitant traiter que les transferts de chaleur, d'autres voulant représenter en détails les phénomènes de transferts couplés de masse et de chaleur (pour caractériser la présence d'humidité ou de gaz polluants).

Concernant l'approche zonale, la problématique est similaire. L'approche orientée objet fait cependant apparaître un nombre plus important de types de classes. Nous retrouvons la notion des *zones* de l'approche nodale dans le concept de *cellule* (volume élémentaire de l'ambiance) pour l'approche zonale. L'ambiance est également construite à l'aide d'*interfaces* séparant deux *cellules* adjacentes où les termes de flux de masse et de chaleur sont déterminés. Cette méthode de modélisation intègre également des cellules dites spéciales, nécessaires à l'implémentation des modèles d'écoulements moteurs tels que les panaches, jets et couches limites. Pour cette approche également, différents types d'éléments de *parois* seront disponibles dans la librairie.

Dans ces conditions, on sent bien l'importance de faciliter l'interchangeabilité des modèles élémentaires, tout en unifiant la manière de spécifier un problème au plus niveau. Cette uniformisation du fichier .pr est un point important. Au travers de l'exemple simple que nous avons présenté dans la partie précédente, nous avons montré que si la syntaxe du langage de SPARK est simple d'écriture, la taille de ce fichier de spécification peut s'accroître rapidement, et ainsi son écriture devenir source d'erreurs. Il nous est donc rapidement apparu que nous devons nous doter d'un outil performant pour la génération automatique de ce fichier. Nous avons entrepris ce travail en nous inspirant des travaux de MUSY (1999). La procédure employée pour la génération est présentée ci-après.

#### 3.2.1.1 Les concepts généraux

La syntaxe de description des classes et de leur connexion a beaucoup évolué depuis la version de SPARK utilisée par MUSY. Nous avons donc tiré parti de ces évolutions, afin de proposer un formalisme commun aux différents développeurs de classes de notre laboratoire afin de pou-

voir capitaliser leurs contributions au sein d'une librairie unique. En effet la version 1.0.1 de SPARK est le fruit d'une réimplémentation complète du code. Celle-ci a donné naissance à un nouveau concept dans son langage de spécification à savoir la notion de « macro ports ». Dans SPARK, un port est une variable publique d'une classe devant être connectée dans l'élément de niveau hiérarchique supérieur, qui est soit une classe macroscopique faisant appel à cette classe, soit le fichier de spécification du problème dans lequel son usage est déclaré (voir exemple dans la figure 3.5, page 112). La notion de macro port étend cette fonctionnalité à une structure de données contenant plusieurs variables. La connexion entre macro ports assure alors la connexion des structures de données, et donc par conséquent d'un ensemble de variables en une seule opération. Nous avons alors fait le constat que dans les systèmes d'équations régissant les transferts de masse et de chaleur pour les deux approches concernées, quatre structures de données sont suffisantes pour connecter les différents types de classes. La première caractérise l'état des variables dans les zones, nous l'avons nommée CEL. La deuxième concerne les flux en général, qu'ils soient de chaleur (par convection, conduction, rayonnement) ou de masse (air, polluant, humidité), nous l'avons nommée FLOW. Une structure de données particulière est également nécessaire pour la caractérisation des valeurs scalaires et des flux au niveau des surfaces de paroi (SURF). La dernière structure concerne les paramètres des modèles, notamment au niveau des parois (PARAM).

Le fait de limiter le nombre de structures de données mais surtout d'en fixer leur nom et les relations qu'elles ont entre elles pour la connexion des différents types de classes nécessaires à la représentation d'un bâtiment a un intérêt majeur. Il permet de rendre indépendante la spécification du problème du processus de sélection des modèles. Dans ce cas, les différentes associations de modèles vont changer le nombre et le nom des variables définies dans les structures de données, sans que cela n'affecte les relations entre elles. Par conséquent, une même configuration géométrique pourra être étudiée avec différents modèles sans avoir à changer la spécification du problème. Ces mécanismes facilitent l'intégration des modèles élémentaires dans une approche plus globale d'interrelation entre les composants du bâtiment pour la définition du modèle numérique complet.

La figure 3.9 présente un exemple du mécanisme de lien entre deux classes de plus haut niveau hiérarchique utilisant le concept de macro ports. Cet exemple concerne deux classes macroscopiques utilisées dans l'approche zonale, deux *cellules* séparées par une *interface* verticale. Dans une classe *cellule* sont implémentées les équations des bilans de masse et d'énergie ainsi que la relation des gaz parfaits. La classe *interface* regroupe quant à elle les équations nécessaires au calcul des flux de masse (air, polluant, humidité) et de chaleur (flux de transport et de diffusion). Les objets CEL1 et CEL2 appartiennent donc à la classe des *cellules* et l'objet Interface à la classe des *interfaces* verticales. Il est important de noter que chaque objet, constitué de ses

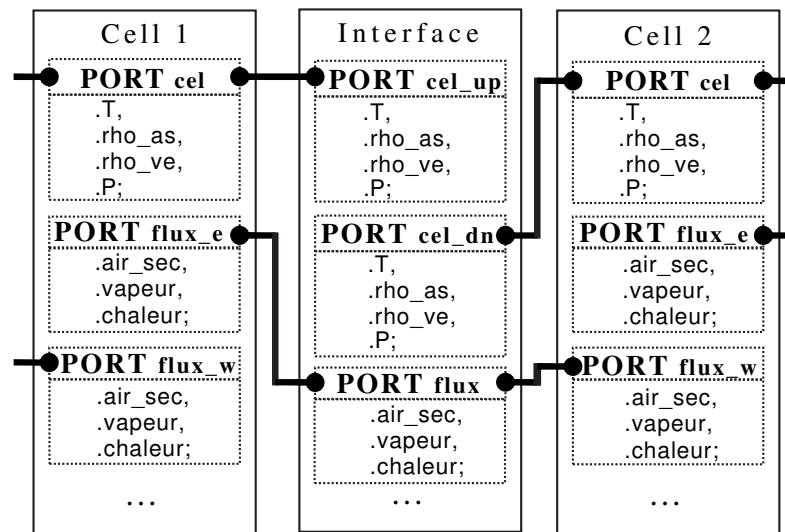


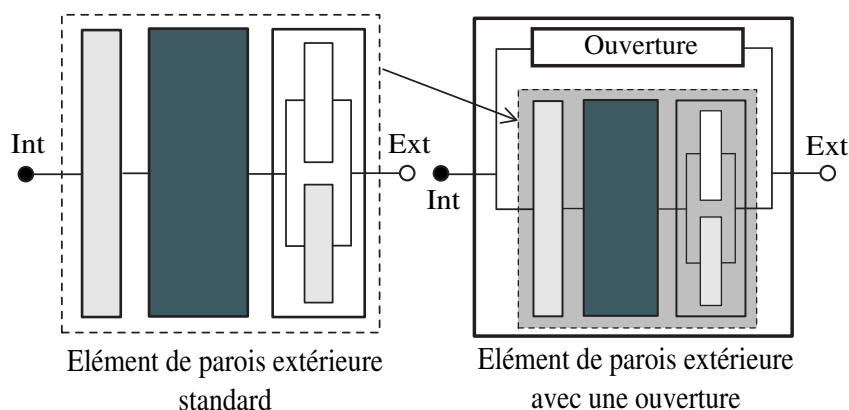
FIG. 3.9 – Procédure de connexion des classes

propres structures de données et méthodes (fonctions inverses) est une entité indépendante, ne connaissant pas son environnement immédiat. La mise en place des liens de ses structures de données permet donc de définir pour chaque objet la manière dont il interagit avec le reste du système. Ainsi, dans le cas présent, nous devons expliciter le fait que l'objet Interface sépare les deux objets CEL1 et CEL2.

La classe *cellule* met en relation les six structures de données nommées *flow\_u* (*u* étant l'orientation cardinale de la face considérée de la *cellule*) pour permettre l'application des équations bilans. Les résultats des différents bilans et de la relation des gaz parfaits permettent alors de déterminer les valeurs caractéristiques de la *cellule* (température, pression, concentration, etc.) qui sont regroupées dans la structure de données CEL. A l'inverse, la classe *interface* met en relation deux structures de données CEL caractérisant les conditions dans les deux *cellules* adjacentes, de manière à déterminer les transferts dont les variables sont regroupées dans la structure FLOW.

Les traits épais dessinés dans la figure 3.9 mettent en évidence les connexions présentes entre ces trois objets. Ainsi, le port CEL de l'objet CEL1 est lié au port CEL\_UP de l'objet Interface, car dans cet exemple l'objet CEL1 est situé en amont de l'interface. La même connexion est réalisée avec l'objet CEL2 situé lui, en aval de l'objet Interface. Aussi, le port FLOW de l'objet Interface correspond aux flux traversant la facette Est de l'objet CEL1 et la facette Ouest de la cellule CEL2 d'où les connexions entre les ports FLOW\_e de l'objet CEL1, FLOW\_o de l'objet CEL2 et le port FLOW de l'objet Interface. Ce type de connexions est ensuite réalisé pour les six facettes des cellules dans tout le domaine de simulation. Lorsque qu'une facette de cellule est en contact avec une paroi, la connexion est identique, dans la mesure où les classes de paroi possèdent également un macro port FLOW.



FIG. 3.10 – *Création de classes composites*

Ces connexions sont réalisées d'une manière identique dans l'approche nodale, mais cette fois uniquement entre des classes de types zones et parois (contenant des ouvertures s'il y a lieu). Ce protocole unifié de connexion entre les classes réside dans le fait de fixer le nom des structures de données présentes dans les différents types de classes (ici les macro ports CEL, FLOW, etc.). Ceci a pour conséquence de figer la manière d'écrire le fichier de spécification du problème, dans la mesure où les classes possèdent toujours les mêmes ports et le même type de relations entre elles. Par contre, c'est la nature des modèles utilisés qui fait varier la liste des variables regroupées dans ces structures de données. Dans cet exemple, nous pouvons observer que les structures CEL regroupent les variables  $T$ ,  $\rho_{\text{dry}}$ ,  $\rho_{\text{moist}}$  et  $P$  qui représentent respectivement la température, la masse volumique d'air sec, la masse volumique de vapeur d'eau et la pression. Par conséquent, dans ce cas nous sommes en présence de classes mettant en œuvre des modèles de transferts de masse et de chaleur avec prise en compte de l'humidité.

### 3.2.1.2 La création de classes composites

À un niveau hiérarchique inférieur, le formalisme mis en place permet également de simplifier la construction de classes composites (classes macroscopiques) par agrégation d'autres classes. Pour l'approche nodale par exemple, chaque zone du bâtiment est délimitée par des éléments de paroi au travers desquels s'opèrent des transferts de masse et de chaleur. Disposant d'une classe pour la caractérisation des parois imperméables à l'air et d'une classe mettant en œuvre un modèle d'ouverture, le formalisme permet de créer une classe de paroi avec ouverture en associant les deux classes précédentes. La figure 3.10 schématise cette procédure, dans laquelle chaque trait continu représente une connexion entre structures de données comme indiqué dans l'exemple de la figure 3.9.

Dans la partie gauche de cette figure nous avons schématisé un élément de paroi standard en

contact avec l'extérieur. Il se compose de trois éléments : deux faces (éléments de surface) encadrant un élément multi-couche central. L'élément de surface intérieure caractérise les transferts par convection (de chaleur et de masse) ainsi que le bilan d'énergie (intégrant les flux radiatifs s'il y a lieu). Cet élément est répété dans la classe composite définissant la face externe de la paroi, auquel cas s'ajoute une classe pour la détermination des flux radiatifs externes à partir des données climatiques. La partie centrale de la classe standard de paroi caractérise l'élément multi-couche qui regroupe les modèles de transferts de chaleur et de masse par diffusion. Dans certains cas, cet élément peut également intégrer la prise en compte des effets de sorption entre le gaz et le matériau considérés (MORA, MENDONÇA, WURTZ et INARD, 2003). Dans la description de cette classe, la notion de programmation orientée objet prend une nouvelle fois tout son sens pour améliorer la capacité de l'outil à intégrer ou interchanger des modèles élémentaires pour la caractérisation de phénomènes physiques élémentaires. Enfin, en partie droite de la figure 3.10 nous avons schématisé la procédure pour créer une classe de paroi composite à laquelle s'ajoute une ouverture. Ici encore, les différents niveaux de classes communiquent avec les mêmes structures de données. L'association des classes est alors immédiate.

Après que nous ayons mis en place ce formalisme, différents utilisateurs ont pu contribuer au développement de nouvelles classes dans SPARK pour la mise en œuvre de modèles de transferts spécifiques à leur domaine d'étude. Et ces apports ont ensuite été collectés dans une librairie de modèles unique.

### 3.2.2 Une librairie de modèles structurée

Comme nous l'avons montré précédemment, nous avons eu le souci de définir un formalisme unique pour la définition de nouvelles classes en vue de leur intégration dans des approches globales de simulation telles que les méthodes nodales et zonales. Ce cadre permet à différents modélisateurs de développer des parties du modèle de manière indépendante, et par la suite de pouvoir partager leur travaux. Il nous est alors apparu important de structurer les développements au sein d'une librairie hiérarchisée.

La figure 3.11 présente l'arborescence de la librairie des classes développées aussi bien pour l'approche nodale que pour l'approche zonale. L'intérêt de cette structuration est de placer à un endroit unique les classes macroscopiques et atomiques en relation avec un modèle physique élémentaire, ceci afin de simplifier la maintenance des modèles mais aussi afin de mettre en œuvre des mécanismes de sélection des modèles au moment de la construction du problème SPARK. Au premier niveau de cette librairie nous trouvons trois grandes catégories de modèles destinés à la représentation de l'ambiance (Air), de l'enveloppe du bâtiment (Enveloppe) et des systèmes énergétiques et de ventilation (Systèmes). Les deux dernières branches de l'arborescence per-

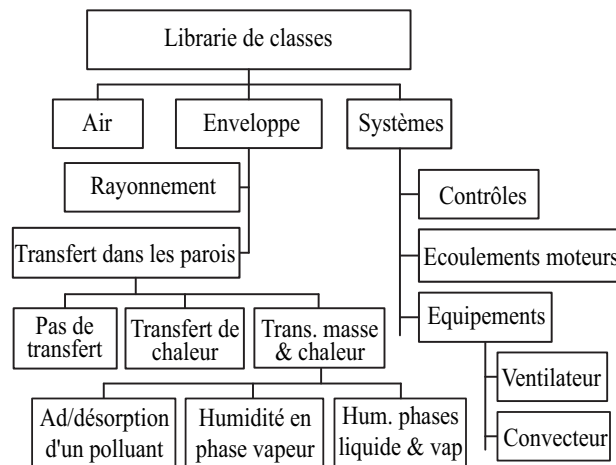


FIG. 3.11 – *Librairie des classes pour les approches nodales et zonales*

mettent de décliner différentes catégories de modèles élémentaires. Dans le cas de l'enveloppe, nous avons dissocié les modèles de calcul des transferts radiatifs de ceux traduisant les phénomènes de transfert au travers des parois. Pour ces derniers, différentes options sont disponibles en fonction des besoins du modélisateur. Il est possible de ne représenter aucun transfert au travers de la paroi afin d'imposer les grandeurs scalaires à la surface interne de celles-ci. Ce type de modèles est utile pour certaines études où l'on souhaite se conformer aux données expérimentales pour imposer les conditions aux limites du problème. Enfin, nous disposons d'un ensemble de modèles pour la représentation des transferts de chaleur uniquement, ou des transferts couplés de masse et de chaleur intégrant la présence de polluant (DAMIAN, BLONDEAU et TIFFONNET, 2002) ou de l'humidité (MENDONÇA, INARD, WURTZ, WINKELMANN et ALLARD, 2002).

La branche relative aux modèles des systèmes est certainement la partie la moins aboutie de la librairie. Nous avons implémenté un modèle de contrôle proportionnel pour simuler la présence d'un convecteur électrique dans un local. Mais d'autres modèles sont également disponibles pour la représentation de gaines et de ventilateurs pour la modélisation des réseaux de ventilation, mais également un modèle de ventilo-convecteur ainsi que des modèles d'écoulement moteur pour l'approche zonale (modèles de jets essentiellement).

Cette librairie de modèles nous permet aujourd'hui de décrire les phénomènes de transferts dans les bâtiments pour un grand nombre de configurations géométriques. Afin de concrétiser la procédure de construction d'une simulation, nous allons traiter l'exemple simple d'un bâtiment monozone décrit par l'approche zonale.

### 3.2.3 La construction d'une simulation

Dans cette partie, nous allons présenter de manière rapide la procédure d'élaboration du fichier de spécification de problème SPARK utilisant les différents concepts présentés précédemment, à savoir essentiellement l'utilisation d'un formalisme unifié pour la mise en relation des différentes classes tirées de la librairie. La figure 3.12 présente une vue en coupe de ce bâtiment idéalisé, disposant de deux ouvertures aérauliques vers l'extérieur. Cette zone est discrétisée en quatre sous-volumes pour cette illustration, afin de simplifier la représentation qui suit.

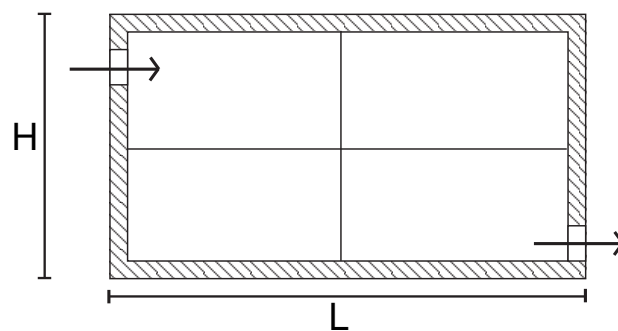


FIG. 3.12 – Description de la géométrie

Lorsque le modélisateur a déterminé le type d'étude qu'il souhaite réaliser sur cette géométrie il s'agit pour lui de sélectionner les modèles et de spécifier la géométrie du problème. Les deux opérations sont complètement indépendantes. La figure 3.13 présente la liste de classes nécessaires ainsi que l'assemblage des objets correspondant pour l'élaboration de la spécification du problème. Nous pourrions préciser que cette figure est une représentation graphique du problème qui est en réalité décrit sous une forme textuelle, dont nous avons déjà exposé la syntaxe lors de la présentation de SPARK.

Il apparaît sur cet exemple simple présenté dans sa vue en deux dimensions, que la quantité d'informations nécessaires pour la spécification du problème devient rapidement importante. Ainsi, le fichier de spécification du problème SPARK correspondant ( $2 \times 1 \times 2$ .pr) comporte près de 250 lignes pour une description du problème en trois dimensions avec modélisation des transferts de chaleur dans les parois et par rayonnement. De plus le nombre de données numériques à fournir au simulateur est de 285 pour 808 inconnues. On comprend alors la nécessité de mettre en place un outil informatique pour la génération automatisée du fichier  $2 \times 1 \times 2$ .pr, mais également des fichiers de données numériques. Ces deux impératifs ont motivé le développement de SIMSPARK.

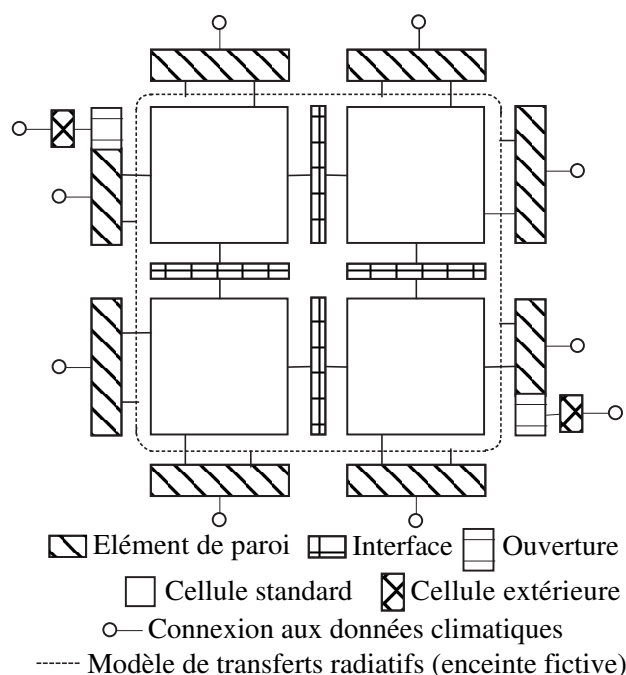


FIG. 3.13 – Schématisation de la spécification du problème

### 3.3 La simulation avec SimSPARK

SIMSPARK pourrait être décrit comme un superviseur de problèmes pour SPARK. Il s'agit d'un programme informatique écrit en C/C++, permettant de :

- conceptualiser le problème d'une manière indépendante de son mode de résolution ;
- de générer automatiquement le fichier de spécification du problème à résoudre dans SPARK accompagné des fichiers des données numériques nécessaires ;
- d'automatiser la création du simulateur ;
- de représenter les résultats issus de la méthode zonale ;
- de faciliter l'ensemble des opérations au travers d'une interface graphique.

#### 3.3.1 Conceptualiser le problème

Cette tâche consiste à représenter le problème d'une manière intuitive pour l'utilisateur. Pour l'approche zonale appliquée à une zone du bâtiment, il s'agit de définir la densité du maillage et ses dimensions, la position et le type des éléments constitutifs de l'enveloppe et enfin de sélectionner les modèles pour l'étude. Dans le cas de l'approche nodale, il s'agit de donner les caractéristiques des zones, et de les lier entre elles au travers d'éléments de parois standards, ou composites comportant des ouvertures. D'un point de vue géométrique, il s'agit de deux problématiques complètement différentes. Nous avons donc mis en place pour chaque méthode,

une manière spécifique de représenter le problème à résoudre.

Pour les deux approches, nous avons utilisé la technologie XML<sup>2</sup> pour structurer le stockage des données sous forme textuelle. Cette technologie possède de nombreux atouts. Les fichiers XML sont d'une lecture facile pour l'utilisateur mais aussi d'un point de vue informatique. De nombreux outils ont été développés pour par exemple, effectuer des traitements de tri ou de transformation sur ces fichiers. Il semble qu'aujourd'hui cette technologie soit parvenue à se généraliser dans le domaine du stockage structuré de l'information. Nous présentons en annexe B, des exemples de structure de documents que nous avons développées pour la spécification du problème pour les approches nodales et zonales.

### 3.3.2 Produire le simulateur

SIMSPARK lit les différents fichiers XML nécessaires pour la production du fichier de spécification du problème .pr correspondant. Cette étape consiste à déclarer les classes nécessaires et à mettre en place les liaisons entre les différents objets au travers du langage de SPARK pour automatiser l'écriture du fichier texte. Lors de cette opération, des classes macroscopiques sont également générées automatiquement pour tenir compte de la géométrie du problème. Dans le cas de la méthode zonale par exemple, le modèle de transferts radiatifs utilisant la méthode des enceintes fictives est écrit de manière automatique pour tenir compte du nombre des facettes présentes sur chaque paroi de la zone.

La sélection des modèles est réalisée en fournissant à SPARK la liste des répertoires de la librairie où sont stockées les classes utilisées pour le problème traité. Puis, l'utilisation de fichiers de scripts permet alors d'automatiser l'appel de SPARK pour le traitement de notre problème, ce qui aboutit à la production du fichier exécutable de simulation.

### 3.3.3 Formater les données d'entrée du problème

Le nombre de données d'entrée devient important lorsque le nombre de zones (pour l'approche nodale) ou cellules (pour l'approche zonale) s'accroît. Nous avons mis en place des mécanismes pour spécifier des valeurs par défaut pour la plupart des données, tout en permettant de donner des valeurs particulières aux variables de conditions aux limites.

Ce mécanisme utilise lui aussi la technologie XML pour la structuration des données à générer en fonction du choix des modèles. En effet chaque catégorie de modèles, d'enveloppe notamment, possède ses paramètres propres pour lesquels nous pouvons construire une base de données. Il s'agit par exemple des paramètres physiques des matériaux et des coefficients phéno-

---

2. eXtensible Markup Language

ménologiques de la sorption entre un polluant ou l'humidité et les matériaux solides. La structure de ces documents XML est également précisée en annexe B.

Enfin, un traitement particulier est réservé aux données climatiques, afin de spécifier pour chaque élément de surface extérieure la quantité de flux de rayonnement reçue par courte et grande longueur d'onde. Pour cette opération, nous utilisons des fichiers météorologiques donnant les densités de flux directs et diffus reçues par une surface horizontale ainsi que la hauteur du soleil à chaque heure de la journée. Enfin, une hypothèse a été faite quant à la transmission par les vitrages et par les ouvertures. Le flux transmis vers l'intérieur du bâtiment est entièrement redistribué sur le sol des zones du bâtiment. Notre outil n'est donc pour le moment pas capable de représenter une tache solaire partielle sur le sol ou sur les murs au sein des zones.

### 3.3.4 Visualiser les résultats

Pour mettre en forme les résultats des modèles zonaux, comptant un nombre important de variables il nous est apparu nécessaire de mettre en œuvre un outil de visualisation graphique pour la représentation des champs scalaires et vectoriels au sein de chaque zone. Ainsi, un outil graphique très performant a été développé sur la base de nos travaux.

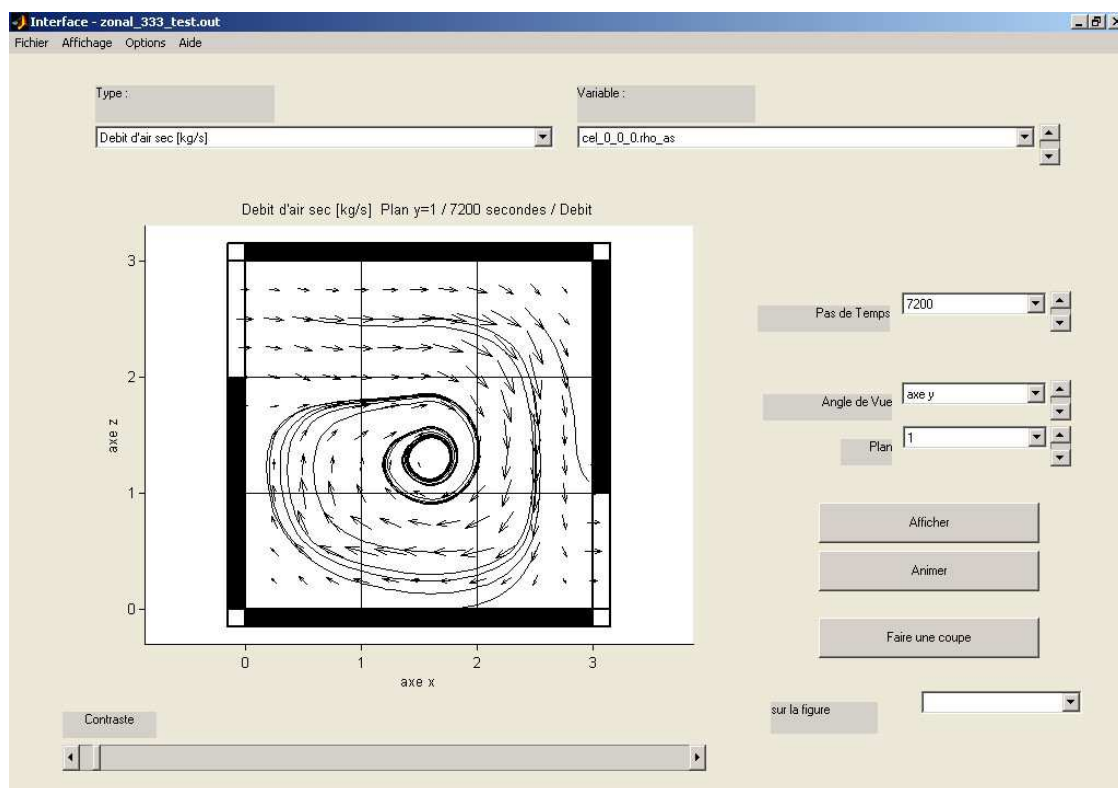


FIG. 3.14 – Interface graphique pour la visualisation des résultats

La figure 3.14 présente cette interface graphique avec un exemple de représentation des

vecteurs vitesses dans un local ventilé. Dans ce type de représentation, les vitesses d'air sont calculées au travers de chaque interface du maillage zonal à partir du débit massique en supposant que celui-ci est uniforme sur toute la surface de la facette de la cellule considérée. L'outil de visualisation interpole alors les résultats au centre des cellules et enfin sur une grille plus fine si on le souhaite. Une technique similaire est utilisée pour la représentation des champs scalaires (pour la température par exemple) sous forme de contour ou de dégradé de couleur. Enfin, aucun outil particulier de visualisation des résultats n'a été développé pour l'approche nodale.

### 3.3.5 Faciliter l'ensemble par une interface graphique

Une interface graphique a également été développée pour faciliter la saisie des informations nécessaires à la simulation d'une zone de bâtiment par l'approche zonale. La figure 3.15 présente les deux premiers onglets de cette application permettant la saisie de la densité et des dimensions du maillage de la zone, ainsi que le choix des modèles à utiliser pour l'étude.

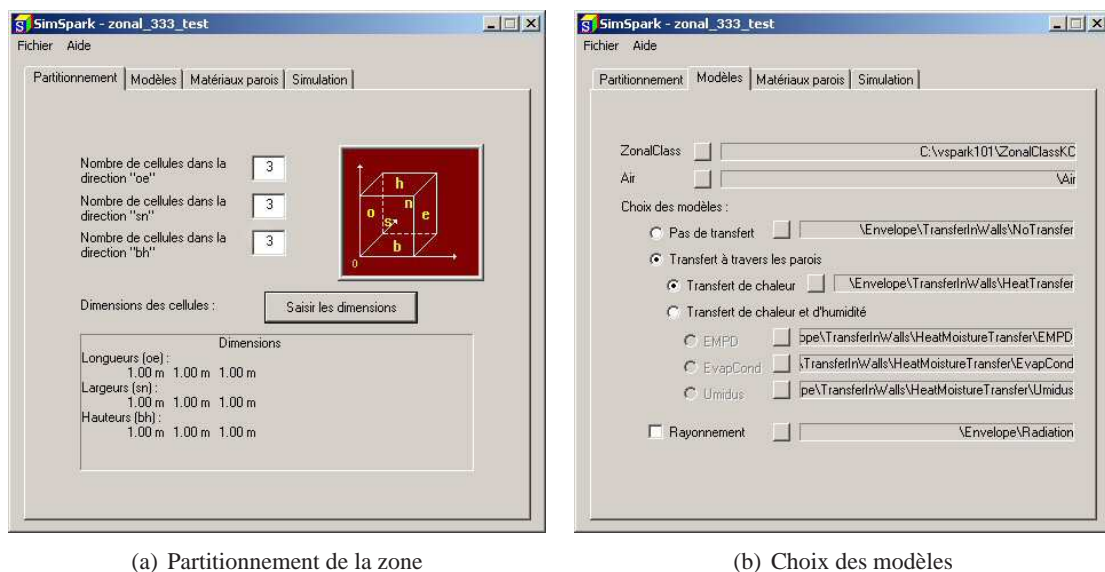
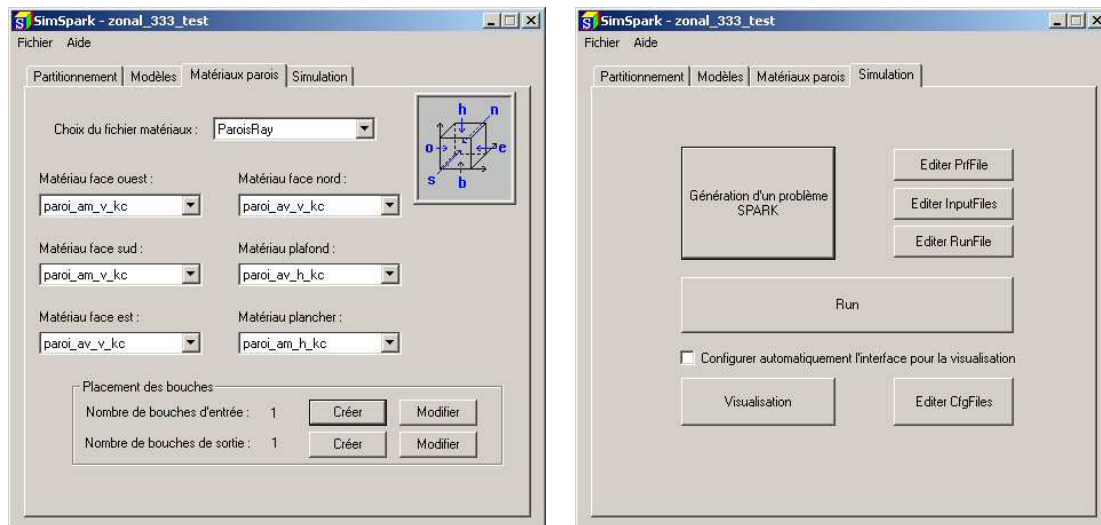


FIG. 3.15 – Interface graphique de SIMSPARK zonal (1<sup>re</sup> partie)

Les deux onglets suivants (présentés dans la figure 3.16) permettent d'une part de choisir le type d'éléments de paroi et de positionner les ouvertures, mais aussi de gérer la simulation, c'est-à-dire créer l'exécutable du simulateur, modifier les paramètres de la méthode de résolution, les fichiers d'entrées et le temps de la simulation, pour ensuite lancer l'exécution du code de calcul. Le dernier onglet permet également de lancer l'application de visualisation des résultats présentée précédemment dans la figure 3.14.

Cet outil a l'intérêt majeur de rendre accessible l'utilisation de l'approche zonale avec SPARK pour des personnes ne connaissant pas cet environnement de simulation. Il permet également de





(a) Choix des matériaux de l'enveloppe

(b) Paramètres de simulation et visualisation des résultats

FIG. 3.16 – Interface graphique de SIMSPARK zonal (2<sup>e</sup> partie)

tester rapidement différents modèles de la librairie et de comparer ces résultats au travers d'un outil de représentation graphique performant car développé au sein de l'environnement MATLAB. Une telle comparaison de modèles a été réalisée par K. C. MENDONÇA concernant les transferts d'humidité au sein des parois avec prise en compte des phénomènes de sorption (MORA *et al.*, 2003).

### 3.3.6 Conclusions

L'outil SIMSPARK permet de tirer réellement parti de l'environnement de simulation SPARK. En effet nous avons montré dans la partie précédente que l'écriture de problèmes de grande taille pouvait s'avérer source d'erreurs de par le nombre à la fois d'objets utilisés et de connexions à réaliser. SIMSPARK permet de contourner cette difficulté tout en apportant une grande flexibilité pour le traitement des données climatiques afin de déterminer les charges solaires sur les éléments du bâtiment. L'intérêt de la démarche proposée est qu'elle s'applique aussi bien à l'approche nodale qu'à l'approche zonale, seule la description géométrique étant différente. Cette plate-forme de simulation permet également à d'autres utilisateurs de SPARK de tirer profit des développements de modèles collectés dans une librairie unique.

Dans la partie suivante, nous allons exposer les grands principes des méthodologies de couplage des approches de modélisation développées dans cette plate-forme SIMSPARK, à savoir les approches nodales et zonales entre elles, mais aussi avec un modèle RANS  $k-\epsilon$ . Ceci nous permettra d'introduire les différentes applications présentées dans le chapitre 4.

### 3.4 Le couplage entre les différents niveaux de finesse

Les modèles zonaux et les modèle RANS  $k-\epsilon$  permettent d'estimer les détails de l'écoulement, des champs de température ou de concentration dans un local avec des niveaux de précision différents. Les modèles nodaux quant à eux sont en mesure de caractériser les phénomènes de transfert de masse et de chaleur au sein d'un bâtiment dans son ensemble. Ces différentes approches sont donc complémentaires.

Typiquement, les résultats des modèles RANS  $k-\epsilon$  sont des distributions tridimensionnelles au sein d'un local :

- des trois composantes de la vitesse d'air ;
- de la température ;
- de l'humidité relative ou de la concentration en élément polluant ;
- de l'intensité de la turbulence.

L'approche zonale quant à elle, donne des résultats satisfaisants pour la prédiction dans une zone :

- de la distribution de la température des surfaces de paroi ;
- de la distribution de la température d'air ;
- des couplages entre systèmes énergétiques et l'ambiance ;
- de ces caractéristiques sur de longues périodes de temps.

En revanche, l'approche nodale permet d'estimer à l'échelle d'un bâtiment :

- la température des surfaces de paroi ;
- son comportement dynamique sur de longues périodes de temps ;
- l'efficacité des systèmes énergétiques et de ventilation.

Parmi ces trois approches, nous pouvons noter entre les deux dernières, un recouvrement des capacités à représenter les transferts dans l'enveloppe du bâtiment. Mais d'une manière générale, avec les résultats de ces différentes méthodes, tous les paramètres influant sur le confort et la qualité de l'air peuvent être appréhendés avec des niveaux de précision et des temps de calcul variables. L'intégration de ces approches doit donc permettre de concevoir des bâtiments plus confortables et plus sains pour leurs occupants.

Pour réaliser l'intégration de l'approche nodale avec un modèle de pièce détaillée, nous proposons d'utiliser la première méthode pour la représentation du bâtiment dans son ensemble, c'est-à-dire des transferts de masse et des transferts de chaleur par convection, conduction et rayonnement. Les approches zonales et RANS  $k-\epsilon$  se substituent alors au modèle de zone uniforme pour caractériser les détails de l'environnement intérieur dans un nombre limité de zones

du bâtiment. Dans ce cas, la problématique de couplage entre les différentes méthodes se situe à l'interface entre l'enveloppe et l'ambiance et au niveau des connexions aérauliques avec les zones adjacentes. Dans cette démarche, c'est le modèle nodal qui fournit l'évolution au cours du temps des conditions aux limites du modèle détaillé. Et dans bien des cas, les résultats du modèle détaillé influent sur les résultats du modèle nodal. Il est alors nécessaire de mettre en place une procédure itérative entre les deux modèles pour obtenir une solution compatible. D'un point de vue énergétique par exemple, l'approche nodale peut déterminer la température des surfaces délimitant le modèle de zone détaillée. Celui-ci permet alors d'estimer le champ des températures dans le local et de ce fait modifie le bilan énergétique de celui-ci dans la modélisation nodale.

Peu de travaux concernent le couplage de modèles détaillés de zones avec une approche nodale multizone conventionnelle. D'un point de vue énergétique, une première approche a conduit à développer un code RANS  $k-\epsilon$  au sein d'ESP-R, outil initialement destiné à l'étude des performances énergétiques des bâtiments (NEGRAO, 1995; BEAUSOLEIL-MORRISON, 2000). Du fait du temps requis pour la simulation de la zone RANS  $k-\epsilon$ , NEGRAO préconisait de ne pas effectuer d'itération entre les deux modèles, mais de simplement propager les résultats de chaque modèle pour le calcul du pas de temps suivant. Enfin, sous forme de compromis, ces deux études montrent l'intérêt d'un couplage itératif entre les deux approches pour améliorer la connaissance des coefficients de convection pour l'approche nodale qui sont généralement des lois issues de l'expérimentation. Une étude similaire a été réalisée par SREBRIC, CHEN et GLICKSMAN (2000) qui ont montré l'intérêt de coupler un outil multizone simple avec un modèle RANS avec un modèle de turbulence à zero équation (CHEN et XU, 1998) afin de limiter le temps de calcul. Mais malgré tout, l'approche de couplage retenue a été la même que celle préconisée par NEGRAO. Plus récemment, différents travaux ont porté sur le couplage du code d'analyse des performances énergétiques des bâtiments ENERGY+ et le code MIT-CFD (ZHAI, CHEN, HAVES et KLEMS, 2002; ZHAI et CHEN, 2003). Enfin dans une démarche orientée vers l'étude de la qualité de l'air, une tentative a été faite d'associer l'outil multizone CONTAM au code de LES nommé FDS développé au NIST<sup>3</sup> (MUSSER, 2001) pour l'étude du transport de polluant dans un bâtiment bi-zone.

Concernant le couplage de modèles zonaux avec une approche nodale, peu d'études sont relatées dans la littérature. La première concerne l'étude du détail des concentrations en éléments polluants (STEWART et REN, 2003) dans un local et la seconde pour la prédiction de la distribution des températures (REN et STEWART, 2003) dans une pièce particulière d'un bâtiment. Ces deux études ont été réalisées par l'ajout d'un modèle zonal standard au sein de l'outil de détermination des transferts aérauliques COMIS. D'un point de vue du transport de polluants, le modèle zonal est utilisé pour améliorer l'hypothèse de mélange parfait de l'approche conventionnelle

---

3. National Institute of Standards and Technology

de COMIS, alors que la prédiction du champ des températures permet d'apporter des données d'entrée plus fiable à l'outil multi-zone.

Différentes solutions sont possibles pour l'intégration de modèles de différents niveaux de finesse, tant sur le plan des équations des modèles que d'un point de vue numérique.

### 3.4.1 Les couplages physiques

Les couplages des transferts thermiques et aérauliques peuvent être envisagés de manières distinctes. D'un point de vue purement aéraulique, l'ajout d'un modèle de zone détaillée permet d'estimer la perte de charge au travers du local considéré et ainsi modifier le résultat des transferts aérauliques au travers du bâtiment tout entier. Mais dans la pratique, cette perte de charge qui est souvent négligée dans l'approche nodale, est très faible par rapport aux pertes de charge engendrées par les ouvertures. Ainsi l'ajout d'un modèle aéraulique détaillé n'aura d'impact certain que pour le transport de polluant et de chaleur.

D'un point de vue énergétique, la caractérisation des détails de l'écoulement et du champ de température peut influencer sur le bilan énergétique du local. L'approche zonale permet d'estimer l'hétérogénéité du champ de température alors qu'un modèle RANS  $k-\epsilon$  apporte en plus la caractérisation des transferts convectifs entre l'air et les parois. Dans cette partie du document, nous allons exposer la mise en œuvre de ces deux types de couplage entre l'approche nodale et les deux approches détaillées que sont les méthodes zonales et RANS  $k-\epsilon$ .

#### 3.4.1.1 Le couplage des transferts aérauliques

Les modèles zonaux et RANS  $k-\epsilon$  sont de natures différentes. Deux techniques de couplage aéraulique sont donc envisagées.

- **Approche {nodale + zonale}**

L'approche nodale détermine les transferts aérauliques au sein et au travers du bâtiment par la caractérisation des pertes de charge au travers des ouvertures et par conservation de la masse dans chacune des zones. Cette méthode consiste alors à déterminer le champ des pressions dans le bâtiment. Il est donc nécessaire de vérifier la continuité de ce champ de pression au travers du local représenté par l'approche zonale.

Dans la cavité de NIELSEN étudiée dans la partie 2.4.1 (page 64) et dont la représentation géométrique est rappelée dans la figure 3.17, nous avons cherché à évaluer la chute de pression induite par la dissipation visqueuse de l'écoulement entre les deux ouvertures du local modélisé. Cette chute de pression a été déterminée à l'aide d'une part de l'approche zonale conventionnelle,

de l'approche zonale proposée par AXLEY (voir page 65) et enfin avec un modèle RANS  $k-\epsilon$ . L'influence de la densité du maillage a également été étudiée pour ces trois approches.

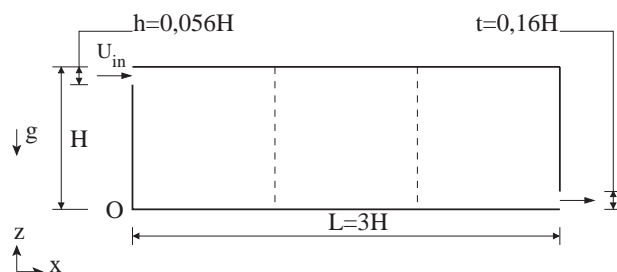


FIG. 3.17 – Description du dispositif expérimental (NIELSEN et RESTIVO, 1978)

La figure 3.18 présente l'évolution de la différence de pression entre la zone de la bouche d'entrée d'air et la zone de la bouche de reprise, en fonction du nombre de cellules utilisées pour les différents modèles. Comme observé par AXLEY (2001) la valeur de la chute de pression estimée par l'approche zonale standard dépend linéairement du nombre de cellules utilisées. Le modèle de AXLEY conçu pour remédier à ce problème prédit quant à lui une valeur identique quel que soit le nombre de sous-volumes utilisés. Cependant cette valeur semble bien faible par rapport au résultat du modèle RANS  $k-\epsilon$  de référence (maillage  $40 \times 40$ ). Enfin, les modèles RANS  $k-\epsilon$  à mailles grossières surestiment la dissipation dans le local. Mais sur ce graphe, nous observons que l'ordre de grandeur de la chute de pression prédite par le modèle RANS  $k-\epsilon$  de référence est d'environ 0,005 Pa. Nous pouvons en déduire que la perte de charge associée à ce local est faible par rapport aux valeurs conventionnelles de pertes de charge au passage d'une ouverture qui sont habituellement de l'ordre de quelques pascals.

Ces résultats montrent également la difficulté de coupler un modèle nodal avec le modèle zonal d'un local dans la mesure où dans ce dernier, la variable de pression ne semble pas être représentative de la pression physique. Pour contourner cette difficulté, nous avons proposé d'utiliser le modèle nodal sur l'ensemble du bâtiment, y compris dans la zone détaillée par le modèle zonal en négligeant la perte de charge associée à l'écoulement dans celle-ci (MORA *et al.*, 2003). Dans ce cas, le modèle zonal se trouve superposé au modèle nodal de la zone considérée, et ce sont les résultats de ce dernier qui sont imposés comme conditions aux limites aérauliques du modèle zonal. Cette technique de couplage est illustrée dans la première application du chapitre 4 (page 145).

- **Approche { nodale + RANS  $k-\epsilon$  }**

Dans un modèle RANS  $k-\epsilon$ , la pression garde son sens physique et peut donc assurer la continuité avec la pression calculée par un modèle nodal. Le couplage aéraulique s'effectue au niveau des ouvertures communes aux deux modèles. Dans ce cas, MUSSER (2001) montre qu'il

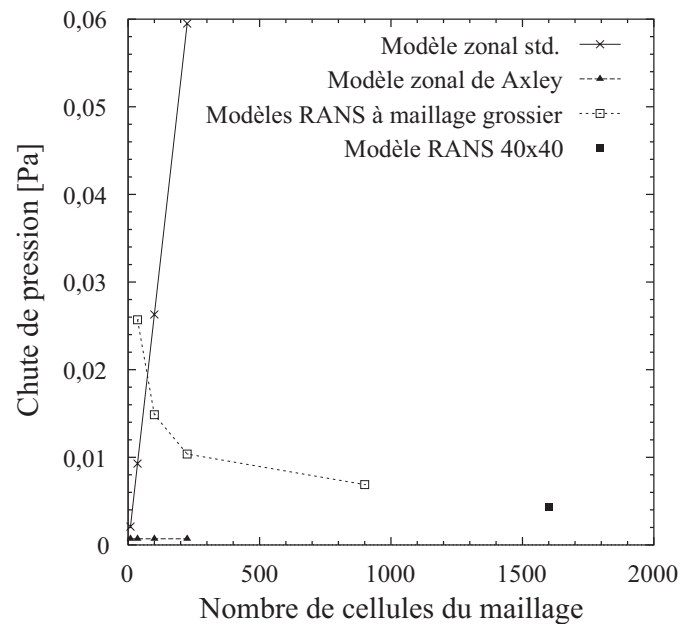


FIG. 3.18 – Évolution de la chute de pression au travers de la pièce

faut prendre soin du type de conditions aux limites employées pour le modèle CFD. Ainsi, une ouverture avec un débit de masse entrant dans le local doit être représentée par une condition en vitesse de manière à caractériser l'apport de quantité de mouvement à l'air du local. En sortie du local détaillé, les conditions peuvent être prescrites en pression. Dans ce cas, la difficulté est de changer le type de conditions aux limites du modèle CFD en fonction du sens de l'écoulement au travers de l'ouverture. Enfin, dans tous les cas, une itération entre les deux modèles est nécessaire pour obtenir une solution compatible en terme de débit et de pression au niveau des ouvertures du local détaillé. Pour le transport de polluant, il s'agit d'assurer la propagation des valeurs dynamiques de concentration aux abords des ouvertures, de manière à traduire les effets de l'hétérogénéité du champ des concentrations dans le local détaillé sur la dissémination du polluant dans le reste du bâtiment.

### 3.4.1.2 Le couplage des transferts de chaleur

Pour le couplage des équations de transfert de chaleur, une technique particulière est mise en œuvre pour chaque type de modèle détaillé.

- **Approche {nodale + zonale}**

Ces deux approches étant très proches l'une de l'autre de par la nature de leurs modèles, leur couplage est alors naturel. Seul subsiste une complication au niveau de la géométrie. Considérons une paroi du bâtiment séparant la zone détaillée d'une zone uniforme du modèle nodal. Cette

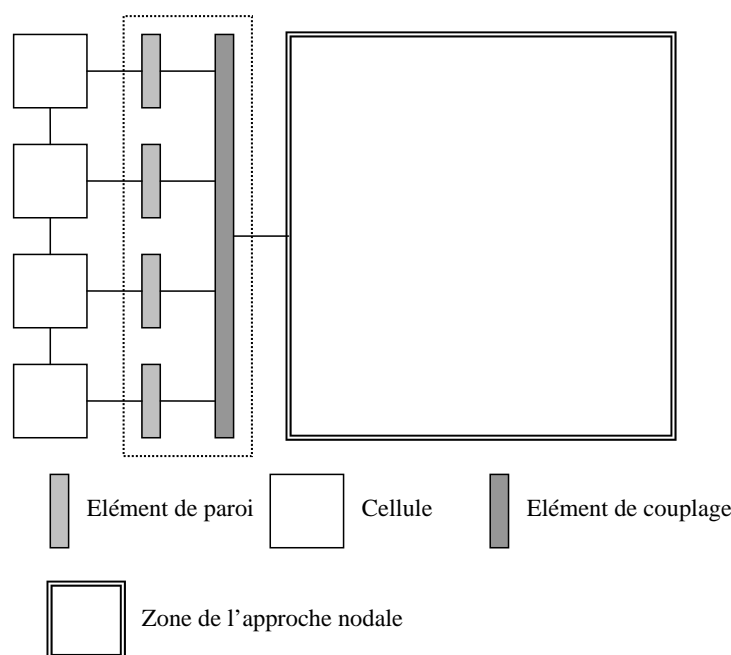


FIG. 3.19 – Couplage énergétique entre les approches zonales et nodales au niveau d'une paroi

paroi est liée d'un côté avec différentes cellules du modèle zonal, et donc différents nœuds de température, alors qu'un seul nœud caractérise la totalité de l'ambiance située dans le modèle nodal. Du fait de la facilité d'intégration des modèles à partir de la librairie de SPARK et du faible surcoût de calcul, nous pouvons détailler les transferts dans la paroi selon la densité des cellules de l'approche zonale, c'est-à-dire que chacune des cellules adjacente à la paroi se verra attribuer un élément de paroi de mêmes dimensions. Du côté opposé de la paroi, la moyenne des températures de surface et la somme des flux de chaleur sur l'ensemble des éléments de paroi sont alors transmis à la surface de la zone de l'approche nodale.

La figure 3.19 présente le détail des connexions des modèles au niveau de cette paroi. Dans cette vue en deux dimensions la paroi sépare quatre cellules de l'approche zonale de la zone voisine décrite par l'approche nodale. Le détail de la paroi montre la discrétisation des éléments de transfert en accord avec la densité de cellules. Puis, un élément placé en aval de ces derniers permet de calculer la moyenne des températures de surface ainsi que la somme des flux à la surface. Ce type de couplage sera présenté dans la deuxième application du chapitre 4.

- **Approche {nodale + RANS  $k-\epsilon$ }**

Comme nous l'avons proposé auparavant, le modèle RANS  $k-\epsilon$  va se limiter à déterminer les transferts dans l'ambiance. Le couplage avec le modèle nodal de l'enveloppe s'effectue au travers du flux de convection, et plus précisément dans le bilan d'énergie à la surface de la paroi en contact avec le modèle RANS  $k-\epsilon$ .

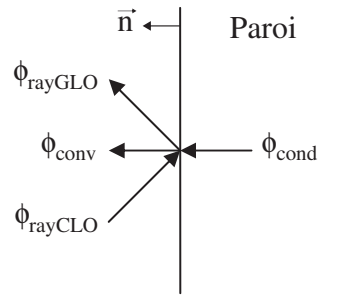


FIG. 3.20 – Bilan d'énergie à la surface d'une paroi

La figure 3.20 présente les termes intervenant dans ce bilan qui s'exprime de la façon suivante :

$$\Phi_{cond} + \Phi_{rayCLO} = \Phi_{conv} + \Phi_{rayGLO} \quad (3.12)$$

Le flux convectif  $\Phi_{conv}$  joue un rôle central dans les différentes manières de coupler le modèle de l'ambiance RANS  $k-\epsilon$  et celui de son enveloppe décrit avec le reste du bâtiment dans l'approche nodale. Dans cette dernière, le flux convectif perdu par la paroi est déterminé à l'aide d'un coefficient de transfert convectif  $h_{cu}$  et d'une relation liant le flux à la différence de température entre la surface de la paroi et l'ambiance :

$$\Phi_{conv} = h_{cu} S (T_{surf} - T_{air}) \quad (3.13)$$

avec:

- $\Phi_{conv}$  le flux convectif
- $S$  l'aire de la surface de paroi
- $T_{air}$  la température d'air proche de la paroi
- $T_{surf}$  la température de la surface de paroi

La plupart des codes d'analyse des performances énergétiques des bâtiments utilisent des lois empiriques pour déterminer la valeur du coefficient en fonction du régime de l'écoulement et de l'orientation de la paroi (voir par exemple le tableau 2.1 page 38). Il faut noter que dans cette relation  $T_{air}$  représente la température de l'air proche de la paroi, qui dans le cas de l'approche nodale est la même dans toute la zone du fait de l'hypothèse d'uniformité.

L'approche RANS  $k-\epsilon$  peut en revanche déterminer la température de l'air proche de la paroi et également déterminer un coefficient de transfert convectif moyen sur toute la surface de la paroi. Le coefficient de convection est déterminé à partir du flux intégré le long de la paroi et tel que :

$$\Phi_{conv} = \int_S -\lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} dS \quad (3.14)$$

En se fixant une température d'air  $T_{air}$  représentative de la zone proche de la paroi, il est possible



de déterminer le coefficient de convection tel que :

$$h_{cu} = \frac{\Phi_{conv}}{S (T_{surf} - T_{air})} \quad (3.15)$$

Nous pouvons envisager différentes possibilités de couplage entre le modèle d'ambiance RANS  $k-\epsilon$  et l'enveloppe représentée par l'approche nodale. En général, deux types de conditions aux limites thermiques peuvent être imposées au niveau des parois lorsque les transferts au travers de la paroi sont exclus de l'étude. Il s'agit soit de la température de surface  $T_{surf}$ , soit directement d'un flux convectif  $\phi_{conv}$ . Quant à la méthode nodale, les conditions aux limites thermiques peuvent être soit le flux convectif soit le couple température de surface et coefficient de transfert convectif, soit  $(T_{surf}, h_{conv})$ . De ces conditions aux limites nous pouvons envisager différentes combinaisons d'échanges de données entre les deux modèles.

TAB. 3.3 – Méthodes de propagation des résultats entre les deux modèles

Méthodes d'échange de données	Du nodal vers le RANS $k-\epsilon$	Du RANS $k-\epsilon$ vers le nodal
1	$T_{surf}$	$h_{cu}$
2	$T_{surf}$	$\Phi_{conv}$
3	$\Phi_{conv}$	$h_{cu}$
4	$\Phi_{conv}$	$\Phi_{conv}$

Le tableau 3.3 présente quatre méthodes d'échange de données entre le modèle nodal et le modèle RANS  $k-\epsilon$ . Sachant que la procédure de couplage induit un processus itératif de résolution les échanges de données doivent être prévus dans les deux directions, c'est-à-dire d'une part du modèle nodal vers le modèle RANS  $k-\epsilon$  et *vice versa*.

La première méthode consiste à imposer les températures de surface calculées par le modèle nodal comme conditions aux limites du modèle RANS  $k-\epsilon$ . Celui-ci détermine alors l'écoulement et le champ des températures puis les coefficients de transfert convectif moyens pour chacune des surfaces à l'aide des équations 3.14 et 3.15 qui deviennent les nouvelles conditions aux limites du modèle nodal. Si l'on considère que le premier modèle à être évalué est le modèle nodal, celui-ci pourra utiliser les lois empiriques habituelles comme prédicteur des coefficients de convection lors du premier calcul.

La deuxième méthode d'échange de données consiste, comme précédemment, à imposer les températures de surface comme conditions aux limites du modèle RANS  $k-\epsilon$ . Mais dans ce cas ce sont les flux convectifs intégrés sur chaque surface qui sont utilisés comme conditions aux limites du modèle nodal. Ce terme de flux vient donc remplacer l'équation 3.13 dans le modèle nodal.

La troisième méthode consiste à imposer maintenant le flux convectif déterminé par le modèle nodal à l'aide de coefficients de convection et de la relation 3.13 comme conditions aux limites du modèle RANS  $k-\epsilon$ . Celui-ci évalue alors les nouveaux coefficients de convection que l'on utilise pour le calcul suivant du modèle nodal.

Enfin, la dernière méthode d'échange de données consiste à échanger les flux de convection entre les deux modèles. Mais on voit que cette méthode, bien que possible en théorie ne peut être réalisable en pratique. Car dans ce cas le modèle RANS  $k-\epsilon$  n'apporterait aucune connaissance au modèle nodal, dans la mesure où il se contenterait de propager un résultat qui lui a été donné comme condition aux limites.

Discutons maintenant l'intérêt d'utilisation des trois premières méthodes proposées. Tout d'abord nous pouvons remarquer que les méthodes n<sup>os</sup> 1 et 3 consistent à déterminer un coefficient de convection à l'aide du modèle RANS  $k-\epsilon$  pour injecter cette valeur dans le modèle nodal en remplacement des lois empiriques usuelles. Comme nous l'avons souligné, la détermination des coefficients impose de se fixer une température d'air caractéristique soit de la zone proche de la paroi, soit de la zone toute entière si l'on souhaite se rapprocher de l'hypothèse d'uniformité spatiale de l'approche nodale. Dans les deux cas, le fait de se fixer une température biaise la caractérisation des transferts convectifs. Par conséquent, il semble que de ce point de vue, la méthode de couplage n<sup>o</sup> 2 soit plus acceptable car elle transmet directement au modèle nodal, le flux convectif échangé au niveau de chacune des surfaces. Et de ce fait, nous imposons au modèle nodal de respecter le bilan d'énergie en fonction de ces transferts ainsi que de l'hétérogénéité des températures dans l'ambiance. C'est donc cette dernière méthode que nous avons retenue pour le couplage énergétique entre les approches nodales et RANS  $k-\epsilon$ . Néanmoins, la méthode n<sup>o</sup> 1, qui consiste à déterminer les coefficients de convection à l'aide du modèle RANS  $k-\epsilon$  pourrait être intéressante afin de limiter le nombre d'appels de la résolution du modèle RANS  $k-\epsilon$  en constituant une base de données des coefficients de convection pour la cavité étudiée. Ainsi la résolution du modèle RANS  $k-\epsilon$  pourrait se limiter aux cas non encore présents dans cette base. Mais dans tous les cas ceci constitue une manière approchée d'accéder au résultat. La méthode de couplage n<sup>o</sup> 2 se révélant la plus fiable en terme du respect du bilan énergétique de la pièce avec les deux modèles, elle sera présentée au travers d'une application du chapitre 4.

Cependant, pour les différents couplages proposés, nous avons mis en évidence le caractère itératif de la procédure de résolution. Ceci signifie en principe que l'obtention d'une solution compatible pour les deux modèles à un instant donné requiert la résolution des modèles à plusieurs reprises. Or comme nous l'avons indiqué dans la présentation des différentes méthodes de modélisation que nous avons retenues, la méthode RANS  $k-\epsilon$  est de loin la plus coûteuse en temps de calcul. Les méthodes nodales et zonales nécessitent quant à elles des temps de calcul raisonnables et du même ordre de grandeur pour les deux méthodes, si l'on compare un bâtiment

complet décrit par l'approche nodale et une zone particulière de celui-ci maillée par l'approche zonale. Par conséquent, différentes techniques numériques peuvent être envisagées pour résoudre un problème intégrant différentes méthodes de modélisation, surtout si celles-ci offrent un déséquilibre en terme de temps de calcul. Ces techniques sont présentées dans la partie suivante.

### 3.4.2 Les techniques numériques de couplage

Différentes méthodes de couplage numérique sont envisageables. D'un point de vue dynamique, l'étude des performances des bâtiments est généralement faite avec un pas de temps horaire. Ce pas de temps sera donc celui du modèle nodal et nous l'appellerons le pas de temps principal. Chacun de ces pas constitue en fait un point de rencontre entre les différents modèles détaillés couplés au modèle nodal. En fonction de la dynamique de l'évolution des caractéristiques des zones détaillées, nous pouvons envisager de déterminer soit des solutions stationnaires à chaque pas de temps principal, soit l'évolution dynamique au cours de chaque pas de temps. Il apparaît évident que la deuxième option sera extrêmement coûteuse en temps de calcul avec un modèle RANS  $k-\epsilon$ , mais pourra en même temps se révéler indispensable pour l'étude par exemple de la dynamique de dispersion de polluant au voisinage d'une source. Pour le cas du couplage avec un modèle zonal, nous pouvons envisager une autre option. En effet les temps de calcul sont sensiblement du même ordre de grandeur entre les deux modèles. Ceux-ci peuvent donc tous deux être formulés de manière dynamique. On tentera alors de procéder à la rencontre des solutions sur le pas de temps principal.

D'une manière générale, les différentes méthodes de couplage numérique peuvent être classées en deux grandes familles : les méthodes asynchrones et les méthodes synchrones.

#### 3.4.2.1 Les méthodes asynchrones

Dans cette première famille, il n'y a aucun bouclage entre les deux modèles, à aucun pas de temps. Les résultats d'un des 2 modèles peuvent être utilisés comme conditions aux limites du second. Par exemple, un modèle RANS  $k-\epsilon$  simule les détails d'une ou plusieurs pièces d'un bâtiment multi-zone, prenant les résultats du modèle nodal comme conditions aux limites (ex. débits d'infiltration, température et concentration provenant des zones adjacentes). La figure 3.21(a) présente de façon schématique cet exemple de couplage asynchrone entre un modèle RANS et un modèle nodal. Dans cette figure, chaque flèche correspond à l'échange de données résultats d'un premier modèle vers le second. Ce type de couplage est d'une utilité limitée car il permet uniquement de déterminer les détails dans une pièce sans que ceux-ci n'aient d'influence sur le comportement du reste du bâtiment.

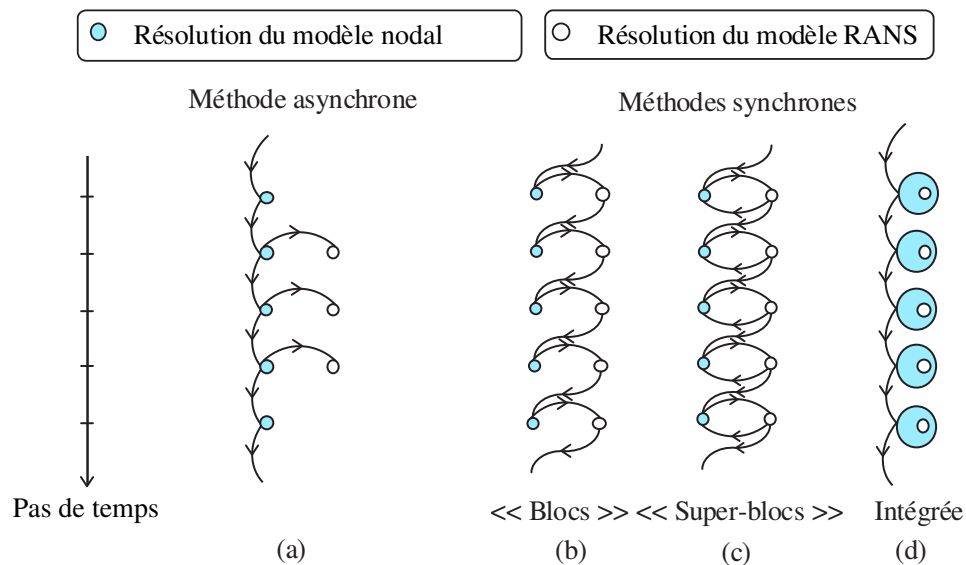


FIG. 3.21 – Représentation schématique des différents couplages numériques

### 3.4.2.2 Les méthodes synchrones

Ces méthodes, quant à elles, imposent une synchronisation des données des deux modèles, à chaque pas de temps principal. Les deux modèles sont résolus de manière séquentielle ou simultanée pour chaque pas de temps principal, mais avec des procédures de mise à jour des données différentes. Nous avons identifié 3 niveaux de couplage synchrone allant du plus souple au plus strict qui sont : la méthode des blocs, la méthode des super-blocs et la méthode intégrée. Les figures 3.21(b, c et d) présentent de façon schématique, la manière dont les données sont échangées entre deux modèles et pour les 3 procédures d'échanges de données.

Dans la méthode des blocs (ou dite du « ping-pong »), chaque modèle est résolu une fois à chaque pas de temps. Cette méthode dite également quasi-dynamique est utile lorsque le pas de temps principal reste faible devant la constante de temps du système dynamique étudié (SREBRIC *et al.*, 2000), de manière à ce que le système évolue peu entre deux pas de temps.

Dans la méthode des super-blocs (ou également dite en « oignon »), les deux modèles sont résolus de manière séquentielle jusqu'à satisfaction d'un critère global de convergence à chaque pas de temps. Cette méthode permet d'obtenir une solution compatible pour les deux modèles à chaque pas de temps. Elle est donc indépendante de la durée du pas de temps principal, sous réserve que la dynamique du système demeure correctement représentée. En effet, peu de codes de calcul permettent de contrôler l'erreur d'intégration commise par les schémas de discrétisation temporelle. Et même si dans la pratique un pas horaire peut être suffisant pour représenter le comportement dynamique d'un bâtiment, il peut arriver qu'en raison de la variation brusque des conditions aux limites (relance d'un système de chauffage par exemple), un pas de temps inférieur

soit nécessaire. Par conséquent, il serait souhaitable de pouvoir mettre en place des techniques de calcul à pas de temps variable pour éviter tout problème d'erreur d'intégration.

Enfin, la méthode intégrée consiste à traiter les deux modèles comme un système d'équations unique. Dans ce cas, le modèle RANS  $k-\epsilon$  constitue une équation du système complet d'équations non-linéaires à résoudre pour représenter le comportement du bâtiment. Ainsi, dans le cas d'une procédure de calcul itérative de type NEWTON-RAPHSON le code de calcul CFD sera appelé plusieurs fois à chaque itération, une fois pour l'évaluation du système et autant de fois que nécessaire pour évaluer les dérivées partielles du Jacobien impliquant les variables de couplage entre les deux modèles. Cette approche, bien que certainement très robuste, devient prohibitive de par le temps de calcul nécessaire. Mais on peut imaginer parvenir à résoudre ce type de systèmes dans un avenir proche au vu des progrès actuels des performances des moyens de calcul.

Par conséquent, nous pouvons conclure quant à la procédure d'échange de données retenue dans le cas d'un modèle RANS  $k-\epsilon$  pour la représentation des détails dans un local couplé à un modèle de bâtiment multi-zone. La méthode des super-blocs semble offrir le meilleur compromis en terme de qualité de modélisation physique et de temps de calcul requis. En effet cette méthode permet de trouver une solution compatible entre les deux modèles, tout en ne nécessitant qu'un appel du code CFD à chaque itération. Cependant, on comprend que ce type d'approche ne pourra être envisagé que pour des études sur de faibles périodes de temps. Par ailleurs, nous avons montré l'intérêt d'utiliser des modèles RANS  $k-\epsilon$  à mailles grossières pour une estimation des résultats avec des gains de temps notables. Les mécanismes de couplage présentés ci-dessus restent valables pour cette méthode de modélisation également. Et du fait du moindre temps requis pour une simulation, on pourra dans ce cas effectuer des études sur de plus longues périodes de temps, tout en nuancant la qualité des résultats obtenus. Dans la partie suivante, nous présentons brièvement les moyens pour mettre en œuvre les techniques de couplage retenues au sein de la plate-forme SIMSPARK.

### 3.4.3 La mise en œuvre des couplages

Le couplage entre un modèle nodal et un modèle zonal s'effectue au niveau des équations. Il s'agit donc d'une procédure de couplage dite intégrée. Les deux modèles ne forment qu'un seul système d'équations. Dans la mesure où ces deux approches ont été implémentées dans SPARK, la mise en œuvre du couplage consiste à décrire à l'aide de SIMSPARK, un problème composé de classes à la fois de l'approche nodale et de l'approche zonale. Nous avons présenté auparavant les techniques de connexion des classes de ces deux modèles. Nous en présenterons une application dans le chapitre suivant.

Concernant le couplage entre un modèle nodal et un modèle RANS  $k-\epsilon$ , l'approche utili-

sée consiste à traiter ce dernier comme une équation orientée prenant une liste d'argument et retournant une liste de sortie. Ce type d'équations peut être décrit au sein d'une classe atomique de SPARK. Ensuite, une syntaxe spécifique à SPARK permet de découpler cette équation du reste du système afin de demander l'itération entre les deux modèles. Cette procédure consiste en fait à réaliser deux composants forts du système d'équations, le modèle RANS  $k-\epsilon$  se comportant comme un composant explicite. C'est donc SPARK qui gère les transferts de données ainsi que le contrôle de la convergence afin d'obtenir une solution compatible pour les deux modèles.

#### 3.4.4 Conclusion

Dans cette partie du document, nous avons mis en évidence les techniques de couplage entre les modèles de niveaux de finesse différents que nous avons retenus pour notre étude. Ces couplages s'opèrent à deux niveaux, l'un lié à la nature des modèles physiques représentés à savoir les transferts aérauliques ou thermiques, l'autre lié aux techniques d'échanges de données pour la simulation dynamique du comportement d'un bâtiment.

Nous avons donc dégagé deux types de mises en œuvre des couplages pour les deux associations de modèles que sont {nodal + zonal} ou {nodal + RANS  $k-\epsilon$ }. Ces techniques sont néanmoins généralisables à d'autres associations mettant en jeu les trois niveaux de modèles simultanément.

Afin de mettre en évidence l'intérêt de mettre en œuvre de tels couplages entre des niveaux de finesse différents pour la représentation d'un bâtiment, nous présentons dans le chapitre suivant différentes applications des techniques exposées ici.

### 3.5 Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons tout d'abord démontré l'intérêt d'utiliser un environnement orienté objet et basé sur une description du problème sous forme de systèmes d'équations pour la mise en œuvre des modèles de transferts par les approches nodales et zonales. La plate-forme développée, SIMSPARK, permet de sélectionner les modèles au sein d'une librairie structurée pour la génération automatisée du problème SPARK et de ses données numériques, et enfin facilite la représentation graphique des résultats. Le formalisme mis en place, permet également d'intégrer et de tester de nouveaux modèles tout en profitant des modèles existants. Ceci permet aux différents utilisateurs d'enrichir la librairie et de tirer profit des développements apportés par d'autres.

Ensuite, nous avons présenté la problématique du couplage entre des modèles de niveaux de finesse différents. Nous avons alors déterminé des techniques de couplage physique et numérique des différents modèles qui soient adaptées à nos objectifs. Enfin, ces différentes approches ont été implémentées dans la plate-forme SIMSPARK et nous présentons dans le chapitre suivant leurs applications au travers de différentes études concernant l'efficacité de ventilation ou énergétique dans différents bâtiments prototypes.

## Chapitre 4

# Applications

---

Dans ce quatrième chapitre, nous présentons différentes applications de notre plate-forme de simulation. Dans un premier temps nous mettons en évidence l'intérêt du couplage entre les méthodes nodales et zonales pour la prédiction des écoulements et du transport de polluant dans un bâtiment bi-zone. La seconde application traite du couplage entre les méthodes nodales et RANS  $k-\epsilon$  pour l'analyse des performances énergétiques d'un bâtiment R+2 composé de 3 bureaux connectés à un atrium. Nous étudions ensuite le comportement dynamique du même bâtiment soumis à différentes sollicitations climatiques et modélisé par les méthodes nodales et zonales. La dernière application de couplage montre la voie d'une nouvelle approche pour la méthode zonale. Celle-ci consiste à déterminer la structure de l'écoulement dans un local à l'aide d'un calcul RANS  $k-\epsilon$  et à transmettre cette connaissance à un modèle zonal.

---





## 4.1 Analyse de l'efficacité de ventilation

Les formulations conventionnelles des modèles zonaux prédisent une chute de pression au travers de la pièce, c'est-à-dire entre deux ouvertures, qui est dépendante de la densité du maillage (AXLEY, 2001), ce qui rend impossible la correspondance entre les pressions déterminées par un modèle nodal multi-zone et les pressions déterminées par le modèle zonal de la pièce pour laquelle nous souhaitons avoir une information sur le détail des caractéristiques de l'ambiance. Dans cette application, nous proposons une méthodologie pour contourner cette difficulté (MORA, INARD, WURTZ et AXLEY, 2002) afin de prédire les écoulements et le transport de polluant dans le bâtiment bi-zone étudié par BURCHIU (1998).

### 4.1.1 Dispositif expérimental

La cellule expérimentale MINIBAT du CETHIL (INSA de Lyon) est dans cette étude composée de deux zones séparées par une paroi contenant en son centre une porte de dimensions  $0,7\text{ m} \times 2,1\text{ m}$  (voir figure 4.1). Cinq surfaces de paroi de cette cellule sont maintenues à température constante alors que la sixième surface est en contact avec une chambre climatique permettant de contrôler la température d'air entre  $-10$  et  $+40^\circ\text{C}$ . Un taux de renouvellement d'air est imposé à la cellule par un système de ventilation mécanique contrôlée. Les bouches de diffusion et d'extraction d'air sont disposées en partie supérieure des deux parois extérieures faisant face à la paroi séparatrice.

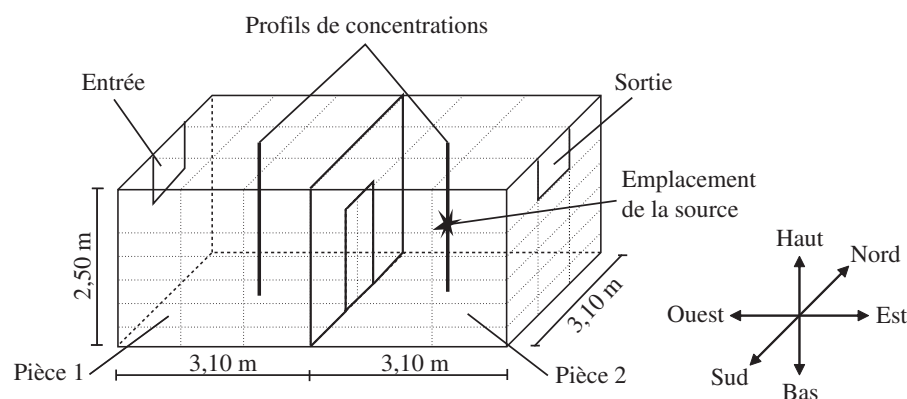


FIG. 4.1 – Description du bâtiment bizonne MINIBAT

Notre démarche a pour but de mettre en évidence une méthodologie de couplage afin de traiter un problème multi-zone à l'aide de l'approche zonale. Nous nous plaçons dans le cas d'un renouvellement d'air imposé au niveau de la bouche d'entrée d'air située dans la pièce 1 avec la présence d'une source de polluant au centre de la pièce 2.

### 4.1.2 Approche

Dans le chapitre précédent, nous avons mis en évidence les limites de l'approche zonale quant à la représentation du champ des pressions un local. Si la résistance offerte à l'écoulement d'air n'est pas correctement représentée par cette approche, celle-ci est alors incapable de traiter un problème avec au moins deux bouches de reprise (ayant une condition aux limites en pression). Car dans ces conditions, c'est l'appréciation du champ des pressions qui conditionne les répartitions des débits au travers de ces ouvertures.

Dans cette étude de la cellule MINIBAT, la difficulté est de caractériser l'écoulement au travers de la grande ouverture matérialisée par le passage de la porte située sur la paroi séparatrice. Avec l'approche zonale, cette ouverture peut être traitée par un nombre variable d'éléments aérauliques. Dans cette étude, nous avons effectué deux essais, l'un avec un seul élément (débit unidirectionnel) et l'autre avec deux éléments, de manière à pouvoir caractériser un écoulement bi-directionnel au travers de la porte s'il y a lieu. Ces deux cas se traduisent par deux maillages  $2 \times 3 \times 2$  et  $3 \times 3 \times 3$  pour chacune des zones. Il faut noter que pour le premier cas, chaque zone ne comporte que deux ouvertures. Par conséquent les débits les traversant seront identiques car uniquement déterminés par le bilan massique de la zone, traduit de proche en proche par les bilans de masse de chacune des cellules constituant les maillages. En revanche dans le second cas, la répartition des débits au travers des deux éléments caractérisant l'ouverture va dépendre de la solution du champ de pression dans chacune des zones.

Nous avons étudié ce bâtiment expérimental pour les conditions thermiques et aérauliques suivantes. L'air neuf entre par la bouche de diffusion (entrée) à une température de  $10^{\circ}\text{C}$  pour être rejeté au niveau de bouche d'extraction (sortie) avec un taux de renouvellement d'air d' $1 \text{ vol.h}^{-1}$  (soit  $50 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ ). La température d'air extérieur est maintenue à  $20^{\circ}\text{C}$  aux abords de toutes les parois exceptée celle la plus à gauche où une température extérieure d'environ  $10^{\circ}\text{C}$  est imposée par la chambre climatique. Ces conditions se traduisent par les températures de surface interne qui sont données dans le tableau 4.1. La paroi séparatrice est supposée adiabatique. L'ensemble de ces conditions correspondent au cas R13 étudié par BURCHIU (1998).

TAB. 4.1 – *Températures de surface dans la cellule MINIBAT [ $^{\circ}\text{C}$ ]*

Pièce 1					Pièce 2				
Ouest	Sud	Nord	Haut	Bas	Est	Sud	Nord	Haut	Bas
10	14,69	14,69	13,47	18,43	16,87	16,87	16,87	15,76	18,74

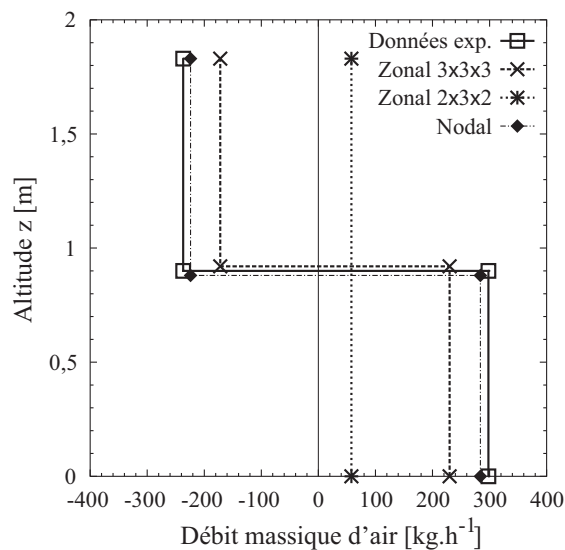


FIG. 4.2 – Débits au travers de l'ouverture

### 4.1.3 Résultats

Dans un premier temps, nous avons couplé les deux modèles de zones décrites par l'approche zonale d'une manière classique, c'est-à-dire qu'il y a continuité du champ de pression au niveau de l'ouverture située entre les deux pièces du bâtiment. Nous avons également traité ce problème à l'aide d'une approche nodale représentant la porte par un modèle de grande ouverture. La formulation de ce modèle est décrite dans la partie 2.1.3.2 (page 34). Dans cette étude, nous avons fixé un coefficient de décharge  $C_d = 0,5$  sur toute la hauteur de l'ouverture en accord avec les travaux de BURCHIU (1998). Et nous avons alors cherché à déterminer l'écoulement d'air au travers de la porte.

#### 4.1.3.1 Débits massiques au travers de la porte

La figure 4.2 présente les résultats de débits massiques au travers de l'ouverture pour les deux maillages du modèle zonal et pour le modèle nodal, ainsi que les données expérimentales obtenues par BURCHIU (1998) dans le cas n° R13. Dans cette configuration, où la température dans la pièce 1 est inférieure à celle de la pièce 2 du fait des déperditions par le vitrage, on observe un écoulement bi-directionnel avec en partie supérieure de l'ouverture un débit opposé au sens de l'écoulement imposé par le système de ventilation.

Étant donnée la formulation unidirectionnelle de l'écoulement au travers d'un élément d'ouverture du modèle zonal, le maillage de dimension  $2 \times 3 \times 2$  est en mesure de déterminer uniquement la direction et le module du débit net traversant l'ouverture. En revanche, le modèle  $3 \times 3 \times 3$  permet d'obtenir l'écoulement bi-directionnel au travers de l'ouverture. Cependant les modules

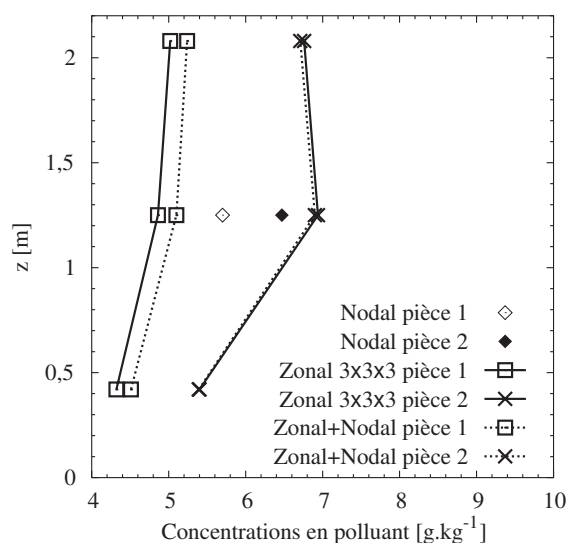


FIG. 4.3 – Profils de concentration en polluant

sont sous-estimés par rapport aux données expérimentales pour les deux sens de l'écoulement.

Comme nous l'attendions, ces résultats indiquent que les modèles zonaux conventionnels ne sont pas en mesure d'estimer de façon précise les écoulements au travers de grandes ouvertures mettant en relation deux zones d'un bâtiment. En revanche, les prédictions du modèle nodal sont en très bon accord avec les données expérimentales. Donc afin de remédier à la limitation des modèles zonaux, nous proposons l'approche suivante. Il s'agit de déterminer dans un premier temps les transferts de masse au sein du bâtiment entier à l'aide de la méthode nodale puis d'imposer cette solution comme conditions aux limites des deux modèles de zones utilisant l'approche zonale. Dans ce cas, l'écoulement au travers de la grande ouverture est une donnée d'entrée pour les deux modèles zonaux pour lesquels il n'y a pas de continuité des champs de pression.

Cette procédure de couplage a été mise en œuvre dans la plate-forme de simulation SIM-SPARK. Et nous l'avons ensuite appliquée à une étude de transport de polluant dans cette même cellule expérimentale.

#### 4.1.3.2 Dispersion de polluant

Nous avons conservé les mêmes conditions aux limites thermiques et aérauliques que précédemment considérant que l'écoulement est stationnaire durant tout le processus de dispersion de polluant. Il faut noter que la procédure de couplage mise en œuvre est effective pour chaque pas de temps de calcul. Auquel cas, les conditions aux limites du modèle zonal sont mises à jour à chaque pas de temps. Nous pouvons également procéder au bouclage entre les deux modèles à chaque pas de temps, si l'on considère que les résultats du modèle zonal en terme de prédiction

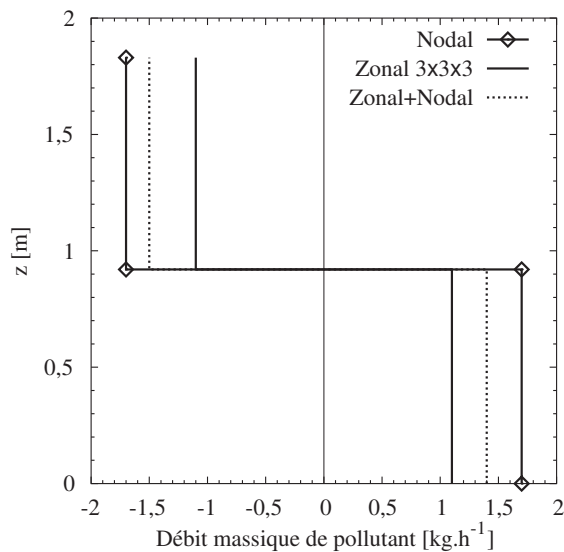


FIG. 4.4 – Débits de polluant au travers de l'ouverture

du champ de température notamment, influent sur la résolution du modèle nodal.

Dans cette étude, nous avons imposé une source constante de  $0,1 \text{ g.s}^{-1}$  de polluant de même densité que l'air. Cette source est située au centre de la pièce 2 (voir figure 4.1).

La figure 4.3 présente les profils de concentration en polluant obtenus le long des deux axes verticaux situés au centre des pièces 1 et 2. Nous observons clairement que le modèle nodal surestime la concentration dans la pièce 1 par rapport aux résultats du modèle zonal. Ce résultat met en évidence une fois de plus les limitations de l'hypothèse de mélange parfait adoptée dans l'approche nodale.

Lorsque les modèles zonaux sont couplés au modèle nodal, les débits massiques au travers de l'ouverture augmentent en intensité par rapport aux modèles conventionnels (voir figure 4.2). Cette augmentation de débit se traduit alors par une élévation de la concentration dans la pièce 1 située en amont de la source.

La figure 4.4 présente les débits de polluants au travers de l'ouverture pour les trois modèles cités précédemment. Nous observons dans ce cas, que le modèle nodal surestime le transfert de polluant par rapport aux résultats de modèle zonal du fait de l'hypothèse de mélange parfait. En effet, cette hypothèse induit une concentration uniforme dans la pièce où est localisée la source. Cette même concentration est utilisée pour déterminer le transfert vers la pièce voisine, alors que dans le cas du modèle zonal, la concentration est hétérogène dans les deux locaux. Ainsi, seul le polluant présent dans les cellules proches de l'ouverture est concerné par le transfert vers la pièce 1.

Ces résultats montrent l'intérêt de la technique de couplage développée pour déterminer le

détail des transferts de masse dans un bâtiment multi-zone à l'aide des approches nodales et zonales. Aussi, cette approche est généralisable à des études concernant des bâtiments disposant d'un plus grand nombre de zones.

#### 4.1.4 Conclusion

La comparaison des prédictions avec les données expérimentales nous a permis de mettre en évidence l'intérêt d'utiliser une approche nodale pour déterminer l'écoulement au travers de l'ensemble d'un bâtiment et d'imposer ensuite ses résultats comme conditions aux limites des différents modèles zonaux destinés à caractériser les détails dans des zones particulières. Nous avons ensuite démontré que la méthode de couplage fournit des prédictions de transport de polluant qui ont un meilleur sens physique que les approches nodales ou zonales seules.

Aussi, nous avons souligné qu'en pratique, l'approche nodale néglige la perte de charge associée à l'écoulement d'un local. Nous avons également fait cette hypothèse pour mettre en œuvre cette méthode de couplage entre les approches nodales et zonales. Des études supplémentaires sont donc nécessaires pour estimer la perte de charge associée à ce type d'écoulement. Nous pouvons citer une première piste consistant à appliquer la conservation d'énergie cinétique dans chacune des zones, en supplément du bilan de masse et d'énergie thermique (AXLEY, WURTZ et MORA, 2002).

Dans la partie qui suit, nous allons à nouveau appliquer la méthode de couplage présentée ici, entre un modèle nodal et un modèle zonal, mais également illustrer l'approche de couplage énergétique entre un modèle nodal et un modèle RANS  $k-\epsilon$ .

## 4.2 Analyse de l'efficacité énergétique

Dans cette partie, nous présentons une application de couplage énergétique entre les approches nodales et RANS  $k-\epsilon$ . Le couplage précédent entre les méthodes nodales et zonales, sera également employé de manière à comparer les résultats entre les approches zonales et RANS  $k-\epsilon$  dans la zone où l'on souhaite obtenir des détails.

### 4.2.1 Description géométrique

Pour cette étude, nous avons considéré une tranche d'un bâtiment disposé sur trois niveaux, et dont les rangées de bureaux sont toutes reliées avec un atrium. La figure 4.5 présente la disposition des différentes zones dans une vue en coupe du bâtiment. Les ouvertures des bureaux et de la bouche de reprise de l'atrium mesurent respectivement 20 et 60 cm.

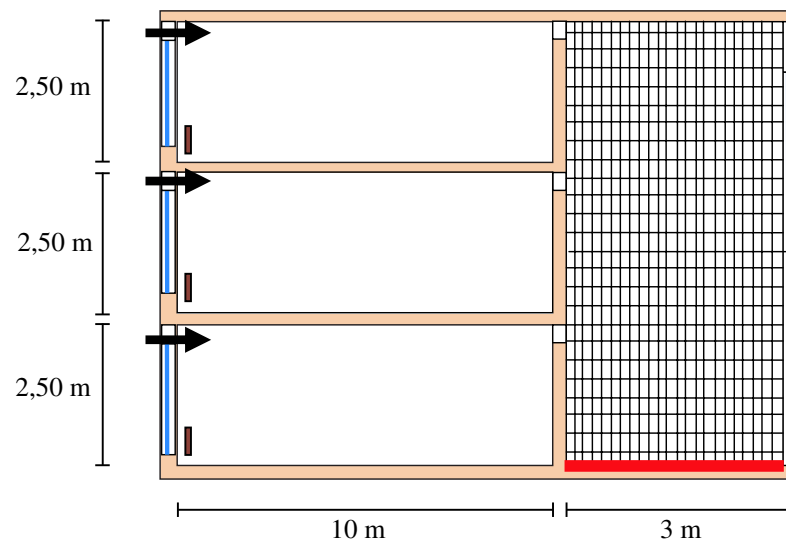


FIG. 4.5 – Description du bâtiment multi-zone

Les parois opaques donnant sur l'extérieur sont composées de 20 cm de béton armé et de 10 cm d'isolant (laine de roche). Nous avons négligé la présence de revêtements de surfaces tels que mortiers, plâtre ou placo-plâtre nécessaires en pratique à la finition des parois. Les parois vitrées sont composées de doubles vitrages 4 – 16 – 4 avec traitement de surface à émissivité moyenne. Toutes les parois intérieures au bâtiment sont uniquement composées de 20 cm de béton armé. D'après la norme française (RÉGLEMENTATION THERMIQUE, 2000) nous avons déterminé les caractéristiques physiques nécessaires au modèle d'enveloppe pour déterminer le comportement de ce bâtiment. Les éléments de vitrages sélectionnés sont à isolation thermique renforcée ( $\epsilon_n = 0,2$  et  $U_g = 2,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ).

Le tableau 4.2 rappelle les caractéristiques physiques des différents éléments constitutifs des



parois du bâtiment étudié.

TAB. 4.2 – *Caractéristiques physiques des matériaux*

Matériaux	$\lambda$ [W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]	$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$C_p$ [J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
Vitrage double	0,114	834	922
Béton armé	2,3	2400	1000
Isolant	0,039	15	1030

Ce bâtiment est également équipé d'un système de ventilation qui impose un taux de renouvellement d'air en façade de 25 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> (1 vol.h<sup>-1</sup>) dans chacun des bureaux. Ces derniers disposent chacun d'un matériel de chauffage muni de son propre système de régulation. Nous avons traité ici le cas d'un convecteur électrique muni d'un contrôle de type proportionnel. L'atrium quant à lui est muni d'un plancher chauffant régulant la température de surface du sol à 24°C. Nous nous sommes également placés en conditions extérieures de base, c'est-à-dire avec une température extérieure de -5°C et pas d'apports solaires. Enfin, nous avons considéré que le rez-de-chaussée est construit sur un vide sanitaire non ventilé à une température de 5°C.

## 4.2.2 Approche

L'objectif de cette application est de mettre en évidence l'intérêt d'utiliser un modèle détaillé de l'atrium pour l'étude de l'efficacité énergétique de ce bâtiment. Dans cette étude nous utiliserons d'une part un modèle zonal et un modèle RANS  $k-\epsilon$  pour le traitement de l'atrium, les trois bureaux et l'enveloppe du bâtiment étant représentés à l'aide d'un modèle nodal. Nous nous attacherons à déterminer le comportement du bâtiment en régime permanent.

Pour ces deux approches de modélisation de l'atrium, nous mettrons en application les recommandations que nous avons présentées dans le chapitre précédent concernant les couplages énergétiques des modèles. Dans le cas {nodal + zonal}, les deux modèles sont couplés de manière intégrée dans SPARK, où ils ne forment qu'un seul système d'équations dynamiques résolues simultanément. Dans le cas du couplage {nodal + RANS  $k-\epsilon$ }, il s'agit de déterminer les températures des surfaces délimitant l'atrium à l'aide du modèle nodal, puis de les transmettre comme conditions aux limites du modèle RANS  $k-\epsilon$ . A son tour, ce dernier va déterminer le détail de l'écoulement et de la distribution des températures dans l'atrium ainsi que les flux convectifs échangés avec les parois. Ces flux seront alors renvoyés comme conditions aux limites du modèle nodal. La procédure itérative est alors mise en place entre ces deux modèles.

La figure 4.6 présente de manière schématique les différents nœuds de couplage où s'opèrent les échanges de données entre le modèle nodal et le modèle RANS  $k-\epsilon$ . La solution initiale du

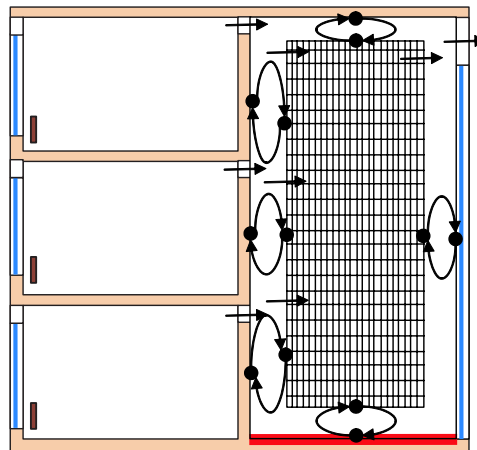


FIG. 4.6 – Illustration de la méthode de couplage

modèle nodal est obtenue en utilisant les lois empiriques conventionnelles qui dépendent de l'orientation et du régime de l'écoulement. Le tableau 4.3 présente les différentes lois utilisées pour déterminer le coefficient de transfert convectif  $h_{cu}$  en fonction de la température d'air  $T_i$  et de la température de surface  $T_{su}$  de l'élément de paroi considéré.

TAB. 4.3 – Expression des coefficients de transfert convectif

Orientation des parois	Expression
Plafond	$h_{cu} = 3$
Plancher	$h_{cu} = 1,5  T_i - T_{su} ^{1/3}$
Parois verticales	$h_{cu} = 3  T_i - T_{su} ^{1/3}$

Dans cette procédure de couplage numérique, on se contente d'évaluer chaque modèle en mettant à jour ses conditions aux limites à l'aide des résultats de l'autre modèle. De manière à éviter des variations trop brusques des variables de couplage qui déstabiliseraient la procédure de couplage, nous avons eu recours à une méthode de sous-relaxation. Cette méthode consiste non pas à propager directement les résultats d'un modèle vers le second, mais à prendre une solution intermédiaire entre cette dernière valeur et la précédente. Le coefficient de sous-relaxation (compris entre 0 et 1), permet de déterminer la position de la solution retenue sur la droite constituée des deux points solutions (la dernière calculée et la précédente).

La figure 4.7 présente l'évolution au cours des itérations des variables de couplage que sont les flux convectifs et les températures de surface. On constate que pour les deux types de variables, la stabilisation des valeurs est atteinte très rapidement, seulement après 10 itérations. L'arrêt de la procédure itérative s'effectue lorsque la moyenne quadratique des écarts relatifs entre deux solutions de températures de surface et de flux convectifs devient inférieure à un  $\epsilon$  donné par l'utilisateur ( $\epsilon = 10^{-3}$  dans cette étude). Nous observons que les variables qui fluc-

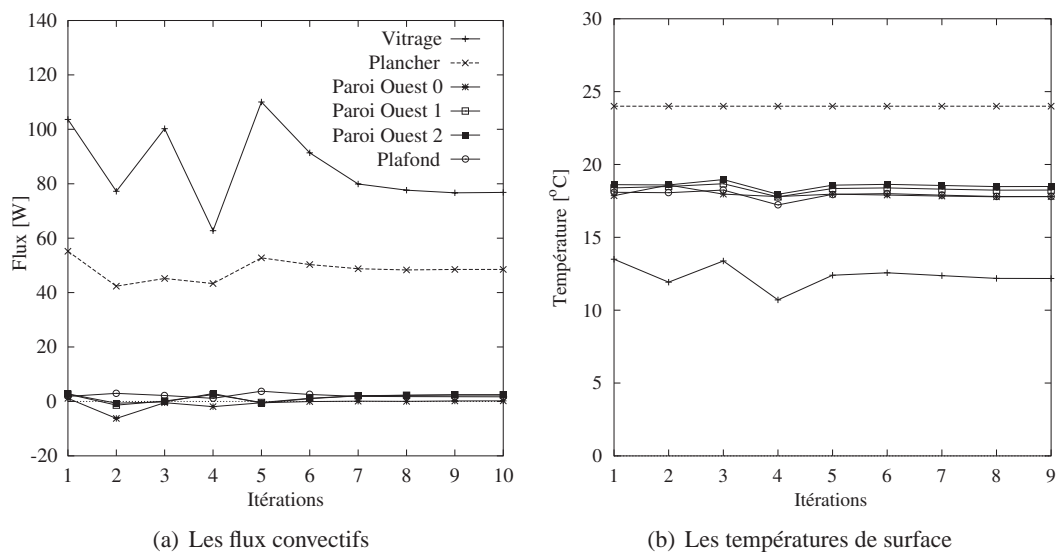


FIG. 4.7 – Evolution des variables de couplage au cours de la résolution

tuent le plus sont la température de surface du vitrage et les flux convectifs échangés avec le sol et le vitrage.

### 4.2.3 Résultats

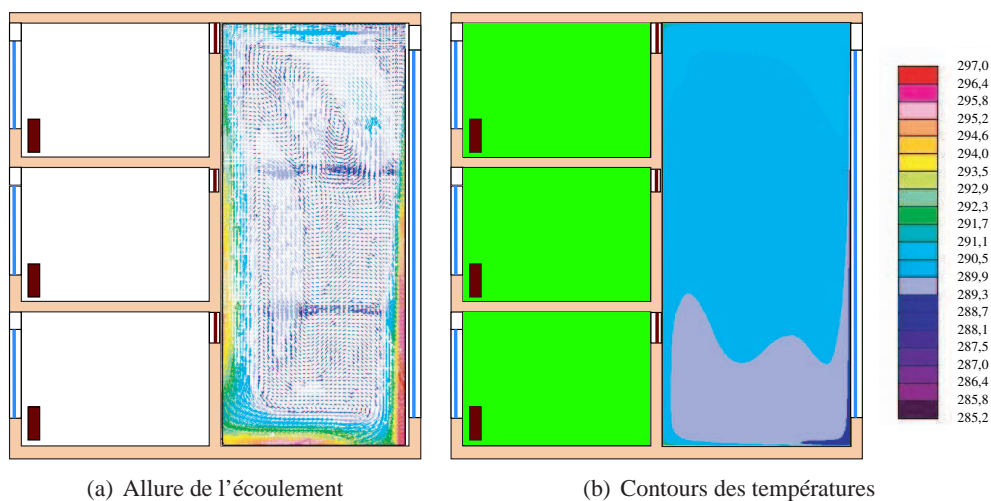


FIG. 4.8 – Résultats avec un modèle RANS  $k-\epsilon$  dans l'atrium

La figure 4.8 présente les résultats obtenus avec le modèle {nodal + RANS  $k-\epsilon$ } à la fin du processus d'itération. L'écoulement dans l'atrium (figure 4.8(a)) présente une large circulation d'air avec un écoulement descendant le long du vitrage avec une vitesse maximum de  $0,32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  près du sol, et ascendant le long de la paroi opposée. Dans la partie centrale, l'écoulement est perturbé par la présence des ouvertures connectant les bureaux à l'atrium. La figure 4.8(b) pré-

sente les contours de température. Les trois bureaux ont une température uniforme de 19°C. Le modèle RANS  $k-\epsilon$  prédit une stratification thermique dans l'atrium d'environ 2°C.

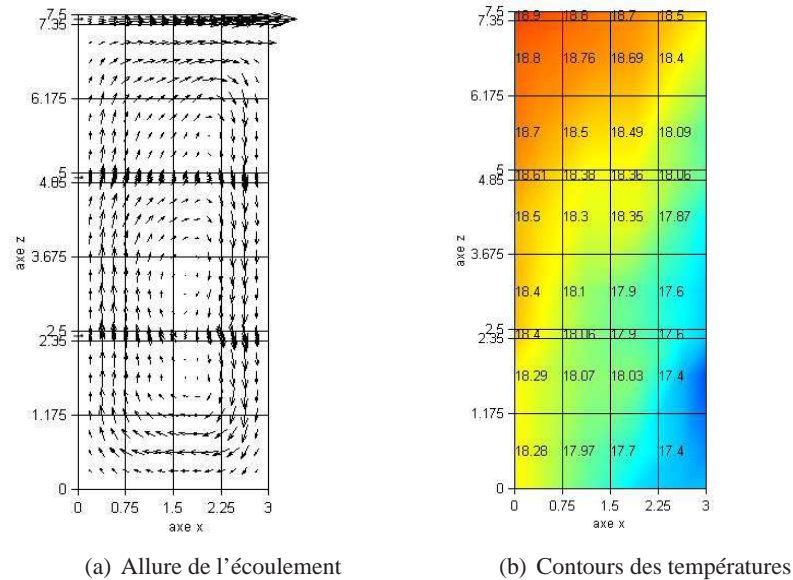


FIG. 4.9 – Résultats du modèle zonal dans l'atrium

La figure 4.9 présente les résultats obtenus dans l'atrium à l'aide du modèle {nodal + zonal}. Le modèle zonal est en mesure de représenter la large recirculation d'air au sein de l'atrium. La stratification est également prédite, mais avec une structure légèrement différente de celle obtenue avec le modèle RANS  $k-\epsilon$ .

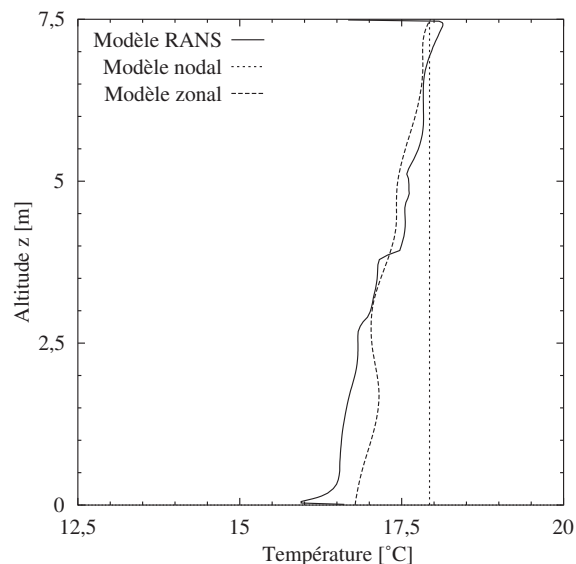


FIG. 4.10 – Profils de température au centre de l'atrium

La figure 4.10 compare les profils de température obtenus avec les trois méthodes utilisées, le long d'un axe vertical situé au centre l'atrium. On observe que les deux modèles détaillés

représentent sensiblement le même profil, excepté dans la partie inférieure où le modèle zonal surestime légèrement la température. Enfin, nous pouvons noter que l'approche nodale surestime la température dans l'atrium.

TAB. 4.4 – Puissance de chauffe et température d'équilibre convectif

Itération	$P_{elec_{RDC}}$ [W]	$P_{elec_{1er}}$ [W]	$P_{elec_{2e}}$ [W]	Température Atrium [ °C ]
1	357	202	252	17,6
10	356	204	251	17,93

Le tableau 4.4 présente l'évolution de la puissance électrique du convecteur de chaque niveau de bureaux et de la température d'équilibre convectif dans l'atrium, entre la première et la dernière itération. Nous pouvons constater que les puissances électriques varient peu. Le couplage numérique des deux modèles a donc peu d'incidence sur le calcul des déperditions des bureaux. En effet, la configuration étudiée n'offre qu'un couplage énergétique faible de l'atrium vers les bureaux. Du fait du sens de l'écoulement imposé au travers du bâtiment, ce couplage se limite aux transferts de chaleur au travers des parois. Nous pouvons néanmoins observer que la température d'équilibre convectif de l'atrium a augmenté de plus de 0,4 °C entre la première et la dernière itération. Ceci est essentiellement dû à l'évolution des flux convectifs qui dans la première itération sont calculés à l'aide de coefficients de transferts convectifs issus de lois empiriques alors que dans le dernier résultat, ceux-ci sont déterminés par le modèle RANS  $k-\epsilon$ .

TAB. 4.5 – Flux convectifs et températures de surface

Itération	Flux convectifs [W]				Températures de surface [ °C ]	
	Vitrage	Plancher	Autres surfaces	Renouvellement d'air	Vitrage	Plancher
1	-101	58	8	35	13,15	24
10	-78	49	4	25	12,18	24
<b>Différence</b>	-24 %	-16 %	-48 %	-29 %		

Le tableau 4.5 présente l'évolution des flux convectifs au niveau des différentes parois et celle des températures de surface du vitrage entre la première et la dernière itération. Parmi les flux convectifs, nous avons ajouté le flux échangé par renouvellement d'air de manière à vérifier et observer l'évolution du bilan convectif de l'atrium. L'évolution des différents flux nous montre que le modèle couplé {nodal + RANS  $k-\epsilon$ } détermine des flux convectifs inférieurs à ceux obtenus avec l'approche nodale seule (itération 1). Cependant, bien que les échanges diminuent, l'équilibre thermo-convectif se fait sur une température plus élevée (de l'ordre de

0,4 °C). Les apports par renouvellement d'air diminuent également du fait de l'augmentation de cette température interne du local. Concernant la température de surface du vitrage, les échanges convectifs diminuant, celle-ci s'abaisse alors de près de 1 °C.

#### 4.2.4 Conclusions

Cette étude nous montre la difficulté de quantifier les échanges par convection au niveau de la surface de l'enveloppe. Nous avons montré que dans la configuration étudiée, les coefficients d'échanges convectifs issus d'études empiriques induisent une surestimation des flux convectifs. La méthode de couplage mise en œuvre permet alors d'apporter une caractérisation plus fine de ces transferts de chaleur, en supplément du détail de l'écoulement et des champs de température dans le local.

Cette approche de couplage mérite cependant d'être étendue aux problèmes d'aérodynamique, de manière à fournir une information quant à la résistance offerte aux transferts de masse au travers du bâtiment par l'écoulement au sein du local détaillé. Aussi, cette approche sera utile à la détermination des transferts de polluants et d'humidité dans un bâtiment soumis à des sollicitations de convection mixte.

Enfin, la méthode mise en œuvre dans cette application est transposable à l'étude de l'impact de micro-climats urbains sur le confort et les dépenses énergétiques des bâtiments. Pour ce type d'étude, nous pouvons proposer de coupler de manière énergétique un modèle RANS  $k-\epsilon$  décrivant l'environnement immédiat du bâtiment dans lequel les phénomènes de transferts sont complexes avec un modèle nodal représentant l'enveloppe et l'ambiance du bâtiment.



## 4.3 Comportement dynamique d'un bâtiment multi-zone

Dans cette partie, nous présentons une application d'un modèle couplé {nodal + zonal} pour l'étude du comportement dynamique d'une tranche du même bâtiment multi-zone que celui présenté dans l'application précédente.

### 4.3.1 Description géométrique

La figure 4.11 présente à nouveau la géométrie de la tranche du bâtiment, ainsi que le maillage zonal utilisé pour représenter les détails au sein de l'atrium.

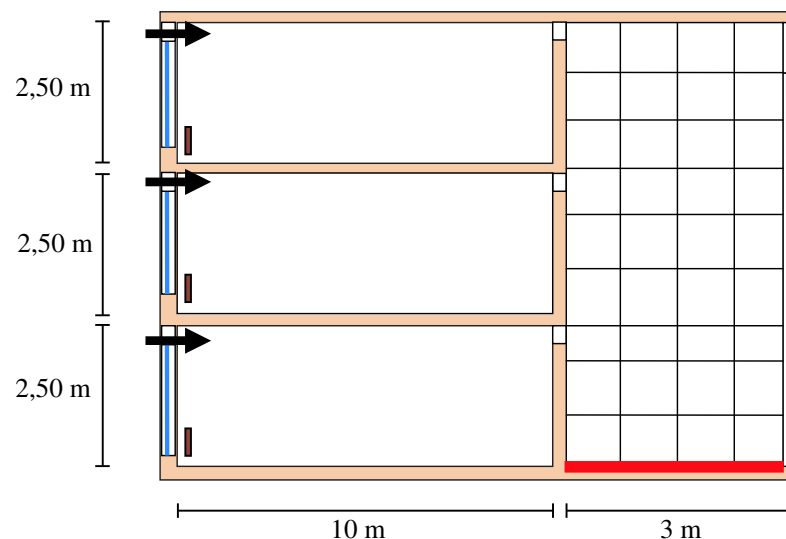


FIG. 4.11 – Description du bâtiment multi-zone

Les caractéristiques des matériaux ainsi que la composition de l'enveloppe sont identiques à l'étude précédente en régime permanent. Les conditions aérauliques sont également maintenues stationnaires à  $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  d'air extérieur entrant dans chacun des bureaux. Les conditions extérieures sont déterminées à l'aide d'un fichier météorologique de la ville de La Rochelle et chaque bureau dispose d'un convecteur électrique régulant la température à  $19 \text{ }^\circ\text{C}$  par contrôle proportionnel.

### 4.3.2 Approche

Dans cette application, nous avons utilisé la méthode de couplage intégrée, c'est-à-dire que les deux modèles (nodal et zonal) ne forment qu'un seul système d'équations décrit et résolu dans la plate-forme SIMSPARK.



Nous avons choisi un pas de temps de calcul d'une minute, de manière à assurer la convergence du système dynamique sur toute la période de temps étudiée. La simulation s'est portée sur les deux premières semaines du mois de janvier, et nous présenterons les résultats sur quatre jours, du 6 Janvier minuit au 10 janvier 6h (heures solaires).

### 4.3.3 Résultats

Nous présentons dans la figure 4.12 les résultats de température d'air obtenus en quatre points situés sur un axe vertical de l'atrium. Les coordonnées des cellules sont mentionnées sur la figure. Par exemple cellule 2, 0, 0 signifie que le point concerne la cellule située dans la troisième colonne (en partant de la gauche) et sur la première ligne (en partant du sol). Les trois autres points se situent dans la même colonne mais à des hauteurs différentes.

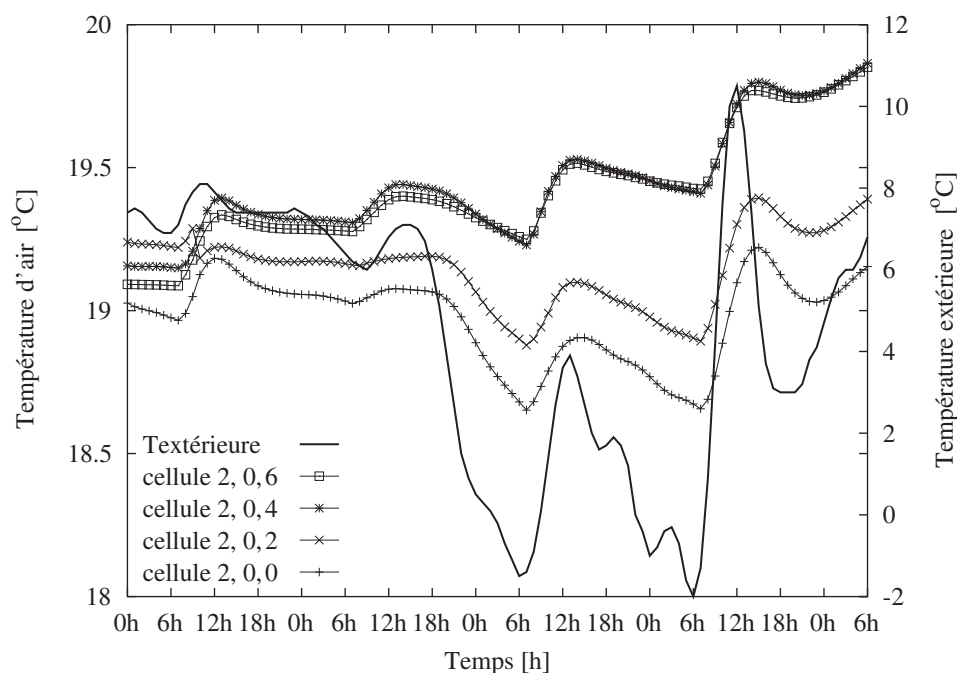


FIG. 4.12 – Profils de température au centre de l'atrium

Cette figure présente donc l'évolution des températures d'air prédites dans l'atrium par le modèle zonal ainsi que celle de la température extérieure dont l'axe des ordonnées est situé sur la partie droite du graphe. Les températures d'air évoluent d'une manière analogue à la température extérieure avec toute fois un léger déphasage et un amortissement dans leur évolution par rapport à cette dernière. Ceci est dû à l'effet des parois dont l'inertie ralentit l'évolution de leur température interne.

De plus, nous pouvons observer que la stratification, écart positif entre la température en partie haute et celle en partie basse de l'atrium, devient plus prononcée à mesure que la température

extérieure diminue. L'allure de l'écoulement, très ressemblant à celui obtenu dans l'application précédente, fait que la température en partie haute du local est essentiellement dominée par la température des bureaux qui est régulée à 19 °C. En revanche, l'air qui circule en partie basse a été refroidi par le passage à proximité du vitrage. Par conséquent, la diminution de la température extérieure entraîne la chute de la température en partie basse de l'atrium. Ces effets sont remarquables sur la courbe de la cellule 2, 0, 0 pour la partie basse et la courbe de la cellule 2, 0, 6 pour la partie haute.

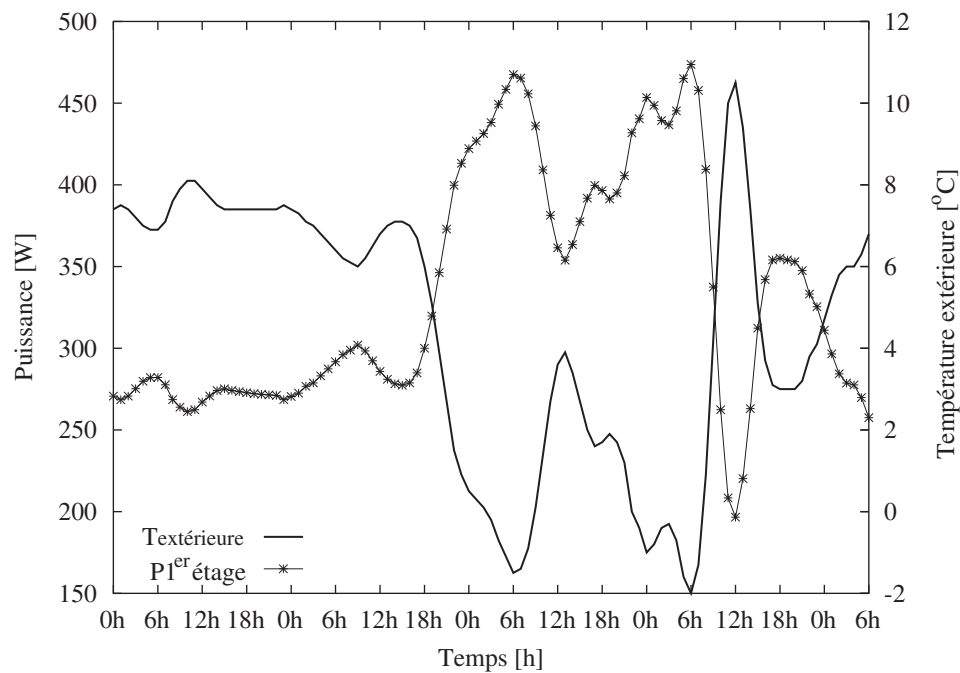


FIG. 4.13 – Évolution de la puissance des convecteurs

La figure 4.13 nous montre l'évolution de la puissance électrique dissipée par le convecteur du bureau situé au 1<sup>er</sup> étage. Nous n'avons pas présenté les résultats pour les deux autres bureaux car les courbes se superposent quasiment. L'évolution de la puissance au cours du temps est mise en parallèle de la variation de la température extérieure dont l'axe des ordonnées est placé en partie droite du graphe. Nous pouvons observer que la courbe de la puissance électrique varie de façon opposée à celle de la température extérieure. Ceci vient confirmer l'action du contrôleur visant à maintenir la température constante dans chaque bureau. Lorsque la température extérieure diminue, la puissance augmente de manière à compenser l'accroissement des déperditions.

Nous n'observons pas de déphasage entre les deux courbes car le rôle des parois opaques a une contribution faible sur la dynamique du système. En effet nous nous sommes placés dans une configuration d'isolation intérieure pour les parois donnant vers l'extérieur. Du fait du contrôle de la température intérieure à 19°C, les températures de surface des parois opaques varient peu, et donc le flux échangé avec celles-ci également. Par contre, le vitrage placé en façade a lui

une constante de temps beaucoup plus faible, dont l'influence n'est pas visible sur les courbes. Ainsi, la variation de la puissance apportée par les convecteurs, vient essentiellement compenser la variation des déperditions par le vitrage et par renouvellement d'air, cette variation étant liée à l'évolution de la température extérieure.

#### 4.3.4 Conclusions

Cette application nous a permis de démontrer les capacités de l'association d'un modèle nodal avec un modèle zonal pour la prédiction du comportement thermique dynamique d'un bâtiment. Cette méthode de simulation nous a permis d'observer le comportement de ce dernier sur une période de temps de près de deux semaines.

La limitation du pas de temps à une minute a induit un temps de simulation de près de 8 heures pour la période des deux semaines. Cette limitation vient du fait que la version de SPARK dont nous disposons, ne possède pas d'algorithme de calcul à pas de temps variable. Néanmoins ce manque sera comblée dès la prochaine version de SPARK.

Par conséquent, cette étude démontre un intérêt particulier pour cette approche de couplage afin d'étudier le comportement énergétique d'un bâtiment, en vue soit de la prédiction des consommations énergétiques, soit de l'étude du confort thermique des occupants. Cette approche peut également être étendue à l'étude de la qualité de l'air, mais nous avons observé que dans ce cas, l'interprétation des résultats du modèle zonal nécessite le plus grand soin.

Pour terminer avec les applications de la plate-forme SIMSPARK, nous allons présenter une approche novatrice de l'approche zonale, mettant en jeu des résultats de modèle RANS  $k-\epsilon$ , afin de remédier à la limitation des modèles zonaux à représenter le détail de l'écoulement, mais aussi le champ des pressions dans un local.

## 4.4 De nouvelles perspectives pour l'approche zonale

Dans cette partie, nous allons présenter une approche d'utilisation des modèles zonaux et RANS  $k-\epsilon$  qui n'a pas été présentée jusqu'à présent. Cette approche a été développée pour répondre aux limitations des différentes approches zonales présentées dans ce document.

### 4.4.1 Problématique

La méthode zonale conventionnelle et la formulation de AXLEY ne sont pas en mesure de représenter les détails de l'écoulement, notamment en conditions de convection forcée. Lors de l'étude de la cavité de NIELSEN (partie 2.4.1, page 64) dont la géométrie est rappelée dans la figure 4.14 nous avons montré qu'aucun des deux modèles ne permet de représenter correctement la structure de la recirculation d'air.

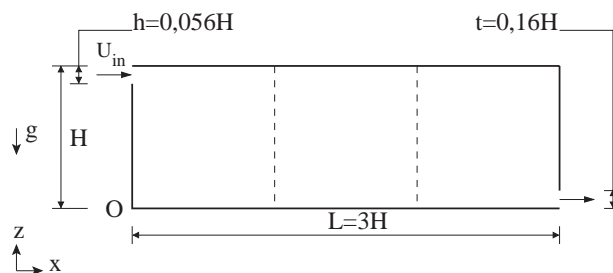


FIG. 4.14 – Description du dispositif expérimental (NIELSEN et RESTIVO, 1978)

La comparaison des prédictions des vitesses d'air avec les résultats expérimentaux le long d'un axe vertical situé à  $x = 2H$  est rappelée dans la figure 4.15. Sur cette figure, nous observons que les profils de vitesse sont sensiblement améliorés par l'ajout d'un modèle spécifique pour le traitement de l'écoulement dans la zone du jet. Cependant, dans le reste de la pièce, les vitesses d'air sont sous-estimées et la structure de la recirculation mal représentée.

Une autre limitation des méthodes zonales présentées concerne la prédiction du champ de pression dans un local. Dans cette même cavité de NIELSEN, nous avons comparé la prédiction de la chute de pression entre les bouches d'entrée et de sortie du local, obtenue à l'aide des deux formulations de modèles zonaux et de différents maillages d'un modèle RANS  $k-\epsilon$ . La figure 4.16 rappelle les résultats obtenus. Nous pouvons observer que le modèle zonal conventionnel prédit une chute de pression linéairement proportionnelle au nombre de cellules utilisées dans le maillage, alors que le modèle zonal de AXLEY dont les résultats sont indépendants de la grille, sous-estime la chute de pression par rapport aux résultats de référence du modèle RANS  $k-\epsilon$  disposant d'un maillage  $40 \times 40$ .

Nous avons montré que ces deux limitations proviennent de la formulation de l'écoulement

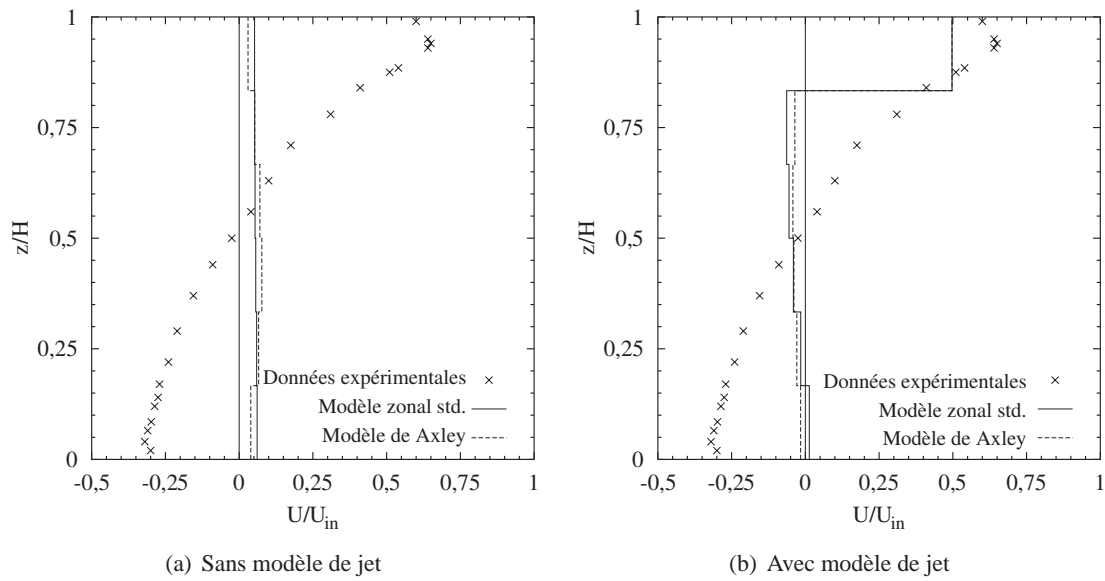


FIG. 4.15 – Profils de vitesse obtenus avec les modèles zonaux à  $x = 2H$

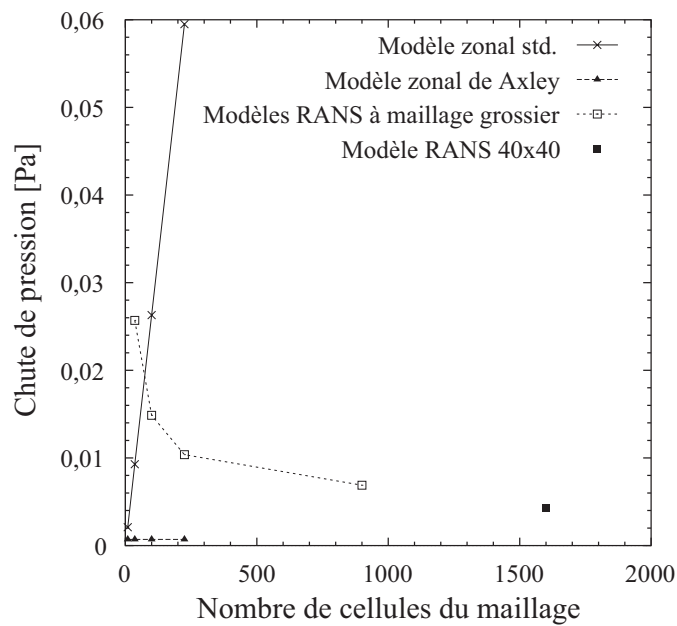


FIG. 4.16 – Évolution de la chute de pression au travers de la pièce

dans les deux types de modèles zonaux. Pour l'approche conventionnelle, la relation liant le débit massique à la différence de pression de part et d'autre de l'élément aéraulique s'exprime par la relation 2.45:

$$dm = C_d \rho_{i,j} w \left( \frac{2}{\rho_{i,j}} |\Delta P_{i,j}| \right)^{\frac{1}{2}} \times \text{signe}(\Delta P_{i,j}) dz \quad (4.1)$$

Dans cette approche, un coefficient empirique  $C_d$  est imposé pour tous les éléments d'écoulement du domaine de simulation.

Dans l'approche de AXLEY, la chute de pression entre deux cellules du maillage est conditionnée par le frottement de l'air avec les parois du local. Ceci aboutit à la formulation suivante de l'écoulement (équation 2.75):

$$\Delta P_{i,j} \approx 2 k_s \frac{\kappa^2 a^3 \Delta r}{\rho w^2 \Delta s^3} \dot{m}_{i,j}^2 \quad (4.2)$$

Dans cette formulation, tous les paramètres du modèle ont un sens physique car ils représentent les effets de frottement visqueux de l'air avec les parois du local. Cependant la dissipation n'est pas uniquement due à ces effets, elle est également le résultat du frottement de l'air dans l'ambiance et du caractère turbulent de l'écoulement.

Partant du constat qu'aucune des deux approches ne permet de représenter correctement la physique de l'écoulement, nous avons exploré la possibilité de déterminer les coefficients empiriques  $C_d$  de l'approche zonale conventionnelle à partir des résultats d'un modèle RANS  $k-\epsilon$ .

#### 4.4.2 Approche

Dans l'approche zonale conventionnelle, les inconnues de l'écoulement sont les pressions et les débits, le champ des coefficients  $C_d$  étant donné par l'utilisateur. Dans la pratique conventionnelle, ce coefficient est identique sur tout le domaine de simulation. Dans l'approche que nous avons développé pour cette étude, il s'agit d'inverser le problème pour déterminer le champ des coefficients  $C_d$  à partir des champs de débit et de pression. Pour parvenir à ce résultat, nous avons tiré parti d'une fonctionnalité importante de l'outil SPARK, que nous avons présentée dans la partie 3.1.2.3 concernant les environnements de simulation basés sur les systèmes d'équations. Cette fonctionnalité concerne la non orientation *a priori* du système à résoudre. En effet pour résoudre ce problème « inverse » il nous a fallu d'une part changer le statut des variables de pressions, débits et coefficients  $C_d$  de manière à passer les inconnues en données et *vice-versa*, et d'autre part supprimer l'équation de bilan de masse du système d'équations, car dans cette formulation on suppose que les débits imposés vérifient cette équation.

Cette approche consiste alors à déterminer le champ des pressions et des débits pour le maillage du modèle zonal considéré. Pour cela, il s'agit d'intégrer les débits issus du modèle RANS  $k-\epsilon$  sur les mailles plus grossières du modèle zonal. La figure 4.17 présente cette procédure. Il faut noter que pour utiliser cette méthode, le maillage du modèle zonal doit coïncider avec la grille du modèle RANS  $k-\epsilon$ . En effet, on ne peut se permettre d'interpoler les résultats du modèle RANS  $k-\epsilon$  car dans ce cas les débits ne vérifieraient plus le bilan de masse avec suffisamment de précision.

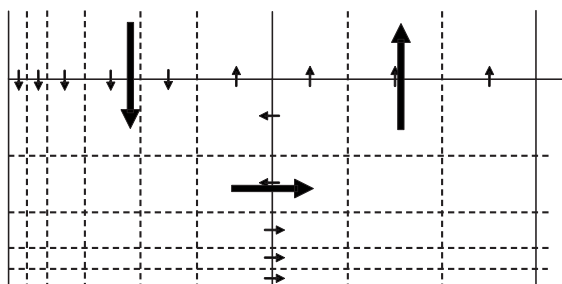


FIG. 4.17 – Intégration des débits issus du modèle RANS  $k-\epsilon$  sur la grille zonale

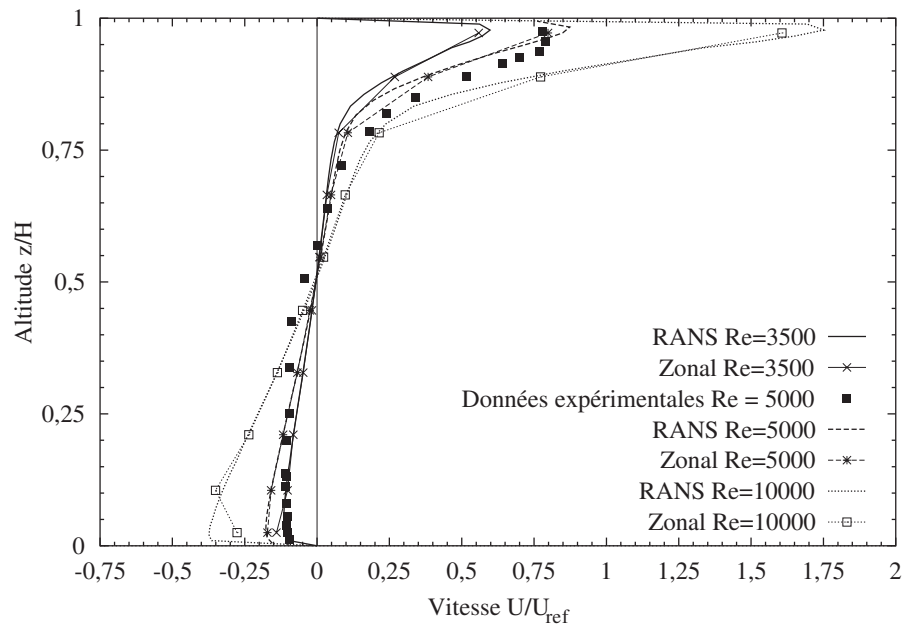
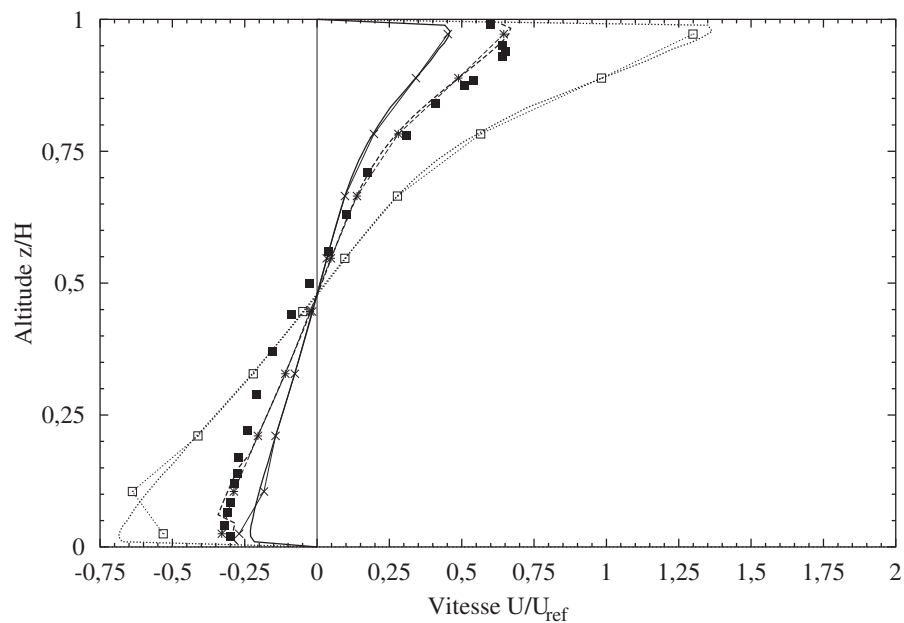
Dans la figure 4.17, les traits en pointillé représentent les frontières des cellules du modèle RANS  $k-\epsilon$ , alors que les traits continus matérialisent le maillage du modèle zonal. Par conséquent, cette figure ne représente que partiellement le domaine de simulation. Nous observons que les débits issus du modèle RANS  $k-\epsilon$  sont additionnés (en valeurs algébriques), de manière à déterminer le débit net traversant chaque face des cellules du modèle zonal. La pression représentative de chaque cellule du modèle zonal est déterminée comme étant la moyenne volumique des pressions des cellules du modèle RANS  $k-\epsilon$  circonscrite dans la cellule du modèle zonal.

Une fois le champ de coefficients  $C_d$  déterminé pour le maillage et la configuration d'écoulement considérée, nous sommes alors en mesure d'imposer ces nouveaux coefficients au modèle zonal conventionnel de manière à étudier le comportement du local. Il faut noter que dans ce cas, si les conditions aux limites sont identiques, les résultats du modèle zonal représentent une intégration des résultats du modèle RANS  $k-\epsilon$  sur une maille plus grossière. La question est alors de savoir si nous pouvons fixer ces coefficients et déterminer le comportement du local pour des conditions aux limites différentes. Nous avons alors étudié cette possibilité au travers de l'étude de l'écoulement de convection forcée dans la cavité de NIELSEN.

### 4.4.3 Résultats préliminaires

La procédure de calcul est la suivante. Nous déterminons tout d'abord les champs de vitesses et de pressions dans ce local avec un modèle RANS  $k-\epsilon$  de maillage  $60 \times 40$  dans les conditions de l'expérience. Ces dernières correspondent à un nombre de REYNOLDS basé sur la hauteur de la bouche de soufflage d'une valeur de 5000. L'intégration des débits et le calcul de la moyenne des pressions sont effectués sur la grille régulière d'un modèle zonal composé de  $10 \times 10$  cellules. Ces données permettent ensuite de déterminer le champ des coefficients  $C_d$  à l'aide du modèle zonal inverse.

Ces coefficients sont alors imposés au modèle zonal conventionnel constitué du même maillage afin de déterminer les caractéristiques de l'écoulement pour deux autres conditions aux limites aérauliques, à savoir pour des nombres de REYNOLDS de 3500 et 10000. Les prédictions des

FIG. 4.18 – Profils de vitesses d'air dans la section  $x = H$ FIG. 4.19 – Profils de vitesses d'air dans la section  $x = 2H$ 

vitesses par ce modèle zonal sont alors comparées aux résultats d'un modèle RANS  $k-\epsilon$  pour les conditions aux limites correspondantes. Les figures 4.18 et 4.19 présentent cette comparaison le long de deux axes verticaux situés respectivement à  $x = H$  et  $x = 2H$ .

Sur ces deux figures, nous pouvons vérifier que la solution obtenue par le modèle zonal pour les conditions aux limites de références ( $Re = 5000$ ) représentent la même solution que le



modèle RANS  $k-\epsilon$  mais sur une grille plus grossière. Pour les deux autres conditions aux limites, la différence entre la solution du modèle zonal et celle du modèle RANS  $k-\epsilon$  est très faible sur la totalité des sections de comparaison sauf dans les parties situées à proximité du sol.

Par conséquent, cette approche semble permettre de représenter les détails de l'écoulement dans ce local sur une plage relativement importante de conditions aux limites. De plus, il faut souligner que cette approche est beaucoup moins coûteuse en temps de calcul par rapport aux modèles RANS  $k-\epsilon$  standards et à mailles grossières. Elle constitue donc une nouvelle alternative intéressante pour le couplage entre les approches zonales et RANS  $k-\epsilon$ . Cependant, un travail supplémentaire demeure nécessaire afin de caractériser la fiabilité de la méthode vis-à-vis de la variation des conditions aux limites sur de plus grandes plages de valeurs, mais aussi pour des conditions aux limites de nature différente, pour des conditions de convection mixte notamment. Aussi, cette approche constitue une méthode intéressante pour l'analyse simplifiée du transport de polluant gazeux dans un local.

Enfin, différentes stratégies sont possibles pour l'utilisation de cette approche pour des études du comportement dynamique d'un local dont le modèle détaillé peut être également couplé à un modèle nodal du bâtiment. Dans certains cas, les conditions aux limites d'un bâtiment varient lentement et dans d'autres plus rapidement. La difficulté est donc d'envisager des procédures de mise à jour du champ de coefficients  $C_d$  adaptées à la dynamique de ces variations. Une approche consisterait à recalculer systématiquement ce champ de coefficients, à intervalles réguliers, de manière à trouver un compromis entre la qualité des résultats et le temps de simulation. Une seconde approche consisterait à analyser les différentes structures d'écoulements possibles dans le local en fonction des plages de conditions aux limites, de manière à constituer une base de donnée de coefficients qui seraient alors sélectionnés au cours de la simulation en fonction des conditions à l'instant considéré. Cependant, ces différentes orientations imposent une étude préalable approfondie concernant le domaine de validité d'un champ de coefficient  $C_d$ .

#### 4.4.4 Conclusions

Dans cette application, nous avons présenté une nouvelle forme de couplage entre un modèle zonal conventionnel et un modèle RANS  $k-\epsilon$ . Dans ce cas, le modèle zonal peut être considéré comme un modèle empirique basé sur la connaissance des champs de vitesse et de pression obtenus à l'aide d'un modèle RANS  $k-\epsilon$  dans une configuration géométrique et pour des conditions aux limites données.

Bien que les résultats préliminaires présentés ici soient très prometteurs, un travail important demeure nécessaire pour caractériser le domaine de fiabilité de cette approche de manière à fournir une méthodologie intéressante pour la modélisation simplifiée des détails des caractéristiques

d'un local en régime dynamique.

## 4.5 Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté différentes applications mettant en évidence le potentiel de la plate-forme de simulation SIMSPARK vis-à-vis de l'association de modèles de différents niveaux de finesse pour la prédiction des performances thermiques et aérauliques des bâtiments. Nous avons dans un premier temps démontré l'intérêt d'associer un modèle nodal à l'approche zonale pour la détermination du détail des écoulements dans un bâtiment bi-zone. Dans un deuxième temps, nous avons montré l'importance de déterminer avec précision les coefficients d'échanges convectifs pour la prédiction du comportement énergétique d'un bâtiment disposant d'un grand volume décrit au moyen d'un modèle RANS  $k-\epsilon$ . Ensuite, nous avons montré qu'il est possible d'étudier le comportement dynamique d'un bâtiment traité par l'association des approches nodales et zonales. Et enfin, nous avons présenté une nouvelle association possible entre un modèle RANS  $k-\epsilon$  et un modèle zonal conventionnel dans laquelle ce dernier acquiert la connaissance de la structure de l'écoulement à partir des résultats du premier.

Cependant, aucune de ces applications n'a vocation à démontrer la validité des approches mises en œuvre. Il s'agit plus d'une palette d'utilisations possibles de l'association de modèles de différents niveaux de finesse au sein de la plate-forme développée. Ces applications mettent également en évidence les atouts de cette dernière pour la recherche et la mise en œuvre de nouvelles approches de simulation du comportement d'un bâtiment. Ainsi, pour chacune il est envisageable d'approfondir les travaux afin de valider la représentation des phénomènes physiques en comparant les prédictions à des données expérimentales détaillées.



## Conclusions et perspectives

Au cours de cette étude, nous avons tout d'abord montré l'intérêt de disposer d'une plateforme de simulation permettant de moduler les niveaux de détail pour la représentation de chacune des zones d'un bâtiment.

Ensuite, nous avons montré l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre pour la modélisation du comportement d'une zone particulière du bâtiment, en fonction des objectifs de l'étude et des contraintes thermiques, aérauliques et solutales imposées à cette zone. Ainsi, nos résultats montrent que l'approche zonale est adaptée pour l'estimation de l'évolution dynamique du champ de température en vue de la prédiction du confort thermique. En revanche cette approche n'est pas en mesure de représenter de manière satisfaisante les détails de l'écoulement en conditions isothermes. Nous avons montré que la méthode RANS  $k-\epsilon$  à maille grossière se révèle être une bonne alternative, et ceci pour des temps de calcul restant raisonnables pour des problèmes bi-dimensionnels.

Pour l'étude de la dispersion de gaz polluant ou toxique dans les bâtiments, nous avons montré que les résultats d'exposition des occupants dépendent fortement de la capacité de la méthode de simulation utilisée à caractériser correctement la structure et l'intensité de l'écoulement dans un local. Ainsi, nous avons pu observer les limites de l'approche zonale, et démontrer l'intérêt d'utiliser des modèles RANS  $k-\epsilon$  à maille grossière ou conventionnelle dans ce type d'études.

La plate-forme SIMSPARK nous a ensuite permis d'implémenter les approches nodales et zonales d'une manière structurée, afin de faciliter l'échange et l'intégration de modèles issus de développements indépendants. Elle a également permis de mettre en œuvre différentes stratégies de couplage entre les méthodes de modélisation retenues. Quatre applications ont montré l'intérêt des différents couplages en vue d'une représentation pertinente des phénomènes de transfert dans les bâtiments.

Une approche zonale novatrice a pu être développée au sein de notre plate-forme de simulation. Bien que très prometteuse, cette étude demande cependant à être approfondie, afin de caractériser sa fiabilité. De même, les autres applications présentées dans ce document, montrent l'étendue des possibilités offertes par l'outil de simulation. Par conséquent, nous pouvons désor-

mais envisager de traiter un cas concret de bâtiment, dont les mesures expérimentales permettront de valider les approches proposées.

Ces perspectives peuvent prendre différentes formes. Nous pouvons d'une part envisager l'étude de l'impact d'un micro-climat urbain sur les consommations énergétiques d'un bâtiment. Dans ce cas, l'environnement extérieur serait traité à l'aide d'un modèle CFD, alors que le bâtiment serait, quant à lui, modélisé par les méthodes nodale et zonale par exemple.

L'enrichissement de la librairie de modèles, pour caractériser notamment des systèmes énergétiques innovants, permettrait d'évaluer leur efficacité, et de tester leurs lois de contrôle associées pour différentes configurations de bâtiments.

Les concepts généraux mis en œuvre dans la plate-forme de simulation, permettent également de faire évoluer l'interface utilisateur pour l'approche nodale. Dans ce cas, nous pourrions utiliser une interface de saisie de la géométrie, ou de traduire des données générées avec des outils de conception assistée par ordinateur (CAD) ou des systèmes d'informations géographiques (SIG).

Aussi, les procédures de couplage numérique mises en œuvre, peuvent s'appliquer à d'autres codes de simulation. Ainsi, nous pourrions envisager le couplage de l'approche nodale avec un code de calcul LES pour la description d'une zone détaillée. Mais d'une manière plus large, tout code de simulation permettant d'appréhender des variables physiques influant sur les transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment pourrait être couplé de la sorte. Par exemple, nous pourrions utiliser un code de calcul du rayonnement extérieur de manière à affiner les conditions aux limites au niveau de l'enveloppe, mais aussi pour la partie du rayonnement transmis par les vitrages. Ce type d'approches permettrait également d'envisager des études plus globales du comportement des bâtiments. Elle donnerait par exemple un moyen de définir des méthodologies de conception des bâtiments ou de quartiers d'habitations dans une stratégie de développement durable.

Ainsi, à plus long terme, nous pouvons envisager de bâtir une plate-forme de simulation permettant le partage de l'information entre différents codes de calcul liés au processus de conception du bâtiment. Cette démarche est aujourd'hui amorcée, et l'interopérabilité entre codes de calcul devrait progresser rapidement dans les années à venir.

# Bibliographie

- ADRE, N. et ALBRIGHT, L. D. (1994). Criterion for establishing similar two-dimensional wall jet air flow patterns in confined spaces. *ASHRAE Transactions*, 100(1), 1170-1181.
- ALLARD, F. (1987). *Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées : Application aux cellules d'habitation*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon, France.
- ALLARD, F. et UTSUMI, Y. (1992). Airflow through large openings. *Energy and Buildings*, 18(2), 133-145.
- ASHRAE. (1997). *ASHRAE Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- AWBI, H. B. et GAN, G. (1994). Predicting air flow and thermal comfort in offices. *ASHRAE Journal*, 36(2), 17-21.
- AXLEY, J. W. (2001). Surface-drag flow relations for zonal modeling. *Building and Environment*, 36(7), 843-850.
- AXLEY, J. W., WURTZ, E. et MORA, L. (2002). Macroscopic airflow analysis and the conservation of kinetic energy. In *Proceedings of RoomVent'02 Conference* (p. 89-92). Copenhagen, Denmark.
- BAUGHMAN, A. V., GADGIL, A. J. et NAZAROFF, W. W. (1994). Mixing of a point source pollutant by natural convection flow within a room. *Indoor Air*, 4, 114-122.
- BEAUSOLEIL-MORRISON, I. (2000). *The adaptive coupling of heat and air flow modelling within dynamic whole-building simulation*. PhD Thesis, University of Strathclyde.
- BIRDSALL, B., BUHL, W. F., ELLINGTON, K. L., ERDEM, A. E. et WINKELMANN, F. C. (1990). *Overview of the DOE-2 building energy analysis program, version 2.1* (Tech. Rep. No. LBL-19735). Berkeley, CA, USA: Lawrence Berkeley National Laboratory.
- BJORN, E. et NIELSEN, P. V. (1998). CFD simulation of contaminant transport between two breathing persons. In *Proceedings of RoomVent'98 Conference* (p. 133-140). Stockholm, Sweden.
- BLOOMER, J. J. (2000). *Practical fluid mechanics for engineering applications*. New York: Marcel Dekker.

- BONIN, J. L., GRANDPEIX, J. Y., JOLY, J. L., LAHELLEC, A., PLATEL, V. et RIGAL, M. (1989). Multimodel simulation : the TEF approach. In *Proceedings of the European Simulation Conference*. Roma, Italy.
- BONNEAU, D., RONGERE, F. X., COVALET, D. et GAUTIER, B. (1993). CLIM2000 : Modular software for energy simulation in buildings. In *Proceedings of the Building Simulation'93 Conference*. Adelaide, Australia.
- BOUIA, H. (1993). *Modélisation simplifiée d'écoulements de convection mixte interne : Application aux échanges thermo-aérauliques dans les locaux*. Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, France.
- BOUIA, H. et DALICIEUX, P. (1991). Simplified modeling of air movements inside dwelling room. In *Proceedings of the Building Simulation'91 Conference* (p. 106-110). Nice, France.
- BOUILLY, J., LIMAM, K., BEGHEIN, C. et CHEN, Q. (2003). Impact de la ventilation sur la dispersion de particules dans une enceinte. In *Actes du VI<sup>e</sup> Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, CIFQ2003*. Québec, Canada.
- BOUSSINESQ, J. (1877). *Essai sur la théorie des eaux courantes*. Mémoires 23 et 46, Académie des Sciences, Paris.
- BRAU, J. (1987). Micro-informatique et comportement thermique des bâtiments en régime variable : CODYBA. *Revue Génie Climatique*, 15-23.
- BRING, A. et SAHLIN, P. (1993). Modelling air flows and buildings with NMF and IDA. In *Proceedings of Building Simulation'93 Conference* (p. 463-469). Adelaide, Australia.
- BUHL, W. F., ERDEM, A. E. et WINKELMANN, F. C. (1993). Recent improvements in SPARK : Strong component decomposition, multivalued objects, and graphical interface. In *Proceedings of Building Simulation'93 Conference* (p. 283-289). Adelaide, Australia.
- BURCHIU, S. (1998). *Etude de l'influence d'un système de chauffage sur l'état thermique et aéraulique des bâtiments multizones avec prise en compte de la stratification thermique*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon.
- CHEN, Q. (1996). Prediction of room air motion by reynolds-stress models. *Building and Environment*, 31(3), 233-244.
- CHEN, Q. (1997). Computational fluid dynamics for HVAC – successes and failures. *ASHRAE Transactions*, 103(1), 178-187.
- CHEN, Q. et XU, W. (1998). A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation. *Energy and Buildings*, 28, 137-144.
- CLARKE, J. A. (1982). Dynamic energy simulation : the integration of building and plant. In *Proceedings of the international conference on system simulation in buildings*. Liège, Belgium.

- CLARKE, J. A. (1986). The energy kernel system (EKS). In *Proceedings of the conference on system simulation in buildings*. Liege, Belgium.
- CLARKE, J. A. (1996). The ESP-r system : Advances in simulation modelling. *Building Services Journal*, 27-29.
- CLARKE, J. A., SOWELL, E. F. et SRG. (1985). *A proposal to develop a kernel system for the next generation of building energy simulation software* (Tech. Rep.). Berkeley, CA, USA: Lawrence Berkeley National Laboratory.
- CRAWLEY, D. B., WINKELMANN, F. C., LAWRIE, L. K. et PEDERSEN., C. O. (2001). ENER-GYPLUS : New capabilities in a whole-building energy simulation program. In *Proceedings of the Building Simulation'01 Conference* (p. 51-58). Rio de Janeiro, Brazil.
- CRON, F., INARD, C. et BELARBI, R. (2003). Numerical analysis of hybrid ventilation performance depending on climate characteristics. *International Journal of Ventilation*, 1(Special Edition), 41-52.
- DAMIAN, A., BLONDEAU, P. et TIFFONNET, A.-L. (2002). Investigating the influence of the wall materials and thickness on the reversible sink effect. In *Proceedings of the 9th international conference on indoor air quality and climate, Indoor Air 2002* (p. 564-569). Monterey, CA, USA.
- DAVIDSON, L. et NIELSEN, P. V. (1996). Large eddy simulations of the flow in a three-dimensional ventilated room. In *Proceedings of RoomVent'96 Conference* (Vol. 2, p. 161-168). Yokohama, Japan.
- DEARDORFF, J. W. (1970). A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large REYNOLDS numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 42, 453-480.
- DONEA, J. et HUERTA, A. (2002). *Finite element methods for flow problems*. John Wiley and Sons.
- DRESCHER, A. C., LOBASCIO, C., GADGIL, A. J. et NAZAROFF, W. W. (1995). Mixing of a point source indoor pollutant by forced convection. *Indoor Air*, 5, 204-214.
- ECKEL, B. (2000). *Thinking in Java* (Second ed.). Upper Saddle River, New Jersey, USA: Prentice-Hall, Inc.
- EMMERICH, S. (1997). *Use of computational fluid dynamics to analyse indoor air quality issues* (Tech. Rep. No. NISTIR 5997). USA: National Institute of Standards and Technology.
- EMMERICH, S. et MCGRATTAN, K. (1998). Application of a large eddy simulation model to study room airflow. *ASHRAE Transactions*, 104(1).
- FANGER, P. O. (1973). *Thermal comfort*. Mac Graw Hill Edit.
- FANGER, P. O., MELIKOV, A. K., HANZAWA, H. et RING, J. (1989). Turbulence and draft. *ASHRAE Journal*, 31(7), 18-23.



- FAUCONNIER, R., GRELAT, A. et GUILLEMARD, P. (1989). *Eléments d'analyse du régime dynamique en thermique du bâtiment* (Rapport Technique). St-Remy-Les-Chevreuses: CEBTP.
- FEMLAB. (2002). *Femlab Reference Manual ver. 2.3*. COMSOL, Inc.
- FEUSTEL, H. (1999). COMIS — an international multizone air-flow and contaminant transport model. *Energy and Buildings*, 30, 3-18.
- FEUSTEL, H. et DIERIS, J. (1992). A survey of airflow models for multizone structures. *Energy and Buildings*, 18, 79-100.
- FEUSTEL, H. et RAYNER-HOOSON, A. (1990). *COMIS fundamentals* (Tech. Rep. No. LBNL-28560). Lawrence Berkeley National Laboratory.
- GADGIL, A. J. (1980). *On convective heat transfer in building energy analysis*. Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley, USA.
- GAGNEAU, S. et ALLARD, F. (2001). About the construction of autonomous zonal models. *Energy and Buildings*, 33(3), 245-250.
- GRELAT, A. (1987). *Approche des phénomènes de circulation et de stratification de l'air dans les locaux chauffés par le programme de simulation thermique multizone BILGA* (Rapport Technique). St-Remy-Les-Chevreuses: CEBTP.
- HAGHIGHAT, F., WANG, J. C. et JIANG, Z. (1990). Three-dimensional analysis of airflow patterns and contaminant dissipation in a ventilated two-zone enclosure. *ASHRAE Transactions*, 96(1).
- HAGHIGHAT, R., LIN, Y. et MEGRI, A. C. (2001). Development and validation of a zonal model POMA. *Building and Environment*, 36(9), 1039-1047.
- HERRON, D., WALTON, G. N. et LAWRIE., L. (1981). *Building loads analysis and system thermodynamics (BLAST) program user's manual volume 1 supplement (version 3.0)* (Tech. Rep.).
- HITTLE, D. C. (1979). *Building loads analysis and system thermodynamics (BLAST) users manual (version 2.0)* (Tech. Rep. Nos. E-153, vol. 1 and 2). Champaign, IL, USA: U.S. Army Construction Engineering Research Laboratory (USA-CERL).
- HOMMA, H. et YAKIYAMA, M. (1988). Examination of free convection around occupant's body caused by its metabolic heat. *ASHRAE Transactions*, 94(1), 104-124.
- HUSAUNDEE, H. (2001, October). *Simbad manual version 2.0.0, ENEA/AGE – 01.128R*. Paris, France.
- INARD, C. (1988). *Contribution à l'étude du couplage thermique entre une source de chaleur et un local*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon, France.

- INARD, C., BOUIA, H. et DALICIEUX, P. (1996). Prediction of temperature distribution in buildings with a zonal model. *Energy and Building*, 24, 125-132.
- INARD, C., MESLEM, A. et DEPECKER, P. (1998). Energy consumption and thermal comfort in dwelling-cells : A zonal-model approach. *Building and Environment*, 33(5), 279-291.
- INARD, C. et MOLLE, N. (1989). Le chauffage par corps de chauffe : efficacité en confort et en consommation. *Revue Générale de Thermique*, 28(335 & 336), 650-656.
- INARD, C., MOLLE, N. et ALLARD, F. (1991). Étude du couplage thermique entre des corps de chauffe et un local. analyse expérimentale des échanges convectifs et de la structure moyenne du panache. *Revue Générale de thermique*, 30(151), 156-162.
- JIANG, Y. et CHEN, Q. (2001). Study of natural ventilation in buildings by large eddy simulation. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89(13), 1155-1178.
- JIANG, Y. et CHEN, Q. (2002). Study of particle dispersion in buildings with large eddy simulation. In *Proceedings of the 9th international conference on indoor air quality and climate, Indoor Air 2002*. Monterey, California.
- JOUBERT, P. (2002). Some observed differences between DNS, LES and standard RANS approaches. In *Panel discussion session of the 12th IHTC Conference*. Grenoble, France.
- KLEIN, S. A., DUFFIE, J. A. et BECKMAN, W. A. (1976). TRNSYS – A transient simulation program. *ASHRAE Transactions*, 82, 623.
- KOLMOGOROV, A. N. (1942). Equations of turbulent motion of an incompressible fluid. *IZv. Akad. Nauk SSSR Ser. Phy.*, 6(1/2), 56-58.
- KOOI, J. v. et CHEN, Q. (1986). Numerical simulation of air movement and temperature field in a room with cold and hot window surface. In *Proceedings of EUROMECH Colloquium 207 on Natural Convection* (p. 45-46). Delft, The Netherlands.
- KUSUDA, T. (1976). *NBSLD: the computer program for heating and cooling loads in buildings* (Tech. Rep. No. Building Science Series No. 69). Washington, USA: National Bureau of Standards, NBS.
- LADEINDE, F. et NEARON, M. (1997). CFD applications in the HVAC&R industry. *ASHRAE Journal*, 39(1), 44.
- LAMBERT, W. E., SAMET, J. M. et SPENGLER, J. D. (1993). Environmental tobacco smoke concentrations in no-smoking and smoking sections of restaurants. *American Journal of Public Health*, 83, 1339-1341.
- LARET, L. (1980). *Contribution au développement de modèle mathématiques du comportement thermique transitoire de structures d'habitations*. Thèse de Doctorat, Université de Liège, Belgique.
- LAUNDER, B. E. et SPALDING, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Energy*, 3, 269-289.

- LEBRUN, J. (1970). *Exigences physiologiques et modalités physiques de la climatisation par source statique concentrée*. Thèse de Doctorat, Université de Liège, Belgique.
- LEPERS, S. (2000). *Modélisation des écoulements de l'air dans les bâtiments à l'aide de code CFD. Contribution à l'élaboration d'un protocole de validation*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon.
- MATLAB. (2002). *MatLab Reference Manual*. THE MATHWORKS, Inc.
- MENDES, N., OLIVEIRA, G. H. et ARAÚJO, H. X. DE. (2001). Building thermal performance analysis by using matlab/simulink. In *Proceedings of the Building Simulation'01 Conference* (p. 473-480). Rio de Janeiro, Brazil.
- MENDONÇA, K. C., INARD, C., WURTZ, E., WINKELMANN, F. C. et ALLARD, F. (2002). Investigating the influence of the wall materials and thickness on the reversible sink effect. In *Proceedings of the 9th international conference on indoor air quality and climate, Indoor Air 2002* (p. 518-523). Monterey, CA, USA.
- MILLS, A. F. (1992). *Heat transfer*. Boston: Richard D. Irwin Inc.
- MORA, L. et GADGIL, A. J. (2002). Theoretical study of pollutant mixing in rooms induced by occupancy. In *Proceedings of RoomVent'02 Conference* (p. 257-260). Copenhagen, Denmark.
- MORA, L., GADGIL, A. J. et WURTZ, E. (2003). Comparing zonal and CFD model predictions of isothermal indoor airflows to experimental data. *Indoor Air*, 13(2), 77-85.
- MORA, L., GADGIL, A. J., WURTZ, E. et INARD, C. (2002). Comparing zonal and CFD model predictions of indoor airflows under mixed convection conditions to experimental data. In *Proceedings of EPIC'02 Conference* (p. 735-740). Lyon, France.
- MORA, L., INARD, C., WURTZ, E. et AXLEY, J. W. (2002). Prediction of indoor environmental quality in multizone buildings using zonal models. In *Proceedings of RoomVent'02 Conference* (p. 461-464). Copenhagen, Denmark.
- MORA, L., MENDONÇA, K. C., WURTZ, E. et INARD, C. (2003). SimSPARK : An object-oriented environment to predict coupled heat and mass transfers in buildings. In *Proceedings of the Building Simulation'03 Conference* (p. 903-910). Eindhoven, The Netherlands.
- MURAKAMI, S., KATO, S. et SUYAMA, Y. (1988). Numerical and experimental study on turbulent diffusion fields in conventional flow type clean rooms. *ASHRAE Transactions*, 94(2).
- MURAKAMI, S., KATO, S. et ZENG, J. (2000). Combined simulation of airflow, radiation and moisture transport for heat release from a human body. *Building and Environment*, 35, 489-500.

- MURAKAMI, S., MOCHIDA, A., OOKA, R., KATO, S. et IZUKA, S. (1996). Numerical prediction of flow around a building with various turbulence models : comparison of  $k - \epsilon$  EVM, ASM, DSM, and LES with wind tunnel tests. *ASHRAE Transactions*, 102(1).
- MUSSER, A. (2001). An analysis of combined CFD and multizone IAQ model assembly issues. In *Proceedings of ASHRAE Annual Meeting Symposium AT-01-01-3* (p. 1-12). Atlanta, GA, USA.
- MUSY, M. (1999). *Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments*. Thèse de Doctorat, Université de La Rochelle, France.
- MUSY, M., WURTZ, E., WINKELMANN, F. W. et ALLARD, F. (2001). Generation of a zonal model to simulate natural convection in a room with a radiative/convective heater. *Building and Environment*, 36(5), 589-596.
- NATAF, J.-M. (1995). A direct translator from neutral model format to the SPARK simulation environment. *Energy and Building*, 23, 131-139.
- NAZAROFF, W. W. et CASS, G. R. (1986). Mathematical modeling of chemically reactive pollutants in indoor air. *Environmental Science and Technology*, 20, 924-934.
- NEGRÃO, C. O. (1995). *Conflation of computational fluid dynamics and building thermal simulation*. PhD Thesis, University of Strathclyde.
- NIELSEN, P. V. (1974). *Flow in air-conditioned rooms*. Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen.
- NIELSEN, P. V. (1998). The selection of turbulence models for prediction of room airflow. *ASHRAE Transactions*, 104(B), 1119-1127.
- NIELSEN, P. V. et RESTIVO, A. (1978). The velocity characteristics of ventilated rooms. *Journal of Fluids Engineering*, 100, 291-298.
- NIEUWSTADT, F. T. (1990). Direct and large-eddy simulation of free convection. In *Proceedings of 9th international heat transfer conference* (Vol. 1, p. 37-47). Jerusalem.
- NYTSCH-GEUSEN, C. et BARTSCH, G. (2001). An object oriented multizone thermal building model based on the simulation environment smile. In *Proceedings of the Building Simulation'01 Conference* (p. 411-418). Rio de Janeiro, Brazil.
- PATANKAR, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corp.
- PENG, S.-H. et DAVIDSON, L. (2001). Large eddy simulation for turbulent buoyant flow in a confined cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(3), 323-331.
- PIOMELLI, U. (1993). Applications of large eddy simulations in engineering : an overview. In *Large eddy simulation of complex engineering and geophysical flows*. Ed. B. Galperin.
- PRANDTL, L. (1926). Ueber die ausgebildete turbulenz. In *Proceedings of the 2nd international congress for applied mechanics* (p. 62-74). Zurich, Switzerland.
- RAJARATNAM, N. (1976). *Turbulent jets*. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Co.

- REN, Z. et STEWART, J. (2003). Simulating air flow and temperature distribution inside buildings using a modified version of COMIS with sub-zonal divisions. *Energy and Buildings*, 35(3), 257-271.
- RÉGLEMENTATION THERMIQUE. (2000). *Arrêté du 29 novembre 2000 relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments*. Ministère de l'équipement, des transports et du logement, J.O. Numéro 277 du 30 Novembre 2000, page 19049.
- RHODES, N. (1989). Prediction of smoke movement : an overview of field models. *ASHRAE Transactions*, 95(1).
- RIEDERER, P., MARCHIO, D., VISIER, J. C., HUSAUNNDEE, A. et LAHRECH, R. (2002). Room thermal modelling adapted to the test of HVAC control systems. *Building and Environment*, 37(8-9), 777-790.
- ROLDAN, A. (1985). *Étude thermique et aéraulique des enveloppes de bâtiments*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon, France.
- ROUX, J.-J. (1984). *Proposition de modèles simplifiés pour l'étude du comportement thermique des bâtiments*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon, France.
- RUMIANOWSKI, P., BRAU, J. et ROUX, J.-J. (1989). An adapted model for simulation of the interaction between a wall and the building heating system. In *Proceedings of the thermal performance of the exterior envelopes of buildings IV conference* (p. 224-233). Orlando, USA.
- SAHLIN, P. (1991). *Ida, a modelling and simulation environment for building applications*. Stockholm, Sweden: Institute of Applied Mathematics. P.O. Box 26300, S-100 41.
- SAHLIN, P. (1996). *Modelling and simulation methods for modular continuous systems in buildings*. Ph.D. Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- SAHLIN, P., BRING, A. et KOLSAKER, K. (1995). Future trends of the neutral model format (NMF). In *Proceedings of building simulation'95* (p. 537-544). Madison, Wisconsin, USA.
- SAHLIN, P. et SOWELL, E. F. (1989). A neutral format for building simulation models. In *Proceedings of building simulation'89* (p. 147-154). Vancouver, Canada.
- SANTAMOURIS, M., BALARAS, C. A., DASCALAKI, E., ALVAREZ, S., CORONEL, J. F. et RODRIGUEZ, E. G. (1997). Building thermal simulations using a new tool - passport plus. In *Proceedings of the Building Simulation'97 Conference* (Vol. 2, p. 205-212). Prague, Czech Republic.
- SCHIJNDEL, A. W. M. VAN. (2003). Modeling and solving building physics problems with femlab. *Building and Environment*, 38(2), 319-327.

- SERGET, A., JOUBERT, P., LE QUÉRÉ, P. et TENAUD, C. (2000). Extension du modèle d'échelles mixtes à la diffusivité de sous-maille. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences - Series IIB - Mechanics*, 328(12), 891-897.
- SHAIR, F. H. et HEITNER, K. L. (1974). Theoretical model for relating indoor pollutant concentrations to those outside. *Environmental Science and Technology*, 8, 444-451.
- SOHN, M. D., REYNOLDS, P., GADGIL, A. J. et SEXTRO, R. G. (2002). Rapidly locating sources and predicting contaminant dispersion in buildings. In *Proceedings of the 9th international conference on indoor air quality and climate, Indoor Air 2002* (p. 211-216). Monterey, CA, USA.
- SOWELL, E. F., BUHL, W. F., ERDEM, A. E. et WINKELMANN, F. C. (1986). A prototype object-based system for hvac simulation. In *Proceedings of the second international conference on system simulation in buildings*. Liège, Belgium.
- SOWELL, E. F. et HAVES, P. (2001). Efficient solution strategies for building energy system simulation. *Energy and Buildings*, 33, 309-317.
- SOWELL, E. F. et TAGHAVI, K. (1984). Generation of building energy system models. *ASHRAE Transactions*, 90, 573-86.
- SREBRIC, J., CHEN, Q. et GLICKSMAN, L. R. (2000). A coupled airflow-and-energy simulation program for indoor thermal environment studies. *ASHRAE Transactions*, 106(1), 465-476.
- STARCD MANUAL. (1999). *Methodology, StarCD ver. 3.10A*.
- STEWART, J. et REN, Z. (2003). Prediction of indoor gaseous pollutant dispersion by nesting sub-zones within a multizone model. *Building and Environment*, 38(5), 635-643.
- VOELTZEL, A., CARRIÉ, F.-R. et GUARRACINO, G. (2001). Thermal and ventilation modelling of large highly-glazed spaces. *Energy and Buildings*, 33(2), 121-132.
- VOKE, P. R. et GAO, S. (1993). Large-eddy simulation of heat transfer from an impinging plane jet. *ASME : FED*, 162, 29-35.
- WALTON, G. N. (1980). A new algorithm for radiant exchange in room loads calculations. *ASHRAE Transactions*, 86(2), 190-208.
- WALTON, G. N. (1983). *Thermal analysis research program reference manual* (Tech. Rep. No. NBSIR 83-2655). Washington, USA: National Bureau of Standards.
- WALTON, G. N. (1997). *Contam96 user manual*. Building and Fire Research Laboratory, National Institute of Standards and Technology.
- WEBER, A., KOSCHENZ, M., HOLST, S., HILLER, M. et WELFONDER, T. (2002). TRN-FLOW : Integration of COMIS into TRNSYS TYPE 56. In *Proceedings of the 3rd european conference on energy performance and indoor climate, EPIC 2002* (p. 801-806). Lyon, France.

- WHITTLE, G. E. (1986). Computation of air movement and convective heat transfer within buildings. *International Journal of Ambient Energy*, 3, 151-164.
- WURTZ, E. (1995). *Modélisation tridimensionnelle des transferts thermiques et aérauliques dans le bâtiment en environnement orienté objet*. Thèse de Doctorat, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, France.
- WURTZ, E., MUSY, M. et ALLARD, F. (2000). Modélisation d'un panache d'émetteur de chaleur pour le logiciel de simulation énergétique des bâtiments SPARK. *International Journal of Thermal Sciences*, 39(3), 433-441.
- WURTZ, E., MUSY, M. et MORA, L. (1999). Introduction of specific laws in zonal model to describe temperature fields and air flow patterns in mixed ventilated buildings. *Journal of the Human Environment System*, 3(1), 43-59.
- WURTZ, E., NATAF, J.-M. et WINKELMANN, F. W. (1999). Two- and three-dimensional natural and mixed convection simulation using modular zonal models in buildings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 923-940.
- ZHAI, Z. et CHEN, Q. (2003). Solution characters of iterative coupling between energy simulation and cfd programs. *Energy and Buildings*, 35(5), 493-505.
- ZHAI, Z., CHEN, Q., HAVES, P. et KLEMS, J. H. (2002). On approaches to couple energy simulation and computational fluid dynamics programs. *Building and Environment*, 37, 857-864.
- ZHAI, Z., CHEN, Q. et SCANLON, P. W. (2002). Design of ventilation system for an indoor auto racing complex. *ASHRAE Transactions*, 108(1).
- ZHANG, J. S., CHRISTIANSON, L. L., WU, G. J. et RISKOWSKI, G. L. (1992). Detailed measurements of room air distribution for evaluating numerical simulation models. *ASHRAE Transactions*, 98(1), 58-65.

## Annexe A

# Procédure d'analyse du graphe des équations réalisée par SPARK

### A.1 Présentation du problème à traiter

Dans cette annexe, nous allons détailler la procédure de construction et d'analyse du graphe produit par SPARK dans l'exemple présenté dans la partie 3.1.3.2 (page 110) pour la détermination de la séquence d'appel des fonctions, nécessaire à la résolution du problème ainsi que pour la réduction du nombre de variables d'itération.

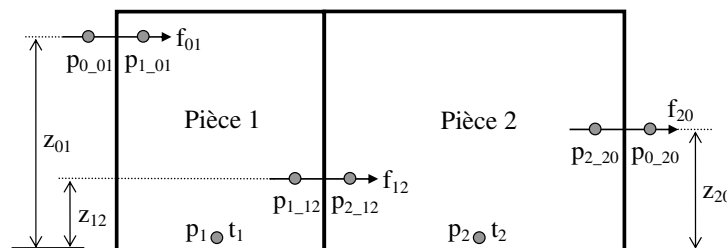


FIG. A.1 – Exemple de problème aéraulique

La figure A.1 rappelle le cas d'étude. Le problème à résoudre peut se formuler par le système à 11 équations rappelé dans le tableau A.1.

TAB. A.1 – Système d'équations à résoudre

$\text{flow}_{01} - \text{flow}_{12} = 0$	$P_{1\_12} = P_1 - \text{rho}_1 g z_{12}$
$\text{flow}_{12} - \text{flow}_{20} = 0$	$P_{2\_12} = P_2 - \text{rho}_2 g z_{12}$
$\text{flow}_{01} = \text{rho}_0 K_{01} (P_{0\_01} - P_{1\_01})^{\text{exp}01}$	$P_{2\_20} = P_2 - \text{rho}_2 g z_{20}$
$\text{flow}_{12} = \text{rho}_1 K_{12} (P_{1\_12} - P_{2\_12})^{\text{exp}12}$	$P_1 = \text{rho}_1 r T_1$
$\text{flow}_{20} = \text{rho}_2 K_{20} (P_{2\_20} - P_{0\_20})^{\text{exp}20}$	$P_2 = \text{rho}_2 r T_2$
$P_{1\_01} = P_1 - \text{rho}_1 g z_{01}$	



Le tableau A.2 présente les classes atomiques mises en œuvre pour la description du système d'équations. De manière à simplifier l'écriture du fichier `exemple.pr` nous avons regroupé les équations du bilan de masse et de la relation des gaz parfaits au sein de la classe macroscopique appelée `room.cm`.

TAB. A.2 – Liste des classes atomiques

Modèle	Equation	Nom de la classe
Écoulement	$\text{flow}_{ij} = \rho_i K_{ij} (P_{i_{jj}} - P_{j_{ij}})^{\text{exp}_{ij}}$	<code>flow_element.cc</code>
Hydrostaticité	$P_{i_{ij}} = P_i - \rho_i g z_{ij}$	<code>p_hydro.cc</code>
Bilan de masse	$\sum_{i,i \neq j} \text{flow}_{ij} = 0$	<code>flowbal_lm.cc</code>
Loi des gaz parfaits	$P_i = \rho_i r T_i$	<code>perfgaz_r_lm.cc</code>

## A.2 Construction et analyse du graphe

Lorsque SPARK traite ce problème, il commence par déterminer le graphe liant les variables du problème avec les différentes équations dans lesquelles il est possible d'évaluer ces variables. La figure A.2 présente les données du graphe déterminé par SPARK et stocké dans le fichier `exemple eqs`. La première partie liste les différentes données d'entrée identifiées dans le problème. Elle sont au nombre de 16. Ensuite, un seul composant fort a été identifié dans ce problème, il est nommé Composant 0. Sa description détaille la séquence d'appel des différentes fonctions définies dans les classes atomiques. Ainsi, en ligne 19 on peut lire que la première variable évaluée est `rho_1` à l'aide de la fonction `rho_perfgaz_lm()`, prenant comme argument les variables `t_1`, `r` et `p_1`. Or `p_1` est également une inconnue. On s'aperçoit en ligne 30 que la variable `p_1` possède l'attribut de `break`, qui signifie que cette variable a été retenue comme variable d'itération.

Pour comprendre le mécanisme de sélection des variables d'itération, nous allons d'abord présenter le graphe d'origine (figure A.3). Dans cette figure, nous avons représenté les 4 classes atomiques ainsi que les fonctions dont elles disposent par des cercles. La légende des classes est représentée sur cette même figure. Les flèches représentent la propagation de la valeur d'une variable vers les autres classes. Dans ce graphe, seule les inconnues sont représentées. Par exemple, dans la partie gauche du graphe nous pouvons observer que la variable `rho1` est déterminée par la classe de la relation des gaz parfaits de la zone 1, et que sa valeur est propagée vers les deux classes de calcul de la variation hydrostatique de la même zone. Nous pouvons également observer que les couples de variables (`rho1`, `p1`) et (`rho2`, `p2`) forment des boucles entre les classes de type `h` et `gp`. Ces bouclages dans le cycle démontrent sa nature implicite, c'est-à-dire que nous ne pouvons déterminer la solution par une simple évaluation séquentielle des fonctions. Ainsi,

---

```

1  Inputs :
2      z_20
3      p_0_20
4      exp_20
5      K_20
6      z_12
7      exp_12
8      K_12
9      g
10     z_01
11     p_0_01
12     exp_01
13     K_01
14     rho_0
15     t_2
16     r
17     t_1

18  Component 0 :
19     rho_1 = rho_perfgaz_lm(t_1, r, p_1)
20     p_1_01 = p_p_hydro_lm(p_1, rho_1, g, z_01)
21     flow_01 = flow_flow_elem_lm(rho_0, K_01, exp_01, p_0_01, p_1_01, z_01, g)
22     flow_12 = flow_o_flowbal_lm(flow_01)
23     rho_2 = rho_perfgaz_lm(t_2, r, p_2)
24     p_2_12 = p_p_hydro_lm(p_2, rho_2, g, z_12)
25     p_1_12 = p0_flow_elem_lm(flow_12, rho_1, K_12, exp_12, p_2_12, z_12, g)
26     flow_20 = flow_o_flowbal_lm(flow_12)
27     p_2_20 = p0_flow_elem_lm(flow_20, rho_2, K_20, exp_20, p_0_20, z_20, g)
28  [break] p_2 = p_room_p_hydro_lm(p_2_20, rho_2, g, z_20)
29          = p_2 [predictor]
30  [break] p_1 = p_room_p_hydro_lm(p_1_12, rho_1, g, z_12)
31          = p_1 [predictor]

```

---

FIG. A.2 – Données du graphe déterminé par SPARK

SPARK choisit les deux variables  $p_1$  et  $p_2$  comme variables d'itération. On remarque que  $\rho_1$  et  $\rho_2$  jouent le même rôle et pourraient donc également être choisies comme variables d'itération. Ce choix vient casser les boucles du graphe, en remplaçant les variables  $p_1$  et  $p_2$  par une relation du type  $(p_1, p_2) = f(p_1\text{préd.}, p_2\text{préd.})$ . Ainsi, les classes qui recevaient  $p_1$  et  $p_2$  comme argument, vont se voir retourner un prédicteur de cette valeur. Les classes retournant le résultat de  $p_1$  et  $p_2$  permettront d'évaluer leur nouvelle valeur. Il s'agit donc ici d'un processus itératif.

La figure A.4 montre l'allure du nouveau graphe lorsque les variables  $p_1$  et  $p_2$  sont remplacées par l'association du prédicteur et de la nouvelle valeur calculée. Si nous observons attentivement ce nouveau graphe, nous pouvons nous apercevoir qu'il est désormais totalement explicite. À partir d'un couple de prédicteurs pour  $p_1$  et  $p_2$ , l'ensemble des autres variables (y compris les nouvelles valeurs pour  $p_1$  et  $p_2$ ) peut être déterminé par la simple évaluation des fonctions décrites précédemment. Dans SPARK, le prédicteur d'une variable d'itération peut être évalué de différentes manières. Sa valeur peut être soit une valeur initiale, la valeur calculée lors de la der-

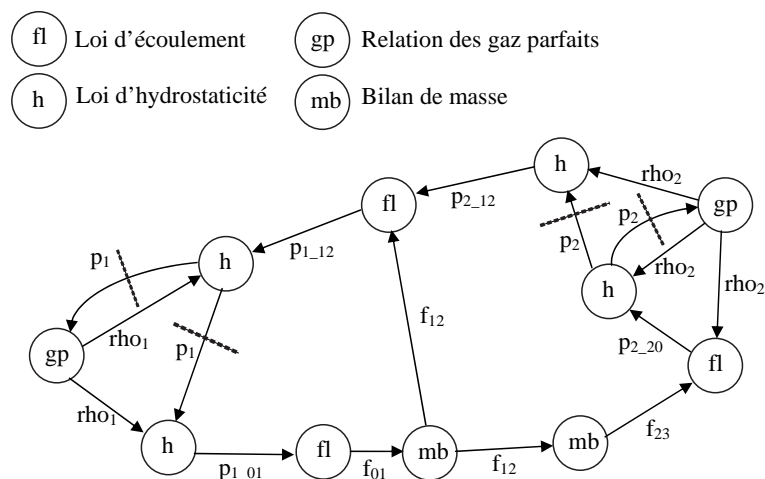


FIG. A.3 – Graphe du problème complet

nière itération, ou le résultat d'une fonction de prédiction qui à partir de la valeur passée et des nouvelles conditions aux limites permet de mieux approcher la nouvelle valeur que l'utilisation de la valeur passée.

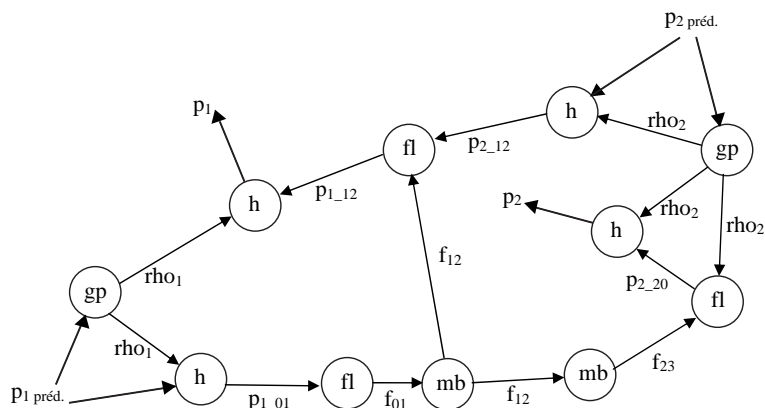


FIG. A.4 – Graphe ouvert

### A.3 Conclusion

Au travers de cet exemple simple, nous avons pu mettre en lumière l'originalité du traitement numérique réalisé SPARK. La procédure de construction et d'analyse du graphe mathématique des équations permet à SPARK de diviser le problème en composants forts qui sont résolus de manière indépendante et séquentielle, puis d'identifier pour chaque composant la séquence d'appel des fonctions inverses permettant d'évaluer les inconnues du système. Enfin, cette procédure sélectionne également l'ensemble minimum des variables d'itération des composants implicites, limitant de ce fait le temps de calcul associé aux méthodes itératives.

## Annexe B

# Fichiers d'entrée de SimSPARK

Dans cette annexe, nous présentons les fichiers nécessaires à la description d'une simulation au sein de la plate-forme SIMSPARK.

Dans un premier temps, nous présentons un exemple d'application de la méthode nodale, décrivant un bâtiment composé de six pièces. Les fichiers nécessaires concernent tout d'abord la spécification du problème permettant de décrire la géométrie, les différents modèles sélectionnés dans la librairie pour la représentation de chaque composant du bâtiment, et les données d'entrée pour chaque élément (figures B.1 et B.2). Ensuite, la figure B.3 présente la liste des classes disponibles dans la librairie pour ce type de problèmes. Il s'agit donc des éléments que l'on pourra sélectionner pour la composition du modèle du bâtiment.

Dans un deuxième temps, nous présentons les fichiers utilisés pour la génération du modèle zonal d'une zone de bâtiment dont les dimensions du maillage sont  $3 \times 3 \times 3$ . De la même manière que précédemment, mais avec une syntaxe spécifique à ce type de géométrie, la première étape consiste à représenter le domaine de simulation et sélectionner les modèles à utiliser pour la description de l'enveloppe et le positionnement des ouvertures (figures B.4 à B.6). Ensuite, nous spécifions la liste des classes utilisables dans cette simulation (figure B.7) et la liste des valeurs par défaut des données d'entrée pour chaque modèle disponible (figures B.8 et B.9).

## B.1 SIMSPARK pour l'approche nodale

### B.1.1 La spécification du problème et des données d'entrées

```

<?xml version="1.0" ?>
- <SimSPARKSimulation name="nodal6pieces_Transfert">
  <!-- /***** zones *****/ -->
  - <ZoneList>
    <!-- piece 1 -->
    - <Element Name="room_1" Id="1" ClassNameId="1">
      - <Geometry>
        <Vertex x="0" y="0" z="0" />
        <Vertex x="3" y="3" z="3" />
      </Geometry>
      - <Data>
        <var basename="room_1~" value="0.0" filename="flt_source">flt_source</var>
        <var basename="room_1~" value="0.0" filename="mve_source">mve_source</var>
      </Data>
    </Element>
    [...]
  </ZoneList>
  <!-- /***** zones exterieurs *****/ -->
  - <Ext_Zone_List>
    <!-- cellule exterieur piece 1 -->
    - <Element Name="ext_o_room_1" Id="1" ClassNameId="12">
      - <Geometry>
        <Vertex x="0" y="0" z="0" />
        <Vertex x="0" y="3" z="3" />
      </Geometry>
      - <Data>
        <var basename="ext_o_room_1." value="1.22" filename="inlet">rho</var>
        <var basename="ext_o_room_1." value="1.22" filename="inlet">rho_as</var>
        <var basename="ext_o_room_1." value="1.e-3" filename="inlet">rho_ve</var>
        <var basename="ext_o_room_1." value="20" filename="inlet">t</var>
        <var basename="flw_o_room_1." value="1.e-2" filename="inlet">flow_as</var>
      </Data>
    </Element>
    [...]
  </Ext_Zone_List>
  <!-- /***** parois *****/ -->
  - <Wall_List>
    <!-- parois verticales oe -->
    <!-- niveau 0 -->
    - <Element Name="p_o_room_1" from="room_1" to="ext_o_room_1" Id="1" ClassNameId="4">
      - <Geometry>
        <Vertex x="0" y="0" z="0" />
        <Vertex x="0" y="3" z="3" />
      </Geometry>
      - <Data>
        <var basename="p_o_room_1~" value="0" filename="">h_b</var>
        <var basename="p_o_room_1~" value="0" filename="">w_b</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">Cp_ext</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">Cp_int</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">Dx_ext</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">Dx_int</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">Ke_ext</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">Ke_int</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">rho_ext</var>
        <var basename="param_p_o_room_1." value="0" filename="">rho_int</var>
      </Data>
    </Element>
    [...]

```

FIG. B.1 – Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (1<sup>re</sup> partie)

```

</Wall_List>
- <ModelChoice ZonalClassPath="C:\vspark101\ZonalClassKC" AirPath="\Air">
  <NoTransfer value="0" path="\Envelope_nodal\TransferInWalls\NoTransfer" />
- <TransferInWalls>
  <HeatTransfer value="1" path="\Envelope_nodal\TransferInWalls\HeatTransfer" />
  - <HeatMoistureTransfer>
    <EMPD value="0"
      path="\Envelope_nodal\TransferInWalls\HeatMoistureTransfer\EMPD" />
    <EvapCond value="0"
      path="\Envelope_nodal\TransferInWalls\HeatMoistureTransfer\EvapCond" />
    <Umidus value="0"
      path="\Envelope_nodal\TransferInWalls\HeatMoistureTransfer\Umidus" />
  </HeatMoistureTransfer>
</TransferInWalls>
  <Radiation value="0" path="\Envelope_nodal\Radiation" />
</ModelChoice>
- <SimulationSetup>
  <InitialTime value="0" />
  <FinalTime value="3600" />
  <TimeIncrement value="60" />
  <First_Report value="0" />
  <ReportCycle value="60" />
  <DiagnosticLevel value="3" />
</SimulationSetup>
- <SolverOptions>
  <RelativeTolerance value="1.e-3" />
  <MaxIterations value="300" />
  <StepControlMethod value="2" />
  <RelaxationCoefficient value="1.0" />
  <MatrixSolvingMethod value="4" />
</SolverOptions>
</SimSPARKSimulation>

```

FIG. B.2 – Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (2<sup>e</sup> partie)

### B.1.2 La liste des classes

```

<?xml version="1.0" ?>
<!-- /***** Definition des classes *****/ -->
- <Class_Names>
  <!-- zone standard -->
  - <class name="zone std" id="1">
    <Notransfert class_name="cell_kc" />
    <Transfert class_name="cell_kc" />
    <Radiation class_name="cell_kc" />
  </class>
  [...]
  <!-- /***** parois exterieures *****/ -->
  <!-- paroi exterieure verticale opaque -->
  - <class name="paroi exterieure verticale amont opaque" id="2">
    <Notransfert class_name="paroi_am_v_ext" />
    <Transfert class_name="paroi_am_v_ext" />
    <Radiation class_name="paroi_am_v_ext_RAY" />
  </class>
  [...]
  <!-- /***** parois interieures *****/ -->
  <!-- paroi interieure verticale 1 ouverture -->
  - <class name="paroi interieure verticale 1 ouverture" id="10">
    <Notransfert class_name="paroi_v_int_ouv" />
    <Transfert class_name="paroi_v_int_ouv" />
    <Radiation class_name="paroi_v_int_ouv_RAY" />
  </class>
  [...]
  <!-- /***** cellules exterieures *****/ -->
  <!-- cellules exterieures debit fixe -->
  - <class name="cellules exterieures debit fixe" id="12">
    <Notransfert class_name="cel_ext_debit_fixe_kc" />
    <Transfert class_name="cel_ext_debit_fixe_kc" />
    <Radiation class_name="cel_ext_debit_fixe_kc" />
  </class>
  [...]
</Class_Names>

```

FIG. B.3 – La liste des classes *ClassList.xml*

## B.2 SIMSPARK pour l'approche zonale

### B.2.1 La spécification du problème

```
<?xml version="1.0" ?>
- <Simulation fichier="zonal_333.xml">
  <ProjectName>zonal_333</ProjectName>
  <!-- Nom du fichier de materiaux : -->
  <ObjectList>../Config/ParoisRay.xml</ObjectList>
  <!-- /*****Description piece *****/ -->
- <Mesh>
  <CellNbX>3</CellNbX>
  <CellNbY>3</CellNbY>
  <CellNbZ>3</CellNbZ>
</Mesh>
  <!-- /*****Dimensions de la piece *****/ -->
- <Dimensions>
  <li>1</li>
  <li>1</li>
  <li>1</li>
  <wj>1</wj>
  <wj>1</wj>
  <wj>1</wj>
  <hk>1</hk>
  <hk>1</hk>
  <hk>1</hk>
</Dimensions>
```

FIG. B.4 – Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (1<sup>re</sup> partie)



```

<!-- /*****Description *****/ (eviter les espaces avant et
apres les balises) -->
- <Description>
  <!-- Dans le plan y=0 -->
  - <PlanY>
    <Ceiling>p1 p1 p1</Ceiling>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Floor>p4 p4 p4</Floor>
  </PlanY>
  <!-- Dans le plan y=1 -->
  - <PlanY>
    <Ceiling>p1 p1 p1</Ceiling>
    <Line>b0 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c b1</Line>
    <Floor>p4 p4 p4</Floor>
  </PlanY>
  <!-- Dans le plan y=2 -->
  - <PlanY>
    <Ceiling>p1 p1 p1</Ceiling>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Floor>p4 p4 p4</Floor>
  </PlanY>
  <!-- Dans le plan x=0 -->
  - <PlanX>
    <Ceiling>p1 p1 p1</Ceiling>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Floor>p4 p4 p4</Floor>
  </PlanX>
  <!-- Dans le plan x=1 -->
  - <PlanX>
    <Ceiling>p1 p1 p1</Ceiling>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Floor>p4 p4 p4</Floor>
  </PlanX>
  <!-- Dans le plan x=2 -->
  - <PlanX>
    <Ceiling>p1 p1 p1</Ceiling>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Line>p2 c c c p3</Line>
    <Floor>p4 p4 p4</Floor>
  </PlanX>
</Description>

```

FIG. B.5 – Le fichier de spécification du problème *ProjectFile.xml* (2<sup>e</sup> partie)

```
- <ModelChoice ZonalClassPath="C:\vspark101\ZonalClassKC" AirPath="\Air">
  <NoTransfer value="0" path="\Envelope\TransferInWalls\NoTransfer" />
- <TransferInWalls>
  <HeatTransfer value="1"
    path="\Envelope\TransferInWalls\HeatTransfer" />
- <HeatMoistureTransfer>
  <EMPD value="0"
    path="\Envelope\TransferInWalls\HeatMoistureTransfer\EMPD" />
  <EvapCond value="0"
    path="\Envelope\TransferInWalls\HeatMoistureTransfer\EvapCond" />
  <Umidus value="0"
    path="\Envelope\TransferInWalls\HeatMoistureTransfer\Umidus" />
  </HeatMoistureTransfer>
</TransferInWalls>
  <Radiation value="1" path="\Envelope\Radiation" />
</ModelChoice>
</Simulation>
```

FIG. B.6 – Le fichier de spécification du problème ProjectFile.xml (3<sup>e</sup> partie)

## B.2.2 La liste des classes

```

<?xml version="1.0" ?>
- <objectList file="ParoisRay.xml">
  <number>6</number>
  - <global>
    <cell>cell_kc</cell>
    <interf_eo>interf_v</interf_eo>
    <interf_sn>interf_v</interf_sn>
    <interf_bh>interf_h</interf_bh>
  </global>
- <envelop>
  - <file>
    <label>p1</label>
    <!-- descriptif p : paroi opaque -->
    <ClassName_base>paroi_av_h_kc</ClassName_base>
    <ClassName_tr_parois>paroi_av_h_kc</ClassName_tr_parois>
    <ClassName_ray>paroi_av_h_RAY_kc</ClassName_ray>
  </file>
  - <file>
    <label>p2</label>
    <!-- descriptif p : paroi opaque -->
    <ClassName_base>paroi_am_v_kc</ClassName_base>
    <ClassName_tr_parois>paroi_am_v_kc</ClassName_tr_parois>
    <ClassName_ray>paroi_am_v_RAY_kc</ClassName_ray>
  </file>
  - <file>
    <label>p3</label>
    <!-- descriptif p : paroi opaque -->
    <ClassName_base>paroi_av_v_kc</ClassName_base>
    <ClassName_tr_parois>paroi_av_v_kc</ClassName_tr_parois>
    <ClassName_ray>paroi_av_v_RAY_kc</ClassName_ray>
  </file>
  - <file>
    <label>p4</label>
    <!-- descriptif p : paroi opaque -->
    <ClassName_base>paroi_am_h_kc</ClassName_base>
    <ClassName_tr_parois>paroi_am_h_kc</ClassName_tr_parois>
    <ClassName_ray>paroi_am_h_RAY_kc</ClassName_ray>
  </file>
  - <file>
    <label>b0</label>
    <!-- descriptif b0 : ouverture amont -->
    <ClassName_base>ouv_v_am_dfixe_kc</ClassName_base>
    <ClassName_tr_parois>ouv_v_am_dfixe_kc</ClassName_tr_parois>
    <ClassName_ray>ouv_v_am_dfixe_RAY_kc</ClassName_ray>
    <ClassName_cell_ext>cel_ext_debit_fixe_kc</ClassName_cell_ext>
    <imposedValue>debit</imposedValue>
  </file>
  - <file>
    <label>b1</label>
    <!-- descriptif b1 : ouverture aval -->
    <ClassName_base>ouv_v_av_kc</ClassName_base>
    <ClassName_tr_parois>ouv_v_av_kc</ClassName_tr_parois>
    <ClassName_ray>ouv_v_av_RAY_kc</ClassName_ray>
    <ClassName_cell_ext>cel_ext_p_fixee_kc</ClassName_cell_ext>
    <imposedValue>pression</imposedValue>
  </file>
</envelop>
</objectList>

```

FIG. B.7 – La liste des classes ObjectListFile.xml

### B.2.3 La spécification des données d'entrée du simulateur

```

<?xml version="1.0" ?>
- <data file="NewInputDataSpec.xml" author="Imora" date="03/07/31">
  <weatherfilename>../meteo/larochelle.dat</weatherfilename>
- <apertures>
  - <inlet>
    <var filename="inlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="1.22">rho</var>
    <var filename="inlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="1.22">rho_as</var>
    <var filename="inlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="1.e-3">rho_ve</var>
    <var filename="inlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="20">t</var>
    <var filename="inlet" basename="flw_or_x_y_z." defaultvalue="1.e-2">flow_as</var>
  </inlet>
  - <outlet>
    <var filename="outlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="0.0">p</var>
    <var filename="outlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="1.22">rho</var>
    <var filename="outlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="1.22">rho_as</var>
    <var filename="outlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="1.e-3">rho_ve</var>
    <var filename="outlet" basename="cel_or_x_y_z." defaultvalue="20">t</var>
  </outlet>
</apertures>
- <cells>
  <var basename="c_x_y_z~" defaultvalue="0.0">flt_source</var>
  <var basename="c_x_y_z~" defaultvalue="0.0">mve_source</var>
</cells>
- <boundaries>
  - <transferinwalls>
    - <model choice="nottransfer">
      <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~" defaultvalue="20">t_surf</var>
      <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~" defaultvalue="5.0E-3">rho_ve_surf</var>
    </model>
    - <model choice="heattransfer">
      <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
        defaultvalue="20.0">t</var>
      <var filename="param_heattransfer" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="2000">Cp</var>
      <var filename="param_heattransfer" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="1.e-2">Dx</var>
      <var filename="param_heattransfer" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="0.04">Ke</var>
      <var filename="param_heattransfer" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="1000">rho</var>
      <var filename="0" init="1" basename="surf_i_or_x_y_z." defaultvalue="20.0">t</var>
      <var filename="0" init="1" basename="i_or_x_y_z`wall~" defaultvalue="20.0">t_3</var>
      <var filename="0" init="1" basename="i_or_x_y_z`wall~" defaultvalue="20.0">t_2</var>
      <var filename="0" init="1" basename="i_or_x_y_z`wall~" defaultvalue="20.0">t_1</var>
      <var filename="0" init="1" basename="i_or_x_y_z~surf_e." defaultvalue="20.0">t</var>
    </model>
    - <model choice="empd">
      <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
        defaultvalue="20.0">t</var>
      <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
        defaultvalue="20.0">rho_ve</var>
      <var filename="param_empd" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="2000">rho</var>
      <var filename="param_empd" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="1.e-2">cp</var>
      <var filename="param_empd" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="0.04">k</var>
      <var filename="param_empd" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="1000">Dx</var>
      <var filename="param_empd" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="1000">Dx_int</var>
      <var filename="param_empd" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
        defaultvalue="1000">Dx_ext</var>
    </model>
  </transferinwalls>
</boundaries>

```

FIG. B.8 – La spécification des données d'entrée du simulateur *InputDataSpec.xml* (1<sup>re</sup> partie)

```

- <model choice="evapcond">
  <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
    defaultvalue="20.0">t</var>
  <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
    defaultvalue="20.0">rho_ve</var>
  <var filename="param_evapcond" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="2000">Dx</var>
  <var filename="param_evapcond" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="1.e-2">eps</var>
  <var filename="param_evapcond" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.04">Ke</var>
  <var filename="param_evapcond" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="1000">rho_s</var>
  <var filename="param_evapcond" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="1000">rhoCp</var>
  <var filename="param_evapcond" expand="0" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="1000">tau_0</var>
</model>
- <model choice="umidus">
  <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
    defaultvalue="20.0">t</var>
  <var filename="0" expand="0" basename="i_or_x_y_z~cel_amav."
    defaultvalue="20.0">rho_ve</var>
  <var filename="param_empd" expand="0" basename="" defaultvalue="" />
</model>
</transferinwalls>
- <radiation azimuthsud="0" reflexionsol="0.19" coeftransmissionvitrage="0.9">
  <var filename="param_ray_int" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.6">alpha_i</var>
  <var filename="param_ray_int" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.4">rho_i</var>
  <var filename="param_ray_int" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.0">tau_i</var>
  <var filename="param_ray_int" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.6">eps_i</var>
  <var filename="param_ray_ext" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.6">alpha_e</var>
  <var filename="param_ray_ext" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.6">eps_e</var>
  <var filename="param_ray_ext" expand="1" basename="param_or_x_y_z."
    defaultvalue="0.9">eps_s</var>
</radiation>
</boundaries>
</data>

```

FIG. B.9 – La spécification des données d'entrée du simulateur InputDataSpec.xml (2<sup>e</sup> partie)



## **Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet**

---

La conception de systèmes énergétiques innovants et la caractérisation du confort des occupants requièrent de d'être capable d'estimer les détails des écoulements et des transferts de chaleur au sein des zones des bâtiments. Les méthodes de modélisation permettant d'estimer ces détails, telles que les méthodes zonales et CFD, sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps.

Notre étude consiste à proposer une plate-forme de simulation permettant dans un premier temps de traiter la plupart des zones du bâtiment et de son enveloppe à l'aide de l'approche nodale qui considère chacune des zones comme un volume parfaitement uniforme. Chaque zone est alors caractérisée par un seul nœud de calcul où sont déterminées les variables d'états (température, pression, concentration, etc.). Ensuite, il s'agit d'étudier les détails au sein d'un nombre limité de zones et d'estimer l'impact de ces détails sur le comportement global du bâtiment. Ainsi, nous proposons différentes méthodes de couplage entre d'une part la méthode nodale et d'autre part, les méthodes zonales et CFD.

Après avoir présenté les différentes méthodes de modélisation retenues pour la détermination des transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments, nous tentons de montrer l'intérêt d'utiliser l'une plutôt qu'une autre en fonction, des spécificités de chacune des zones, et de l'étude à effectuer. Ensuite, nous exposons la plate-forme de simulation développée, permettant de mettre en œuvre aussi bien les approches nodales et zonales, que les différentes procédures de couplage dépendant du type d'association de modèles.

Enfin, différentes applications viennent confirmer les capacités offertes par la plate-forme, pour moduler le niveau de finesse des modèles utilisés pour représenter chacune des zones d'un bâtiment, mais aussi pour proposer de nouvelles orientations de recherche. En effet, la dernière application présente une approche de couplage entre les approches zonale et CFD, dans laquelle la première tire la connaissance de la structure de l'écoulement de la seconde. L'outil développé apporte de nombreuses possibilités d'applications, aussi bien pour la caractérisation du bâtiment lui-même que de son intégration dans son environnement immédiat.

**Mots-clé :** simulation, bâtiment, thermo-aéraulique, CFD, nodal, zonal, SPARK.

## **Thermal and airflow prediction in buildings by associating models with different levels of details within an object-oriented simulation environment**

---

The design of innovative HVAC systems, as well as the evaluation of the comfort of occupants requires a detailed estimation of airflows and heat transfers within building zones. Zonal and CFD methods can in principal provide such details, but in practice they are difficult to apply to study a whole building over long periods of time.

In this study, we propose a new simulation platform based on the object oriented simulation environment SPARK to treat most of building zones using the nodal approach. This modeling method considers each zone as a fully and instantaneously well mixed volume. In this case, each zone can be characterized by a unique computational node where temperature, pressure and concentration are determined. Then, some specific rooms are studied with more details. In order to see the impact of these details on the entire building model, we propose different coupling methods depending on models associations between the nodal approach, and zonal or CFD room models.

After a brief presentation of the different modeling methods used in this study, we attempt to demonstrate the interest to use one method instead of another depending on the room characteristics or the modeler's objectives. We then present the developed platform in which we solve both nodal and zonal models, and we couple detailed room models with the first method.

Finally, a few applications demonstrate some capabilities of the developed platform to not only adjust the level of detail for each room model, but also propose new ways of research. In fact, the last application shows a new coupling method between zonal and CFD methods. In this approach, the first method acquires the airflow structure from results obtained using a CFD model in the room. Consequently, the developed platform has numerous applications, to study the dynamics of heat and mass transfers in buildings as well as in their immediate surroundings.

**Keywords:** simulation, building, energy, airflow, CFD, nodal, zonal, SPARK.